ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 1 • январь • 2017

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113

МОДЕЛИ МОНИТОРИНГА КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Д-р техн. наук **КОЗЛОВСКИЙ В.Н.**,
кандидаты техн. наук **ПАНЮКОВ Д.И.**,
АФИНОГЕНТОВА Н.В. и **ЗАЯТРОВ А.В.**
Самарский ГТУ, Поволжский ГУ Сервиса,
Тольяттинский ГУ (8482 63-71-40)

Представлены результаты разработки и реализации математических моделей анализа и прогнозирования качества новых автомобилей в период гарантийной эксплуатации.

Ключевые слова: *качество, надёжность, ремонтопригодность, моделирование, автомобиль.*

Kozlovskiy V.N., Panyukov D.I., Afinogentova N.V., Zayatrov A.V.

MODELS OF MONITORING THE QUALITY OF CARS IN OPERATION

The article presents the results of the development and implementation of mathematical models for analysis and forecasting quality of new vehicles in the maintenance period.

Keywords: *quality, reliability, maintainability, simulation, car.*

В структуре задач, связанных с организацией процесса мониторинга качества высокотехнологичной продукции на этапах жизненного цикла, вопросы разработки и реализации математического обеспечения — ключевые, поскольку от уровня их проработанности и формализации зависит эффективность процесса измерения и правильность принимаемых стратегических решений компании [2]. Однако, как показывает практика, высшее руководство корпораций зачастую не в полной мере владеет всей информацией о технико-экономических характеристиках качества продукции. В то же время на экспертном уровне уже давно нашёл признание тезис о ключевой важности показателей качества высокотехнологичной продукции и сопутствующих услуг в формировании конкурентоспособности.

Таким образом, становится понятно, что комплекс отражающих технико-экономические характеристики качества автомобилей моделей, разработанный с учётом современного состояния информационных технологий, требований международных стандартов, стратегического видения развития компании, является актуальной задачей, решение которой создаёт предпосылки для роста эффективности автопроизводителя.

Вопросы, связанные с математическим моделированием в мониторинге качества продукции на этапах жизненного цикла, не новы. Каждая компания, проектирующая собственную систему менеджмента качества, в соответствии с требованиями стандарта ИСО 9001, обязательно проходит стадию разработки методов и методик определения основных критериев, отражающих качество процессов, продукции и услуг. В то же время практика показывает, что существует определённая отраслевая специфика в решении задач по разработке моделей мониторинга качества продукции. Автомобильную промышленность, в этом плане, следует рассматривать как своего рода локомотив, определяющий развитие методов и методик для многих смежных отраслей, поскольку именно на этапе производства автомобиля, как конечного продукта, можно учесть все аспекты формирования интегральной оценки качества. При разработке моделей оценки качества автомобилей в эксплуатации необходимо учесть её многоплановость, поскольку система расчётов должна исходить из систем координат качества продукции для автопроизводителя, предприятий фирменной сервисной сети, а также конечных

потребителей. Наиболее понятными для перечисленных участников процесса количественными критериями оценки качества продукции будут показатели, отражающие уровень дефектности, и затраты на обеспечение эксплуатационной эффективности транспортного средства [1]. В условиях массового производства автомобилей данные показатели и их различные интерпретации служат основой организации процесса мониторинга.

Цель работы — разработка моделей расчёта основных показателей для организации процесса мониторинга качества автомобилей в период гарантийной эксплуатации с учётом массовости производственного процесса. Внесём основные обозначения объектов анализа: автомобиль (все модели в целом) — A; модель — M_i; модификация — m_i; группа — RS_i; подгруппа — RP_i; узел — RY_i; деталь — RD_i; дефект — D_i; подразделение-виновник — W_i; предприятие сервисно-сбытовой сети — Y_i; объём выпуска по объектам "Автомобиль", "Модель", "Модификация" — V; количество зарекламированных объектов "Автомобиль", "Модель", "Модификация" — R; трудоёмкость устранения дефектов — T; величина спектра дефектов — Sp. Расчётные модели для определения показателей качества в рамках разрабатываемой комплексной методологии приведены в табл. 1. Так, число дефектов выражено формулой 1, затраты в целом, а также на запасные части, услуги и материалы — формулами 2, средние затраты на один выпущенный автомобиль — соответственно формулами 3, средние затраты на один зарекламированный автомобиль — формулами 4, средняя дефектность одного выпущенного автомобиля — формулой 5, средняя дефектность одного зарекламированного автомобиля — формулой 6, средняя трудоёмкость устранения одного дефекта — формулой 7, рекламируемость — формулой 8.

Комплексная методология расчёта показателей качества включает в себя такой критерий оценки, как величина спектра дефектов Sp, которая вычисляется по выборке из архива электронной базы данных дефектов (без учёта повторяющихся дефектов) [2].

Динамика показателей качества анализируется с помощью временных рядов, построенных по датам выпуска автомобилей. Временной ряд представляет собой последовательность значений показателей качества, расположенных по датам выпуска. Анализ временного ряда осуществляется с помощью построения линии тренда и оценки её параметров.

Связь между значениями величин x и y для некоторой совокупности моделируется линейной зависимостью $y = \alpha + \beta x$. Наличие случайных отклонений, вызванных воздействием на переменную y множества других, неучтённых в нашем уравнении, факторов и ошибок измерения, приводит к тому, что связь наблюдаемых величин x_i и y_i приобретёт вид $y = \alpha + \beta x_i + \varepsilon_i$. Здесь ε_i — случайные ошибки (отклонения, возмущения). Задача состоит в том, чтобы по имеющимся данным наблюдений $\{x_i\}$ и $\{y_i\}$ определить оценки коэффициентов α и β.

По точкам наблюдения всегда можно построить прямую $y = \alpha + \beta x$, которая является "ближайшей" к точкам наблюдений. Критерием близости обычно служит минимум суммы квадратов разностей наблюдений зависимой переменной y_i и теоретических значений, рассчитанных по уравнению прямой $\alpha + \beta x_i + \varepsilon_i$ (формула 9). Минимизация Q выполняется методом наименьших квадратов. В уравнении линии тренда значимость оценённого коэффициента b проверяется с помощью анализа его отношения к своему стандартному отклонению — формула 10. Величина S_b в случае выполнения исходных предпосылок модели имеет t-распределение Стьюдента с $(n - 2)$ степенями свободы (n — число наблюдений) — формула 11.

При оценке коэффициента b используется следующее правило. Если стандартная ошибка S_b коэффициента b больше его модуля ($|t| < 1$), то он не может быть признан значимым. Если S_b меньше модуля коэффициента, но больше его половины ($1 < |t| < 2$), то оценка может рассматриваться как достаточно значимая. Значение $|t|$ от 2 до 3 свидетельствует о весьма значимой связи, при $|t| > 3$ есть практически достоверное свидетельство связи. Дисперсия свободного члена уравнения регрессии выражается формулой 12. Оценка статистической значимости коэффициента a осуществляется аналогично оценке коэффициента b с использованием t-распределения Стьюдента.

Для анализа общего качества полученного уравнения линии тренда используется коэффициент детерминации R^2. Он является мерой, позволяющей определить, в какой степени найденная прямая лучше объясняет поведение зависимой переменной y, чем просто горизонтальная прямая $y = \bar{y}$. Если существует статистически значимая линейная связь, то коэффициент R^2 близок к единице. Коэффициент детерминации рассчитывается по формуле 13. Для определения статистической значимости коэффициента детерминации R^2 проверяется гипотеза о равенстве нулю коэффициента b уравнения регрессии (нулевая гипотеза).

Необходимая F-статистика рассчитывается по формуле 14. По таблицам для распределения Фишера находится критическое значение $F_{кр}$,

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$D = \sum_{i=1}^{n} D_i$	D — число дефектов
2	$Z = \sum_{i=1}^{n} Z_i$; $ZY = \sum_{i=1}^{n} ZY_i$; $ZZ = \sum_{i=1}^{n} ZZ_i$; $ZM = \sum_{i=1}^{n} ZM_i$	Z — затраты в целом; ZZ — затраты на запасные части; ZY — затраты на услуги; ZM — затраты на материалы
3	$Z^V = \frac{\sum_{i=1}^{n} Z_i}{V}$; $ZY^V = \frac{\sum_{i=1}^{n} ZY_i}{V}$; $ZZ^V = \frac{\sum_{i=1}^{n} ZZ_i}{V}$; $ZM^V = \frac{\sum_{i=1}^{n} ZM_i}{V}$	Средние затраты на один выпущенный автомобиль: Z^V — общие; ZY^V — на услуги; ZZ^V — на запасные части; ZM^V — на материалы
4	$Z^R = \frac{\sum_{i=1}^{n} Z_i}{R}$; $ZY^R = \frac{\sum_{i=1}^{n} ZY_i}{R}$; $ZZ^R = \frac{\sum_{i=1}^{n} ZZ_i}{R}$; $ZM^R = \frac{\sum_{i=1}^{n} ZM_i}{R}$	Средние затраты на один зарекламированный автомобиль: Z^R — общие; ZY^R — на услуги; ZZ^R — на запасные части; ZM^R — на материалы
5	$\overline{D}^V = \frac{\sum_{i=1}^{n} D_i}{V}$	Средняя дефектность одного выпущенного автомобиля
6	$\overline{D}^R = \frac{\sum_{i=1}^{n} D_i}{R}$	Средняя дефектность одного зарекламированного автомобиля
7	$\overline{T} = \frac{\sum_{i=1}^{n} T_i}{\sum_{i=1}^{n} D_i}$	Средняя трудоёмкость устранения одного дефекта
8	$R^V = R/V$	Рекламируемость
9	$Q = \sum_i e_i^2 = \sum_i (y_i - (a + bx_i))^2 \to \min$	—
10	$S_b = \sqrt{D(b)}$	$D(b) = \frac{S^2}{\sum_i (x_i - \overline{x})^2}$, $S^2 = \frac{\sum_i e_i^2}{n-2}$, $e_i = y_i - a - bx_i$
11	$t = \frac{b}{\sqrt{D(b)}} = \frac{b}{S_b}$	—
12	$D(a) = D(b)\frac{\sum_i x_i^2}{n}$	—
13	$R^2 = 1 - \frac{\sum_i e_i^2}{\sum_i (y_i - \overline{y})^2}$	—
14	$F = \frac{R^2(n-2)}{1-R^2}$	—
15	$P_t^A = A_t/A_T$; $P_t^D = D_t/D_T$	—
16	$k_t^D = P_t^A / P_t^D$	—
17	$\overline{D}_{\text{прив}} = k_1^D\,\overline{D}$	$\overline{D}$ и $\overline{D}_{\text{прив}}$ — реальные (неполные) и приведенные значения средней дефектности одного зарекламированного автомобиля
18	$y = ax + b + C\sin\left(\frac{2\pi}{12}x + d\right)$	—
19	$z_i^{\text{отн}} = Z_i^{\text{отн}} / K_i^{\text{отн}}$	—
20	$Z_i^{\text{пл}1p} = z_i^{\text{отн}}\,K_i^{\text{пл}}$	—
21	$k_{\text{инф}} = \frac{\sum_{i=1}^{m} Z_i^{\text{пл}1p}}{\sum_{i=1}^{m} Z_i^{\text{пл}1}}$	$Z_i^{\text{отн}2p} = Z_i^{\text{отн}2}\,k_{\text{инф}}$
22	$\sum Z_i^{\text{пл}}p = \sum_{i=1}^{m} Z_i^{\text{пл}1p} + \sum_{i=m+1}^{k} Z_i^{\text{пл}2p}$	—
23	$K_{\text{прив}} = \frac{\sum Z_i^{\text{пл}}p}{\sum Z_i^{\text{пл}}}$	—

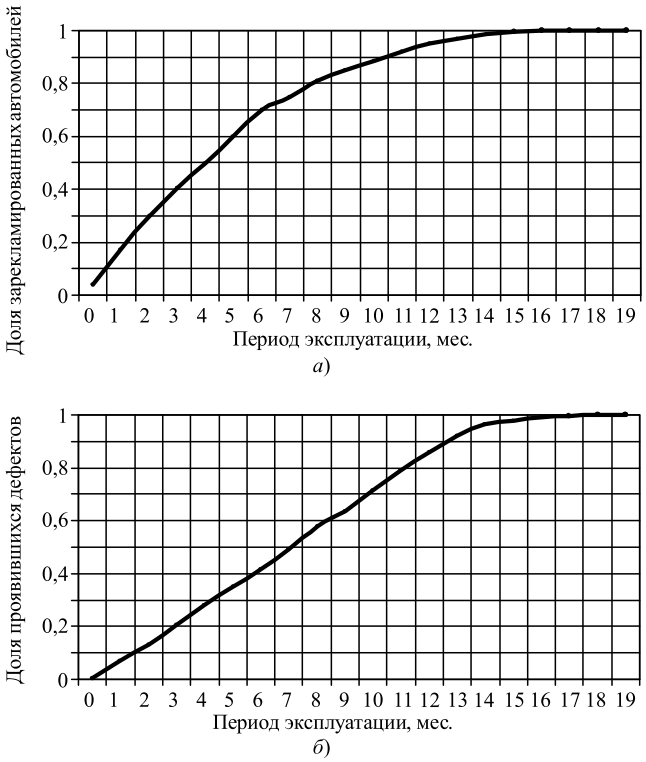


Рис. 1. Распределение зарекламированных автомобилей (а) и проявившихся дефектов (б)

если $F > F_{кр}$, то нулевая гипотеза отвергается (соответственно отвергается то, что уравнение регрессии должно иметь вид $y = \bar{y}$).

Приведение показателей качества. В силу того, что в гарантийной эксплуатации всегда присутствуют автомобили с незавершённым сроком гарантийной эксплуатации, значение количества дефектов на этих автомобилях оказывается неполным. Кроме того, на некоторых автомобилях дефекты просто не успевают проявиться. В связи с этим сначала решается задача приведения показателей качества автомобилей. Она состоит в том, чтобы предсказать будущие значения показателей качества по имеющимся неполным данным. Ниже излагается методика приведения на примере средней дефектности зарекламированного автомобиля.

1. По информации об автомобилях шести последних месяцев выпуска, которые на момент анализа завершили гарантийную эксплуатацию, рассчитываются показатели с разбивкой по сроку гарантийной эксплуатации (за один месяц, за два месяца, за три и т.д.): $A_t(A_T)$ — количество зарекламированных автомобилей/моделей/модификаций за t месяцев гарантийной эксплуатации (за полный срок гарантийной эксплуатации); $D_t(D_T)$ — количество дефектов на автомобилях/моделях/модификациях за t месяцев гарантийной эксплуатации (за полный срок гарантийной эксплуатации).

2. Рассчитываются по формуле 15 доли показателей для каждого срока гарантийной эксплуатации t.

3. Определяется (по формуле 16) коэффициент приведения показателя также для каждого срока гарантийной эксплуатации t.

4. Для получения приведённых значений средней дефектности фактические (неполные) значения средней дефектности умножаются на соответствующие коэффициенты приведения.

В качестве примера рассмотрим приведение средней дефектности легковых автомобилей одной из ведущих марок на момент анализа — июнь 2015 года. Для этого рассмотрим информацию по автомобилям, выпущенным с января по июнь 2013, так как они считаются завершившими период гарантийной эксплуатации на момент анализа.

По базе данных актов гарантийной эксплуатации для автомобилей этого периода выпуска рассчитаем количество зарекламированных автомобилей A_t и дефектов D_t и по различным срокам эксплуатации ($t = 0, 1, ..., T$). Полученные данные приведены в табл. 2.

Вычислим доли зарекламированных автомобилей (рис. 1, *а*) и проявившихся дефектов (рис. 1, *б*) в зависимости от периода эксплуатации по формулам 15 соответственно (см. таблицу 2). Например, доли зарекламированных автомобилей равны:

$$P_0^A = \frac{202}{5755} = 0{,}04, \quad P_1^A = \frac{963}{5755} = 0{,}17, \ ...$$

$$P_T^A = \frac{5755}{5755} = 1,$$

а доли количества проявившихся дефектов равны:

$$P_0^D = \frac{371}{34\ 811} = 0{,}01, \quad P_1^D = \frac{2229}{34\ 881} = 0{,}06, \ ...$$

$$P_T^D = \frac{34\ 881}{34\ 881} = 1.$$

Коэффициенты приведения, полученные по формуле 16 (см. табл. 1), приведены на рис. 2. Для получения приведённых значений показателя реальные значения средней дефектности умножа-

Таблица 2

t	0	1	2	...	T
A_t	202	963	1738	...	5755
D_t	371	2 229	4706	...	34 811
P_t^A	0,04	0,17	0,31	...	1
P_t^D	0,01	0,07	0,14	...	1
k_t^D	3,29	2,61	2,23	...	1

Рис. 2. Коэффициенты приведения средней дефектности

Рис. 3. Приведение средней дефектности

ются на соответствующие коэффициенты приведения. Например, для автомобиля выпуска мая 2015 года на момент анализа прошёл 1 месяц гарантийной эксплуатации. Следовательно, для приведения их средней дефектности используется формула 17. Реальные (неполные) значения и полученные приведённые значения средней дефектности одного зарекламированного автомобиля для остальных месяцев выпуска представлены на рис. 3.

Прогнозирование показателей качества выполняется по формуле 18. Параметры a и b находятся по методу наименьших квадратов (форула 9). Для вычисления C и d используется процедура, основанная на методе наименьших квадратов в сочетании с методом Ньютона.

Приведение затрат базового (планового) периода к ценам отчётного периода с целью исключения фактора инфляции.

Введём следующие обозначения: $Z_i^{\text{отн}}$ — реальные затраты по i-му дефекту в отчётном периоде; $K_i^{\text{отн}}$ — количество дефектов по i-му дефекту в отчётном периоде; $Z_i^{\text{пл}}$ — затраты по i-му дефекту в отчётном периоде; $K_i^{\text{пл}}$ — количество дефектов по i-му дефекту в отчётном периоде; $Z_i^{\text{пл}1}$ — реальные затраты по i-му дефекту, который был как в плановом, так и в отчётном периодах; $Z_i^{\text{пл}2}$ — реальные затраты по i-му дефекту, который был только в базовом (плановом) периоде; $Z_i^{\text{пл}1p}$ — приведенные затраты по i-му дефекту, который был как в плановом, так и в отчётном периодах; $Z_i^{\text{отн}2p}$ — приведённые затраты по i-му дефекту, который был только в отчетном периоде; $\Sigma Z_i^{\text{пл}}\, p$ — приведенные затраты базового (планового) периода.

Алгоритм расчёта (приведения) — следующий.

1. Для каждого наименования дефекта (i), который был в отчётном периоде, находим среднюю стоимость его устранения по формуле 19.

2. Приводим затраты базового (планового) периода по (m) дефектам, которые были как в плановом, так и в отчётном периодах, по формуле 20.

3. Для пересчёта затрат по остальным (k) дефектам, отмеченным только в базовом (плановом) периоде, используем коэффициент инфляции ($k_{\text{инф}}$), рассчитываемый по дефектам, которые были как в плановом, так и в отчётном периодах — формула 21.

4. Приведённые затраты базового (планового) периода вычисляются по формуле 22.

5. Окончательный коэффициент приведения цен (инфляции) — по формуле 23.

Таким образом, в результате работы разработаны математические модели, позволяющие проводить анализ и прогнозирование качество новых автомобилей в период гарантийной эксплуатации. Отличительной особенностью представленной разработки является её практикоориентированность под отраслевые запросы автомобилестроения как массового производственного сектора экономики. Дальнейшая работа в направлении развития предложенных моделей является их автоматизация в рамках корпоративных информационных систем промышленных предприятий с интеграцией алгоритмов расчёта показателей качества в существующую структуру оценки качества продукции.

Литература

1. Годлевский В.Е., Плотников А.Н., Юнак Г.Л. Применение статистических методов в автомобилестроении / Под ред. Васильчука А.В. — Самара: ГП "Перспектива", 2003. — 196 с.
2. Годлевский В.Е., Юнак Г.Л. Менеджмент качества в автомобилестроении: монография / Под ред. Васильчука А.В. — Самара: ООО "Офорт"; ЗАО "Академический инжиниринговый центр", 2005. — 628 с.
3. Кокотов А.В. Совершенствование системы оценивания качества автомобиля на основных этапах его жизненного цикла. Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.23. — Тольятти, 2002. — 185 с.

В Блоке развития ПАО "КамАЗ" подведены итоги деятельности в области модернизации действующего модельного ряда в текущем году. В ответ на отмеченный спрос, по заданию Блока продаж и сервиса, за три квартала текущего года разработано 88 новых комплектаций автомобилей и шасси. Среди них — самосвал КамАЗ-6540 на прямых лонжеронах, шасси КамАЗ-6540 с увеличенными осевыми нагрузками, бортовой автомобиль КамАЗ-43266 (4×4) с двускатной ошиновкой и др.

Кроме того, разработана конструкторская документация для изготовления опытного образца седельного тягача КамАЗ типа 6×6. Завершены опытно-конструкторские работы по созданию шасси КамАЗ-43502 и 53605 с двигателями уровня "Евро-6", продолжены опытные работы по созданию КамАЗ-6520 и КамАЗ-65111 для поставки на экспорт.

В рамках работы над перспективным семейством автобусных шасси и электробусов разработан новый облик семейства автобусов и электробусов НефАЗ. В третьем квартале было утверждено единое стилевое решение дизайна нового семейства автобусов НефАЗ большого класса. Изготовлен электробус, который в октябре был представлен на выставке "БасВорлд-2016" и в итоге отмечен призом "Лучший отечественный автобус выставки — электробус КамАЗ-6282". В планах — до конца года изготовить ещё один электробус большого класса КамАЗ-6282 и троллейбус с автономным ходом, а также подготовить переход на новый облик всей линейки.

Кроме того, близятся к завершению предварительные испытания автобусов малого класса "Бравис" на шасси КамАЗ-3297 с газовым двигателем "Вейчай" и дизелем "Камминз", соответствующими экологическому классу "Евро-5".

В третьем квартале были получены европейские Одобрения типа транспортных средств на тяжёлый модельный ряд автомобилей. Работа в этом направлении проведена согласно планам компании по расширению рынков сбыта, в частности, по усилению экспортного направления. С получением сертификатов автомобили КамАЗ-6520, КамАЗ-65201, КамАЗ-65208 могут быть реализованы в 28 странах Европы. До конца 2016 года предстоит завершить сертификационные работы по автомобилям КамАЗ-6580, КамАЗ-65801, КамАЗ-65802 и получить ОТТС.

* * *

На Кузнечном заводе КамАЗа продолжается модернизация производства в рамках реинжиниринга. Программа возникла не случайно. Появляются новые марки стали, требующие новой термической обработки, новые виды штамповки; меняются запросы потребителей, включая сторонних заказчиков, которые без модернизации выполнить невозможно. За последние три-четыре года здесь пересмотрели свой подход к самому этому понятию. Работа ведётся по нескольким направлениям. Первое — коленчатый вал. В России нет другой компании, которая может предложить такую номенклатуру поковок весом от 11 до 100 кг. Завод производит семь видов, на подходе — ещё минимум три. Следующая тема — штамповка цельнокованого поршня для грузовых дизелей класса "Евро-5" и выше. Пока такие поршни закупаются по импорту. Но с целью сократить издержки, есть планы изготовлять поршень самостоятельно, обрабатывать на СП "Федерал Могул" и даже выйти с ним на зарубежный рынок. Что касается прецизионной штамповки шестерен с готовым зубом без его последующей обработки, то это интересно не только КамАЗу: в России такой технологией пока не владеет никто. Также продолжается проект по замене машинных преобразователей на тиристорные по нагреву металла на штамповку.

* * *

Одна из самых крупных пассажирских компаний на Северо-Западе России — ООО "ПТК", располагающая парком из 300 автобусов с механической трансмиссией, приобрела в 2012 и 2013 гг. четыре автобуса ПАЗ 3204 с автоматическими коробками передач "Аллисон" с целью сравнительной оценки расходов на эксплуатацию. Разница оказалась весьма значительной: расходы на обслуживание автобуса с автоматической коробкой передач оказались на 30 % ниже — 0,13 р./км против 0,34. Причём с ростом пробега разница увеличивается с 0,21 до 0,28 р./км.

При аналогичных условиях эксплуатации автобусам с механическими трансмиссиями требуется ремонт коробок (чаще всего замена синхронизаторов 3-й и реже 2-й передач), пневмогидропривода сцепления (замена или ремонт пневмогидроусилителя и главного цилиндра сцепления, ремонт педального узла), замена деталей сцепления (нажимного диска, ведомого диска, выжимного подшипника и опорного подшипника первичного вала в маховике). Для замены сцепления требуется 2,5 часа, соответственно время простоя автобуса увеличивается.

Автобусы с автоматическими коробками передач не нуждаются в ремонте сцепления, так как его попросту нет. В самих автоматических коробках гидротрансформатор подвержен крайне незначительному износу. А значит, для поддержания постоянно высокой производительности требуются лишь периодические замены жидкости и фильтров.

Помимо преимуществ, которые можно измерить, автоматические трансмиссии обеспечивают дополнительный комфорт и безопасность водителя и пассажиров. Водители парка ПТК, работающие на новых четырёх автобусах ПАЗ 3204, отмечают простоту управления и плавность хода, которая достигается за счёт использования технологии "*Continuous Power Technology*". Она обеспечивает более плавное и незаметное переключение передач без разрыва потока мощности, а также уверенное ускорение. Каждая передача включается в нужный момент, что позволяет водителям полностью контролировать технику и обеспечивает её максимальную производительность.

* * *

Очередной Международный грузовой автосалон "Комтранс" пройдёт 4—9 сентября 2017 г. в выставочном центре "Крокус Экспо". Организаторы выставки — "ITEMF Экспо" и Некоммерческое Партнерство "Объединение Автопроизводителей России"). Мероприятие проводится при поддержке Международной организации автопроизводителей (OICA), Министерства промышленности и торговли Российской Федерации и Ассоциации Европейского Бизнеса.

Выставка включена в официальный календарь Международной организации автопроизводителей и с 2011 года проводится один раз в два года по нечётным годам, чередуясь с IAA в анновере. Она предоставляет возможность ведущим мировым и отечественным производителям коммерческого транспорта представить свои достижения на крупнейшей выставочной площадке в Восточной Европе. Согласно исследованию посетителей "Комтранса-2015", 51 % среди них составляли лица, принимающие решения в компании.

Ожидаемое в 2017 г. число посетителей грузового автосалона — более 17 200 специалистов автотранспортной отрасли. Организаторы планируют общую площадь экспозиции — свыше 43 000 м^2, а также участие более 220 компаний — производителей грузовиков и фургонов, автобусов и минивэнов, прицепов и полуприцепов, вездеходов и внедорожников, коммунальной автотехники, спецавтотехники, а также систем поддержки и обслуживания, комплектующих и запасных частей, шин, смазочных материалов, инструмента и ремонтного оборудования, которые представят свою продукцию широкому кругу специалистов и экспертов отрасли коммерческого транспорта. Среди экспонентов свои достижения представят ведущие компании отрасли, такие как: КамАЗ, Группа ГАЗ, "Вольво Тракс", "Мерседес-Бенц Рус", МАН, ДАФ, МАЗ, "Исудзу рус", "Новтрак" и многие другие.

Церемония открытия выставки состоится 5 сентября. В церемонии примут участие представители: Министерства транспорта РФ, Министерства промышленной торговли РФ, Государственной Думы РФ, НП ОАР, АЕБ. В рамках выставки будет организована широкая деловая программа, которая охватит разные форматы мероприятий: конференции, практические семинары, круглые столы. Участие в ней предоставит возможность специалистам и экспертам в области индустрии коммерческого транспорта, а также представителям государственных органов власти обсудить актуальные вопросы, выразить свою точку зрения, а также стать участником профессионального бизнес-сообщества. К участию в деловых мероприятиях будут приглашены как профессиональные ассоциации (OICA, OAP, АЕБ, PAC, Союз машиностроителей России), так и государственные структуры (Минпромторг, Минтранс, Комитет по транспорту Госдумы РФ). Проекты и предварительное расписание мероприятий будут опубликованы на официальном сайте выставки www.comtransexpo.ru в марте 2017 года.

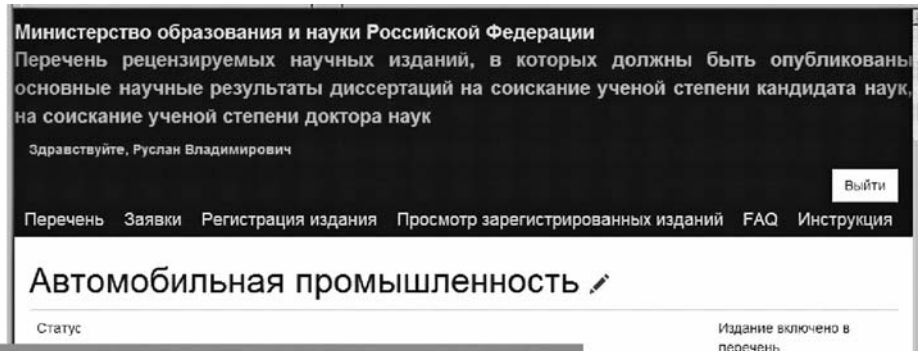
17-я ежегодная церемония награждения победителей конкурса "Лучший коммерческий автомобиль года в России" состоится 4 сентября 2017 г. Задача конкурса — выявить лидеров в нескольких номинациях по таким критериям, как "заслуги" транспортного средства в повышении эффективности коммерческих перевозок, его техническое совершенство, обеспеченность сервисом, экономическая выгода приобретения и эксплуатации. За право стать призёром конкурса "Лучший коммерческий автомобиль года в России" ежегодно борются ведущие мировые и отечественные производители грузовиков, автобусов, фургонов, официально продаваемых и эксплуатирующихся на территории РФ. Жюри конкурса состоит из авторитетных журналистов специализированных российских изданий, освещающих автотранспортную тематику.

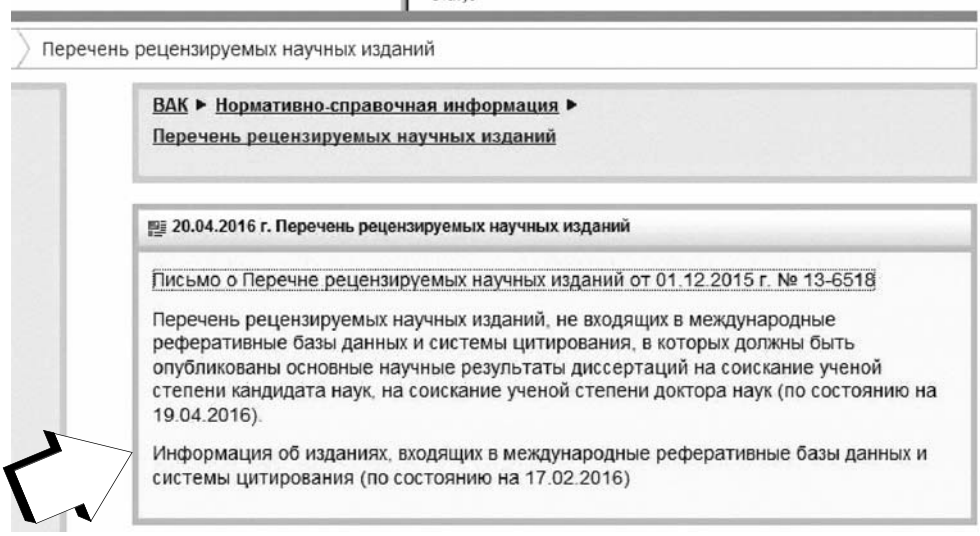
Уважаемые авторы и читатели!

Редакция и редакционная коллегия сообщают: научно-технический журнал "АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ" успешно прошёл аккредитацию в ВАК для публикации работ соискателей учёных степеней.

(См. *http://vak.ed.gov.ru/87*, третья ссылка в окне "*Перечень рецензируемых научных изданий*".)

Напоминаем:
статьи для публикации следует подавать в редакцию заблаговременно!
Адрес электронной почты — *avtoprom-atd@mail.ru*
С правилами оформления материалов можно ознакомиться на сайте *mashin.ru*





УДК 621.436.01

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ТОКСИЧНОСТИ ВЫБРОСОВ ДИЗЕЛЯ, РЕГУЛИРУЕМОГО ИЗМЕНЕНИЕМ РАБОЧЕГО ОБЪЁМА НА РЕЖИМАХ МАЛЫХ НАГРУЗОК[1]

Д-р техн. наук **ПАТРАХАЛЬЦЕВ Н.Н.**,
канд. техн. наук **ОЩЕПКОВ П.П.**, **БЕХДЖУЙАН ХОССЕЙН**
РУДН (8-915-278-54-06)

Приводятся результаты расчётно-экспериментального исследования возможностей повышения экономических и экологических показателей работы автомобильного дизеля в условиях малых нагрузок и холостых ходов.

Ключевые слова: *дизель, режимы малых нагрузок, экономичность, экологичность режимов малых нагрузок, отключение цилиндров или циклов, изменение, регулирование рабочего объёма двигателя.*

Patrakhaltsev N.N., Oschepkov P.P., Behjouyan Hosseyn (Iran)

THE ESTIMATION OF INDICES OF ECONOMY AND TOXICITY OF ESCAPE GASES OF DIESEL WITH VARIABLE DISPLACEMENT ON LOW LOAD REGIMES

There presented some opportunities in arising of economy and decreasing of toxicity of vehicular engines in conditions of exploitation, which for long time are working on low loads and idle.

Key words: *diesel, regimes of low loads, fuel economy, toxicity, smoky of escape gases.*

Для анализа выбросов токсичных компонентов отработавших газов авторы использовали универсальные характеристики, перестроенные в координаты удельной работы. При этом расчёты показателей токсичности выполнялись по формулам № 5, 6 и 7, взятым из работы [3]. При этом получены результаты, зафиксированные на рис. 4—10. И сводятся они к следующему.

Расчёты показали, что при движении автомобиля на четвёртой передаче и работе дизеля на четырёх, трёх, двух активных цилиндрах концентрация оксидов азота в отработавших газах существенно изменяется: отключение цилиндров, а следовательно, повышение их удельной работы заметно повышает её. Например, если полноразмерный дизель работал с малой M_e = ~24 Н·м при n = 2000 мин$^{-1}$ нагрузкой и выполняемая им удельная работа составляла 100 Дж/дм^3, то C_{NOx} = = ~103 млн$^{-1}$. При отключении же двух цилиндров на том же нагрузочном режиме она возрастает до 200 Дж/дм^3, т. е. вдвое, поэтому C_{NOx} повышается до 160 млн$^{-1}$, т. е. на 35 %. Однако отработавшие газы активных цилиндров смешиваются с воздухом отключённых цилиндров, так что в итоге концентрация оксидов азота всего двигателя не возрастает, а снижается (рис. 4). Поэтому уменьшаются и часовые массовые выбросы этих оксидов (рис. 5). Например, при z = 2 в диапазоне n = 1000—3000 мин$^{-1}$ это по сравнению с выбросами полноразмерного дизеля составляет ~22 %, а при z = 3 и n = 3000—4500 мин$^{-1}$ — 10—20 %. В результате меньше становятся удельные выбро-

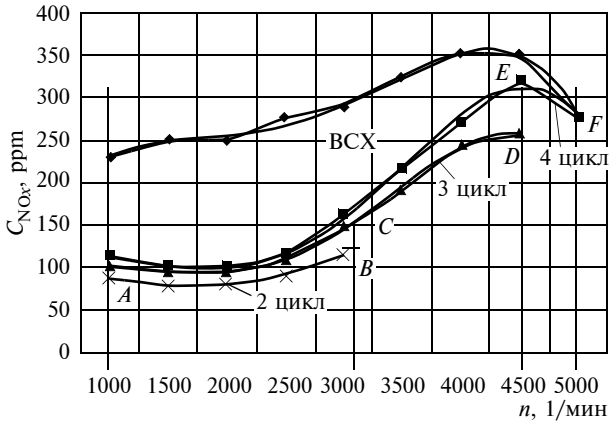


Рис. 4. Характеристики изменения концентрации оксидов азота в отработавших газах дизеля при движении на четвёртой передаче по характеристике нагружения $M_c = f(n)$ при разном числе активных цилиндров (z = 4, 3, 2) и для сравнения — при работе по внешней скоростной характеристике

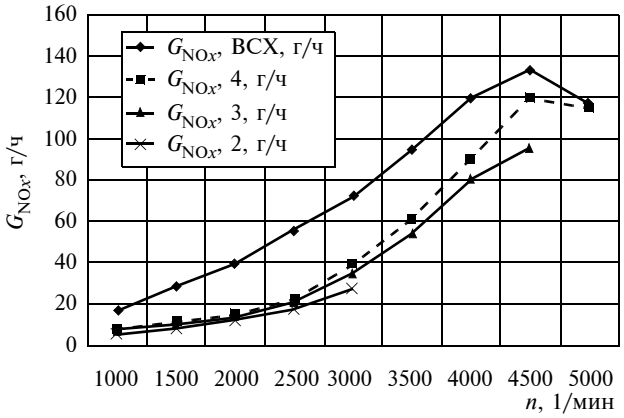


Рис. 5. Изменение массового выброса оксидов азота при работе дизеля по внешней скоростной характеристике и по заданной выше характеристике нагружения при изменении числа активных цилиндров: z = 4, 3, 2

[1] Продолжение. Начало — см. "АП", 2016, № 12.

сы оксидов (рис. 6). Таким образом, при движении автомобиля на четвёртой передаче удельные выбросы оксидов азота могут быть снижены, для этого нужно последовательно переводить дизель на работу при $z = 2$ и $z = 3$.

Второй оцениваемый авторами показатель токсичности дизеля — абсолютный часовой выброс сажи (G_c). Причём с точки зрения психологического воздействия на человека очень важен и показатель концентрации сажи в общем объёме отработавших газов (их дымность). И авторы установили (рис. 7), что она у дизеля, регулируемого изменением рабочего объёма, для случаев $z = 3$, 2 будет ниже, чем для отдельно взятых активных цилиндров, поскольку их отработавшие газы разбавлены воздухом из отключённых цилиндров. При этом часовые массовые выбросы сажи при любом варианте дизеля существенно зависят от нагрузки и применяемого регулирования и в условиях равномерного движения автомобиля на четвёртой передаче изменяются от ~1 г/ч при 1000 мин$^{-1}$ до 22 г/ч при 5000 мин$^{-1}$. Но на трёх цилиндрах наиболее целесообразно работать до 4000 мин$^{-1}$, а на двух — не выше 3000 мин$^{-1}$. На режимах же вблизи номинальной частоты вращения коленчатого вала надо включать все четыре цилиндра, так как отключение даже одного их них ведёт к росту выбросов сажи. Работа же по алгоритму $2z$—$3z$—$4z$ при равновероятности реализации режимов работы по характеристике $M_c = f(n)$ обеспечивает снижение выброса сажи по сравнению с реализацией тех же режимов полноразмерным двигателем на ~10 %. Это хорошо видно из рис. 8.

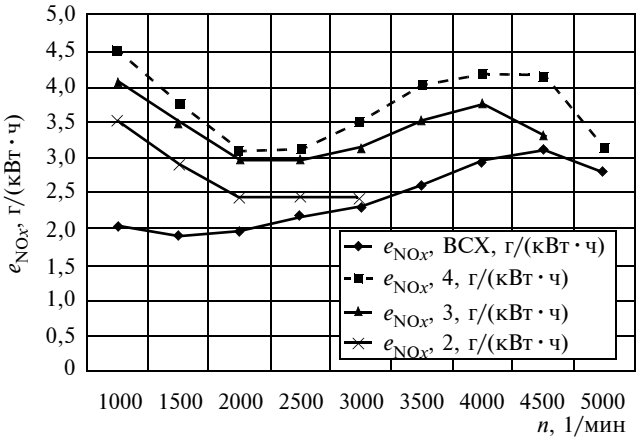


Рис. 6. Удельные выбросы оксидов азота на разных режимах и при разных регулировках дизеля: работа по внешней скоростной характеристике, работа на четырёх, трёх и двух цилиндрах

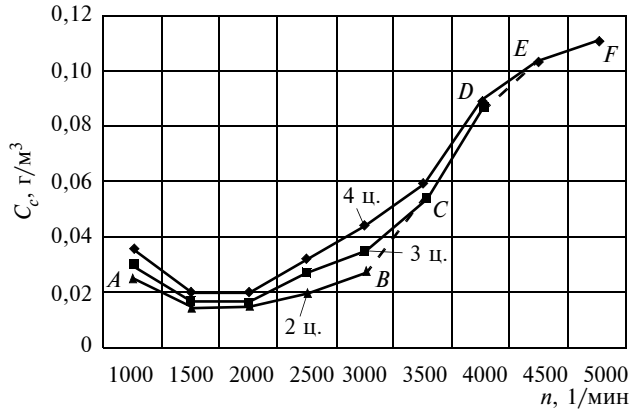


Рис. 7. Изменение концентрации сажи в отработавших газах всего дизеля, работающего по заданной выше характеристике изменения M_c, при количестве активных цилиндров z = 4 ц., 3 ц., 2 ц.

№ формулы	Формула	Примечание
1	$L_{полн} = 500 p_e i V_h$ $L_{уд} = 500 p_e$	p_e — среднее эффективное давление; V_h — рабочий объём цилиндра; i и z — полное число цилиндров двигателя и число активных цилиндров при отключении части
2	$L_{уд} = 500 p_e i V_h/(z V_h)$	
3	$L_{уд} = 2\pi M_e$	M_e — эффективный крутящий момент
4	$\Delta g_e = ((g_{e.i} - g_{e.z})/g_{e.i})100$ %	$g_{e.i}$ и $g_{e.z}$ — соответственно удельные эффективные расходы топлива дизелем полноразмерным и с числом активных цилиндров z
5	$G_{NO_x} = 0{,}001587\, G_{NO_x} G_{ОГ}$ $e_{NO_x} = G_{NO_x}/N_e$	G_{NO_x} — часовые выбросы оксидов азота; e_{NO_x} — удельные выбросы оксидов азота
6	$G_{CO} = 0{,}000966 C_{CO} G_{ОГ}$ $e_{CO} = G_{CO}/N_e$	G_{CO} — часовые выбросы оксидов углерода; e_{CO} — удельные выбросы оксидов углерода
7	$G_{CH} = 0{,}000478 C_{CH} G_{ОГ}$ $e_{CH} = G_{CH}/N_e$	G_{CH} — часовые выбросы углеводородов; e_{CH} — удельные выбросы углеводородов
8	$G_т = g_e N_e 10^{-3}$, кг/ч	$G_т$ — часовой расход топлива
9	$G_{ОГ} = G_в + G_т = i V_h \eta_v \rho_в n \cdot 10^{-3} 30 + G_т$, кг/ч	$G_в$ — часовой расход воздуха; η_v и $\rho_в$ — коэффициент наполнения и плотность воздуха

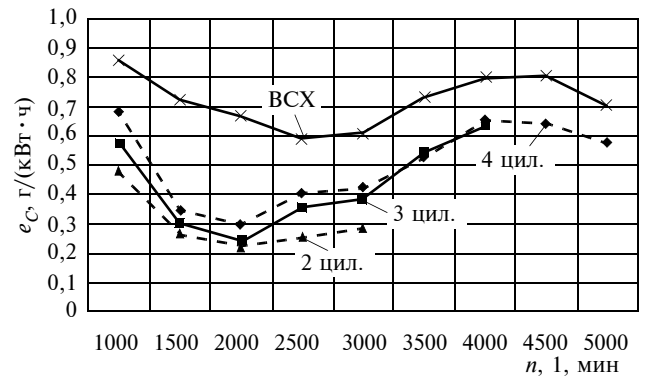


Рис. 8. Изменение удельных выбросов сажи при регулировании дизеля отключением цилиндров: 4 цил., 3 цил., 2 цил. — число активных цилиндров при реализации одних и тех же режимов характеристики $M_c = f(n)$; внешняя скоростная характеристика — для сравнения

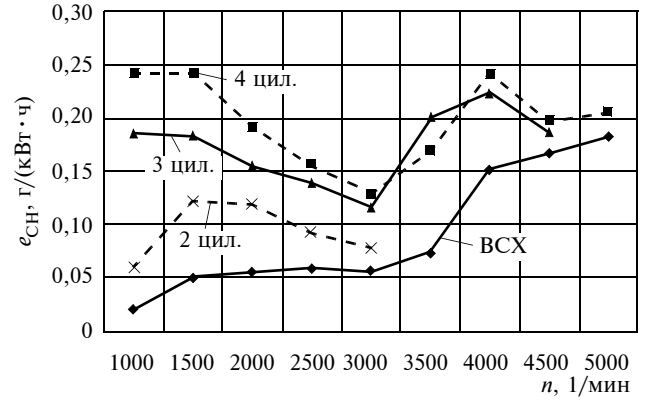


Рис. 9. Изменение концентрации углеводородов в отработавших газах всего дизеля при его работе по внешней скоростной характеристике или по характеристике нагружения, во втором случае — с числом активных цилиндров — 4, 3 и 2

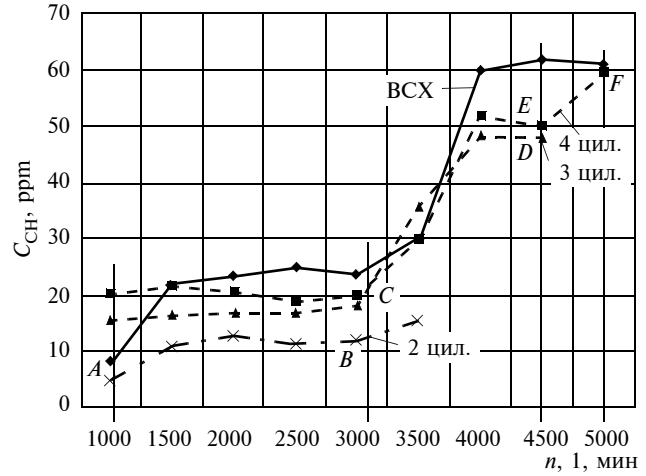


Рис. 10. Изменение удельных выбросов несгоревших углеводородов при работе полноразмерного дизеля ($z = 4$) по внешней скоростной характеристике и по характеристике нагружения ($M_c = f(n)$), а также при работе по этой же характеристике дизеля с двумя или тремя активными цилиндрами

Отключение цилиндров рассматриваемого дизеля, если учесть разбавление отработавших газов воздухом деактивированных цилиндров, при реализации тех же режимов нагружения всегда снижает концентрации монооксидов углерода в его отработавших газах. Причём при переходе на три цилиндра это снижение составляет ~35 %, а при переходе на работу последовательно на два и три цилиндрах — до 83 %. Так что здесь никаких "колебаний" мнений быть не может: отключение цилиндров с этой точки зрения целесообразно.

Концентрации углеводородов в отработавших газах дизеля тоже существенно зависят от числа активных цилиндров, но характер этой зависимости неоднозначный, т. е. на одних режимах эта концентрация несколько снижается, а на других — наоборот, возрастает (рис. 9). Правда, алгоритмы регулирования рабочего объёма можно выбрать такие, при реализации которых снизятся часовые выбросы несгоревших углеводородов на ~7,5 %. На рис. 10, например, показано, что при работе на трёх цилиндрах удельные выбросы этого компонента отработавших газов уменьшаются на 9 %, а при работе на двух цилиндрах и $n = 1000$—3000 мин$^{-1}$ — даже на 40 %. Однако дальнейший переход на работу на трёх цилиндрах практически не даёт выигрыша в концентрации *CH*. Что касается массового часового выброса $G_{ог}$ отработавших газов, то его при любом варианте работы дизеля даёт формула № 9.

В целом по дизелю "Фольксваген Гольф" можно отметить следующее. Благодаря его регулированию изменением рабочего объёма при равновероятности реализуемых режимов движения автомобиля на четвёртой передаче экономия топлива во всём диапазоне частот вращения коленчатого вала составляет ~8,7 %, выброс сажи снижается на 10 %, выбросы оксидов азота — на ~8,9 %, несгоревших углеводородов — на ~7,5 % и монооксидов углерода — на ~6,6 %. То есть они недостаточно велики. Причина тому одна: дизель не может работать с отключением хотя бы одного цилиндра при $n > 4000$ мин$^{-1}$. То есть в этой области его экономические и экологические характеристики сохраняются на уровне характеристик полноразмерного варианта.

Таким образом, исследования, выполненные авторами, доказывают: регулирование автомобильного дизеля изменением рабочего объёма — дело выгодное и на тех режимах его работы, которые характерны для современных городских транспортных потоков. При этом есть все основания предполагать, что у дизелей с большим числом цилиндров картина будет благоприятная, т. е. эф-

фект отключения цилиндров будет проявляться даже во всём диапазоне частот вращения коленчатого вала.

Литература

1. Регулирование дизеля изменением его рабочего объёма / Н.Н. Патрахальцев, С.В. Страшнов, И.С. Мельник, Б.А. Корнев // Тракторы и сельхозмашины. — 2012. — № 1. — С. 19—22.
2. Мельник И.С. Регулирование транспортных дизелей изменением их рабочих объёмов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. 05.04.02. Москва. — 2013. — 18 с.
3. Hofbauer Peter. Der Dieselmotor fur das Kompaktaute VW Golf. Teil 2. (Дизель для легкового автомобиля *VW Golf*). Часть 2 // MTZ. — 1977. — 38. — № 7—8. — С. 301—306.
4. Кульчицкий А.Р. Токсичность патомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для высшей школы. — 2-е изд., испр. и доп. — Академический Проект. — 2004. — 400 с.

УДК 621.436

ПРИРОДНЫЙ ГАЗ КАК НАИБОЛЕЕ ВЫГОДНОЕ МОТОРНОЕ ТОПЛИВО[1]

Д-р техн. наук М**АРКОВ В.А.**,
кандидаты техн. наук **ПОЗДНЯКОВ Е.Ф.** и **ШАТРОВ В.И.**
МГТУ имени Н.Э. Баумана (917.584-49-54
vladimir.markov58@yandex.ru)

Показаны преимущества использования природного газа в качестве моторного топлива. Проведён анализ проблем, возникающих при адаптации дизельных двигателей к работе на природном газе. Описана дизель-генераторная установка, работающая на природном газе с запальной дозой дизельного топлива. Проведены экспериментальные исследования этой дизель-генераторной установки. При переводе исследуемого двигателя с дизельного цикла на газодизельный отмечено улучшение его экологических показателей.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, газодизельный двигатель, природный газ, запальная доза дизельного топлива, дизель-генераторная установка, экологические показатели.*

Markov V.A., Pozdn'yakov E.F., Shatrov V.I.

USING NATURAL GAS AS MOTOR FUEL

Advantages of using natural gas as motor fuel are shown. Analysis of problems occurring by adapting diesel engines functioning on natural gas is carried out. A diesel generator set powered by natural gas with a pilot dose of diesel fuel is described. Experimental studies of this diesel generator set are carried out. When converting the investigated diesel engine from a diesel cycle to a gas diesel cycle, improvement of its ecological indicators is stated.

Key words: *diesel engine, gas diesel engine, natural gas, pilot dose of diesel fuel, diesel generator set, ecological indicators.*

Технология исследования дизеля Д-243 сводилась к следующему.

Расходы и дизельного топлива, и природного газа, и воздуха определялись объёмным способом, а затем пересчитывались в расходы массовые. Делалось это так. Плотности этих компонентов рабочей смеси при нормальных условиях известны: $\rho_{дт} = 830$ кг/м^3, $\rho_{пг} = 0{,}668$ кг/м^3, $\rho_{возд} = 1{,}204$ кг/м^3. Зная их, для определения часовых массовых расходов, очевидно, достаточно определить их объёмные расходы и привести данные расходы к нормальным условиям, а затем воспользоваться формулой 1, приведённой в табл. 1. Что и было сделано. В результате получились табл. 2 и рис. 1, из которых видно, что максимальный расход дизельного топлива рассматриваемым дизелем на режиме полной нагрузки (N_e = 34,4 кВт при n = 1450 мин$^{-1}$) оказался равным 9,33 кг/ч. Расход природного газа в газодизельном цикле (N_e = 33,7 кВт при n = 1434 мин$^{-1}$) — 6,30 кг/ч, а расходы воздуха соответственно 185 и 174 кг/ч.

Что касается запальных доз дизельного топлива при работе дизеля по газодизельному циклу, то регулятор поддерживал примерное постоянство часового расхода этого топлива на уровне $G_{дт}$ = 1,72 кг/ч, причём на режиме холостого хода (N_e = 0 кВт при n = 1515 мин$^{-1}$) расход природ-

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$G_i = G_{ОБi}\rho_i$	G_i — массовый расход; $G_{ОБi}$ — объёмный расход; ρ_i — плотность
2	$\alpha \dfrac{G_{возд}}{L_{о\ дт} G_{дт}}$; $\alpha = \dfrac{G_{возд}}{L_{о\ дт} G_{дт} + L_{о\ пг} G_{пг}}$	—
3	$l_{Oi} = L_{Oi}\mu_в$	l_{Oi} — объём воздуха, необходимый для сгорания топлива; $\mu_в$ = = 23,93 — молекулярная масса воздуха
4	$L_о = \dfrac{1}{0{,}21}(C/12 + H/4 - O/32)$	C, H, O — доли углерода, водорода и кислорода в топливе
5	$g_{e\ общ} = \dfrac{G_{дт} + G_{пг}}{N_e}$	—
6	$H_{U_\Sigma} = \dfrac{G_{пг}}{G_{т\Sigma}} H_{U_{пг}} + \dfrac{G_{дт}}{G_{т\Sigma}} H_{U_{дт}}$	$G_{т\Sigma}$ — общий часовой расход дизельного топлива и природного газа
7	$\eta_e = \dfrac{3{,}6 N_e}{H_{U_\Sigma}(G_{пг} + G_{дт})}$	—
8	$\eta_e = \dfrac{3600}{H_{U_\Sigma} g_{eобщ}}$	—

[1] Продолжение. Начало — см. "АП", 2016, № 12.

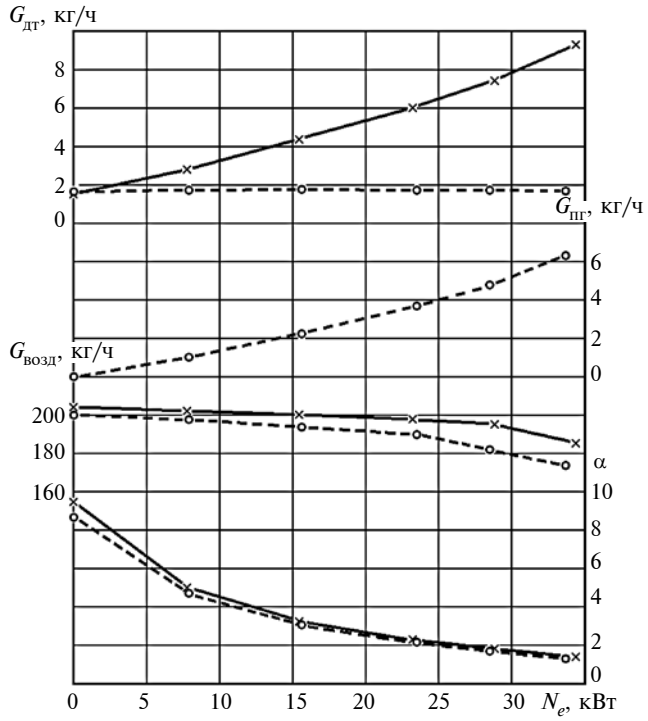


Рис. 1. Зависимость часовых расходов дизельного топлива $G_{дт}$, природного газа $G_{пг}$ и воздуха $G_{возд}$, а также коэффициента избытка воздуха α от нагрузки на дизель, работающий по дизельному (сплошные кривые) и газодизельному (пунктирные) циклам

ного газа был равен нулю, а при увеличении нагрузки — увеличивался. В результате на режиме максимальной мощности доля запального дизельного топлива составила ~20 % общей подачи (часового расхода, $G_{топлΣ}$) жидкого и газообразного топлив, а сама эта подача оказалась равной 8 кг/ч.

По представленным в табл. 2 и на рис. 1 значениям часовых расходов воздуха ($G_{возд}$), дизельного топлива ($G_{дт}$) и природного газа ($G_{пг}$) по формуле 2 были определены значения коэффициента избытка воздуха α для дизельного ($\alpha_{дт}$) и газодизельного ($\alpha_{гд}$) циклов исследуемого двигателя. При этом значения входящих в эти формулы количеств воздуха, необходимых для сгорания 1 кг топлива, принимались равными 14,3 кг — для дизельного топлива ($l_{о\ дт}$) и 17,2 кг — для природного газа ($l_{о\ пг}$), что соответствовало формуле 3. В свою очередь, значение $L_о$ подсчитывалось по формуле 4.

Рассчитанные таким образом значения коэффициента избытка воздуха свидетельствуют о том, что при увеличении нагрузки на дизель, т. е. при росте эффективной мощности N_e дизеля данный коэффициент и при дизельном, и при газодизельном монотонно уменьшается. Причём его минимальные значения соответствуют режиму максимальной мощности. Но в газодизельном цикле работа дизеля возможна с меньшими, чем в дизельном цикле, значениями α, поскольку основное топливо, природный газ, как сказано выше, находится в одном агрегатном состоянии с окислителем (воздухом).

На основании полученных при испытаниях значений расходов дизельного топлива и природного газа, а также мощностных показателей исследуемого дизеля прежде всего были определены показатели его топливной экономичности. При этом общий удельный эффективный расход $g_{e\ общ}$ топлива рассчитывался с учётом часовых расходов дизельного топлива ($G_{дт}$) и природного газа ($G_{пг}$), а также эффективной мощности N_e дизеля. Расчёт выполнялся по формуле 5.

Его результаты, приведенные в табл. 3 и на рис. 2, показывают, что при реализации газодизельного цикла (кривая *2*) общий удельный эффективный расход $g_{e\ общ}$ топлива оказался несколько ниже, чем в чисто дизельном цикле. При-

Таблица 2

Цикл	№ режима	Параметр							
		n, мин$^{-1}$	N_e, кВт	$G_{дт}$, кг/ч	$G_{пг}$, кг/ч	$G_{возд}$, кг/ч	$t_{возд\ вп}$, °C	$t_{возд\ ген}$, °C	α
Дизельный	1	1450	34,4	9,33	—	185	32,0	28	1,39
	2	1473	28,8	7,45	—	195	29,0	26	1,83
	3	1491	23,2	6,03	—	198	27,2	24	2,30
	4	1509	15,4	4,35	—	200	34,7	30	3,22
	5	1520	7,7	2,82	—	202	35,2	30	5,01
	6	1557	0	1,50	—	204	33,4	30	9,51
Газодизельный	1	1434	33,7	1,70	6,30	174	37,6	35	1,31
	2	1440	28,5	1,72	4,78	182	36,6	33	1,70
	3	1455	23,5	1,72	3,69	190	33,6	30	2,16
	4	1475	15,6	1,78	2,22	194	32,5	29	3,05
	5	1490	7,9	1,73	1,01	198	34,2	31	4,70
	6	1515	0	1,66	—	200	33,0	30	8,43

чина тому — более высокая теплотворная способность природного газа, чем дизельного топлива (50 и 42,5 МДж/кг соответственно).

Из данной формулы следует также, что $g_{e\ общ}$ сильно зависит от нагрузки N_e: на режимах холостого хода, т. е. при $N_e = 0$, значения $g_{e\ общ}$ формально стремятся к бесконечности. При малых нагрузках значения $g_{e\ общ}$ велики (например, при $N_e = 10$ кВт), но все-таки в случае газодизельного цикла они меньше, чем в случае дизельного. При этой нагрузке в дизельном цикле g_e равно 340 г/(кВт · ч), а в случае газодизельного цикла $g_{e\ общ} = 320$ г/(кВт · ч). И по мере роста N_e значения $g_{e\ общ}$ уменьшаются, достигают минимума при $N_e = 23...28$ кВт, а затем снова растут. Причём наименьшее значение $g_{e\ общ}$ равно 228,1 г/(кВт · ч) и соответствует режиму газодизельного цикла с эффективной мощностью $N_e = 28,5$ кВт при $n = 1440$ мин$^{-1}$.

Таковы результаты расчётов. Однако необходимо отметить, что $g_{e\ общ}$ не учитывает различной теплотворной способности используемых топлив. Поэтому для сравнительной оценки эффективности процесса сгорания в дизельном и газодизельном циклах необходимо ориентироваться на эффективный КПД дизеля, в формулу для определения которого входит низшая теплота сгорания топлив, а также их смесей. И вот как это делается.

Теплоту $H_{U\Sigma}$ сгорания смеси подаваемых в камеру сгорания дизеля топлив можно определить соотношением часовых расходов дизельного топлива ($G_{дт}$) и природного газа ($G_{пг}$) и их теплотворными способностями $H_{U\ дт}$ и $H_{U\ пг}$ (формула 6). В этом случае эффективный КПД дизеля можно рассчитывать по формулам 7, 8. Его значения для дизельного и газодизельного циклов приведены в табл. 3 и на рис. 2 (кривые *4* и *3* соответственно), из которых следует, что на режимах холостого хода (при $N_e = 0$) эффективный КПД двигателя η_e тоже стремится к нулю, а по мере роста нагрузки повышается и при $N_e = 23...29$ кВт достигает своего максимума. В частности, для газодизельного цикла этот максимум составляет 0,329 при $N_e = 28,5$ кВт при $n = 1440$ мин$^{-1}$, а

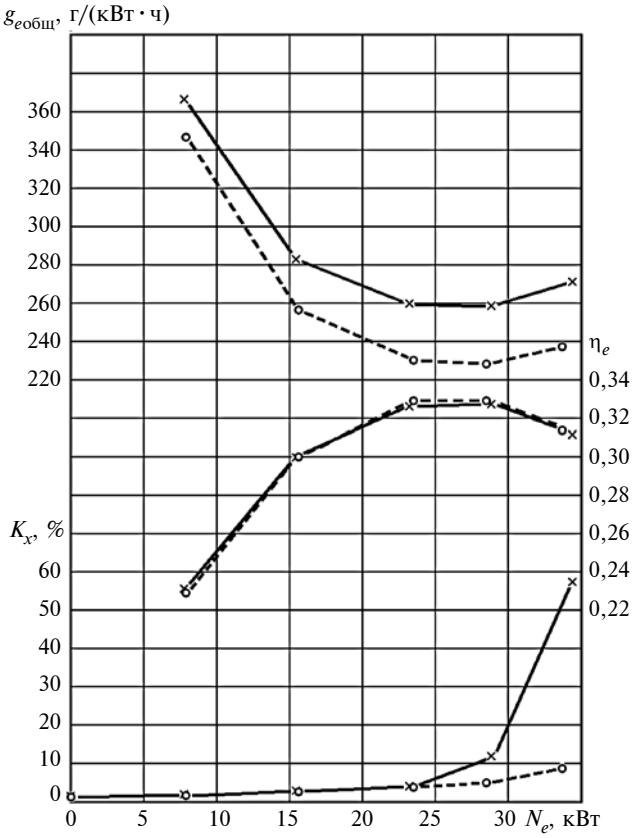


Рис. 2. Зависимость общего удельного эффективного расхода топлива $g_{e\ общ}$, эффективного КПД η_e и коэффициента дымности отработавших газов по шкале Хартриджа K_X от нагрузки на дизель, работающий по дизельному (сплошные кривые) и газодизельному (пунктирные) циклам

Таблица 3

Цикл	№ режима	Параметр					
		n, мин$^{-1}$	N_e, кВт	$g_{e\ общ}$, г/(кВч · ч)	$H_{U\Sigma}$, МДж/кг	η_e	K_X, % (Хартридж)
Дизельный	1	1450	34,4	271,2	42,5	0,312	57,3
	2	1473	28,8	258,7	42,5	0,327	11,9
	3	1491	23,2	259,9	42,5	0,326	4,0
	4	1509	15,4	282,5	42,5	0,300	2,9
	5	1520	7,7	366,2	42,5	0,231	1,8
	6	1557	0	—	42,5	—	1,3
Газодизельный	1	1434	33,7	237,4	48,4	0,313	8,7
	2	1440	28,5	228,1	48,0	0,329	4,9
	3	1455	23,5	230,2	47,6	0,328	3,8
	4	1475	15,6	256,4	46,7	0,301	2,8
	5	1490	7,9	346,8	45,3	0,229	1,7
	6	1515	0	—	42,5	—	1,2

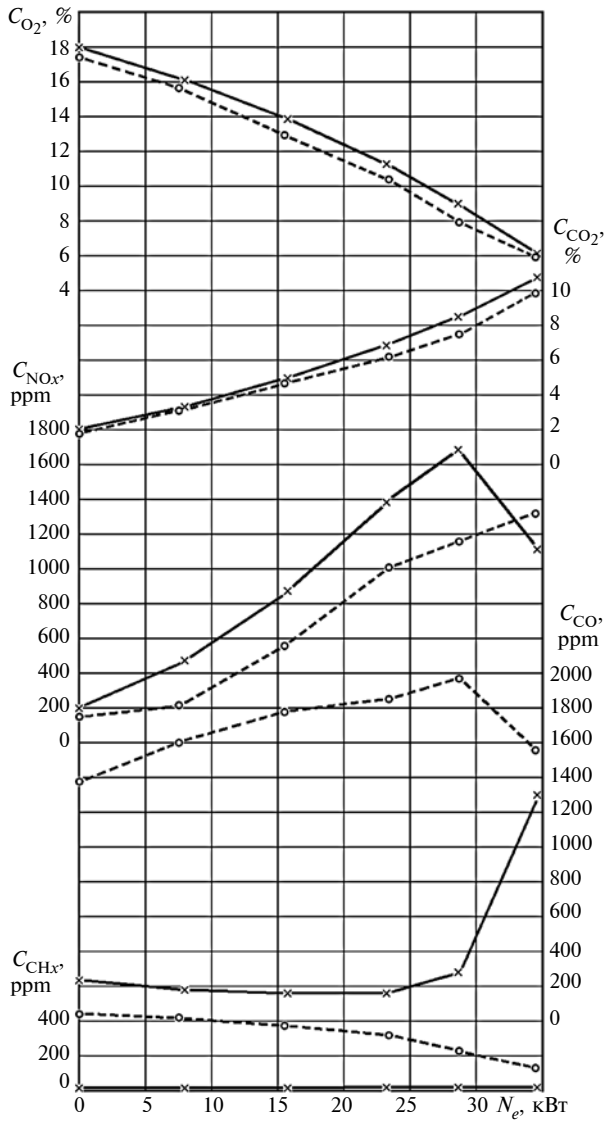


Рис. 3. Зависимость объёмных концентраций в отработавших газах кислорода C_{O_2}, диоксида углерода C_{CO_2}, оксидов азота C_{NOx}, монооксида углерода C_{CO} и лёгких несгоревших углеводородов C_{CHx} от нагрузки на дизель, работающий по дизельному (сплошные кривые) и газодизельному (пунктирные) циклам

для дизельного — 0,327 при N_e = 28,8 кВт при n = 1473 мин$^{-1}$.

Как видим, по эффективности процесса сгорания дизельный и газодизельный циклы исследуемого дизеля достаточно близки друг к другу. Причём на режимах с малыми нагрузками (до N_e = 16...18 кВт) более экономичен дизельный цикл, а на режимах с большими нагрузками (при N_e > 16...18 кВт) предпочтителен цикл газодизельный. Это объясняется сравнительно невысоким качеством процесса смесеобразования в газодизельном цикле при низких нагрузках и улучшением качества этого процесса на режимах с высокими нагрузками.

В табл. 3 и на рис. 2 приведены также зависимости коэффициента K_x дымности отработавших газов рассматриваемого дизеля для обоих вариантов его топливопитания от нагрузки. Из них следует, что кривые $K_x = f(N_e)$ до N_e = 26...27 кВт полностью совпадают, т. е. на режимах с малыми и средними нагрузками дымность отработавших газов практически не зависит от состава топлива. Это обусловлено большими (α > 2) значениями коэффициента избытка воздуха, т. е. значительным избытком кислорода в топливовоздушной смеси. При больших нагрузках начинает сказываться недостаток кислорода. Причём это особенно заметно в случае работы по газодизельному циклу: на режиме с полной нагрузкой (при N_e = 33,7—34,4 кВт) K_x = 57,3 % по шкале Хартриджа, а в газодизельном цикле K_x = 8,7 %, т. е. переход с дизельного цикла на газодизельный на этом режиме снижает дымность отработавших газов в 6,6 раза.

Сказывается такой переход и на содержании других компонентов отработавших газов. Причём эти показатели тоже существенно зависят от нагрузки (табл. 4 и рис. 3).

Таблица 4

Цикл	№ режима	Параметр						
		n, мин$^{-1}$	N_e, кВт	C_{O_2}, %	C_{CO_2}, %	C_{NOx}, *ppm*	C_{CO}, *ppm*	C_{CHx}, *ppm*
Дизельный	1	1446	34,6	6,07	10,76	1112	1300	14
	2	1464	28,6	8,98	8,47	1684	280	13
	3	1485	23,2	11,25	6,82	1383	160	13
	4	1503	15,7	13,86	4,92	881	160	12
	5	1516	7,9	16,07	3,34	474	180	12
	6	1557	0	17,96	2,01	196	230	11
Газодизельный	1	1434	34,5	5,92	8,84	1319	1560	132
	2	1449	28,7	7,85	7,49	1160	1970	225
	3	1462	23,4	10,40	6,19	1008	1850	319
	4	1479	15,5	12,91	4,67	557	1780	377
	5	1491	7,5	15,65	3,12	215	1600	418
	6	1505	0	17,41	1,88	151	1380	439

Так, в связи с тем, что при переходе от дизельного цикла к газодизельному концентрация C_{O_2} кислорода в отработавших газах по мере роста N_e снижается, то содержание углекислого газа в отработавших газах возрастает, с одной стороны, при этом уменьшаются значения коэффициента α избытка воздуха (см. табл. 1 и рис. 1), а с другой — возрастает количество воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива. В итоге с ростом нагрузки (увеличением количества подаваемого топлива) концентрация диоксида углерода в отработавших газах монотонно увеличивается.

При росте нагрузки на дизель увеличивается также концентрация основного газообразного токсичного компонента его отработавших газов — оксидов азота. При этом в газодизельном цикле (кривая 6) увеличение нагрузки от N_e = 0 кВт (режим холостого хода) до N_e = 34,5 кВт (режим максимальной мощности) ведёт к росту их содержания с 151 до 1319 *ppm*, т. е. в 8,7 раза, а в дизельном цикле — со 196 до 1684 *ppm* (при N_e = 28,6 кВт) и до 1112 *ppm* на режиме максимальной мощности (N_e = 34,6 кВт), т. е. в 8, 6 и 5, 7 раз соответственно.

Кривые $C_{NOx} = f(N_e)$ при дизельном и газодизельном циклах ведут себя по-разному. И тому есть причина. При дизельном цикле увеличение нагрузки требует увеличения подачи дизельного топлива в камеру сгорания, что заметно снижает коэффициент избытка воздуха. В камере сгорания появляются зоны с пониженными значениями коэффициента избытка воздуха и высокими температурами, способствующие интенсивному росту количества оксидов азота. И так продолжается до N_e = 27 кВт, после чего дизель приближается к своему нормальному, т. е. расчётному режиму, для которого конструктор всегда пытается обеспечить наилучшие показатели.

Однако нельзя не отметить, что газодизельный цикл с этой точки зрения все-таки выгоднее дизельного, поскольку при нём гораздо лучше качество процесса смесеобразования, и, как всегда, топливовоздушная смесь более гомогенна. Но все другие отрицательные факторы действуют и здесь, поскольку получается, что на режиме максимальной мощности данный цикл по выбросам оксидов азота даже несколько хуже чисто дизельного цикла.

Что же касается продуктов неполного сгорания топлива — монооксида углерода и легких несгоревших углеводородов, то при газодизельном цикле их довольно много. При этом повышенная эмиссия первого их них, что обусловлено высокими температурами сгорания и наличием в камере сгорания высокотемпературных зон, в которых химическое равновесие реакции $CO + O \leftrightarrow CO_2$ смещено в сторону диссоциации диоксида углерода с образованием монооксида углерода и кислорода.

Так, при увеличении нагрузки концентрация монооксида углерода сначала возрастает с 1380 *ppm* при N_e = 0 до 1970 *ppm* при N_e = 28,7 кВт, а затем снижается до 1560 *ppm* (при N_e = 34,5 кВт). В этом случае максимум его содержания соответствует N_e = 28,7 кВт, при котором температуры сгорания максимальны.

В дизельном цикле картина другая: при увеличении нагрузки концентрация монооксида углерода сначала несколько уменьшается с 230 *ppm* при N_e = 0 до 160 *ppm* при N_e = 15,7 и 23,2 кВт, а затем увеличивается: на режиме максимальной мощности (при N_e = 34,6 кВт) составляет 1300 *ppm*. Причина такого резкого роста эмиссии монооксида углерода на режимах с большими нагрузками одна: диссоциация образовавшегося при сгорании диоксида углерода на его монооксид и кислород в высокотемпературных зонах камеры сгорания.

Концентрации лёгких несгоревших углеводородов при дизельном цикле очень малы (C_{CHx} = = 11...14 *ppm*) и практически не зависят от нагрузочного режима. В газодизельном же цикле они существенно больше, но по мере роста N_e монотонно снижаются: при N_e = 0 C_{CHx} = 439 *ppm,* а при N_e = 34,5 кВт — 132 *ppm,* что связано с улучшением качества процесса смесеобразования и повышением температур сгорания, вызванным ростом количества подаваемого в камеру сгорания газообразного топлива.

Из сказанного следует: для устранения роста выбросов монооксида углерода и несгоревших углеводородов в газодизельном цикле конвертированный дизель нуждается в каталитическом нейтрализаторе отработавших газов в гораздо большей степени, чем неконвертированный.

Таковы факты. Они говорят о том, что переход с дизельного цикла на газодизельный в целом заметно улучшает экономические и экологические показатели дизеля. А если учесть, что этот переход не связан с какими-либо особыми сложностями, то сам собой напрашивается вывод: будущее — за газодизелем, работающим на природном газе. И чем скорее это будущее повсеместно станет настоящим, тем лучше.

Литература

1. Патрахальцев Н.Н. Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив. М.: Изд-во РУДН, 2008. 267 с.
2. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. — М.: Колос, 1994. — 224 с.
3. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. 256 с.

УДК 656.138

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ ПОСТОЯННОГО ТОКА — ПРИВОД ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ

Кандидаты техн. наук **ЛАПШИН В.П.**, **ТУРКИН И.А.**
Донской ГТУ (900.127-75-24)

Приводится синтез модели, отражающей динамику и статику двигателя постоянного тока, используемого в качестве привода электромобиля. Результаты моделирования позволили сделать вывод о целесообразности использования двигателя постоянного тока в качестве привода элекромобиля.

Ключевые слова: *динамика электромобиля, коэффициент сопротивления движению, равновесный режим, устойчивость состояния равновесия.*

Lapshin V.P., Turkin I.A.

DC-DRIVE FOR ELECTRO MOBILE

The article presents a synthesis model, reflecting the dynamics and the statics of a DC motor is used as drive of electric vehicle. The simulation results allowed us to conclude the feasibility of using a DC motor as a drive electro mobile.

Keywords: *dynamics of electric vehicle, the coefficient of resistance to movement, the equilibrium regime, the stability of the equilibrium state.*

Электромобиль, по мнению многих специалистов, единственное транспортное средство, которое при нынешних темпах автомобилизации способно решить серьёзно беспокоящую всех проблему — загрязнение воздуха в городах. Поэтому ему в последние годы уделяется очень пристальное внимание: создаются новые типы батарей, аккумулирующих электрическую энергию, проверяются возможности существующих и новых электродвигателей и т. д. Но все эти работы, по сути, находятся в начале своего развития. В частности, до сих пор не решён вопрос о пригодности электродвигателя постоянного тока к работе на электромобиле. Другими словами, способен ли он выполнять те же функции, что и ДВС на автомобиле. Ведь хорошо известно, что основная задача ДВС сводится к выработке энергии, необходимой для вращения ведущих колёс автомобиля, т. е. преобладания сопротивления его движению, а это сопротивление зависит от величины коэффициента сопротивления качению, которая, в свою очередь, зависит от дорожных условий и скорости движения транспортного средства (формула № 1 в таблице). Более того, в последнее время предложена даже более сложная зависимость (формула № 2).

ДВС к такому изменению f_k приспособиться может: для этого у него есть не только режим полной нагрузки, но и режимы частичных нагрузок. А вот с электродвигателями дело обстоит сложнее: для создания режимов частичных нагрузок нужно создавать какие-то специальные системы управления. В этом, т. е. в возможности создания таких систем, многие сомневаются.

Авторы решили проверить обоснованность таких сомнений. Для этого в качестве привода ведущих колёс электромобиля они взяли обычный электродвигатель постоянного тока с коллекторным управлением. Таким двигателем, например, может быть двигатель МИ-52 модификации 178 со следующими характеристиками: $U_{ном}$ = 220 В, R = 0,065 Ом, момент инерции ротора J = $= 153 \cdot 10^5$ Н · м^2, $c_e = 0{,}087$, $c_m = 0{,}735$, $L = 0{,}007$ Гн. Его авторы и попытались "установить" на автомобиль "ГАЗель Нэкст Электро", полная масса $m_а$ которого равна 4200 кг, масса его ведущего колеса — 8,6 кг, радиус r колеса — 0,375 м.

Математическое описание таких двигателей известно [1]: оно представляет собой систему, состоящую из уравнений (формула № 3). Так что есть все основания воспользоваться им и в нашем случае. Рассмотрение проблемы начнём с возможных стационарных режимов движения данного электромобиля. Тогда можно записать формулу № 4, левая часть которой, очевидно, представляет собой механическую характеристику рассматриваемого электродвигателя постоянного тока, а правая — зависимость внешнего, т. е. противодействующего вращению ротора электродвигателя крутящего момента, приведённого к этому ротору, от изменения скорости вращения последнего.

В функции, описывающей данный момент, скорость поступательного движения в формуле № 1 необходимо заменить на скорость ω углового движения колеса электромобиля. То есть записать формулу для V в виде формулы № 5, а формулу № 2 — в виде формулы № 6. Кроме того, будем считать, ω полностью совпадает со скоростью вращения ротора электродвигателя. Такое допущение, конечно, не совсем корректно, поскольку между колесом и ротором электромобиля располагается редуктор; но его учёт лишь усложнит последующие рассуждения, не изменяя результаты моделирования.

И еще одно. В формулах № 5 и 6, как видим, есть коэффициент K. И это не случайно. На электромобиле, как и на автомобиле, в качестве движителя используется пневматическая шина. А у колёс, оснащённых такими шинами, всегда присутствует то, что называют "проскальзыванием" и описывают довольно сложные нелинейные функции [2]. Правда, эта функция на начальном её участке до момента срыва сцепления линейна. А если учесть тот факт, что управление электромобилем возможно только на этом участке, то есть смысл все эти дела учитывать одним коэффициентом связи,

определяемым углом наклона α тяговой характеристики на первом (линейном) её участке. Принять, что K равно tgα, что авторы и сделали. Приняв всё, сто сказано выше, систему уравнений № 3 легко преобразовать в систему № 7, а её, в свою очередь, для удобства дальнейших рассуждений можно разрешить относительно производных, т. е. придать им форму уравнений Коши (формулы № 8).

А теперь перейдём к оценке равновесных режимов работы системы управления электроприводом непосредственно. Для этого производные обоих уравнений системы необходимо, как обычно, приравнять к нулю и преобразовать их в одно уравнение, характеризующее возможный статический режим работы (формула № 9).

Моделируя отдельно левую и правую части данного уравнения с помощью математических программ "*MathKad*", авторы получили механическую характеристику электродвигателя (прямая *1* на рис. 1) и приведённую к якорю двигателя характеристику нагрузки (кривая *2*).

Как видим, они пересекаются один раз. Это означает, что равновесный режим будет определять-

№	Формула	Примечания
1	$f_k = f_0(1 + A_f V^2)$	f_0 — коэффициент сопротивления качению при скорости, близкой к нулю; A_f — коэффициент учёта влияния скорости
2	$f_k = 0{,}0000007V^2 + 0{,}000015V + 0{,}01401$	—
3	$U - c_e\omega = L\frac{di}{dt} + Ri; \quad c_m i = J\frac{d\omega}{dt} + M(\omega)$	U — напряжение, подаваемое на коллектор двигателя; i — ток, потребляемый двигателем; R, L — параметры электрической части двигателя, J — параметр, характеризующий инерционное свойства ротора двигателя, приведённый инерционный момент всех вращающихся масс и приведённый инерционный коэффициент, характеризующий инерционность автомобиля в поступательном движении; ω — частота вращения ротора двигателя; $M(\omega)$ — внешний момент сопротивления; c_m, c_e — механическая и электрическая постоянные двигателя
4	$\frac{U}{c_e} - \omega = R\frac{M(\omega)}{c_m c_e}$	—
5	$V = kr_g\omega$	$k = \mathrm{tg}\alpha$ — коэффициент, характеризующий проскальзывание; α — угол наклона тяговой характеристики в её линейной части; r_g — динамический радиус колеса (принимаем $r_g = 0{,}97r$)
6	$f_k = 0{,}0000007k^2 r_д^2\omega^2 + 0{,}000015kr_д\omega + 0{,}01401$	—
7	$\begin{cases} \frac{U}{c_e} - \omega = \frac{L}{c_e}\frac{di}{dt} + \frac{R}{c_e}i; \\ i = \frac{J}{c_m}\frac{d\omega}{dt} + \frac{r_g mg(0{,}6768\cdot 10^{-7}(r_g\omega\mathrm{tg}\alpha)^2 + 1{,}5214\cdot 10^{-5}r_g\omega\mathrm{tg}\alpha)}{c_m} \end{cases}$	g — ускорение свободного падения
8	$\begin{cases} \frac{di}{dt} = \frac{U}{L} - \frac{R}{L}i - \omega\frac{C_e}{L}; \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J}(C_m i - r_g mg(0{,}6768\cdot 10^{-7}(r_g\omega\mathrm{tg}\alpha)^2 + 1{,}5214\cdot 10^{-5}r_g\omega\mathrm{tg}\alpha)) \end{cases}$	—
9	$U_{c_e} - \omega_0 = \frac{Rr_g m_{авт}g(0{,}6768\cdot 10^{-7}(r_g\omega_0\mathrm{tg}\alpha)^2 + 1{,}5214\cdot 10^{-5}r_g\omega_0\mathrm{tg}\alpha)}{c_e c_m}$	ω_0 — угловая скорость колеса на равновесном режиме работы системы управления
10	$\omega = \omega_0 - \Omega$	Ω — возмущение системы управления
11	$\frac{d^2\Omega}{dt^2} = -\left[\frac{r_g m_{авт}g}{J}(2a_1(\Omega + \omega_{01}) + a_2) + \frac{R}{L}\right]\frac{d\Omega}{dt} - \frac{Rr_g m_{авт}g}{LJ}[a_1\Omega^2 + \Omega(2a_1\omega_{01} + a_2)] - \frac{C_e C_m}{LJ}\Omega$	$a_1 = 0{,}6768\cdot 10^{-7}(r_g\mathrm{tg}\alpha)^2$, $a_2 = 1{,}5214\cdot 10^{-5}r_g\mathrm{tg}\alpha$

ся только стационарным значением скорости ω_0 вращения колеса. Следовательно, чтобы изменить равновесный скоростной режим привода, достаточно изменить напряжение, и, если это напряжение увеличить, прямая *1* перемещается вверх, если уменьшить — вниз. Соответственно, переместится и точка её пересечения с кривой *2* — вправо или влево. Это означает, что функцию $M(\omega) = f(\omega_0)$ можно менять, т. е. регулировать. Ограничение здесь практически одно: напряжение *u* не должно превышать допустимого для электродвигателя значения.

И это действительно так, в чём легко убедиться, проанализировав динамику системы в окрестности стационарного равновесного режима её работы. Для решения данной задачи авторы, воспользовались формулой № 10, т. е. предположив, что параметр ω получил некоторую случайную флуктуацию, равную Ω.

Подставив эту формулу в формулу № 9 и обозначив значения $0{,}06768 \cdot 10^{-7}(r_g \mathrm{tg}\alpha)^2$ и $1{,}5214 \cdot 10^{-5} r_g \mathrm{tg}\alpha$ соответственно буквами a_1 и a_2, получим новый вариант формулы № 8. И если из этого варианта вычесть исходный вариант — формулу № 8, то получим формулу 11, для моделирования которой авторы разработали программу в пакете "Matlab 14" и, воспользовавшись ей, получили результаты, показанные на рис. 2.

Из этого рисунка, который представляет собой фазовый портрет, описывающий возмущённое движение системы, где в качестве нуля на оси ординат принято равновесное значение ω_0, т. е. при $\Omega = 0$, видно, что равновесный режим в системе устанавливается практически сразу, причём при довольно больших значениях Ω в любую (+/−) сторону. То есть при любой флуктуации существует особая точка (типа "устойчивый узел"), для которой характерно отсутствие в системе колебательных переходных процессов. Поэтому можно сделать вывод: рассматриваемая стандартная система управления устойчива и при возмущениях асимптотически стремится к равновесному состоянию. Это означает, что с точки зрения движения электромобиля электродвигатель постоянного тока может выполнять те же функции, что и ДВС на автомобиле. Правда, при всех приведённых выше рассуждениях и расчётах авторы сделали три упрощения: во-первых, как уже упоминалось, приняли, что угловая скорость колеса автомобиля равна аналогичной скорости ротора электродвигателя; во-вторых, что постоянная составляющая ряда, представленного формулой № 2, отсутствует; в-третьих, для проведения численного эксперимента пользовались данными о зависимости коэффициента сопротивления движению, рассчитанными для автомобиля "Шевроле Авео II", поскольку такими данными по автомобилю "ГАЗель Нэкст Электро" не располагали. А это, разумеется, существенно снизило практическую ценность выполненной ими работы, но с теоретической точки зрения такие количественные неточности на полученный результат не влияют. Например, параметрическое изменение зависимости коэффициента сопротивления движению от скорости движения приведёт только к изменению точки пересечения характеристик, представленных на рис. 1. Вид же фазового портрета, представленный на рис. 2, не изменится.

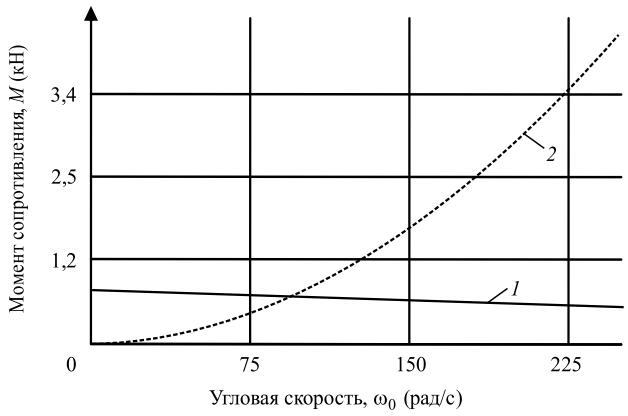


Рис. 1. Результаты моделирования уравнения № 8 при U = 70 В:
1 — механическая характеристика электродвигателя; *2* — приведённая к ротору электродвигателя характеристика нагрузки

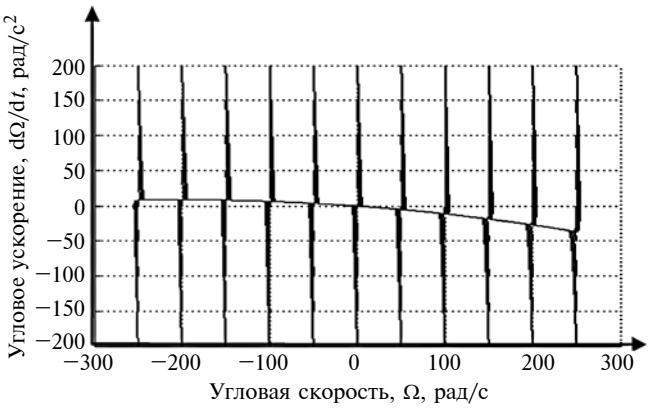


Рис. 2. Фазовый портрет движения системы

Литература

1. Чувейко М.В., Носачёв С.В. Модель упругого скольжения в системе "колесо — поверхность дороги". Вестник Донского государственного технического университета. 2013. Т. 13. № 3—4 (72—73). С. 111—116.
2. Чувейко М.В., Носачёв С.В. Математическое моделирование упругого скольжения в контакте колесо—поверхность дороги. Вестник Донского государственного технического университета. 2014. Т. 14. № 3 (78). С. 127—137.

УДК 629.3.027.3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОГРАНИЧИТЕЛЯ ХОДА СЖАТИЯ БУФЕРА АМОРТИЗАТОРА ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук **ЧЕРЕПАНОВ Л.А.**, **ГОРДЕЕВ Д.А.**
Тольяттинский ГУ; ООО "СААЗ Комплект"
(dmigordeev@mail.ru)

Рассматривается способ определения характеристик ограничителей хода сжатия подвески легкового автомобиля, используемых в конструкции амортизаторов, их динамическая схема и математическое описание.

Ключевые слова: *буфер сжатия, амортизатор, упругая характеристика, сухое трение.*

Cherepanov L.A., Gordeev D.A.

EXPERIMENTAL CHARACTERISTIC DEFINITION OF COMPRESSION TRAVEL LIMITER OF THE CAR SUSPENSION USED IN BUMPERS CONSTRUCTION AND ITS MATH DESCRIPTION

Considered method of experimental characteristics definition of compression travel limiter of the car suspension used in bumpers construction, its dynamic scheme and math description.

Keywords: *compression buffer, bumper, elastic characteristic, dry friction.*

В настоящее время разработчики автомобилей и их компонентов вынуждены решать сложную и довольно противоречивую задачу: спроектировать эти изделия так, чтобы их качество соответствовало требованиям избалованного современным рынком потребителя, и в то же время они были конкурентоспособны по цене. И выходом из данного положения считается принцип "детского конструктора", т. е. использования в конструкции автомобиля модулей и узлов, состоящих из возможно большего числа стандартизованных, полностью изученных субкомпонентов, для которых известны все их свойства, качественные показатели и диапазоны регулировок их характеристик.

Такой подход позволяет значительно удешевить и ускорить постановку на производство новых моделей и модификаций автомобилей, снижает риск появления их отказов и других отрицательных явлений до минимума. Благодаря ему разработчикам не приходится вновь и вновь "изобретать велосипед" — все свои усилия они сосредотачивают лишь на создании принципиально новых систем, удовлетворении новых требований потребителя, изыскании более дешевых материалов и т. д.

Все вроде бы логично. Однако практика говорит о том, что у нас в России даже производители сугубо отечественных АТС ставят на них автокомпоненты зарубежного производства. Спрашивается: почему? Ответ очевиден: автопроизводители не верят в способность поставщиков выпускать высококачественные автокомпоненты. Хотя это совсем не так. Многие наши предприятия выпускают вполне конкурентоспособные изделия. Здесь, по мнению авторов, дело в другом: чтобы тот или иной автокомпонент стал привлекательным для автопроизводителя, он должен быть максимально изучен, вследствие чего должны появиться теоретические выкладки по нему, позволяющие чётко определить область его применения и границы его возможностей, а также методики обязательных испытаний и расчётные модели. У нас ничего такого, к сожалению, нет, потому что и автопроизводители, и производители автокомпонентов считают выполнение таких работ — делом слишком хлопотным. Результат — засилье автокомпонентов зарубежного производства.

Анализ показывает, что существующие в настоящее время сложности с внедрением принципа "детского конструктора" на основе отечественных автокомпонентов во многом надуманные: математическое описание элементов этих компонентов особого труда, как правило, не представляет. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим простейший пример — буфер сжатия, который является обязательным элементом конструкции амортизатора. Данный элемент помимо основного своего назначения — снижать силу удара при пробоях подвески — должен способствовать выполнению функций, возлагаемых на амортизатор: обеспечение комфорта водителя, управляемости и устойчивости автомобиля, минимальной шумности при его работе, эффективной виброизоляции и т. д. При этом доказано, что наиболее эффективно все эти задачи решают ограничители хода сжатия, выполненные из полиуретана. Поэтому все дальнейшие рассуждения будут относиться именно к ним.

Как известно, при деформации полиуретана в нем возникают три силы сопротивления: упругости ($P_{упр}$), сухого трения ($P_{тр}$) и диссипативная ($P_{дис}$), зависящая от скорости его деформации. То есть усилие $P_б$, развиваемое буфером, можно представить в виде суммы перечисленных выше сил ($P_б = P_{упр} + P_{дис} + P_{тр}$). Отсюда следует, что для полного описания характеристик буфера необходимо и достаточно определить зависимости и величины трёх составляющих $P_б$ от соответствующего параметра. И это особых сложностей не вызывает. Дело в том, что при скорости деформации буфера, близкой к нулю, сила $P_{дис}$ тоже стремится к нулю. То есть приведённая выше формула превращается в формулу $P_{бсж} \to P_{упр} + P_{тр}$. Значит, если произвести деформацию и записать усилия, возникающие при соответствующей деформации, то определить придётся лишь две силы — $P_{упр}$ и $P_{тр}$.

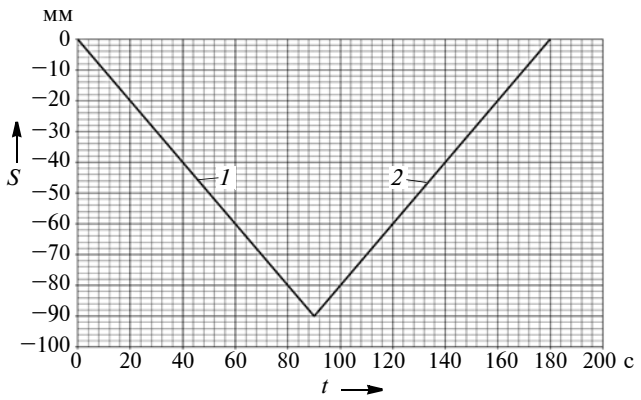


Рис. 1. Треугольный режим нагружения буфера сжатия:
1 — сжатие; *2* — отбой

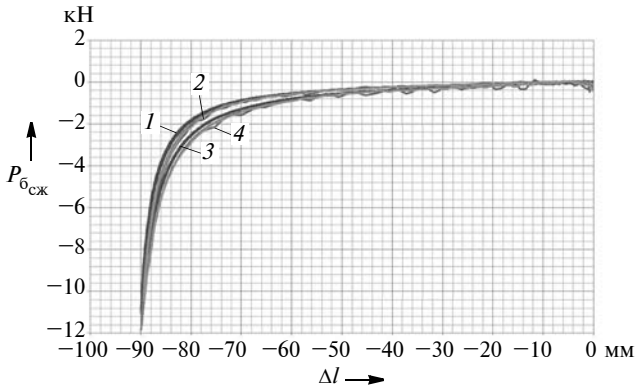


Рис. 2. Усилие сжатия буфера при разных скоростях нагружения:
1, 3 — сжатие; *2, 4* — отбой

Далее. Сила трения, как известно, всегда направлена противоположно движению, а сила упругости — в одном направлении как при прямом, так и при обратном ходах. Значит, если усреднить усилия, записанные при прямом и обратном ходах, то получим не что иное, как $P_{упр}$, а если взять половину разности усилий на этих ходах — то $P_{тр}$.

С определением диссипативной составляющей $P_б$, т. е. $P_{дис}$, тоже сложностей нет: для этого необходимо деформировать буфер при строго заданных нескольких скоростях $V_д$ деформации буфера на прямом и обратном ходах и вычислить разность между усилиями на определённой скорости и на скорости, примерно равной нулю.

Все перечисленные выше операции авторы и продолжали, использовав сервогидравлический стенд, способный развивать скорость перемещения штока до 6 мм/с и воспроизвести так называемый треугольный (рис. 1) режим перемещения поршня гидроцилиндра. При этом для изучения зависимости диссипативной составляющей $P_{дис}$ характеристики буферов были сняты при постоянных скоростях деформации буфера в прямом и обратном направлениях, равных 1, 10, 30, 50, 100, 300, 500, 750, 1000, 1500, 2000 и 2500 мм/с. В итоге были получены диаграммы, приведённые на рис. 2, из которых видно, что для буферов из полиуретана характерно практическое отсутствие скоростной составляющей, т. е. кривые, относящиеся к разным скоростям, практически совпадают. Следовательно, дисипативной составляющей для таких буферов можно принебречь. Это означает, что для практически полного описания полиуретанового буфера достаточно знать зависимости от Δl лишь силы $P_{тр}$ трения и силы $P_{упр}$ упругого сопротивления. Эти зависимости и приведены соответственно на рис. 3 и 4.

Получив реальные характеристики, в дальнейшем в расчётных программах можно смоделировать усилия, развиваемые буфером сжатия на любом (отбой или сжатие) ходе штока амортизатора в любом его положении. Для этого принимается, что буфер сжатия представляет собой параллельно работающие упругий элемент и сухое трение (рис. 5). Тогда при расчётах сжатия буфера в выбранной точке диаграммы упругой составляющей, соответствующей его деформированному состоянию, берётся значение $P_{упр}$. Затем к этому значению прибавляется значение силы $P_{тр}$ трения,

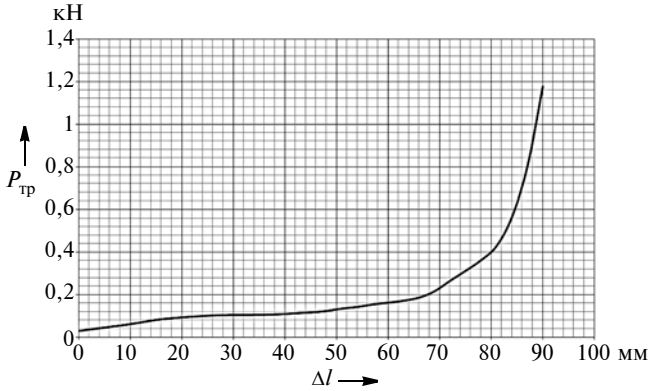


Рис. 3. Зависимость силы внутреннего сухого трения буфера от деформации

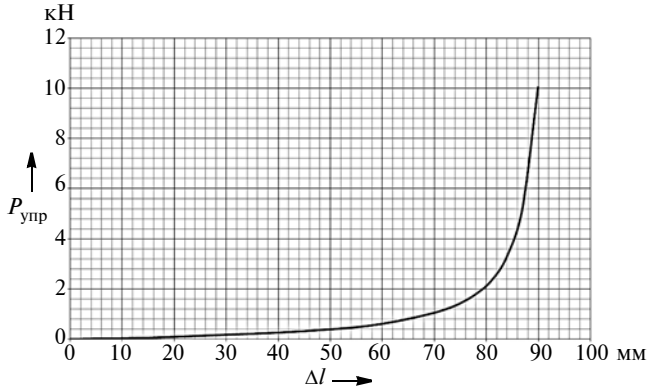


Рис. 4. Зависимость упругой силы буфера от деформации

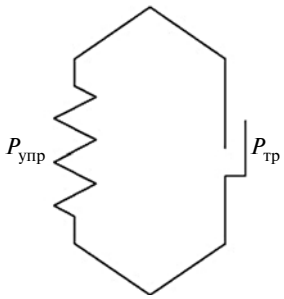


Рис. 5. Модель буфера сжатия из полиуретана

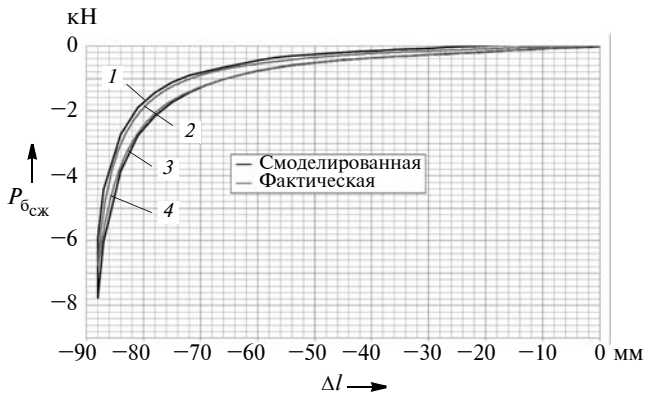


Рис. 6. Характеристики буфера сжатия: *1, 4* — расчётные; *2, 3* — фактические

соответствующее тому же его деформированному состоянию. При отбое же действия аналогичны с той же разницей, что сила трения не прибавляется, а вычитается.

В итоге получаются смоделированные расчётные характеристики для различных ходов штока амортизатора. Чтобы проверить адекватность данных характеристик, их наложили на реальные, полученные на стенде (рис. 6). Они, как видим, практически идентичны. Это свидетельствует о правильности предложенного метода определения основных характеристик полиуретановых буферов, т. е. их упругой характеристики и характеристики сил сухого трения. Это, в свою очередь, позволяет на основе расчётов создать базы данных стандартных решений буферов с полным их описанием, а значит, открывает возможности быстрого, минимально рискованного и оптимального расчётного выбора типа буфера из стандартных рядов. Причём сделать это ещё на предпроектном этапе.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 629.113

ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА ПРИЦЕПОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук **АБАЕВ А.Х., КАЧМАЗОВА Е.И.**
Горский ГАУ (928.493-71-34)

Представлен способ эффективного торможения прицепа легкового автомобиля, отличающийся тем, что растормаживание колёс прицепа осуществляется за счёт отключения энергоаккумуляторов механизмом выключения (системой тяг и рычагов) при приложении тягового усилия автомобилем к сцепному устройству.

Ключевые слова: *центральный и бортовые энергоаккумуляторы, винтовая пара, демпфирующий элемент, механизм выключения энергоаккумуляторов, тормозные механизмы, сцепное устройство.*

Abaev A.H., Kachmazova E.I.

THE BRAKING SYSTEM OF TRAILERS OF CARS

Effective way of applying the trailer brakes the car differs in that the release of the trailer wheels is carried out by shutting off the batteries mechanism (the system of rods and levers) by applying traction to the vehicle coupling.

Keywords: *The central and side brake, screw steam damping element, the mechanism off the batteries, brakes, hitch.*

Легковые автомобили, как известно, обладают вполне достаточным для большинства дорожных условий запасом силы тяги, чтобы успешно использоваться в качестве тягача. Наиболее интенсивно легковые автопоезда используются как в черте городов, так и в пригородах, обеспечивая грузоперевозки в процессе коммерческой и другой деятельности юридических и физических лиц, а также в автотуризме и др. Для легковых автомобилей выпускаются весьма разнообразные прицепы — как очень лёгкие, так и обладающие немалым запасом грузоподъёмности. Однако в эксплуатации полная масса прицепа без тормозов не может превышать половины фактической массы буксирующего транспортного средства (ПДД РФ, пункт 20). Такое ограничение фактической массы легковых прицепов значительно снижает их эффективность, не позволяя в полной мере реализовать тяговые возможности многих автомобилей.

И производители прицепов, конечно же, об этом прекрасно осведомлены, но радикально решить

проблему большинство из них не могут. Дело в том, что прицепы, полная масса которых больше 750 кг согласно тем же ПДД, должны быть оборудованы даже не одной, а двумя тормозными системами — рабочей и стояночной. Первая из них предназначена для служебных торможений, т. е. снижения скорости транспортного средства в любых условиях движения; вторая — для предотвращения самопроизвольного движения прицепа на стоянке. Более того, у прицепов и полуприцепов полной массой свыше 3 т рабочая тормозная система должна иметь не менее двух независимых контуров, стояночная в заторможенном состоянии — удерживать прицеп с грузом на сухой дороге с твёрдым покрытием на уклоне 20 % (10°), а тормозной путь легкового автопоезда не должен превышать 110 % тормозного пути одиночного автомобиля.

Выполнить такие требования в принципе можно. Однако это существенно усложнит прицеп и повысит его цену, а значит, сделает спрос на него небольшим: ведь легковой прицеп при всём желании не отнесёшь к транспортным средствам частого пользования. То есть причины, превращающие тормозные системы легковых прицепов в сложное устройство, не только законодательные, но и чисто технические. Привод тормозов практически всех современных легковых автомобилей — гидравлический, развивающий высокое давление. И если к тормозной системе тягача подсоединить ещё и колёса прицепа, то резко повысится вероятность утечки жидкости в ней, что может привести к отказу тормозов не только тягача, но и всего автопоезда, обладающего большой массой. Применение пневматического привода, конечно, облегчило бы и упростило управление тормозной системой легкового прицепа. Однако его изготовление и обслуживание гораздо сложнее, чем гидропривода. Главное же — у него больше время срабатывания, что при нынешних скоростях легковых автомобилей крайне опасно. Кроме того, в этом случае неизбежны значительные потери мощности двигателя на привод компрессора, для которого, кстати, трудно найти место под капотом.

Не подходят и когда-то широко распространённые системы тормозов с механическим приводом, управляемые из кабины водителя: их работа не отличается ни надёжностью, ни быстродействием.

Тем не менее выход из создавшегося положения есть. Его подсказывает опыт конструкторов грузовых автомобилей, например сельскохозяйственного самосвала КАЗ-4540, тормозная система которого имела в своём составе поршневую тормозную камеру с пружинным энергоаккумулятором.

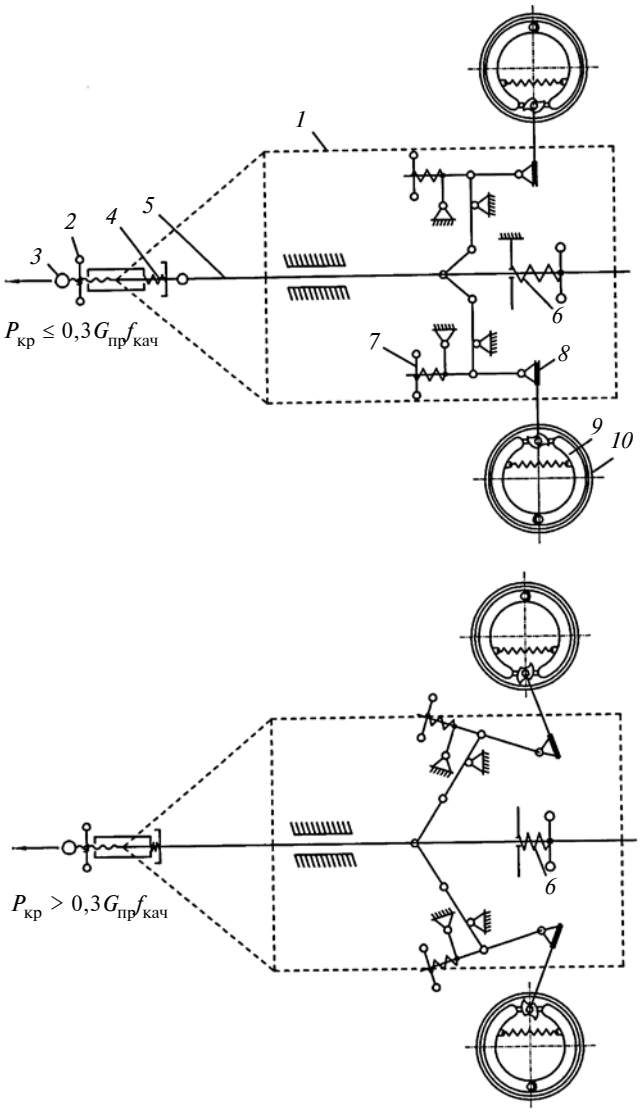
Данный механизм состоял из корпуса тормозной камеры, штока, диафрагмы, возвратной пружины, толкателя, цилиндра, поршня и работал таким образом.

При движении автомобиля сжатый воздух находился в полости под поршнем цилиндра энергоаккумулятора, благодаря чему этот поршень преодолевал усилие пружины и вместе с толкателем занимал верхнее положение, поэтому тормозные колодки не касались барабанов колёс. При выполнении служебного торможения сжатый воздух подавался в полость над диафрагмой, которая под его воздействием прогибалась, перемещая шток, который, в свою очередь, передавал усилие на клин тормозного механизма, и колодки прижимались к тормозным барабанам колёс. При снятии же усилия с тормозной педали воздух из наддиафрагменной полости выпускался в атмосферу, а пружина возвращала шток и диафрагму в исходное положение.

При включении стояночного тормоза сжатый воздух выпускался из полости под поршнем цилиндра энергоаккумулятора, поэтому пружина перемещала поршень вместе с толкателем вниз. Последний воздействовал на диафрагму, шток и клин разжимного устройства, и тормозные колодки, как и в случае служебного торможения, прижимались к тормозному барабану. При выключении же стояночного тормоза сжатый воздух подавался, как и при движении автомобиля, под поршень, который, поднимаясь, сжимал пружину. При этом поднимался толкатель, он освобождал диафрагму, и шток, которые под действием пружины клина занимали исходное положение.

Как видим, на автомобиле КАЗ-4540 две тормозные системы — рабочая и стояночная — были, по сути, объединены в одну, представляющую собой пружинный энергоаккумулятор. У этого энергоаккумулятора было ещё одно, очень важное достоинство: он автоматически срабатывал при утечке сжатого воздуха из привода, т. е. тормозил автомобиль.

Применить данный аккумулятор на легковом прицепе, конечно, было бы слишком сложно, поскольку для его работы необходим сжатый воздух, т.е. компрессор. Однако у авторов статьи возникла идея попытаться создать пружинный аккумулятор, функционирующий без участия сжатого воздуха, причём механизм-автомат, не требующий управления со стороны водителя. Иначе говоря, создать для легкового прицепа независимую систему торможения, способную осуществлять самоторможение его колёс при неподвижном автопоезде и когда скорость тягача меньше скорости



прицепа (при замедлении и остановке), а также при разрыве сцепки. И эту идею реализовать удалось: разработан механизм, в котором энергия сжатого воздуха заменена энергией, создаваемой усилием тягача в сцепке (пат. № 2323110 РФ). В итоге получилась тормозная система прицепа, способная выполнять функции рабочего, стояночного, аварийного и горного тормозов.

Схема данной тормозной системы приведена на рисунке. Она состоит из рамы *5*, винтовой пары *2*, ручного выключения тормозов, сцепного *1* и демпфирующего *3* устройств, системы *4* тяг и рычагов привода, центрального *6* и бортовых *7* энергоаккумуляторов, тормозных колодок *9* и их раздвижных механизмов *8* с пружиной *11*, а также тормозных барабанов *10*. Работает она следующим образом.

Если полная масса прицепа не превышает 30 %, то тормоза, согласно ПДД, ему не нужны, т. е. тормозная система может быть выключена. Делается это с помощью винтовой пары *2*: водитель перед началом движения переведёт её в положение "отключено". Если же полная масса прицепа больше на 30 % полной массы тягача, то он, наоборот, переводит винтовую пару *2* в положение "включено".

При стоянке автопоезда или служебном торможении тягача, когда прицеп, как известно, пытается наехать на тягач, в действие вступают пружины энергоаккумуляторов: они поворачивают разжимные механизмы *8*, которые прижимают колодки к барабанам.

При страгивании же автопоезда с места, его ускоренном или равномерном движении тягач, через сцепку *1*, систему тяг и рычагов привода *4*, преодолевает упругость пружин энергоаккумуляторов и передаёт на раздвижные механизмы усилия, которые отодвигают тормозные колодки от тормозных барабанов, т. е. автоматически, без участия водителя, растормаживает колёса прицепа.

Как видим, идея, на основе которой построена данная тормозная система, проста и логична. Довольно проста и её реализация: здесь не требуется ни гидросистема, ни пневмосистема. Дело ограничивается пружинами, т. е. простейшими из механических автоматов, для работы которых не расходуется ни мощность двигателя, ни мышечные усилия водителя. Главное же — она даёт возможность существенно увеличить полную массу прицепа, вплоть до полной массы автомобиля-тягача.

Литература

1. Михайловский Е.В. Серебряков К.Б. Устройство автомобиля. М.: Машиностроение, 1987. — 352 с.
2. Понизовский А.Н., Власко Ю.М. Краткий автомобильный справочник. М.: АО "Трансконсалтинг", 1994 г.
3. Железнов Е.И. Эффективность торможения малотоннажных автопоездов: учеб. пособие / Железнов Е.И.; ВолгГТУ. — Волгоград: РПК "Политехник", 2005. — 99 с.

Внимание!

Поправка к ст. Хортов В.П., Скворцов А.А., Зуев С.М., Ворожейкин В.В. "Суперконденсаторные системы пуска ДВС":

Работа выполнена при финансовой поддержке министерства образования и науки РФ (договор № 02.G25.31.0138 от 01.12.2015).

УДК 621.44

МЕТОД ОЧИСТКИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА ОТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ И ВОДЫ

Д-р техн. наук **ШАПРАН В.Н.**, **БЕРЕЗНЯК А.В.**, **ТАРАСОВ Ю.С.**
Рязанское ВВДКУ имени генерала армии В.Ф. Маргелова

Рассматривается принципиально новый вариант очистки дизельного топлива от механических примесей и воды.

Ключевые слова: *дизельное топливо, топливная аппаратура, фильтр-отстойник.*

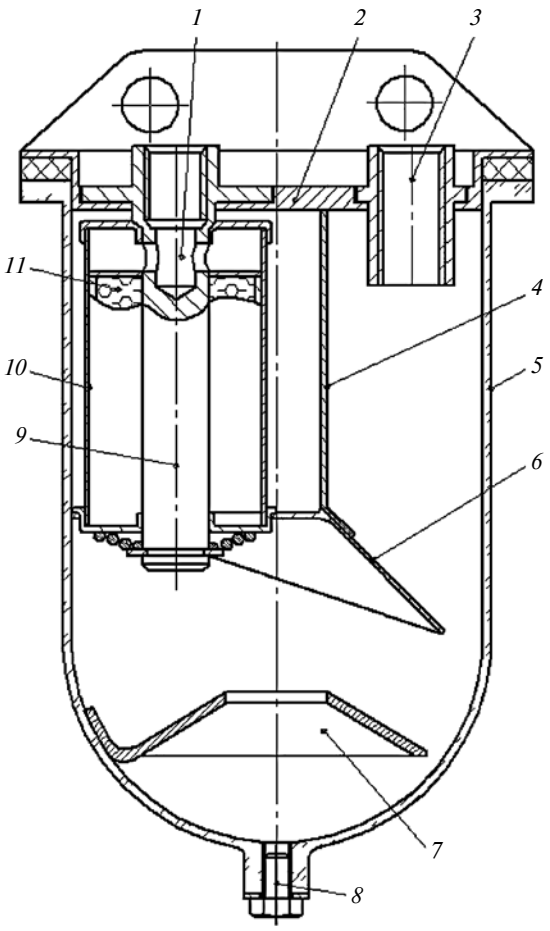
В отказах фильтрующих систем немалую роль играет, как известно, наличие в топливе "свободной" воды. Её присутствие ухудшает работоспособность фильтрующих элементов тонкой очистки и снижает (по данным работы [1] с 1500 до 200—300 мото · ч) их ресурс. При этом 10—18 % фильтров подвергаются набуханию и деформации. При низких же температурах кристаллы льда забивают фильтры тонкой очистки, уменьшая пропускную способность либо полностью блокируя их. Кроме того, вода оказывает отрицательное влияние на энергетические свойства топлива: наличие свободной воды в топливе приводит к его неравномерному распылению, а её испарение — к снижению температуры в камере сгорания. Она же существенно, в 10—15 раз, увеличивает электростатический заряд в нём, что может привести к взрыву паровоздушной смеси. Наконец, в обводнённом дизельном топливе резко возрастает скорость коррозии и значительно ухудшаются его противоизносные и противозадирные свойства. В результате совместного действия электрохимической коррозии и трения резко увеличивается скорость изнашивания прецизионных деталей форсунок.

Чтобы снизить загрязнённость и обводнённость дизельного топлива, в системах питания предусмотрена трёхступенчатая его очистка: предварительная — в топливном баке, грубая — в фильтрах грубой очистки и окончательная — в фильтрах тонкой очистки [2]. Причём в настоящее время вариантов исполнения всех этих фильтров существует достаточно много. Однако, как показывает анализ, все они недостаточно эффективны. Например, если взять фильтры грубой очистки, то они, как правило, не могут полностью задержать как воду, так и механические примеси. И решить данную проблему можно лишь с помощью отстойника, представленного на рисунке.

Работает данное устройство следующим образом.

Топливо поступает в него через отверстие *3*, выполненное в крышке *2*. При этом попасть к сетке фильтрующего элемента не отстоявшись, она не может: этому мешает отражатель *4*. Далее оно через щель между внутренней стенкой стакана и наружной кромкой успокоителя *6* стекает по его конусной поверхности, которая обеспечивает равномерное распределение стока топлива по периметру стакана. Вследствие потери скорости потока крупные частицы примесей оседают на дне стакана. Чтобы предотвратить их вымывание, в конструкции предусмотрены успокоитель *7*, который располагается на дне стакана.

Затем топливо проходит к сетчатому фильтрующему элементу *10*, зафиксированному на центральном стержне *3*. Далее оно попадает в полость, где находится влагопоглощающий материал *11* (акриламид В-415К), установленный внутри сетчатого фильтрующего элемента. Таким образом, устройство представляет собой, по существу, ком-



Топливный фильтр-отстойник:

1 — отверстие для отвода очищенного топлива; *2* — крышка; *3* — отверстие для подвода топлива; *4* — отражатель; *5* — стакан; *6* — успокоитель; *7* — успокоитель нижний; *8* — сливная пробка; *9* — центральный стержень; *10* — сетчатый фильтрующий элемент; *11* — влагопоглощающий материал

бинацию отстойника и двух фильтров, проходя которые топливо очищается от мелких примесей и от воды, а затем через отверстие *1* в стержне поступает в топливную систему.

Литература

1. Карташевич А.Н. К вопросу совершенствования процесса очистки топлива и масла в двигателе внутреннего сгорания / А.Н. Карташевич, А.Е. Кондраль, С.М. Куликов // Ecological aspects of Mechanization of Plant Production: XI International symposium.2005. Warszawa. P. 102—105.
2. Астапенко И.М. Применение двухфазной подачи топлива для дизельных двигателей автотракторной техники / И.М. Астапенко, А.Н. Карташевич // Ресурсосбережение и экология в сельском хозяйстве: матер. 6-й Междунар. науч. конф., посвященной 75-летию НАН Беларуси / Бел. Гос. С.-х. Акад. Горки, 2004. С. 159, 160.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.717

СТРУКТУРА МНОЖЕСТВА ПУТЕЙ КОМПЛЕКТОВАНИЯ ПРИ СЕЛЕКТИВНОЙ СБОРКЕ ИЗДЕЛИЙ ТИПА "ПОДШИПНИК"

САЗОНОВ Д.А.
Московский политехнический университет (МАМИ)
(495.223-05-23; e-mail: das317@yandex.ru)

Получено выражение для уравнения сопряжения в номерах селективных интервалов сопрягаемых параметров. Определена структура множества путей комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник".

Ключевые слова: *селективная сборка, задача комплектования.*

Sazonov D.A.

THE STRUCTURE OF THE MANY WAYS OF MATCHING IN SELECTIVE ASSEMBLY PRODUCTS SUCH AS "BEARING"

The formula for the equation of connection in selectivity intervals indexes is obtained. The structure of matching ways array for selective assembling products such as "bearing" is obtained.

Keywords: *selective assembly, matching problem.*

Под изделием типа "подшипник" понимаем изделие, имеющее четырёхзвенную размерную цепь. Понятие четырёхзвенной размерной цепи имеет место в машиностроении в теории точности и функциональной взаимозаменяемости [1]. Однако в последнее время в технической литературе чаще всего используются понятия: уравнение сопряжения, сопрягаемый параметр, параметр сопряжения, трёхпараметрическое сопряжение, трёхпараметрическая задача комплектования [2]. Метод решения уравнения сопряжения определяет вид сборки изделий. Если для решения уравнения сопряжения применяется метод групповой или межгрупповой взаимозаменяемости, то мы имеем селективную сборку изделий.

Селективная сборка изделий получила научное обоснование, когда в середине 70-х годов прошлого века был предложен метод межгрупповой взаимозаменяемости и задача комплектования, задача получения максимального количества сборочных комплектов, была представлена как задача Монжа—Канторовича с индикаторной функцией стоимости. Основные научные результаты по селективной сборке изделий с использованием метода межгрупповой взаимозаменяемости были получены в работе [3].

В статье [4] задача комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" была также сформулирована как задача Монжа—Канторовича.

В данной статье уравнение сопряжения предлагается рассматривать в виде уравнения в числовых индексах, определяющих номера селективных интервалов сопрягаемых параметров, или в номерах селективных интервалов сопрягаемых параметров, а также определена структура множества путей комплектования, что позволяет разработать эвристические методы решения задачи комплектования.

Введём необходимые обозначения: x_i — сопрягаемый параметр и его значение ($i = \overline{1, 3}$); δx_i — поле допуска сопрягаемого параметра ($\delta x_i = [-1, +1]$), ξ_i — случайная величина, принимающая значение x_i сопрягаемого параметра и определённая на отрезке $[-1, +1]$, $f_i(x_i)$ — функция распределения плотности вероятностей случайной величины (ξ_i), y — параметр сопряжения и его значение (уравнение сопряжения — формула 1 в

табл. 1), δy — поле допуска параметра сопряжения ($\delta y = [-3, +3]$), η — случайная величина, принимающая значения y параметра сопряжения и определённая на отрезке $[-3, +3]$, $\varphi(y)$ — функция распределения этой случайной величины, $f(x_1, x_2, x_3)$ — функция распределения случайной величины $\xi = (\xi_1, \xi_2, \xi_3)$, являющаяся решением задачи комплектования.

Покажем, что уравнение сопряжения (формула 1) можно записать в номерах селективных интервалов сопрягаемых параметров. Разобьем поле допуска δx_i сопрягаемого параметра, отрезок $[-1, +1]$, на нечётное число $n = 2m + 1$ селективных интервалов одинаковой длины Δ (формула 2). Значения x_i сопрягаемого параметра в точках деления отрезка обозначим x_{ij_i}, ($j_i = \overline{0, n}$). Индекс j_i определяет и номер селективного интервала $j_i = \overline{1, n}$. Для j_i-го селективного интервала $[\bar{x}_{ij_{i-1}}, \bar{x}_{ij_i}]$ определим значение $\bar{x}_{ij_i}$ по формуле 3. Индекс j_i определяет последовательную нумерацию селективных интервалов и для значений x_{ij_i}, $\bar{x}_{ij_i}$. Чтобы не вводить новых обозначений для индексов, будем считать в дальнейшем, что индекс j_i определяет симметричную нумерацию селективных интервалов и значений $\bar{x}_{ij_i}$, ($j_i = \overline{-m, m}$).

Если дискретная функция распределения $\bar{f}_i(x_i)$ принимает значения y_k, т. е. $\bar{x}_{ij_i}$, то дискретная функция распределения $\bar{\varphi}(y)$ примет значения y_k, т. е. $\bar{\varphi}(y_k)$. Значения y_k могут быть получены из уравнения сопряжения, которое примет вид формулы 4. Тогда на отрезке $[-3, +3]$ мы получим $(6m + 1)$ точек y_k, причём $y_0 = 0$, $y_{-3m} = -3 + 3/2\Delta$; $y_{3m} = 3 - 3/2\Delta$, $k = \overline{-3m, 3m}$.

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$y = x_1 + x_2 + x_3$	y — параметр сопряжения; x_i — сопрягаемый параметр
2	$\Delta = \frac{2}{n} = \frac{2}{2m+1}$	m — произвольное целое положительное число
3	$\bar{x}_{ij_i} = \frac{x_{ij_{i-1}} + x_{ij_i}}{2}$	$j_i = \overline{1, n}$
4	$y_k = \bar{x}_{1j_1} + \bar{x}_{2j_2} + \bar{x}_{3j_3}; j_i = \overline{-m, m}$	$k = \overline{-3m, 3m}$
5	$j_1 + j_2 + j_3 = k; j_i = \overline{-m, m}$	$k = \overline{-3m, 3m}$

Так как для номеров селективных интервалов сопрягаемых параметров и номеров интервалов параметра сопряжения принята симметричная нумерация, то уравнение сопряжения (формула 4) можно записать в номерах селективных интервалов сопрягаемых параметров и интервалов параметра сопряжения формулу 5. При этом поле допуска δy параметра сопряжения можно разбить на $3n$ интервалов одинаковой длины Δ.

Очевидно, что $y_{-3m} = -3 + 3/2\Delta$, $y_0 = 0$, $y_{3m} = 3 - 3/2\Delta$. Данное выражение и определяет уравнение сопряжения (формула 1) в номерах селективных групп. Значения y_k и y_{k-1} отличаются на величину Δ, т. е. $y_k - y_{k-1} = \Delta$, причём очевидно $y_0 = 0$, $y_{-3m} = -3 + 3/2\Delta$, $y_{3m} = 3 - 3/2\Delta$.

Если значения x_i сопрягаемого параметра принадлежат селективному интервалу $[\bar{x}_{ij_{i-1}}, \bar{x}_{ij_i}]$, то значения y параметра сопряжения будут принадлежать отрезку $[y_k - 3/2\Delta, y_k + 3/2\Delta]$ при условии выполнения уравнения сопряжения (формула 5). Поле допуска δy параметра сопряжения, отрезок $[-3, +3]$, в этом случае разобьётся на $3n - 2$ отрезков $[y_k - 3/2\Delta, y_k + 3/2\Delta]$, которые будут иметь пересечения.

Использование симметричной нумерации для обозначения номеров селективных интервалов сопрягаемых параметров при изучении трёхпараметрической задачи комплектования даёт возможность понять структуру множества путей комплектования.

Симметричной нумерацией селективных интервалов для трёхпараметрической задачи комплектования пользуются при сборке подшипников [5]. Кроме того, в пользу введения симметричной нумерации говорит и тот факт, что теория селективной сборки разрабатывается для относительной нормированной системы полей допусков [3], которая является симметричной и в которой отклонения от номинальных значений сопрягаемых параметров могут принимать как положительные, так и отрицательные значения.

Рассмотрим структуру множества путей комплектования S дискретной задачи комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник".

Пусть решением непрерывной задачи комплектования является функция $f(x_1, x_2, x_3)$.

При дискретизации функции распределения $f(x_1, x_2, x_3)$ в качестве значения для дискретной функции распределения $\bar{f}(x_1, x_2, x_3)$ возьмём значения $\bar{x}_{1j_1}$, $\bar{x}_{2j_2}$, $\bar{x}_{3j_3}$, т.е. получим дискретную

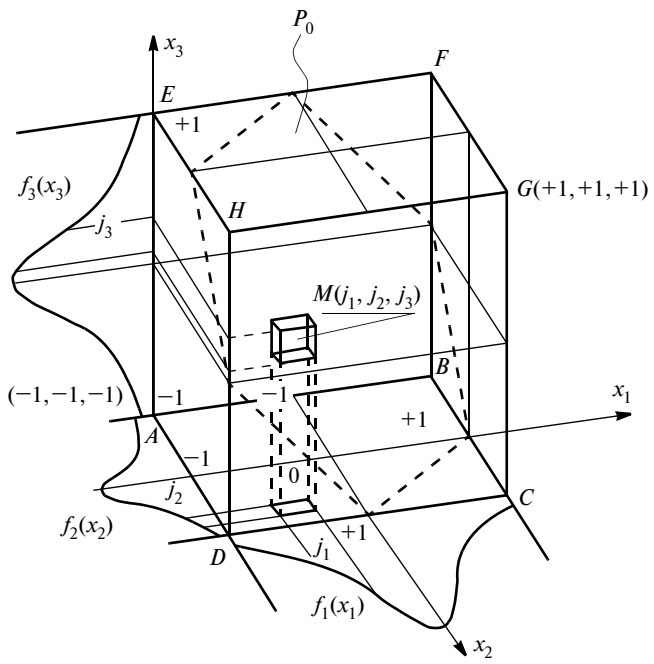


Рис. 1. Трёхмерное поле допуска сопрягаемых параметров x_i

функцию распределения $\bar{f}(\bar{x}_{1j_1}, \bar{x}_{2j_2}, \bar{x}_{3j_3})$. Совокупность значений $(\bar{x}_{1j_1}, \bar{x}_{2j_2}, \bar{x}_{3j_3})$ определяет точку $M(\bar{x}_{1j_1}, \bar{x}_{2j_2}, \bar{x}_{3j_3})$ в трёхмерном поле допуска сопрягаемых параметров, а именно в трёхмерном селективном интервале. Выберем совокупность точек M, для которых при фиксированном значении k выполняется условие, описанное формулой 4. Эти точки обозначим $M_k(\bar{x}_{1j_1}, \bar{x}_{2j_2}, \bar{x}_{3j_3})$. Через точки $M_k(\bar{x}_{1j_1}, \bar{x}_{2j_2}, \bar{x}_{3j_3})$ проведём плоскость P_k, которая пересечёт грани куба, ограничивающего трёхмерное поле допуска сопрягаемых параметров (рис. 1).

В плоскости, находящейся внутри куба, будут находиться все точки $M_k(\bar{x}_{1j_1}, \bar{x}_{2j_2}, \bar{x}_{3j_3})$, для которых будет выполняться то же условие (формула 4) для фиксированного значения k. Точки $M_k(\bar{x}_{1j_1}, \bar{x}_{2j_2}, \bar{x}_{3j_3})$ также определяют и путь комплектования $s_k(j_1, j_2, j_3)$. Совокупность путей комплектования $s_k(j_1, j_2, j_3)$ при фиксированном значении k определяет множество путей комплектования S_k, $k = \overline{-3m, 3m}$.

Общее число множеств S_k задачи комплектования обозначим K ($K = 6m + 1$). Общее число путей комплектования для задачи комплектования обозначим N ($N = n^3$). Число путей комплектования, образующих множество S_k, обозначим N_k. Тогда $N = \sum_{k=-3m}^{3m} N_k$. Для рассматриваемой задачи комплектования очевидно, что $N_k = N_{-k}$.

Обозначим $\tilde{S}_k$ расширенное множество путей комплектования, образованное при объединении множеств S_l, причём l принимает значения от $-k$ до $+k$, т. е. $\tilde{S}_k = \bigcup_{l=-k}^{+k} S_l$. Число путей комплектования, образующих множество $\tilde{S}_k$, обозначим $\tilde{N}_k$. Тогда $\tilde{N}_k = \sum_{l=-k}^{+k} N_l$. При увеличении индекса k (что эквивалентно увеличению поля допуска на параметр сопряжения) число путей комплектования $\tilde{N}_k$ увеличивается.

Обозначим t_k отношение числа путей комплектования $\tilde{N}_k$ для расширенного множества $\tilde{S}_k$ к общему числу путей комплектования N задачи комплектования и рассмотрим множества S_k на конкретном примере. Пусть $m = 10$, тогда $N = n^3 = 9261$. Общее число множеств S_k равно K, $K = 6m + 1 = 61$. В табл. 2 приведены зависимости от значений k: числа путей комплектования N_k множества S_k, числа путей комплектования $\tilde{N}_k$ для расширенного множества $\tilde{S}_k$ и изменения параметра t_k. При построении таблицы учитывалось, что $S_{-k} = S_k$. Определение числа путей комплектования N_k для конкретного множества S_k не представляет сложности и определяется простым суммированием.

Из графика на рис. 2 видно, что основной прирост путей комплектования происходит при значении $k < 15$. Дальнейшее увеличение k не приводит к существенному увеличению путей комплектования, что существенно не влияет на нахождение эвристических методов решения дискретной задачи комплектования. На рис. 2 представлен график изменения параметра t_k в зависимости от значений k. На рис. 3 и 4 показаны плоскости P_0 и P_{15}, полученные в результате компью-

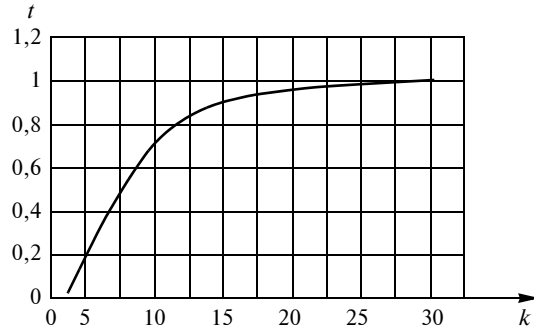


Рис. 2. Зависимость t_k, отношения числа путей комплектования $\tilde{N}$ к общему числу путей комплектования N, от значений k

Таблица 2

1	S_k	S_0	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6	S_7	S_8	S_9	S_{10}
2	N_k	331	330	327	322	315	306	295	282	267	250	231
3	$\widetilde{N}_k$		991	1645	2289	2919	3531	4121	4685	5218	5719	6181
4	t_k	0,0357	0,107	0,1776	0,2471	0,3152	0,3813	0,445	0,5059	0,5635	0,6175	0,6674
1	S_k		S_{11}	S_{12}	S_{13}	S_{14}	S_{15}	S_{16}	S_{17}	S_{18}	S_{19}	S_{20}
2	N_k		210	190	171	153	136	120	105	91	78	66
3	$\widetilde{N}_k$		6601	6981	7323	7629	7901	8141	8351	8533	8689	8821
4	t_k		0,7128	0,7538	0,7907	0,8238	0,8531	0,8791	0,9017	0,9214	0,9382	0,9525
1	S_k		S_{21}	S_{22}	S_{23}	S_{24}	S_{25}	S_{26}	S_{27}	S_{28}	S_{29}	S_{30}
2	N_k		55	45	36	28	21	15	10	6	3	1
3	$\widetilde{N}_k$		8931	9021	9093	9149	9191	9221	9241	9253	9259	9261
4	t_k		0,9644	0,9741	0,9818	0,9879	0,9925	0,9957	0,9978	0,9991	0,9998	1,0

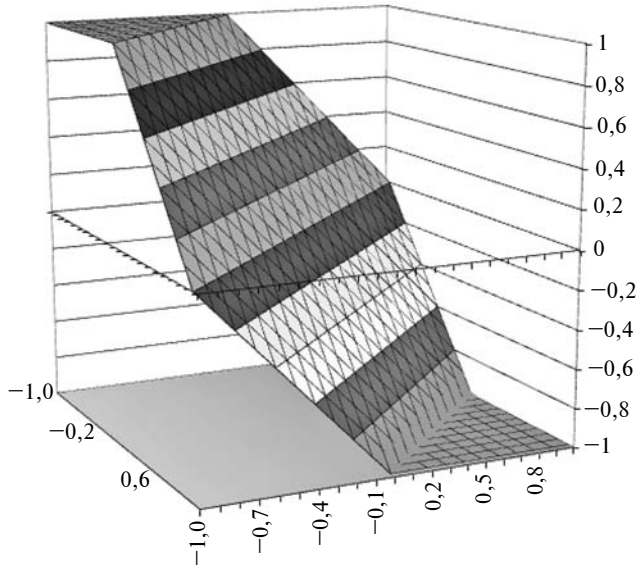


Рис. 3. Плоскость P_0, полученная в результате моделирования уравнения сопряжения в Excel при k = 0

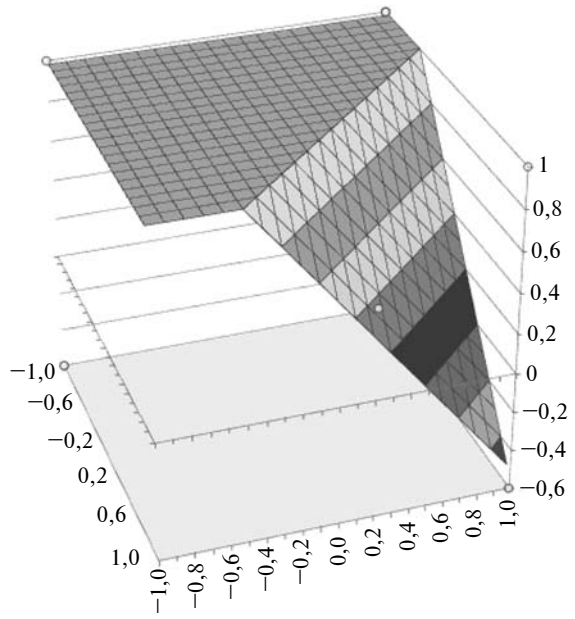


Рис. 4. Плоскость P_{15}, полученная в результате моделирования уравнения сопряжения в Excel при k = 15

терного моделирования точек $M_0(\bar{x}_{1j_1}, \bar{x}_{2j_2}, \bar{x}_{3j_3})$ и $M_{15}(\bar{x}_{1j_1}, \bar{x}_{2j_2}, \bar{x}_{3j_3})$ в трёхмерном поле допуска сопрягаемых параметров.

Представление множества путей комплектования S для трёхпараметрической задачи комплектования в виде определённой структуры было достигнуто за счёт выбора уравнения сопряжения вида $y = x_1 + x_2 + x_3$ и при условии выбора одинаковых по длине селективных интервалов сопрягаемых параметров.

Таким образом, получено выражение для уравнения сопряжения в номерах селективных интервалов сопрягаемых параметров при условии выбора уравнения сопряжения вида $y = x_1 + x_2 + x_3$ и одинаковых по длине селективных интервалов сопрягаемых параметров; определена структура множества путей комплектования для трёхпараметрической задачи сопряжения.

Литература

1. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1979, 343 с.
2. Катковник В.Я., Савченко А.И. Основы теории селективной сборки. Л.: Политехника, 1991, 303 с.
3. Сорокин М.Н. Алгоритмизация комплектования в системах управления технологическим процессом селективной сборки изделий. Автореферат диссертации на соискание учёной степени доктора технических наук. М.: 1989, 42 с.
4. Сорокин М.Н., Колтунов И.И., Сазонов Д.А., Урманова Д.И. Математическая постановка задачи комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник". Журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении". 2014. № 3. С. 40—43.
5. Бонч-Осмоловский М.А. Селективная сборка. М.: Машиностроение, 1974, 142 с.

КОМПАНИЯ "ПОРШЕ": ИСТОРИЯ, СОВРЕМЕННОСТЬ, ГОРИЗОНТЫ

"Порше" занимает особое место в мировом автомобилестроении, соединяя в своих моделях респектабельность и комфорт автомобиля высшего класса со спортивностью, которая прослеживается как во внешнем облике, так и в высоких тягово-динамических показателях автомобилей, укладывающихся тем не менее в жёсткие экологические требования. Читателям журнала "Автомобильная промышленность" небезынтересно будет узнать о работе, проводимой этой немецкой фирмой, стоящей на пике мирового технического прогресса, по совершенствованию своей техники, о её новейших конструкторских разработках и передовых технологиях, которыми компания не раз делилась и с отечественными разработчиками автомобильной техники. Ниже публикуется интервью, которое по просьбе редакции журнала взял член редколлегии, д-р техн. наук И.В. Балабин у директора по послепродажному обслуживанию ООО "Порше Русланд" Дмитрия Васильевича Орлова.

— Прежде чем перейти к конкретным вопросам относительно технических решений компании, которую вы представляете, хотелось бы услышать об истории возникновения и основных этапах развития "Порше".

— Компания была создана на основе конструкторского бюро, открытого в 1931 году в Штуттгарте профессором Фердинандом Порше (1875—1951) и сначала выполняла заказы других фирм. Теперь это принято называть инжиниринговыми услугами.

Для фирмы "Ауто Юнион" в 1933 году был создан 16-цилиндровый гоночный автомобиль, центральномоторная концепция которого задала направление для современного автоспорта. Параллельно конструкторское бюро работало над конструкцией недорогого малолитражного автомобиля для фирм "Цюндап" и НСУ. В 1934 году "Порше" получила заказ на конструирование и разработку "народного автомобиля" — "Фольксваген".

После окончания войны конструкторское бюро пыталось получить новые заказы в автомобильном секторе. Однако сначала это были гидротурбины, тросовые лебедки, канатные подъёмники для горнолыжников, детали для косилок и созданные на базе "народного трактора" различные типы тракторов, которые разрабатывались и продавались также под именем "Порше". В 1946 году компания получила обширные заказы на технические разработки от итальянской фирмы "Чизиталия".

Первый же спортивный автомобиль, носивший имя "Порше", был создан в 1948 г. в городе Гмюнде (земля Каринтия, Австрия) под контролем Ферри Порше, сына основателя компании. Это был двухместный родстер мод. "356" с алюминиевым кузовом, известный как "№ 1", сразу ставший победителем в городской гонке Инсбрука. До 1950 г. их было изготовлено 52 экз., а затем началось серийное производство варианта со стальным кузовом в Штуттгарте-Цуффенхаузене, где, кстати, и теперь расположена штаб-квартира компании. Уже через десять лет после премьеры было выпущено более 25 тыс. таких автомобилей, а до 1965 года их собрано 77 766. Всего за полтора десятилетия спортивный автомобиль "Порше" стал классическим.

Разумеется, дело не ограничилось единственной моделью: новинки дебютировали одна за другой, постоянно завоевывали награды на сложных и престижных соревнованиях. Так, уже в 1953-м в Париже был представлен "Порше 550 Спайдер", который в 1956-м одержал победу в общем зачёте в гонках "Тарга Флорио", объявленных тогда чемпионатом мира. А в 1960-м уже новый автомобиль — "718 RS 60" — выиграл общий зачёт в этих гонках и в гонках "12 часов Себринга".

В 1964-м началось производство легендарного "Порше 911", а в 1966-м — "безопасного кабриолета" мод. "911 Тарга". В 1967-м очередная новинка — "Порше-910 — "все на тех же гонках "Тарга Флорио" добивается тройного успеха, а в тысяче-километровой гонке на "Нюрбургском кольце" — первой победы в общем зачёте. В 1968-м в 24-часовых гонках в Дайтоне первую победу в общем зачёте одержал новый автомобиль — "Тип 907-8. Тогда же ему удалось повторить прошлогодние результаты на "Нюрбургринге" и "Тарга Флорио". Кроме того, первую победу одержал в ралли "МонтеКарло" экипаж на "Порше 911 Т".

Одновременно с этим "Порше" продолжала "клиентские разработки". Важнейшим заказчиком до 70-х годов была компания "Фольксваген", с которой с 1948 года существовал широкий договор о сотрудничестве. Так, в Штуттгарт-Цуффенхаузене работали над оптимизацией многочисленных деталей для автомобиля "Жук", который производился в Вольфсбурге и за который изготовитель выплачивал разработчику лицензионное вознаграждение. Участвовала "Порше" также и в разработке последующих моделей успешного "Жука". Штуттгартское предприятие по заказу "Фольксвагена" разработало множество прототипов, которые должны были задать направление в производственной программе легковых автомобилей концерна.

1969-й год ознаменован появлением автомобиля с центральным расположением двигателя — "VW-Порше 914", который был представлен на Франкфуртском автосалоне. На спортивных же трассах отличились автомобиль мод. "908/02" и глубоко модернизированная версия этой конструкции — мод. "917": наряду с победой в ралли "Монте Карло" и гонках "Тарга Флорио" компания впервые победила в мировом чемпионате среди марок. Годом позже с девятью из возможных десяти побед "Порше" подтвердила этот титул, а в 24-часовой гонке Ле-Мана экипаж на "917" завоевал победу в общем зачёте. Еще год спустя — снова победа в Ле-Мане и в чемпионате мира среди марок.

Поскольку увеличить отдел разработок, включавший отделения конструирования, испытаний и дизайна, в Цуффенхаузене не представлялось возможным, решено было перевести этот отдел в другое место. В феврале 1969 года началось строительство первой очереди сегодняшнего центра разработок в Вайссахе — 25 километров к северо-западу от Штуттгарт-Цуффенхаузена. Летом 1971 года отдел разработок с отделениями конструирования, испытаний и дизайна переехал в новые здания.

В 1972 г. рынок увидел спортивную топ-модель "Порше 911 Каррера RS 2,7", а в 1973-м представлено семейство 911-х так называемой "серии G" с безопасными бамперами. Победными стали эти годы для "Порше" в канадско-американской гоночной серии "КанАм", где успешно выступили мод. "917/10" и "917/30" соответственно.

В 1974 г. на Парижском автосалоне компания представила первый в мире серийный спортивный автомобиль с турбонагнетателем и регулируемым давлением наддува, в 1975-м впервые выпустила спортивный автомобиль с передним расположением двигателя и "разнесённой" компоновкой — "Порше 924". Именно

тогда первой среди автопроизводителей компания использовала в стандартной комплектации кузовные элементы из горячеоцинкованной листовой стали.

В 1976-м чемпионами Мира в чемпионате среди марок и спортивных автомобилей стали "Порше 935" и "936". В 1977-м — снова титул чемпиона мира среди марок и новая победа в Ле-Мане. Новые пути в области техники и дизайна обозначил "Порше 928", созданный как преемник "911-го"

Восьмидесятые годы — не менее насыщены спортивными победами и новыми конструкциями. Так, к тридцатилетию компании (1981) в 24-часовой гонке Ле-Мана побеждает "Порше-936/81", а модельный ряд пополняет собой новый автомобиль с разнесённой компоновкой — 163-сильный "Порше 944". В 1982—1989 гг. в пяти чемпионатах мира среди команд, марок и пилотов побеждает автомобиль "956/962". В 1984-м своё победное шествие начинает турбонаддувный двигатель TAG в гоночном болиде "МакЛарен" MP4/2 класса "Формула-1", ставший в 1984—1986 гг. преобладающим в этом классе. На его счету 25 побед в гонках гран-при и три титула чемпионов мира (Ники Лауда и Ален Прост)...

Несмотря на наличие "преемников", не сдает позиций легендарная мод. "911". Так, в 1982-м компания предложила открытую версию — "911 SC Кабриолет", а в 1984-м автомобиль "Порше 911 Каррера 4×4" впервые победил в ралли Париж-Дакар.

В 1985-м представлена мод. "959": оппозитный двигатель с двойным турбонаддувом и жидкостным охлаждением четырёхклапанных головок цилиндров, электронно-регулируемая ходовая часть, полный привод, оптимизированная аэродинамика кузова Автомобиль в этом же году победил в "Ралли Фараонов", а в 1986-м выиграл ралли "Париж-Даккар".

И снова "911": к 25-летнему юбилею модели (в 1986 г.) компания представила заново разработанный автомобиль "Порше 911 Каррера 4" (тип 964) с полным приводом. А годом позже — модификацию с новой автоматической коробкой передач "Типтроник"... Также в 1986-м впервые организована "экологичная" гоночная серия, не наносящая ущерба окружающей среде. Ею стал "Кубок "Порше 944".

В начале 1990-х годов компания оказалась в кризисе, который поставил под угрозу её существование. Однако Венделину Видекингу, Председателю Правления компании с 1992 года, с помощью квалифицированных и мотивированных сотрудников всего за несколько лет удалось снова сделать её прибыльной. Благодаря помощи японских консультантов, приверженцев концепции "*кайзен*" (яп. — "процесс непрерывного совершенствования") и использованию методов экономичного производства и управления Видекинг тщательно проанализировал и оптимизировал опытно-конструкторские работы, производство, продажи и адми-

Рис. 1

Рис. 2

нистративные процессы. С тех пор "Порше" — один из самых эффективных производителей спортивных автомобилей, способный быстро реагировать на все изменения рынка.

Ключевой сферой производства для "Порше" был и остаётся сегмент спортивных автомобилей класса "люкс". Классический "911" сходит с конвейера уже на протяжении более 40 лет. Осенью 1996 года был запущен ещё один модельный ряд среднемоторных спорткаров — "Бокстер", который с конца 2005 года дополняет модель "Кайман". В августе 2002 года " был представлен спортивный внедорожник "Кайен", ознаменовавший собой появление третьего модельного ряда. "Кайен" собирают на втором заводе компании в Лейпциге. Это решение продемонстрировало приверженность компании вести производство именно в Германии — стране, продукция которой известна во всем мире своим качеством. На этом заводе в период с 2003 по 2006 год была также изготовлена ограниченная серия модели "Каррера GT" (1270 экземпляров) — высокоэффективного спортивного автомобиля, установившего новые стандарты в современном автомобильном дизайне и конструкции.

Летом 2005 года правление компании дало "зелёный свет" развитию и производству четвёртого модельного ряда — "Панамэра". Этот новый автомобиль премиум класса "гран туризмо" появился на рынке в 2009 году. Своим именем он обязан легендарной гонке на длинную дистанцию — "Каррера Панамерикана". ...А теперь пришло время автомобиля "Панамэра" 2017-го модельного года. (рис. 1, 2).

— ***Учитывая впечатляющие достижения фирмы в области двигателестроения, расскажите о конструкции и выходных параметрах новых двигателей — так называемых "битурбо" V6 и V8.***

— Все двигатели второго поколения модели "Панамера" сконструированы заново. Они стали мощнее и одновременно экономичнее, и при этом значительно сокращены вредные выбросы. К моменту выхода на рынок представлены три новых двигателя "битурбо" с непосредственным впрыском. Бензиновый двигатель V8 приводит в движение автомобиль "Панамера Турбо", бензиновый V6 используется на мод. "Панамера 4S". Соответственно на "Панамера 4S Дизель" устанавливается дизель V8. Все три модификации (дизельная — впервые!) комплектуются постоянным полным приводом и новой восьмиступенчатой коробкой передач.

Общая особенность трёх двигателей — компоновка, при которой два вращающихся навстречу друг другу нагнетателя (*"Twin Scroll"*) расположены по центру — между рядами цилиндров. Эта так называемая схема *"Hot side in"* (*"горячая сторона внутри"*) имеет многочисленные преимущества: двигатели получаются компактнее и могут быть установлены ниже, что положительно сказывается на расположении центра масс автомобиля. В то же время минимальное расстояние между турбонагнетателями и камерами сгорания обеспечивает высокую чуткость отклика. Дополнительное его повышение достигается благодаря опциональному переключателю режимов движения. Впервые такой переключатель режимов был использован на модели "918 Спайдер", он представляет собой поворотное кольцо на руле, которое служит для интуитивного выбора одного из четырёх режимов движения (*normal, sport, sport plus и individual*). В середине переключателя находится кнопка *"Sport Response"*. Одного нажатия этой кнопки достаточно для задействования максимального мощностного потенциала "Панамеры".

Самый мощный из предлагаемых двигателей — 4-литровый агрегат V8 битурбо (рис. 3), развивающий мощность 404 кВт (550 л.с.) при частоте 5 750 мин$^{-1}$ и максимальный крутящий момент 770 Н·м (в диапазоне 1960—4500 мин$^{-1}$). По сравнению с предшественником его мощность

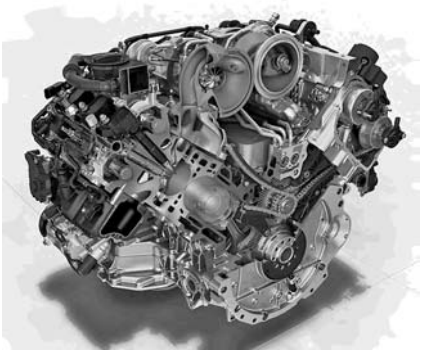


Рис. 3

Рис. 4

возросла на 30 л.с., а крутящий момент — на 70 Н·м. Восьмицилиндровый двигатель разгоняет автомобиль до 100 км/ч за 3,8 секунды, а с пакетом *"Sport Chrono"* на это уходит 3,6 секунды. Максимальная же скорость этой модели составляет 306 км/ч. При этом новая модель существенно экономичнее прнедшественника — на 1,1 л/100 км. (*Прим. ред.: в новом европейском ездовом цикле (NEDC) автомобиль расходует 9,4...9,3 л/100 км, а соответствующий выброс углекислого газа составляет 214...212 г/км.*)

Двигатель V8 оснащается новой адаптивной системой управления работой цилиндров. При движении в диапазоне частичных нагрузок система незаметно превращает на некоторое время восьмицилиндровый агрегат в четырёхцилиндровый. Это позволяет, в зависимости от мощности, запрашиваемой в фазах движения на четырех цилиндрах, сэкономить до 30 % топлива

Шестицилиндровый вариант двигателя (рис. 4) — также с двумя турбинами, его рабочий объём — 2,9 л., максимальная мощность — 324 кВт (440 л.с. — плюс 20 л.с. по сравнению с предшественником) при частоте 5650 мин$^{-1}$. В диапазоне от 1750—5500 мин$^{-1}$ он развивает впечатляющие 550 Н·м (плюс 30 Н·м). За 4,4 секунды (с пакетом *"Sport Chrono"* — через 4,2 секунды) автомобиль разгоняется до 100 км/ч. Максимальная скорость данной модификации составляет 289 км/ч. (*Прим. ред.: Расход топлива в смешанном цикле (NEDC) составляет 8,2...8,1 л/100 км, а выброс CO_2 — 186...184 г/км.*) По сравнению с аналогичным автомобилем первого поколения это обеспечивает экономию топлива до 1,0 л/100 км, т.е. 11 %.

Как и восьмицилиндровый двигатель "Панамеры турбо", шестицилиндровый агрегат "Панамеры 4S" снабжён форсунками с электромагнитным управлением и многоструйным распылителем (рис. 5). Направление каждой из семи струй рассчитано и оптимизировано отдельно, что позволяет обеспечить максимальную однородность смеси. Форсунки расположены по центру камер сгорания. Такое расположение обеспечивает оптимальное сгорание, высочайшую эффективность и чувствительный отклик.

Поступающий в двигатели воздух через двухпоточную систему трубопроводов подводится к турбонагнетателям и после этого направляется через интеркулеры, а затем через две дроссельные заслонки попадает в камеры сгорания (рис. 6). Благодаря двухпоточной системе также сокращается время отклика. На мод. 4S используется выпускной коллектор, интегрированный в головку блока цилиндров. Кроме снижения массы этим обеспечивается ещё и его охлаждение.

Новые турбонагнетатели способствуют повышению крутящего момента в диапазоне низких оборотов и более чуткому отклику двигателя: потоки отработавших газов в выпускном коллекторе разделены соответственно по порядку зажигания цилиндров, а турбины в турбонагнетателях имеют конструкцию с двумя "улитками" (рис. 7). В корпусе параллельно друг другу расположены два проточных канала. Благодаря полностью раздельному подводу потоков отработавших газов на турбинное колесо исключаются характерные для V8 помехи при смене заряда.

Рис. 5

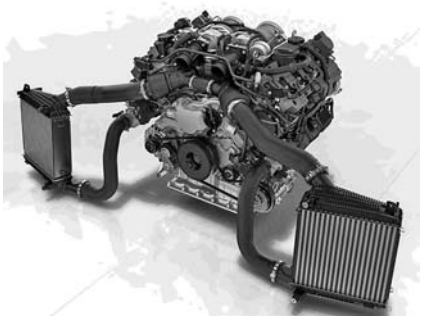


Рис. 6

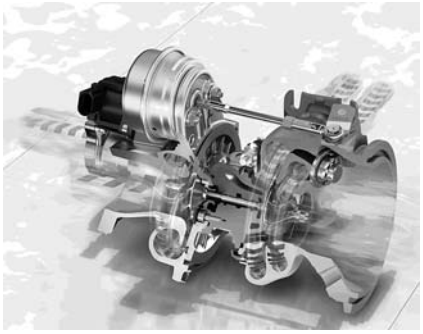


Рис. 7

Рис. 8

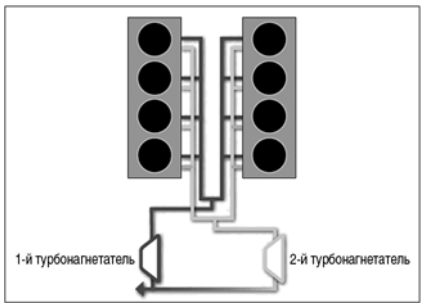


Рис. 9

Для новых двигателей применяются инновационные технологии и материалы. Так, масса блока цилиндров модели "Панамера турбо" была снижена примерно на 15 %, несмотря на повышенную литровую мощность. Кроме оптимизации массы блока цилиндров это достигается благодаря стальному покрытию рабочей поверхности методом атмосферного плазменного напыления. Прочное покрытие выдерживает повышенные нагрузки, резко снижая износ.

Что касается нового дизеля (рис. 8), он на сегодняшний день самый мощный из всех дизелей "Порше", которые когда-либо ставились на серийные автомобили. Он развивает мощность 310 кВт (422 л.с.) при 3500 мин$^{-1}$). Максимальный крутящий момент составляет внушительные 850 Н·м, причём он остается неизменным в широком диапазоне частот — от 1000 до 3250 мин$^{-1}$. С ним "Панамера" достигает максимальной скорости 285 км/ч и в настоящее время является самым быстрым серийным дизельным автомобилем в мире. На разгон с места до 100 км/ч требуется 4,5 секунды (с пакетом *"Sport Chrono"* — 4,3 секунды). При этом средний расход топлива составляет 6,8...6,7 л/100 км, а выброс углекислого газа — 178...176 г/км. Двигатель оснащён системой впрыска *"Common Rail"*, максимальное давление впрыска — 2500 бар.

Турбонаддув у дизеля (рис. 9) также двойной по схеме *"Central Turbo"*. На низких и средних оборотах весь поток отра-

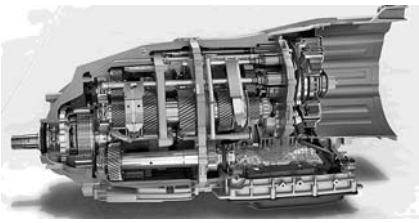


Рис. 10

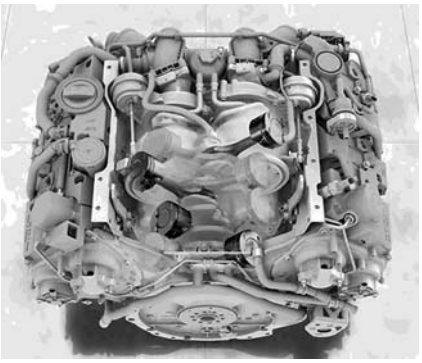


Рис. 11

ботавших газов проходит только через один из двух нагнетателей; тем самым улучшается отклик двигателя. И только при частоте 2700 мин$^{-1}$ подключается бывший до сих пор пассивным второй нагнетатель. У обоих нагнетателей — изменяемая геометрия турбины (VTG).

Говоря о новых силовых агрегатах, невозможно обойти вниманием и новую восьмиступенчатую коробку передач *"PorscheDoppelkupplung"* (PDK) с двумя сцеплениями. По сравнению с гидромеханической коробка передач PDK (рис. 10) легче и позволяет выполнять переключения быстрее. Максимальная скорость достигается на 6-й передаче, а 7-я и 8-я — служат, прежде всего, для снижения расхода топлива и повышения акустического комфорта в поездках на дальние расстояния. Процесс переключения сильно зависит от выбранного режима движения. В спортивном режиме коробка передач PDK нового "Порше Панамера" ведет себя как её аналог мод. "Порше- 911". Она выполняет переключения в очень быстром темпе без разрыва потока мощности, а при переключении на пониженную передачу дополняет это перегазовками. В обычном режиме движения ("*Normal*") PDK выполняет переключения на повышенную передачу очень плавно, чтобы сэкономить топливо. Это возможно, поскольку все новые двигатели даже при низкой частоте вращения выдают достаточный крутящий момент. Новинкой является и так называемая технология "*shift-by-wire* " ("*переключение по проводам*"), дающая ряд преимуществ: рычаг селектора можно оптимально разместить в рабочей зоне водителя, без необходимости учёта механического соединения; траекторию движения рычага селектора и приложенные к нему силы можно индивидуально адаптировать; в результате отсутствия механической связи в салон автомобиля от коробки передач не передаётся никаких шумов.

— ***Идея временного отключения цилиндров двигателя с целью экономии топлива сама по себе не нова, но на пути её практической реализации возникает много сложностей, и то, как удалось специалистам "Порше" создать работоспособную конструкцию двигателя, способного работать с временным отключением цилиндров, представляет большой интерес — если можно, расскажите об этом более подробно***.

— Адаптивная система отключения цилиндров позволяет двигателю V8 работать как 4-цилиндровый (рис. 11). Это позволяет изменить нагрузку двигателя в диапазоне частичных нагрузок, "переместив" её в более экономичные рабочие диапазоны. Система задействуется в зависимости от режима движения при частоте примерно до 3000 мин$^{-1}$ и крутящем моменте до 235 Н · м. В результате удельный расход топлива снижается на величину до 16 %. Реализовано адаптивное отключение цилиндров путём целенаправленного закрывания впускных и выпускных клапанов отключаемых цилиндров.

Для этого используется двухступенчатая система перемещаемых кулачков распределительных валов. Впускные и выпускные кулачки второго, третьего, пятого и восьмого цилиндров под воздействием электромеханических активаторов перемещаются вдоль осей валов. Электромеханические активаторы оснащены двумя направляющими штифтами, с помощью которых происходит перемещение кулачков. Таким образом, впускные и выпускные клапаны соответствующих цилиндров могут полностью выключаться из работы.

Процесс переключения из одного режима в другой заключается в следующем. В режиме работы всех восьми цилиндров по команде блока управления двигателем происходит выдвигание одного из направляющих штифтов активатора (рис. 12: 1 — электромеханический активатор (цилиндры 2, 3, 5, 8, впуск/выпуск); 2 — активаторы, установленные на головке блока цилиндров № 2 (цилиндры 5/8), 3 — направляющие штифты для перемещения кулачков, 4 — выдвигание направляющего штифта в канавку кулачка; 5 — перемещение кулачка вдоль оси вала; 6 — клапаны полностью выключаются из работы).

На каждом кулачке отключаемого цилиндра имеется направляющая канавка, расположенная под углом к оси вращения вала. Взаимодействие направляющего штифта активатора и канавки вращающегося кулачка приводит к перемещению кулачка вдоль оси вращения вала. После этого клапаны соответствующих цилиндров остаются постоянно закрытыми. Если поступает команда на активацию другого направляющего штифта, вращающийся кулачок перемещается в первоначальное положение и клапаны снова включаются в работу.

— ***Теперь несколько слов о той большой работе, которую проводит фирма по совершенствованию процесса управления автомобилем, создавая оптимальную эргономическую среду для водителя и комфорт для пассажиров, обеспечивая безопасность движения столь мощного скоростного аппарата.***

— Говоря об управлении автомобилем, стоит начать с рабочего места водителя (рис. 13). Новая концепция — *"Porsche Advanced Cockpit"* предусматривает использование сенсорных панелей и индивидуально конфигурируемых дисплеев при сокращении числа традиционных кнопок и приборов. Панели по технологии *"Black Panel"* и интерактивные дисплеи отличаются простым, интуитивным управлением, как у смартфонов и план-

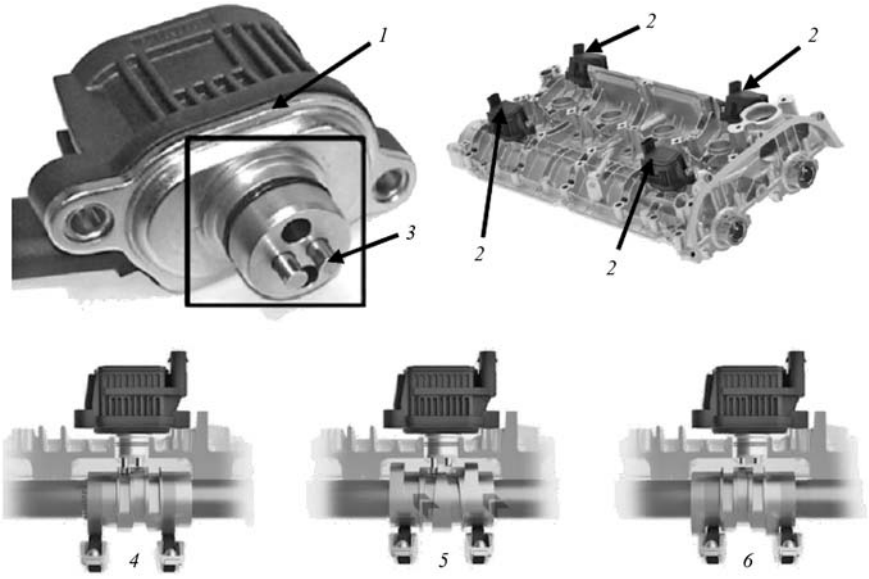


Рис. 12

шетов, и позволяют удобно управлять многочисленными и очень различными функциями автомобиля. По центру же приборной панели располагается аналоговый тахометр — напоминание об автомобиле "Порше-356А" 1955 года.

Водитель сидит по-спортивному низко. Прямо перед его глазами помимо тахометра — два семидюймовых дисплея. В центре торпедо — сенсорный дисплей с диагональю 12,3 дюйма, входящий в состав системы "*Porsche Communication Management*" (PCM) нового поколения и доступный как водителю, так и пассажиру. В PCM интегрированы онлайн-навигация и онлайн-услуги "*Porsche Connect*", имеется возможность подключения смартфона через "*Apple CarPlay*" и новая система голосового управления, точно реагирующая на голос говорящего. Ниже, на центральной консоли размещены сенсорная "чёрная панель" и электронный селектор PDK. Даже пластины центрального дефлектора регулируются здесь электронными ползунками посредством электропривода. В распоряжении пассажиров находится управление информационно-развлекательной системой и опциональным четырёхзонным климат-контролем.

Новая система адаптивного круиз-контроля "*Porsche InnoDrive*", основываясь на данных навигационной системы, а также показаниях радара и видеокамеры, рассчитывает и задействует наиболее оптимальные на протяжении следующих трёх километров показатели разгона и торможения, осуществляет выбор передачи и анализирует возможность движения накатом. При этом этот электронный "штурман" автоматически учитывает повороты, уклоны дороги и ограничения скорости.

"Панамера" оснащается разнообразными стандартными и опциональными системами помощи водителю, которые делают поездку более комфортной и безопасной. К важнейшим инновациям относится система ночного видения, использующая тепловизионную камеру, которая распознает людей и крупных животных и выводит в кокпите цветной предупредительный символ. В комплектации с новыми светодиодными матричными 84-элементными фарами, находящиеся перед автомобилем за пределами дальности ближнего света фар, препятствия, кратковременно подсвечиваются, чтобы водитель мог своевременно на них среагировать.

— Учитывая элемент спортивности, присущий разрабатываемым фирмой "Порше" моделям, хотелось бы узнать о последних разработках в этой области.

— "Спортивность" — тонкое понятие, в значительной мере включающее и мощные двигатели, и особенности систем управления. Новый "Порше Панамера" в большей степени, чем когда бы ни было, сочетает в себе противоположные характеры: динамику настоящего спортивного автомобиля и комфорт модели класса "люкс". Понятие "гран туризмо" было переосмыслено и реализовано в новом исполнении. Для этого компания последовательно усовершенствовала концепцию модели. Новыми стали не только двигатели и коробка передач, более совершенной стала ходовая часть. В её основе — трёхкамерная пневмоподвеска, дополненная системами управления задними колесами и активного подавления кренов.

Рис. 13

Концепция нового автомобиля "Панамера" ориентирована на идеальное сочетание комфорта класса "люкс" и динамики настоящего спорткара. Поэтому конструкция автомобиля дополнена такими инновационными системами, как адаптивная пневмоподвеска с новой трёхкамерной технологией и *"Porsche Active Suspension Management"* (электронная система регулировки амортизаторов — *PASM*), усовершенствованная *"Porsche Dynamic Chassis Control Sport"* (*PDCC Sport*) с *"Porsche Torque Vectoring Plus"* (*PTV Plus*) и активным противодействием кренам, а также новое электромеханическое рулевое управление. Интегрированная система регулировки ходовой части *"Porsche 4D-Chassis-Control"* в реальном времени анализирует и синхронизирует работу всех элементов подвески, оптимизируя настройки. Новая система управления задними колёсами, заимствованная в адаптированном виде у моделей "918 Спайдер" и "911 турбо", привносит в класс "гран туризмо" точность и управляемость спортивного автомобиля. Эффективность тормозной системы также была повышена.

— Зная о том, что "Порше" никогда не останавливается на достигнутом, не могу не спросить о ближайших планах по совершенствованию конструкции и использованию новых технологий, разумеется, без излишних подробностей, составляющих коммерческую тайну. Известно, какой интерес в настоящее время проявляется многими фирмами к проблеме создания электромобиля. Расскажите, что делается в настоящее время фирмой в этом направлении.

— Первый автомобиль "Порше" с чисто электрическим приводом уже на подходе. Наблюдательный совет компании дал "зелёный свет" проекту *"Mission E"*. Тем самым компания открывает новую главу в истории спортивных автомобилей. На рынок автомобиль должен выйти в конце этого десятилетия.

Премьера концептуальной разработки состоялась на Международном автомобильном салоне IAA во Франкфурте в сентябре 2015 года. Большой резонанс у посетителей выставки вызвал, прежде всего, новый, "высокоэмоциональный" дизайн автомобиля. В рамках концепции *"E-Performance"*, этот технологический новатор сочетает в себе выдающиеся ходовые качества и практичность в повседневной эксплуатации. Четырёхдверный автомобиль с четырьмя отдельными посадочными местами имеет суммарную мощность системы привода свыше 600 л.с. (440 кВт). При этом время разгона с места до 100 км/ч составляет менее 3,5 с, а запас хода более 500 километров. При помощи зарядного устройства собственной разработки с напряжением 800 вольт, т. е. вдвое более мощного по сравнению с сегодняшними устройствами быстрой зарядки, литий-ионные батареи, интегрированные в днище автомобиля, уже через 15 минут пополняются до состояния 80-процентной заряженности. В качестве опции автомобиль можно заряжать бескабельным способом, используя устройство индуктивной зарядки со встраиваемой под полом в личном гараже катушкой.

Здесь хотелось бы процитировать председателя правления акционерного общества "Порше" г-на Оливера Блуме: "Мы уверенно принимаем вызов, связанный с электромобильностью. Даже когда речь идёт о спорткарах с чисто электрическим приводом, компания "Порше" остаётся верной своей философии и предлагает клиентам самую спортивную и самую высокотехнологичную модель в сегменте". Проект *"Mission E"* подчеркивает высокую значимость производственной площадки в Цуффенхаузене, региона Баден-Вюртемберг как центра сосредоточения технологий и всей немецкой автомобильной промышленности в целом.

Этим проектом компания преследует свою традиционную цель — дальнейшее устойчивое развитие. Только в Цуффенхаузене появится более тысячи новых рабочих мест. В свою главную производственную площадку компания инвестирует около 700 миллионов евро. В ближайшие годы здесь будут возведены новый окрасочный цех и собственный монтажный цех. Существующий моторный цех перестраивается для выпуска электроприводов. Кроме того, расширяется существующий кузовной цех. Предусмотрены и другие связанные с данными обстоятельствами инвестиции, которые будут направлены, например, в центр исследований и разработок в Вайссахе.

В завершении нашего интервью хочу вам высказать от лица редакции журнала "АП" большую благодарность за то, что нашли время, уважаемый Дмитрий Васильевич, чтобы ответить на наши вопросы. Что, несомненно, окажет благотворное влияние на наши контакты в будущем и ещё больше укрепит связь между нашими специалистами.

СПЕЦИАЛЬНОЕ КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО

ДАНИЛОВ Р.Г.
ЗИЛ

14 июня 1954 года по инициативе заместителя министра обороны СССР Г.К. Жукова выходит Решение ВПК о создании Специального конструкторского бюро на ЗИСе. 7 июля директор завода А.Г. Крылов издал приказ по заводу об образовании СКБ в Отделе главного конструктора (ОГК СКБ) для проектирования специальных внедорожных автомобилей для армии. Главным конструктором СКБ был назначен Виталий Андреевич Грачёв. Руководство ЗИСа создавало все условия для плодотворной работы нового отдела. Большое внимание к работе отдела проявлял Алексей Георгиевич Крылов, бывший директором завода с 1954 по 1963 год.

Перед ОГК СКБ была поставлена задача — в короткий срок создать принципиально новый средний многоцелевой четырёхосный (8×8) автомобиль сверхвысокой проходимости, он же быстроходный артиллерийский тягач АТК-6 грузоподъёмностью 56 т. Отдел СКБ находился в одном помещении с конструкторскими службами основного производства, размещавшимися на 2-м этаже Автобусного корпуса. Первоначально официально в ОГК СКБ никого, кроме главного конструктора, не было. Первыми макетными работами по тематике СКБ занимались конструкторы ОГК М.В. Кашлаков, Г.И. Гольдберг, В.П. Егоров и испытатели Экспериментального цеха.

В марте 1955 года были переведены в ОГК СКБ А.Г. Кузнецов и Е.А. Степанова, в апреле — В.Б. Певцов, С.Г. Вольский, В.А. Паренков, Е.Д. Калтыкова, И. Яблоков, Г. Томазов, Е.Н. Шилина, позже — В.И. Соколовский, С.Ф. Румянцев, А.Д. Андреева, в октябре — Ю.И. Соболев, которые сидели в одной комнате вместе с В.А. Грачёвым. Лабораторию испытаний возглавил Л.С. Липовский. В неё вошли инженеры В.Б. Лаврентьев, Г.Т. Крупенин, Г.А. Семёнов, водители-испытатели А.В. Борисов, П. Левин, И.И. Дмитриев, В.Е. Журавлёв.

Поскольку опыта создания автомобилей сверхвысокой проходимости не было, то для поиска и проверки основных конструкторских решений было создано два макетных образца. Макет ЗИС-Э134 № 1 был построен уже в августе 1955 года на базе ЗИС-151 и стал первой машиной колёсной формулы 8×8, сделанной на заводе. На автомобиле, имевшем мостовую схему с равным расположением осей (управляемыми были колёса первых двух) и капотную компоновку, был установлен рядный шестицилиндровый верхнеклапанный двигатель ЗИС-120ВК мощностью 130 л.с. За двигателем установлен гидротрансформатор от автобуса ЗИС-155, к которому через карданный вал подсоединена 5-ступенчатая коробка передач ЗИС-150. От коробки передач крутящий момент с помощью карданной передачи поступал на раздаточную коробку и затем распределялся на ведущие мосты.

Применение гидромеханической передачи, индивидуальной подвески всех мостов, гидроусилителя рулевого управления, шин большого диаметра с подкачкой обеспечило машине хорошие тяговые качества и проходимость. Испытания макета № 1 показали явные преимущества машины с большим числом осей, обеспечивающих низкое удельное давление на грунт. Гидромеханическая передача способствовала повышению проходимости машины.

В апреле 1956 года в ОГК СКБ совместно с МСЦ-7 был построен макет ЗИС-Э134 № 2. Эта машина, сохранив число осей, двигатель и узлы трансмиссии, отличалась от макета № 1 компоновкой, жёсткой подвеской всех колёс (в основном, из компоновочных соображений, а кроме того, это была проверка предположения: не могут ли шины низкого давления на многоосной машине взять на себя функцию подвески), водоизмещающим корпусом (в последствии был установлен водомет для движения на плаву), шинами сверхнизкого давления 14.00-18, лебедкой. В ведущих мостах были установлены самоблокирующиеся дифференциалы с муфтами свободного хода. Данные, полученные при испытаниях макетов № 1 и 2, были использованы при создании тягача ЗИЛ-134. Это совершенно новая машина, скомпонованная по схеме с передней кабиной, была построена в январе 1957 года.

За кабиной был установлен V-образный двенадцатицилиндровый карбюраторный двигатель мощностью 240 л.с. В трансмиссии были применены: трехступенчатая гидромеханическая коробка передач с автоматическим управлением; самоблокирующиеся межколесные дифференциалы; колесные редукторы, увеличивающие дорожный просвет; карданные шарниры "Рцеппа". Независимая рычажно-торсионная подвеска всех колёс обладала большим ходом (280 мм). Специально разработанные для тягача шины 16.00-20 с регулируемым внутренним давлением имели внутренний подвод воздуха через ступицу колеса. Управляемыми были две пары передних колёс. Герметичный корпус машины давал ей возможность плавать. Многоместная кабина с хорошим обзором имела эффективную систему отопления. Из дополнительного оборудования следует отметить лебёдку с тросоукладчиком и принудительной выдачей троса и предпусковой подогреватель двигателя.

ЗИЛ-134 прекрасно показал себя на испытаниях. Тягач мог свободно буксировать по бездорожью девятитонную двухосную артсистему, а скорости движения по выбитым дорогам были вдвое выше, чем у ЗИЛ-157. Более того, по опорной проходимости колёсный тягач в большинстве случаев практически не уступал гусеничным тягачам, а по преодолению инженерных препятствий превосходил их. И то, что в серию тягач не пошёл, вина не конструкции — освоение производства 12-цилиндрового двигателя было отменено, а для отработки и освоения производства совершенно новых агрегатов не оказалось мощностей.

В период работы над ЗИЛ-134 в отдел пришли В.В. Шестопалов, А.И. Филиппов, В.В. Пискунов, Ю.В. Балашов, М.П. Морозов, Н.А. Егоров, А.П. Селезнёв, испытатели В.М. Андреев, К.Ф. Шурлапов, И.М. Артёмов, водители В.Я. Воронин, И.Г. Катков.

После ЗИЛ-134 в ОГК СКБ наметилась тенденция к отходу от мостовой схемы. Уже в 1956 году, т. е. в то время, когда строились опытные образцы ЗИЛ-134, был сделан макет № 3. На этой машине колёсной формулы 6×6 с жёсткой подвеской колёс использовались переделанные узлы и агрегаты автомобиля ГАЗ-63. Целью постройки макета было исследование влияния удельных давлений вездехода на его проходимость. Вопреки распространённым в то время мнениям, выяснилось, что малое удельное давление само по себе не улучшает проходимость, особенно по рыхлому снегу. Стало ясно, что необходимо искать новые конструктивные решения. В июне — июле 1957 года были построены ЗИЛ-157Р и ЗИЛ-136 колёсной формулы 6×6.

ЗИЛ-157Р был создан на базе серийного автомобиля ЗИЛ-157. Это была первая многоосная машина ОГК СКБ с

Рис. 1. Пусковая установка комплекса 2П30 с высокоточной крылатой ракетой на базе ЗИЛ-135К участвует в военном параде на Красной Площади в Москве. 7 ноября 1961 г.

Рис. 2. ЗИС-Э134, макет № 1

равным расположением осей по базе и управляемыми первой и последней парами колёс. На испытаниях ЗИЛ-157Р продемонстрировал отличную маневренность и проходимость. Улучшение проходимости происходило за счёт уменьшения сопротивления движению при маневрировании на слабых грунтах — все колёса борта идут практически по одной колее. На этой машине также отрабатывались вопросы устойчивости и управляемости автомобилей такой схемы, геометрия установки колёс, что пригодилось впоследствии.

Параллельно с испытаниями ЗИЛ-157Р велись испытания ЗИЛ-136. Отличительными чертами этой машины являлись равное расположение осей по базе, управляемые передние и задние колёса, полумостовая схема (один ведущий мост с дифференциалом, от которого крутящий момент через бортовые конические передачи и карданные валы передавался на колёса других осей). Машина имела двигатель мощностью 145 л.с. и коробку передач от легкового автомобиля ЗИЛ-110, жёсткую подвеску всех колёс, несущий клепаный алюминиевый кузов, водомёт, широкопрофильные эластичные шины. О централизованной системе регулирования давления воздуха в шинах мы не упоминаем, поскольку, начиная с ЗИЛ-134, все вездеходы ОГК СКБ оснащались ею в обязательном порядке. Хотя эта машина и в неполной мере удовлетворяла ожиданиям своих создателей — главным образом благодаря недостаточной устойчивости и управляемости, а также проходимости при движении по рыхлому снегу, — это был важный этап в деле создания снегоболотоходов.

ЗИЛ-157Р проходил испытания с разными шинами, в том числе и с пневмокатками. Для ЗИЛ-136 были разработаны специальные широкопрофильные шины "Липсоид". Сравнительные испытания машин с пневмокатками при движении по бездорожью никаких особых преимуществ пневмокатков над шинами с подкачкой не показали, а на дорогах с твёрдым покрытием они были значительно хуже.

Анализ испытаний макетных образцов позволил сделать ряд важных выводов, имевших принципиальное значение, и начать отработку новых компоновочных схем. Было установлено, что на проходимость влияет не только и не столько малое удельное давление, а сочетание оптимального удельного давления, массы и базы автомобиля, диаметр и профиль шины, а также большой дорожный просвет. Оказалось, что на проходимость по рыхлому снегу существенно влияет вид и конструкция подвески колёс. На основании этого был сделан вывод, что для автомобилей размерности ЗИЛа увеличение числа осей более четырёх нецелесообразно. Хорошую маневренность и проходимость обеспечивает равное расположение осей по базе в сочетании с большим дорожным просветом и управляемыми передней и задней парами колёс, получая одновременно хорошую окопоходимость. На ЗИЛ-136 особенно явно проявились недостатки межбортового дифференциала. Стало ясно, что необходима или его блокировка, или отсутствие вообще. Таким образом, постепенно стала выкристаллизовываться схема полноприводного трёхосного автомобиля с равным расположением осей по базе, а для машин более высокой грузоподъёмности предпочтительнее выглядела схема четырёхосного автомобиля со сближенными центральными осями. Увеличению проходимости способствовал либо блокируемый дифференциал, либо бездифференциальный двухмоторный привод и бортовая схема раздачи крутящего момента по колёсам при одновременном увеличении дорожного просвета.

Именно такую схему получил созданный в ОГК СКБ в октябре 1958 года плавающий транспортёр ЗИЛ-135 (8×8), оснащённый двумя рядными 6-цилиндровыми двигателями ЗИЛ-120ВК и новыми автоматическими коробками передач. Транспортёр имел бортовую бездифференциальную схему трансмиссии, обтекаемый стальной водоизмещающий несущий корпус, два водомёта, шины 16.00-20 с регулируемым давлением и жёсткое крепление колёс к корпусу. Управляемыми были передние и задние колёса.

В 1957 году основная часть отдела переехала на новую территорию, расположенную за Механосборочным цехом (МСЦ-7), где в то время ещё изготавливали БТР ЗИС-152В и лодки ЗИС-485. У отдела появился свой механический участок, боксы для сборки и окраски машин, своя проходная для осуществления режима секретности. Собственными силами обустроили помещения для испытателей и бюро испытания электрооборудования. Но помещений не хватало. Часть конструкторов (КБ трансмиссии, КБ электрооборудования) по-прежнему размещалась за пределами территории ОГК СКБ — на 3-м этаже Цеха запчастей.

С тягача ЗИЛ-135 впервые был опробован пуск ракет тактического назначения, которые ранее устанавливались на танковом шасси. Использование мягких шин сверхнизкого давления, а также стремление уменьшить массу машины при разумном ограничении её максимальной скорости (55 км/ч) позволили вообще отказаться от упругой подвески. И хотя это приводило к сильной вибрации на некоторых режимах движения по неровной поверхности (резонансное "галопирование" при скорости 17 и 35 км/ч), на большинстве остальных режимов машина шла ровно. Движение было возможно без двух любых колёс.

Испытания подтвердили правильность основных технических решений. Для проведения государственных испытаний были изготовлены ещё три экземпляра вездеходов ЗИЛ-135Б с увеличенной колёсной базой 2,2 + 1,5 + 2,2 м для снижения эффекта "галопирования". Но в этот момент поменялись требования заказчиков, которые нуждались в сухопутном длиннобазном шасси для специальных ракетных установок.

На следующей, уже неплавающей, машине ЗИЛ-135Е грузоподъёмностью 10 т, сделанной 31 марта 1960 года, удалось получить неплохие результаты по надёжности агрегатов и тяговым характеристикам. На ней устанавливались тогда ещё опытные 180-сильные двигатели ЗИЛ-375, новые гидромеханические коробки передач с двухступенчатым демультипликатором, колёсные передачи с прямозубыми шестернями с увеличенным передаточным числом. Для повышения плавности хода базовое расстояние между передней и задней осями увеличили на 400 мм по сравнению с ЗИЛ-135Б (база увеличилась до 6,3 м). Машина обладала хорошей проходимостью, причём особенно плавно и на высокой скорости передвигалась по волнистым грунтовыми заснеженным дорогам.

Рис. 3. ЗИС-Э134, макет № 2, преодолевает водные препятствия

Рис. 4. ЗИС-Э134, макет № 2

Рис. 5. ЗИЛ-Э134, макет № 3

Рис. 6. Автомобиль ЗИЛ-157Р с равно расположенными осями

Кабину ЗИЛ-135Е по предложению доцента МВТУ имени Н.Э. Баумана Валерия Сергеевича Цыбина сделали из стеклопластика, который намного прочнее и жароустойчивее стали. По результатам пуска ракет с амфибии ЗИЛ-135 было известно, что давление газов и пламени деформирует металлическую кабину, а стеклопластик во время старта ракеты прогибался и возвращался в исходную форму. Так, в ОГК СКБ ЗИЛ впервые в стране на автомобильном заводе появился участок стеклопластика. В 1960 году ОГК СКБ стал самостоятельным подразделением завода. Отдел пополнили конструкторы А.Н. Нарбут, И.С. Патиюк, Ю.А. Комаров, Н.В. Абрамов, Б.П. Борисов, А.А. Шандыбо, В.Я. Горин, испытатели П.А. Насонов, Н.Н. Яковлев, В.А. Афанасьев, Г.И. Мазурин, водители-испытатели А.Я. Эзерин, Э.А. Лежнев, В.О. Хабаров, А.В. Аниховский, Б.И. Григорьев, В.В. Поляков, Н.А. Большаков.

Специальное шасси ЗИЛ-135Е с жёсткой подвеской построено в 1960 году специально под пусковую ракетную установку 2П21 "Луна" для пуска ракет с наклонным стартом. Вторая и третья оси сближены, а управляемые первая и четвертая — разнесены. При этом колеса передней и задней осей поворачиваются в противоположные стороны и при повороте катятся по одной колее. Максимальная скорость 55 км/ч вполне устраивала ракетчиков. Однако недовольными оказались автомобилисты — сторонники классических многоосных машин с мостовой схемой привода, подвеской всех колёс и управляемыми двумя передними осями, поскольку созданная в ОГК СКБ машина была сделана против всех автомобильных догм. Влияние такого мнения в то время было значительным. Дело заходило в тупик, несмотря на острую потребность армии в подобных машинах. И тогда в декабре 1960 года В.Б. Лаврентьев предложил установить индивидуальную торсионную подвеску с гидроамортизаторами на крайние поворотные колёса, сохранив жёсткой среднюю пару. Сделано это было очень быстро, и уже 5 апреля 1961 года новый вездеход ЗИЛ-135Л (ведущий конструктор А.Н. Нарбут), вышел на испытания. Введение в конструкцию подвески сказалось на прочности рамы. Н-образная рама деформировалась в местах концентрации нагрузок. После того как А.Н. Нарбут добавил в её конструкцию приварные раскосы и косынки, сглаживающие резкое изменение жёсткости, рама больше нареканий не вызывала. Доработанная машина стала совершенно неузнаваемой. Исчез режим "галопирования" (при скорости 20—25 км/ч), сохранилась и высокая сила тяги, что позволяло при испытаниях преодолевать подъёмы на твёрдом грунте до 47° (на уровне лучших гусеничных транспортёров).

Одновременно с ЗИЛ-135Е создавалось длиннобазное шасси ЗИЛ-135К, предназначенное для установки контейнера с высокоточными крылатыми ракетами, разработанными в ОКБ В.М. Челомея. Первое шасси ЗИЛ-135К, собранное 18 мая 1960 года, имело колёсную базу 7,6 м и могло нести на себе контейнер с ракетой длиной 11 м. 23 июня 1960 года машины ЗИЛ-135Е и ЗИЛ-135К были показаны Н.С. Хрущёву. Постановлением Совета Министров СССР (СМ) № 830-354 от 7 сентября 1961 года производство ЗИЛ-135К передали на Брянский автозавод. В декабре того же года ракетный комплекс 2П30 постановлением СМ СССР № 1182-52 был принят на вооружение. В 1962—1964 годах на Брянском автозаводе собрали 80 шасси, предназначенных для оснащения контейнерами крылатых ракет комплекса 2П30. Двигатели и автоматические коробки передач поставлялись с ЗИЛа.

Ракетоносец ЗИЛ-135К получился надёжным в эксплуатации, обладал особо высокой проходимостью и маневренностью, имел коэффициент грузоподъёмности, близкий к единице. Машина была оснащена двумя двигателями ЗИЛ-375 и бортовыми трансмиссиями с двумя автоматическими коробками передач. Независимый привод на каждый борт позволял в случае необходимости двигаться на одном двигателе, что повышало боевую живучесть машины.

Испытания показали, что в ряде случаев, особенно на длиннобазном шасси, упругая подвеска колёс оказалась необязательной. Именно таким стал ракетоносец ЗИЛ-135К — единственное в мире серийное шасси, выполненное по схеме с первой и четвёртой управляемыми парами колёс и жёсткой подвеской всех колёс. Колёсный вездеход ЗИЛ-135К с высокоточными крылатыми ракетами П-5 комплекса 2П30 был впервые продемонстрирован на военном параде в Москве 7 ноября 1961 года.

Тогда же было спроектировано шасси ЗИЛ-135М, предназначенное для размещения контейнерной пусковой установки СПУ-35 противокорабельного ракетного комплекса береговой обороны "Редут" с ракетой П-35Б. Длина пускового контейнера СПУ-35 составляла 10,5 м, однако увеличившийся до 5 человек экипаж потребовал разработки новой кабины.

Постановлением СМ СССР № 500-175 от 27 апреля 1963 года и постановлением СМ РСФСР № 738-82 от 13 июня 1963 года на Брянском автозаводе осуществлялась подготовка производства автомобиля ЗИЛ-135Л и гидромеханических коробок передач ЗИЛ-135Е. Строились новые корпуса, закупалось оборудование. При освоении производства ЗИЛ-135Л директор Брянского автозавода П.Я. Петраков, несмотря на полный комплект закупленного оборудования, категорически отказался производить автоматические коробки передач, ссылаясь на большую сложность их в изготовлении и регулировке и на отсутствие высококвалифицированных специалистов.

18 ноября генерал Харциев, курировавший в ЦАВТУ СА шасси для ракетных систем, посетил главного инженера ЗИЛа К.В. Строганова с предложением разместить на ЗИЛ-135Л механические коробки передач. Производство машины откладывалось. Требовалось срочное изменение конструкции и проведение повторных испытаний.

В апреле 1963 года было создано шасси ЗИЛ-135ЛМ, которое отличалось от ЗИЛ-135Л установкой механических коробок передач ЯМЗ-204 вместо гидромеханических. Вновь начались полигонно-заводские испытания. Теперь конкурентом брянского БАЗ-930 выступал "механический" ЗИЛ-135ЛМ и новый бронницкий четырёхосный вездеход И-21-15. ЗИЛ-135ЛМ с механическими коробками передач хоть и оказался менее плавным, особенно при движении на малых скоростях, однако успешно преодолевал 28-градусные подъёмы, а при движе-

Рис. 7. Автомобиль ЗИЛ-136 с равно расположенными осями и несущим алюминиевым кузовом

Рис. 8. Автомобиль ЗИЛ-135 с пусковой установкой комплекса "Луна"

нии по шоссе оказался и более экономичным, чем ЗИЛ-135Л. По проходимости ЗИЛ-135ЛМ показал себя значительно лучше, чем брянский внедорожник: сказалось отсутствие блокировки дифференциалов в мостах БАЗ-930. По надёжности ЗИЛ-135ЛМ превосходил БАЗ-930 (во многом из-за поломок гидромеханической коробки передачГМК-НАМИ-020, стоявшей на брянской машине) и И-21-15 (ненадёжно работал новый дизельный двигатель Н.Р. Брилинга).

В работе над автомобилем ЗИЛ-135ЛМ принимали активное участие: конструкторы В.А. Грачёв, А.Н. Нарбут, А.Г. Кузнецов, В.Б. Певцов, Н.В. Абрамов, М.П. Морозов, Б.П. Борисов, С.Ф. Румянцев, Ю.И. Соболев, Л.А. Кашлакова, Н.А. Егоров, Л.П. Лысенко, Г.И. Хованский, В.В. Шестопалов, А.И. Филиппов, А.А. Шандыбо, В.В. Пискунов, Ю.В. Балашов, С.Г. Вольский, Ю.А. Комаров, В.В. Заварщиков, В.А. Паренков, А.П. Селезнёв, И.С. Патиюк, Е.И. Прочко, В.Д. Комаров, Д. Голомаздин (ведущий конструктор на БАЗе); испытатели В.Б. Лаврентьев, Н.Н. Яковлев, П.С. Скиба, А.П. Рачко, Г.А. Семёнов, В.М. Андреев, К.Ф. Шурлапов, В.А. Анохин, А.И. Алексеев, Н.П. Харитонов; водители-испытатели А.Я. Эзерин, Э.А. Лежнев, В.О. Хабаров, А.В. Аниховский, Б.И. Григорьев, В.В. Поляков, А.В. Борисов, Г.Е. Дунюшин; представители военной приёмки Ю.В. Исполатов, В.А. Андреев, А.Г. Мунтян, О.Г. Лазарев. Большую помощь при разработке независимой торсионной подвески оказали конструкторы ОГК Б.М. Дышман, В.П. Егоров, В.М. Александров.

Внедрили ЗИЛ-135ЛМ в серию быстро и уже в декабре 1964 года выпустили первые 10 машин. Автомобиль ЗИЛ-135ЛМ выпускался на Брянском автозаводе 29 лет — до 1993 года. Неоднократно поднимался вопрос о возобновлении или передаче его производства на другой завод. Шасси ЗИЛ-135ЛМ более 50 лет стоит на вооружении нашей армии. На нём созданы пусковая установка 9П113 и транспортно-заряжающая машина 9Т29 ракетного комплекса 9К52 "Луна-М", самоходная установка 9П140 с транспортно-заряжающей машиной 9Т452 16-зарядной реактивной системы залпового огня 9К57 "Ураган".

Серийное производство комплекса 9К52 "Луна-М" осуществлялось на заводе " Баррикады " с 1964 года. Этот комплекс стал самым массовым в Советской армии; пик развёртывания боевых машин комплекса пришёлся на 1986 год, когда в войсках их насчитывалось порядка 750. Разработанный в 1968 году вариант 9К52ТС (для стран с тропическим климатом), включающий в себя пусковую установку 9П113ТС, транспортно-заряжающую машину 9Т29ТС и предназначенный для стрельбы ракетами с фугасной боевой частью, широко поставлялся на экспорт.

Поставки комплекса "Луна-М" осуществлялись в армии многих стран мира, включая вооруженные силы государств Варшавского договора, Кубы, Египта, Ирака, Кувейта, Северной Кореи. Боевой дебют комплекса состоялся в ходе Арабо-израильской войны 1973 года. Комплекс "Луна-М" применялся в ряде региональных конфликтов, в том числе в Афганистане, Ирано-иракской войне 1980—1988 годов, войнах в Персидском заливе 1991 и 2003 годов.

Реактивная система залпового огня 9К57 "Ураган" на шасси 135ЛМП была принята на вооружение в марте 1975 года. В настоящее время более 1200 таких систем стоят на вооружении армий России, Украины, Казахстана, Молдавии, Таджикистана, Туркмении, Узбекистана, Афганистана, Болгарии, Сирии. Системы "Ураган" широко использовались в военных действиях в Афганистане, обеих чеченских кампаниях, в операции по принуждению Грузии к миру и в Донбассе на Востоке Украины.

Автомобили ЗИЛ-135ЛМ отличаются высокой живучестью, о чём свидетельствуют результаты их использования в военных конфликтах на Ближнем Востоке, в Ираке, Иране и Афганистане. Именно там ЗИЛ-135ЛМ показал своё превосходство над лучшими зарубежными образцами. Можно с уверенностью сказать, что в те годы мы значительно превосходили Запад по техническому уровню машин высокой проходимости, по заложенным в них идеям, по оригинальности и целесообразности их компоновок, по совершенству самих движителей и знанию законов их взаимодействия с различными средами и грунтами.

В продолжение темы ЗИЛ-135К в 1965 году было построено ещё две опытные специальные машины — мореходная амфибия ЗИЛ-135П и вездеход с электрической трансмиссией ЗИЛ-135Э.

В самом начале января 1961 года ОГК СКБ посетил полковник-инженер, старший научный сотрудник 15 ЦНИИИ имени Д.М. Карбышева, лауреат Ленинской премии Ю.Н. Глазунов, который в то время осуществлял научное руководство работами по созданию понтонно-мостового парка нового типа. Он предложил главному конструктору СКБ ЗИЛа В.А. Грачёву разработать самоходный плавающий автомобиль-паром. Требовалось создать плавающий вездеход, несущий на себе складные секции понтонного моста. Палуба автомобиля должна была служить проезжей частью моста. После входа в воду автомобиль раскрывает находящиеся на палубе секции моста, образуя самоходный паром. Состыковывая несколько паромов, можно получить наплавной мост, способный за счёт движения самоходных секций (автомобилей-паромов) выдерживать течение больших рек и сильное ветровое давление. Грузоподъёмность на воде автомобиля-парома, получившего название "Челнок", должна была быть не менее 40 т. Ведущим конструктором автомобиля-амфибии В.А. Грачёв назначил Ю.И. Соболева.

Рис. 9. Помещение ОГК СКБ. КБ кузов. Кузовщики за работой. Слева направо: В.Б. Певцов, М.П. Морозов и Г.И. Хованский

Рис. 10. Испытания автомобилей высокой проходимости в болотистой местности

Автомобиль имел одинаковую с ЗИЛ-135К базу — 3000 + + 1600 + 3000 м, но более широкую колею — 2,5 м. Два двигателя ЗИЛ-375 разместили в кормовом отсеке маховиком вперед, над задней осью. От носка коленчатого вала осуществлялся отбор мощности на привод гребных винтов (от каждого двигателя на свой винт). Обводы и идею движительно-рулевого комплекса предложил Ю.Н. Глазунов при консультации и научном руководстве специалистов В.И. Бегизова и А.Ф. Станчица (ЦНИИ имени академика А.Н. Крылова). За основу были приняты обводы носовой части корпуса типа "морские сани" (вариант, называемый "Нос Костенко"), а кормовые — типа "крейсерская корма". Такая форма носовых очертаний даёт хорошую всхожесть на крутую морскую волну и минимальное брызгообразование, а принятая форма кормы — уменьшенное засасывание при движении, следовательно, и меньшее сопротивление. Ю.С. Пунсон (ЦНИИ имени академика А.Н. Крылова) рассчитал оптимальные параметры гребного винта и направляющей насадки водоходного движителя. Рабочие чертежи винтов и насадок были переданы в ОГК СКБ, где были спроектированы также гребные винты из стеклопластика без скругления лопастей (типа рабочего колеса водомета) и там же изготовлены.

В апреле 1963 года в связи с требованием увеличения грузоподъёмности парома до 50 т и потери интереса к работе СКБ ЗИЛ основного заказчика было принято решение перекомпоновать наполовину построенную машину в транспортную машину десанта. После длительной переписки и согласования технического задания 28 февраля 1964 года Совнархоз выделил средства на достройку автомобиля ЗИЛ-135П, получившего условное название "Дельфин".

В новом варианте ЗИЛ-135П "Дельфин" кабина экипажа (экипаж — 4 человека) располагалась в носовой части корпуса, грузопассажирский отсек (могли размещаться 22 человека десанта или груз массой до 5 т) — в средней, а моторный отсек — в кормовой части. Автомобиль имел несущий водоизмещающий корпус, впервые в стране для таких целей созданный из полиэфирного стеклопластика. Из стеклопластика были выполнены как наружная, так и внутренняя обшивки, а пространство между ними для большей жёсткости и прочности конструкции было заполнено пенопластом. Внутреннее пространство корпуса было выполнено в виде трёх изолированных водонепроницаемых отсеков. Стеклопластиковый корпус позволял не беспокоиться о его коррозии в морской воде, гребные винты были изготовлены из морской латунии, второй вариант — из стеклопластика. Особенностью конструкционного материала корпуса было и то, что вода даже при рваной осколочной пробоине не попадает в корпус сплошным потоком, а лишь протекает струями через "размочаленное" стекловолокно. Для сравнения, корпус, к примеру, гусеничных транспортёров ПТС-65, выполненный из тонкой листовой стали, в случае получения аналогичной пробоины так заливался водой, что водоотливные средства едва справлялись с её откачкой.

6 февраля 1965 года окончательно собранный автомобиль ЗИЛ-135П прошёл первые испытания на Москве-реке. В октябре 1965 года начались испытания ЗИЛ-135П на Балтийском море в районе военно-морской базы флота (г. Балтийск). Машина оказалась прекрасной мореходной амфибией, способной ходить на волнении до 5 баллов, преодолевать при этом прибойную зону с высотой волн до двух метров, обладая хорошей остойчивостью и управляемостью. Впрочем, все мореходные характеристики амфибии были отработаны на её модели в опытном бассейне ЦНИИ имени академика А.Н. Крылова задолго до постройки самой амфибии. Испытания ЗИЛ-135П подтвердили возможность создания мореходной амфибии с несущим пластмассовым корпусом, с гребными винтами как из морской бронзы, так и из стеклопластика, способной надёжно работать на волнении до 4 баллов включительно с уверенным входом и выходом из воды, с преодолением прибойной зоны, отмелей и перекатов, прибрежных дюн с крутизной естественного склона 31 градус, со скоростью движения на воде до 16,4 км/ч при волнении до двух баллов, с максимальной тягой на швартовых не менее 3000 кг.

Рис. 11. Автомобиль ЗИЛ-135ЛМ с пусковой установкой комплекса 9К52 "Луна-М"

Рис. 12. Виталий Андреевич Грачёв, главный конструктор СКБ ЗИЛ

По предложению Ленинградского центрального проектно-конструкторского бюро (ЛЦПКБ) в 1970 году проходили испытания ЗИЛ-135П в качестве перегрузочной машины (лихтера) на Северном морском пути по доставке грузов в зимовья (метеостанции, маяки и другие малые объекты) на побережье Северного Ледовитого океана. Навигацию 1970 года по доставке грузов на арктическое побережье экипаж судна-снабженца закончил досрочно с наименьшими затратами труда. Амфибия ЗИЛ-135П получила высокую оценку, производительность выросла в несколько раз. Амфибия ходила от борта судна до склада на берегу, где своим краном разгружала груз. Эффективность увеличивалась также и за счёт дополнительной доставки грузов (где это требовалось) с буксировкой понтона с дополнительным грузом (навалочным, например, углём).

Амфибия получила высокую оценку как военных моряков, так и гражданских полярников, однако из-за нежелания генерального директора "МосавтоЗИЛ" П.Д. Бородина заниматься спецтехникой, машина так и осталась единственным опытным образцом. Бородин отказался поставлять и агрегаты ЗИЛ-135П для сборки амфибий на заводе в Костроме.

Другой не менее интересный образец ЗИЛ-135Э "Электроход" был построен 29 октября 1965 года совместно с Московским агрегатным заводом имени Ф.Э. Дзержинского, который разрабатывал схему электрической трансмиссии и изготовил электрические агрегаты. За основу новой машины было взято шасси ЗИЛ-135К. Два двигателя, спаренные с генераторами ГЭТ-120, были размещены под кабиной в моторном отсеке, там же, где размещались двигатели на автомобиле ЗИЛ-135К. Электродвигатели были установлены в мотор-колёсах с поперечным расположением электродвигателя. Компоновку мотор-колеса выполнил В.В. Шестопалов. Редуктор мотор-колеса был двухскоростной с планетарным механизмом, цилиндрической вальной и конической передачами. Корпус редуктора был выполнен из алюминиевого сплава АЛ-4. В корпус запрессована и прикреплена болтами стальная ось колеса. Ступица

колеса через шлицевое соединение была связана с ведомой конической шестернёй, которая устанавливалась на оси колеса на двух конических и одном роликовом подшипниках. Для ограничения деформации ведомой конической шестерни при больших моментных нагрузках на колесе был предусмотрен стопорный винт с подпятником. Двухрядный планетарный механизм, расположенный на входе в редуктор и управляемый с помощью двух тормозных лент с металлокерамическими накладками, обеспечивал включение передач и стояночного тормоза. Для уменьшения осевых габаритов планетарные ряды конструктивно были вписаны один в другой. Габариты разработанного мотор-колеса не позволяли использовать автомобильные шины, выпускаемые шинной промышленностью, требуемой размерности и грузоподъёмности. Первоначально на машину были установлены тракторные шины 15.00-30 мод. Я-175А. Колёса для автомобиля были изготовлены из стеклопластика. В дальнейшем для машины были разработаны специальные шины 1550×450-840 мод. В-170, для которых были изготовлены новые стеклопластиковые диски размером 330-540. Испытания в жарко-пустынной местности показали преимущество электротрансмиссии по сравнению с гидромеханической в части объёма технического обслуживания. При движении по пыльным дорогам на автомобиле ЗИЛ-135ЛН с гидромеханической трансмиссией через каждые 500 км пробега требовалось производить смазку карданов, но даже при этом две крестовины карданов вышли из строя. Мотор-колёса и агрегаты электротрансмиссии технического обслуживания не требовали и работали весь период нормально. Общий пробег автомобилей в жарко-пустынной местности составил 1300 км.

Испытания в горной местности проводились в сентябре 1968 года в предгорьях Памира в районе г. Душанбе (высота 740 м над уровнем моря), на Анзобском (3 379 м) и Чермизанском (1510 м) перевалах. В начале движения автомобилей к Анзобскому перевалу разницы в средних скоростях движения автомобилей ЗИЛ-135Э и ЗИЛ-135ЛН не наблюдалось. Начиная с высоты 14 001 500 м над уровнем моря, стало заметно отставание ЗИЛ-135ЛН. Масло в гидромеханических коробках передач при движении на третьей передаче быстро перегревалось, и водитель был вынужден останавливать автомобиль. При заезде на Анзобский перевал средняя скорость движения "Электрохода" составила 16,5 км/ч. Средний подъём перевального участка достигал 6,7 %, максимальный — 9,7 %, протяжённость перевального участка 19,5 км. Средняя скорость спуска составляла 18,36 км/ч. Значительную трудность представляли разъезды с встречными машинами. Ширина проезжей части дороги иногда доходила до 3 м. При спуске на переходах с одного серпантина на другой радиус перехода в отдельных местах доходил до 13—14 м. Замедление, которое обеспечивала система электродинамического торможения, в этом случае было недостаточным, и поэтому водителю приходилось кратковременно пользоваться механическими тормозами. Средний расход топлива при подъёме на перевал составил 375 л/100 км, при спуске — 25 л/100 км.

Испытания на Чермизанском перевале позволили проверить работу электродинамических тормозов в наиболее напряженном режиме, так как широкая асфальтированная дорога позволяла развивать большую скорость спуска (до 60 км/ч). При этом была выявлена необходимость установки тормозных сопротивлений на шасси в таком месте, где была возможность обдува их встречным потоком воздуха. Нагрузочный режим тяговых электродвигателей при электродинамическом торможении находился в длительно-допустимом режиме.

Рис. 13. Мореходная амфибия ЗИЛ-135П рядом с бронетранспортёром БТР-60ПБ

Рис. 14. Автомобили ЗИЛ-135Л и ЗИЛ-135ЛМ на испытаниях в сентябре 1964 г. Слева направо: Б.П. Борисов, Э.Н. Трихин, М.П. Морозов, В.М. Кузин, А.Н. Игнатов, Е.И. Прочко, Г.Е. Дунюшин, Э.А. Лежнев, Н. Потапов, В.А. Афанасьев, П.С. Скиба, В.А. Грачёв, В.Б. Лаврентьев, А. Плотницкий

Рис. 15. Экспериментальный автомобиль ЗИЛ-135Э с электрической трансмиссией с мотор-колёсами

Система электродинамического торможения при движении на длительных уклонах приводит силовой генератор ГЭТ-120 в двигательный режим. В этом случае двигатель внутреннего сгорания работал в компрессионном режиме при частоте вращения коленчатого вала 1700 мин$^{-1}$. Таким образом, энергия торможения переходила не только в тепло на тормозных сопротивлениях, но и совершала полезную работу: питание системы коммутации и цепей возбуждения электрических машин, зарядку аккумуляторов, вращение вентиляторов-пылеотделителей системы охлаждения электрических машин.

Средний уклон Чермизанского перевала составляет 4,5 %, максимальный — 8,5 %. Несколько лучшие динамические показатели при одновременных заездах ближе к верхней точке перевала (1500 м) имел автомобиль ЗИЛ-135Э. Экономичность автомобиля с электротрансмиссией при движении на перевал была лучше на 15 %. На 16-километровом участке подъёма ЗИЛ-135Э израсходовал 39,72 л бензина, а ЗИЛ-135ЛН — 45,77 л. В конце девятикилометрового спуска с перевала на автомобиле ЗИЛ-135ЛН наблюдался перебой в работе гидравлического привода дисковых тормозов из-за образования паровых пробок в тормозной жидкости. В зоне рабочих цилиндров температура металла достигала +140 °С.

Электроход ЗИЛ-135Э, пройдя полный объём заводских испытаний, получил отличную оценку на Пленуме НТК ЦАВТУ, состоявшемся 30 июля 1969 года, а затем стал ходовой лабораторией для исследования и отработки различных элементов и приборов электротрансмиссии. В работе над ЗИЛ-135Э участвовали от СКБ ЗИЛ: конструкторы В.А. Грачёв, А.И. Филиппов, С.Ф. Румянцев, В.В. Шестопалов, Е.И. Прочко, А.А. Горбачёв, испытатели В.Б. Лаврентьев, И.И. Сальников, И.М. Артёмов, В.Я. Воронин, М.С. Лапин, В.И. Замотаев, Г.С. Заблудовский; водители-испытатели Э.А. Лежнев, А.И. Пятых, М. Нехороший, механики П. Рыженков, П. Галкин; от завода имени Ф.Э. Дзержинского:

А.Ф. Федосеев (главный конструктор), В.Д. Жарков (ведущий конструктор по электротрансмиссии), В.В. Шатилов, В.И. Сагаловский, В.И. Пашков, В. Барыщева, Семенцов, Григорьев, Агеев, Чуракова, Тенчурин. Представителями заказчика являлись от ВП 1185 (военная приёмка при ЗИЛе) — Ю.В. Исполатов, Я.Е. Голодовский, А.Г. Мунтян, А.Д. Безгин, от в/ч 52694-Н — Н.И. Триодин, от НИИ-21 — А.С. Андреев, В.Н. Кириченко.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Панюков Д.И., Афиногентова Н.В., Заятров А.В. — Модели мониторинга качества автомобилей в эксплуатации 1

АСМ-факты 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Патрахальцев Н.Н., Ощепков П.П., Бехджуйан Хоссейн — Оценка показателей экономичности и токсичности выбросов дизеля, регулируемого изменением рабочего объёма на режимах малых нагрузок 8

Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Шатров В.И. — Природный газ как наиболее выгодное моторное топливо 11

Лапшин В.П., Туркин И.А. — Электродвигатель постоянного тока — привод электромобиля 16

Черепанов Л.А., Гордеев Д.А. — Экспериментальное определение характеристики ограничителя хода сжатия буфера амортизатора подвески легкового автомобиля 19

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Абаев А.Х., Качмазова Е.И. — Тормозная система прицепов легковых автомобилей 21

Шапран В.Н., Березняк А.В., Тарасов Ю.С. — Метод очистки дизельного топлива от механических примесей и воды 24

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Сазонов Д.А. — Структура множества путей комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" 25

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

Компания "Порше": история, современность, горизонты 29

Из истории отечественного автомобилестроения

Данилов Р.Г. — Специальное конструкторское бюро 34

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор Университета машиностроения (МАМИ)*
Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*
Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*
Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*
Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*
Комаров В.В. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе*
Коровкин И.А. — *исполнительный директор НП "ОАР"*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана*
Николаенко А.В. — *д-р экон. наук, ректор Университета машиностроения (МАМИ)*
Никульников Э.Н. — *канд. техн. наук, НИЦИАМТ ГНЦ "НАМИ"*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*
Чернов А.В. — *зам. директора по научной работе НИИАЭ*

Белорусский редакционный совет:

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

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 24.11.2016. Подписано в печать 27.12.2016.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.