Грузовик

с приложением

8
2013

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет:
Д.Х. Валеев
В.М. Вовк
В.А. Волчков
С.М. Гайдар
Л.В. Грехов
С.М. Захарик
В.А. Зорин
А.М. Иванов
Н.А. Иващенко
П.П. Капуста
В.В. Корсаков
Л.Г. Красневский
А.С. Кузнецов
В. А. Марков
А.П. Марченко
Г.Н. Рейзина
А.Н. Ременцов
О.Н. Румянцева
Е.Л. Рыбин
А.Ф. Синельников
В.С. Устименко
Х.А. Фасхиев
Н.Д. Чайнов

Корпункты:
в Республике Беларусь (г. Минск), Я.Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 217-90-38
в Украине (г. Харьков), В.Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

Адрес редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел.: (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел.: (499) 268-38-58

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре. Регистрационный номер ПИ № ФС77-42764 от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:
по каталогу «Роспечать» 37349,
по объединенному каталогу «Пресса России» 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

© ООО «Издательство Машиностроение», «Грузовик», 2013

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Практика

2 *Коновалов И. А., Петухов М. Ю., Пестриков С. А., Хазиев А. А.* Выбор экономически обоснованного способа тепловой подготовки автомобильных двигателей в холодный период

5 *Катаргин В. Н., Терских В. М.* Интеллектуальная технология управления складом запасных частей грузовых автомобилей

Эксплуатация. Ремонт

8 *Чернышев К. В., Рябов И. М., Абдуллаев М. Ш., Гасанов М. М.* Статистическая оценка дополнительного расхода топлива автомобилями вследствие пониженного давления в шинах

12 *Максименко А. Н., Лесковец И. В., Кутузов В. В., Бездников Д. В.* Обеспечение работоспособности строительных и дорожных машин на этапе эксплуатации их жизненного цикла с учетом динамики выходных параметров

19 *Назаров А. Д.* Балансировка коленчатого вала при производстве и ремонте двигателей

Исследования. Расчет

23 *Гайдар С. М., Заяц Ю. А., Заяц Т. М.* Методы когнитивного моделирования при оценке технического уровня транспортных машин

27 *Денисов А. С., Тугушев Б. Ф., Горшенина Е. Ю.* Оценка основных характеристик процесса резания при обработке деталей с наплавочными металлопокрытиями

34 *Дорохов А. С.* Влияние размеров в поле допуска на ресурс изделий

38 *Акчурин Х. И.* Исследование влияния частоты вращения коленчатого вала на теплообмен и использование теплоты в бензиновых двигателях

41 *Рейзина Г. Н., Коробко Е. В.* Оценка мощности, затрачиваемой на колебания, при движении автомобиля

Безопасность

44 *Валуев Н. П., Пушкин И. А., Стасишин Л. А.* Повышение эффективности контроля наземных транспортных средств с помощью высокочувствительных дозиметрических систем

48 *Abstracts of articles*

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

ПРАКТИКА

УДК 656.135

И. А. Коновалов, канд. техн. наук, **М. Ю. Петухов**, канд. техн. наук,
С. А. Пестриков, канд. техн. наук, Пермский национальный исследовательский университет, **А. А. Хазиев**, канд. техн. наук, МАДИ
E-mail madi-chim@mail.ru

ВЫБОР ЭКОНОМИЧЕСКИ ОБОСНОВАННОГО СПОСОБА ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ХОЛОДНЫЙ ПЕРИОД

Рассмотрены основные проблемы эксплуатации автомобильных двигателей при отрицательных температурах окружающего воздуха и предложен экономически обоснованный способ тепловой подготовки.

Ключевые слова: *автомобили, двигатели, тепловая подготовка*

На современном рынке транспортных услуг существует один из важных аспектов — это стоимость услуг, до 35 % которых составляют затраты на топливо. Второй аспект — это качество выполненных услуг. Под качеством понимается, в том числе, и своевременное выполнение транспортной работы вне зависимости от внешних факторов. Для автотранспортных предприятий любой формы собственности основными задачами является сведение к минимуму себестоимости услуг и повышение качества перевозок.

При решении этих задач возникает множество проблем. Одна из них — предпусковая подготовка двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и длительное поддержание его теплового режима в зимний период при отрицательных температурах, особенно в условиях отдаленности от базы предприятия (командировочный режим).

При пуске неподготовленного двигателя, особенно в условиях отрицательных температур окружающего воздуха, проявляется целый ряд негативных факторов, а именно:

- повышается износ деталей ДВС (по оценкам специалистов, один холодный запуск двигателя при температуре окружающего воздуха –20 °С сравним с пробегом автомобиля в 700 км);
- повышается расход топлива (высокие нагрузки в двигателе, неполное сгорание смеси способствует увеличению расхода топлива на режиме холодного пуска в 5—8 раз);
- резко возрастает выброс загрязняющих веществ с отработавшими газами (продукты неполного сгорания содержат большое количество токсичных компонентов, которые выбрасываются в атмосферу и не очищаются еще неразогревшимся каталитическим нейтрализатором);
- увеличивается время для подготовки автомобиля к выпуску на линию (при этом, чем ниже температура окружающего воздуха, тем больший промежуток времени требуется для подготовки двигателя).

Поэтому крайне важным является выбор способа, позволяющего решить следующие задачи:

- сократить время подготовки двигателя к холодному пуску;
- обеспечить требуемую надежность пуска;
- сократить расход топлива для обеспечения холодного пуска;
- максимально уменьшить экологическую нагрузку на окружающую среду;
- уменьшить трудозатраты на обеспечение холодного пуска;
- повысить комфорт работы водителя в холодный период.

Для решения поставленных задач применяются различные средства, которые подразделяются на

средства теплого и холодного пуска двигателей, групповые и индивидуальные, стационарные и передвижные. В них используются различные виды теплоносителя и энергии — пар, горячая вода, горячий воздух, электроэнергия, инфракрасное излучение, тепло отработавших газов и продуктов сгорания. В зависимости от технико-экономических показателей, средства тепловой подготовки двигателей применяют или в режиме межсменного подогрева, или разогрева двигателя непосредственно перед пуском.

Сравнивая различные способы тепловой подготовки двигателя, стоит отметить преимущества встроенных индивидуальных подогревателей, а именно: универсальность, автономность, эффективность, экономичность, экологические характеристики, компактность, удобство обслуживания, возможность длительного поддержания теплового режима ДВС и кабины автомобиля при неработающем двигателе. При этом ключевыми при выборе модели подогревателя являются надежность, срок окупаемости, гарантийное и послегарантийное обслуживание.

Нормативная база, определяющая требования к конструкции жидкостного подогревателя двигателя автомобиля, определена ОСТ 37.001.052.2000 "Двигатели АТС. Качества пусковые. Технические требования", вступившим в силу еще 01.01.2001 г.

Основные требования:

1. Должен быть обеспечен запуск двигателя любого автомобиля при температуре окружающей среды минус 45 °С в течение 36 мин; для многоцелевых автомобилей — при минус 50 °С за 30 мин; для всех автомобилей исполнения ХЛ — при минус 60 °С за 45 мин.

2. Приспособленность электронного оснащения к контролю работоспособности и диагностирования, т. е. должен быть предусмотрен самоконтроль и индикация водителю результатов самоконтроля при изменении функционирования или неработоспособности электронного оснащения, или его компонентов.

3. Стойкость к воздействию условий эксплуатации, в частности: блоки и узлы электронного оснащения должны иметь конструктивную защиту, предохраняющую от попарного замыкания выводов и каждого вывода на корпус. При нарушении и последующем восстановлении контакта в цепи любого вывода, электронное оснащение должно быть работоспособно. Работоспособность должна быть сохранена при воздействии импульсных электрических напряжений в бортовой сети АТС в нормальных режимах эксплуатации и аномальных режимах (срабатывание предохранителей при отключении и подключении аккумуляторной батареи, в том числе — с обратной полярностью).

Эти требования подтверждены ГОСТ Р-50.992—96. "АТС. Электронное оснащение. Общие технические условия". Это всеобъемлющий стандарт, устанавливающий требования ко всем параметрам электронного оснащения любого изделия в составе автотранспортного средства.

На рисунке представлена схема и принцип работы одного из наиболее распространенных подогревателей Hydronic 10 фирмы Eberspacher максимальной тепловой мощностью 9,5 КВт.

Основным достоинством отечественных подогревателей аналогичной конструкции является их меньшая (в 2—4 раза) в сравнении с зарубежными аналогами стоимость.

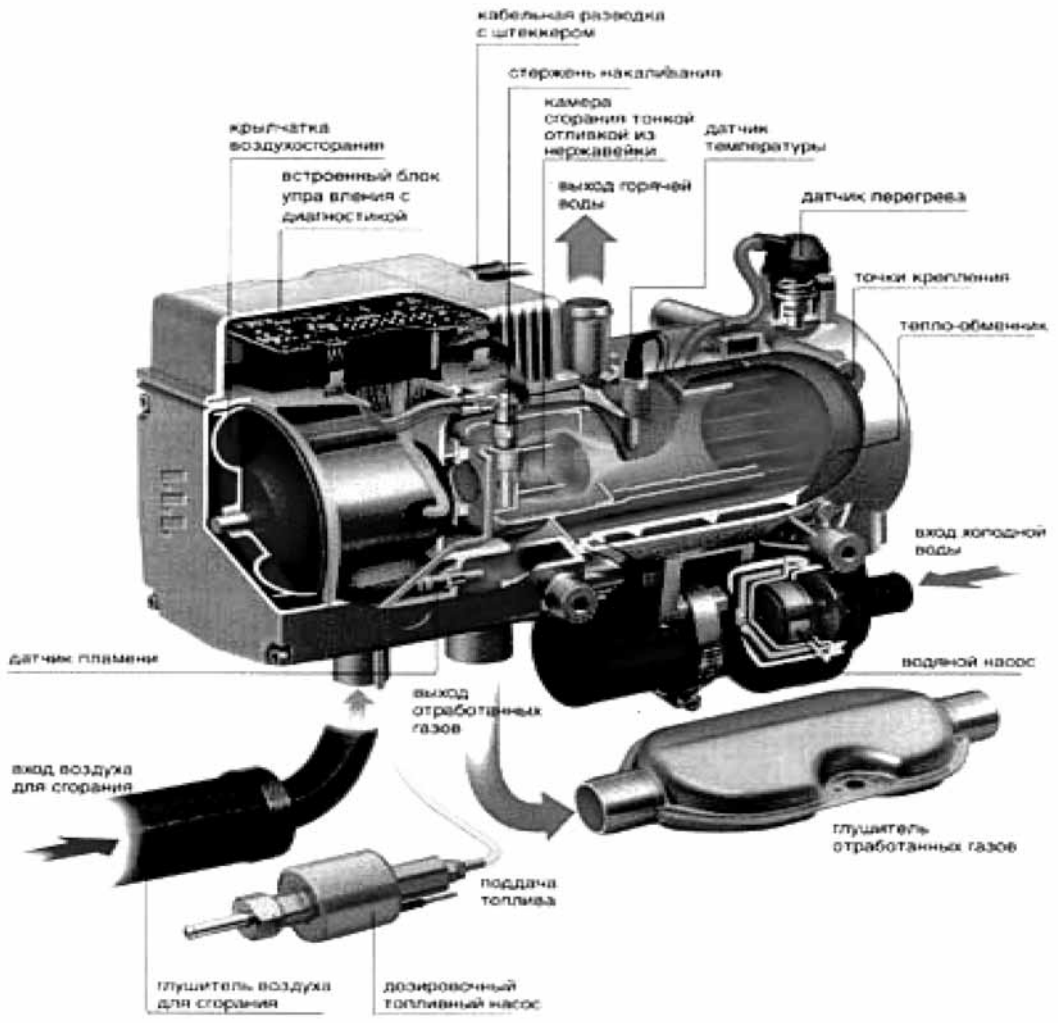
Экономический эффект рассчитывался на примере подвижного состава автотранспортного предприятия Пермского филиала ООО "Буровая компания "Евразия", насчитывающего более 700 ед. техники, и выполняющего геологоразведочные, буровые и другие работы, связанные с добычей нефти и газа.

Экономический эффект определялся исходя из 150 холодных запусков двигателя. Ввиду ограниченного объема статьи расчетные формулы не приводятся. Результаты экономического расчета средств подготовки двигателей к пуску в пересчете на один автомобиль для климатической зоны Пермского края приведены в таблице.

По данным предприятия, на холодный пуск двигателя на одну единицу техники (УРАЛ, КрАЗ, КАМАЗ, МАЗ и т. п.) за сезон в среднем списывается 1160 литров дизельного топлива, или 35 000 руб. (в ценах ноября 2012 г.). В то же время, стоимость подогревателя Теплостар 14ТС-10 вместе с установкой составляет 22 900 руб. Затраты на топливо при работе подогревателя за тот же период составят 3180 руб. Нетрудно подсчитать, что установка подогревателя окупится за один сезон.

Затраты на различные средства подогрева ДВС в течение одного холодного сезона

Наименование средств подогрева	Затраты, руб.
Отопление стоянки (гаража)	18 240
Разогрев горячим воздухом (теплогенератор)	12 900
Электроподогреватель	1240
Автономный жидкостный подогреватель	3180



Конструкция и схема функционирования автономного жидкостного подогревателя "Hydronic 10"

Таким образом, при эксплуатации автомобилей при пониженных температурах, на основании анализа различных средств подготовки двигателей к холодному пуску, наиболее оптимальным является установка автономных жидкостных подогревателей, которые обладают следующими преимуществами:

1. Сокращается время подготовки двигателя к пуску (при низких температурах не более 15—45 мин).

2. Поддерживается оптимальный температурный режим не только двигателя, но и кабины водителя.

3. Низкий расход топлива (0,5—2,0 л/час в зависимости от мощности и режима работы).

4. Низкое воздействие на окружающую среду (малый часовой расход топлива и более полное его сгорание).

5. Распределение теплого воздуха по собственным воздуховодам автомобиля.

6. Низкий уровень шума и потребления электроэнергии (50—200 Вт).

7. Полностью электронное управление всеми функциями.

8. Постоянный функциональный контроль.

9. Система диагностики и обеспечения безопасности.

10. Удобное и несложное техническое обслуживание.

Внедрение подогревателей перспективно, экономически целесообразно и опыт данного предприятия будет интересен другим автотранспортным организациям.

УДК 629.113
В. Н. Катаргин, канд. техн. наук, проф., **В. М. Терских**, аспирант,
Сибирский федеральный университет, г. Красноярск,
E-mail: katargin@gmail.com

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ УПРАВЛЕНИЯ СКЛАДОМ ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В статье предложен метод принятия решений по управлению процессами поставок и движения запасных частей. В основе метода лежит определение путем имитационного моделирования значений складских параметров, позволяющих оптимизировать функционирование данной системы. Полученные данные позволяют специалисту по планированию запасов принимать оптимальное решение из множества предлагаемых альтернатив, согласно политике и финансовым возможностям компании, для достижения поставленной цели.

Ключевые слова: *планирование поставок запасных частей, управление запасами, многономенклатурный анализ, имитационное моделирование систем.*

(Рисунки на 2-й и 3-й полосах обложки)

Процесс управления складом запасных частей на практике зачастую создает немало трудностей, так как затрагивает целый класс нетривиальных задач. Следствием этого является ряд ошибок в принимаемых решениях, оборачивающихся значительными потерями. К наличию на складе "мертвых", бездействующих запасов, излишков одних деталей и дефициту других не всегда приводят к обоснованным закупкам. Частыми ошибками, встречающимися на практике, являются например, решения заказывать впрок — насколько позволяет бюджет, что приводит к снижению оборачиваемости и росту склада, или другое решение — заказывать на основе средних значений спроса, не учитывая особенностей поведения самого спроса. Сам процесс пополнения склада запасных частей имеет сложную, многофакторную структуру, что не позволяет ввести упрощенные расчеты при составлении заказов.

Таким образом, задачи, связанные с управлением складом автомобильных запасных частей и материалов, являются многокритериальными. Критериями оценки эффективности работы склада могут служить оборачиваемость запасов Z, уровень обслуживания U, средний складской запас $\overline{N}$, уровень дефицита D и др. [1, 2]. Вследствие этого возникает необходимость как в нахождении оптимальных значений этих параметров, так и в интеллектуальной технологии управления складом.

В общем виде модель системы управления складом запасных частей грузовых автомобилей включает ряд входных и выходных параметров: 1 — потребление (спрос), время осуществления заказа, минимальный и максимальный складские запасы; 2 — средний складской запас, уровень дефицита, уровень обслуживания и т. д. (см. рис. 1).

В качестве входных параметров модели использовались данные одной красноярской компании, занимающейся продажей запасных частей для автомобилей КамАЗ. Основные характеристики групп *A* и *B* (*ABC*-анализа):

Группа А:

1. Примерно 600—630 наименований.
2. Средняя стоимость запчастей на складе 5,5 млн руб.
3. Годовой объем продаж около 26,6 млн руб.
4. Оборачиваемость 4,85 раз в год или 75 дней.

Группа В:

1. Примерно 500—520 наименований.
2. Средняя стоимость запчастей на складе 4,8 млн руб.
3. Годовой объем продаж около 13,1 млн руб.
4. Оборачиваемость 2,73 раз в год или 134 дня.

Более детально оборачиваемость запасов на складе приведена на рис. 2, где группы *A* и *B* разбиты на шесть подгрупп: 1 — оборачиваемость составляет менее 30 дней; 2 — оборачиваемость составляет от 30 до 45 дней; ... 6 — оборачиваемость составляет более 180 дней.

Графики движения на складе некоторых деталей из подгрупп приведены на рис. 3. Из них видно, что первая группа состоит из деталей, отсутствующих на складе большую часть времени, что и стало причиной таких расчетных значений оборачиваемости. В дальнейшем этой группой следует пренебречь. Остальные

подгруппы находятся в соответствии своему положению на гистограмме и качеству управления ими.

В процессе имитационного моделирования на модели, описанной выше, изменялись два входных параметра системы управления запасами (СУЗ) — минимальный N_{min} и максимальный N_{max}, уровни складских запасов. Коэффициент N_{min} изменяли в пределах от 10 до 30 с шагом 5, а N_{max} от (N_{min} + 10) до (N_{min} + 30) с шагом 5 для каждого N_{min}. Для унификации процесса управления многономенклатурным запасом, использовались общие для всех позиций на складе значения N_{min} и N_{max}. Чтобы получить значение минимально допустимого количества конкретной детали на складе (значение, при достижении которого требуется пополнять запас), коэффициент N_{min} умножается на среднее потребление этой запасной части в определенный период за один день. Так, например, при величине продаж определенной позиции 36 шт. в год, стратегия управления складом с $N_{min} = 20$ и $N_{max} = N_{min} + 20 = 40$, будет означать, что пополнения склада по данной позиции будет осуществляться при достижении их количества, равного или менее (36/ 365) · 20 = 2 шт., и в таком объеме, чтобы их количество достигло (36/365) · 40 = 4 шт.

Номенклатура запасных частей и материалов в экспериментальной модели склада составляла более 2000 наименований. Для расчетов использовались данные о движении запасных частей на складе за 8 лет (2004—2012 гг.). Средние значения трех выходных параметров СУЗ приведены в таблице.

Используя полученные данные, в зависимости от целей и приоритетов компании, можно определить оптимальные значения N_{min} и N_{max}. Главной целью компаний, занимающихся исключительно продажей запасных частей, является максимизация прибыли. Поэтому оптимальными будут такие значения параметров СУЗ, при которых сумма потерь, связанных с хранением запасов с одной стороны, и отсутствием необходимого количества деталей на складе — с другой, становится минимальной. Таким образом, целевая функция имеет вид:

$$I_{ДЕФ} + I_{СКЛ} \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $I_{деф}$ — упущенная прибыль по причине дефицита на складе; $I_{СКЛ}$ — издержки от хранения запасов.

В свою очередь, упущенная прибыль и издержки от хранения равны:

$$I_{ДЕФ} = DPV_{спрос}, \quad (2)$$

$$I_{СКЛ} = V_{скл}(Y_{ХР} + Y_{ЗС}), \quad (3)$$

где D — доля упущенных продаж от всего объема спроса (дефицит), %; P — доля прибыли компании в отпускной стоимости деталей; $V_{спрос}$ — общий годовой спрос, руб.; $V_{скл}$ — средний запас на складе, руб.; $Y_{ХР}$ — доля затрат на хранение запаса от его стоимости, %; $Y_{ЗС}$ — затраты на обеспечение запасов, связанные с замораживанием средств, в процентах от его стоимости.

Визуализация целевой функции представлена на рис. 4. Опустив перпендикуляр из точки (или области) минимального значения поверхности затрат на плоскость $ON_{min}N_{max}$, определим оптимальные значения входных параметров СУЗ (в данном случае оптимальными будут $N_{min} = 20$ и $N_{max} = 35$).

Более подробно интегральная свертка функции затрат представлена на рис. 5. Область, закрашенная красным цветом, является зоной оптимальных значений N_{min} и N_{max} для всех позиций хранимых запасов.

Показатели эффективности управления складом

Модель с фиксированным размером заказа

1. Средний складской запас, млн руб.

Максимальный складской запас	Минимальный складской запас				
	10	15	20	25	30
N_{min} + 10	8,6	12,0	15,5	19,1	22,6
N_{min} + 15	11,0	14,5	18,1	21,7	25,3
N_{min} + 20	13,5	17,0	20,6	24,3	27,9
N_{min} + 25	16,1	19,6	23,2	26,8	30,5
N_{min} + 30	18,5	22,2	25,7	29,5	33,1

2. Дефицит, %.

Максимальный складской запас	Минимальный складской запас				
	10	15	20	25	30
N_{min} + 10	18,0	9,93	6,06	3,46	2,04
N_{min} + 15	12,5	7,02	3,99	2,26	1,50
N_{min} + 20	9,08	5,57	3,11	1,82	1,05
N_{min} + 25	6,80	3,88	2,26	1,33	0,83
N_{min} + 30	5,29	3,08	1,86	1,04	0,58

3. Уровень обслуживания, %.

Максимальный складской запас	Минимальный складской запас				
	10	15	20	25	30
N_{min} + 10	86,7	92,6	95,5	97,4	98,4
N_{min} + 15	90,5	94,7	96,9	98,3	98,9
N_{min} + 20	93,0	95,8	97,6	98,6	99,2
N_{min} + 25	94,5	96,9	98,2	98,9	99,4
N_{min} + 30	95,6	97,5	98,5	99,2	99,5

Для дилерских предприятий, компаний, эксплуатирующих и обслуживающих крупный парк автомобилей, цели совершенствования СУЗ могут отличаться от предыдущей задачи. В первом случае важным является такой фактор, как уровень обслуживания клиентов, т. е. доля удовлетворенных требований на склад к их общему количеству. А во втором — потери от простоя автомобильной техники, которые значительно влияют на выбор оптимальных значений параметров СУЗ.

Сопоставив данные, приведенные в таблице, можно представить их в виде зависимости одного выходного параметра — среднего складского запаса, от другого — уровня обслуживания (рис. 6). Из графика видно, что по мере приближения уровня обслуживания к 100 %, склад все быстрее увеличивается, что имеет логическое объяснение. В нашем случае, повышение U на 2 % с $U = 90$ % до $U = 92$ % потребует 150 тыс. руб. дополнительных вложений, в то время как для увеличения U на 2 % с $U = 97$ % до $U = 99$ % понадобится увеличить стоимость склада почти на 2 млн руб.

В данной ситуации для предприятий автомобильных дилеров имеет смысл задаться определенным минимальным, экономически целесообразным значением уровня обслуживания и минимизировать складские затраты в пределах установленной границы.

Таким образом, определение оптимальных значений параметров системы управления запасами для компаний автомобильных дилеров сводится к нахождению вектора значений переменных параметров СУЗ, при которых суммарные издержки, связанные с хранением запасов, будут минимальными, а уровень обслуживания не будет принимать значений ниже установленной величины. Формируем целевую функцию с ограничением для всего массива деталей склада:

$$\begin{cases} U \geqslant C \\ I_{\text{СКЛ}} \to \min \end{cases} \qquad (4)$$

где U — уровень обслуживания, %; C — минимально допустимое значение уровня обслуживания, %.

На рис. 7 для наглядности представлено графическое решение задачи нахождения $N_{\min}$ и $N_{\max}$, выполняющие условие (4). Горизонтальная плоскость $U = 98$ % (условно заданное минимальное значение U) пересекает поверхность значений уровня обслуживания, образуя границу зоны, удовлетворяющей заданному условию. Опустив перпендикуляры к плоскости $ON_{\min}N_{\max}$ из точек полученной кривой на поверхность значений среднего складского запаса, получим границу зоны на поверхности значений среднего складского запаса, удовлетворяющей условию $U \geqslant 98$. Далее находим минимальное значение среднего складского запаса из полученной области, соответствующие ему значения $N_{\min}$ и $N_{\max}$ и являются оптимальным решением задачи. В данном случае оптимальными будут значения: $N_{\min} = 25$ и $N_{\max} = 40$.

Разработанная на основании предложенной методики экспертная система способна выполнять две основные функции: помогать менеджеру в принятии решений при регулярном составлении заказа на склад; давать возможность руководству вести мониторинг склада на основе подробного анализа и оценки эффективности функционирования СУЗ.

Первая функция экспертной системы реализована в виде алгоритма, позволяющего, определив закон распределения случайной величины спроса и оценив его параметры по каждому наименованию хранимого на складе запаса, провести имитационное моделирование СУЗ конкретного предприятия. Это позволяет определить оптимальные параметры системы управления складом, на основании которых будет формироваться заказ. В условиях неопределенности, менеджер может принимать более взвешенные решения, опираясь на вероятности продажи проблемных позиций на складе, с учетом оценки потерь от их хранения и прибыли от их реализации.

Вторая функция реализована в виде расчета значений параметров эффективности функционирования склада (выходных параметров СУЗ). Руководитель может регулировать их по своему усмотрению, корректируя входные параметры СУЗ, устанавливая ограничения на ресурсы и другие показатели эффективности СУЗ, при этом достигая оптимальных показателей работы склада запасных частей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Katargin V., Terskih V.** Improving the efficiency of mainteance and repair on enterprices official dealers using the automated system inventory management // Politechniki Krakowskiej: Technical transaction (Mechanics). — 2012. Vol. 4, Issue 9. — P. 181—185.
2. **Катаргин В. Н., Терских В. М.** Методика создания автоматизированной системы обеспечения запасными частями на предприятиях, обслуживающих автомобильный транспорт // Молодежь и наука: сборник материалов VIII Всерос. НТК студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной 155-летию со дня рождения К. Э. Циолковского [Эл. ресурс] № заказа 7880 / отв. ред. О. А. Краев. — Красноярск: Сиб. федер. ун-т., 2012.
3. **Лоу А., Кельтон В.** Имитационное моделирование // Классика CS. 3-е изд. — СПб.: Питер; Киев: Издательская группа BHV, 2004.
4. **Катаргин В. Н., Писарев И. С., Хмельницкий С. В.** Оценка уровня надежности агрегатов автомобилей на основе моделирования времени жизни размерных цепей // Журнал перечня ВАК РФ Вестник ИРГТУ, 2012, № 6.

УДК 629.113.012.5
К. В. Чернышов, И. М. Рябов, М. Ш. Абдуллаев, М. М. Гасанов
E-mail: chernykv@rambler.ru

СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЯМИ ВСЛЕДСТВИЕ ПОНИЖЕННОГО ДАВЛЕНИЯ В ШИНАХ

На основе статистических данных по давлению в шинах автомобилей дана оценка дополнительных затрат на топливо, связанных с эксплуатацией шин с пониженным давлением.

Ключевые слова: шина, давление в шине, расход топлива.

Негативное влияние ненормативного давления в шинах на эффективность эксплуатации автомобилей является общепризнанным фактом как в России, так и за рубежом. Ущерб, приносимый при эксплуатации автомобилей с пониженным давлением в шинах, сложно переоценить, поскольку при этом ухудшаются такие важные их эксплуатационные свойства как топливная экономичность, экологичность, управляемость и устойчивость, тормозные свойства, безопасность, а также увеличиваются затраты на эксплуатацию.

В мае 2005 г. в Москве и Подмосковье компанией Michelin было проведено исследование давления воздуха в шинах автомобилей, находящихся в эксплуатации частных лиц и организаций независимо от прав собственности. Выявлено, что лишь у 15 % автомобилей давление воздуха в шинах соответствует нормативному значению.

Аналогичное исследование было проведено в г. Волгограде. В процессе исследования путем случайной выборки было произведено измерение давления в шинах 100 автомобилей (400 шин). Для обеспечения статистически однородных условий измерение давления производилось на стоянке перед выездом автомобилей в утренние часы при температуре 18—20 °С. По значению каждого измерения определялось соответствующее относительное давление ρ_i, как доля фактического давления от нормативного давления:

$$\rho_i = \frac{p_i}{p_{0i}}, \qquad (1)$$

где p_i — фактическое давление в i-й шине, p_{0i} — нормативное давление для i-й шины. Диапазон полученных таким образом значений относительного давления составил от $\rho_{min} = 0{,}78$ до $\rho_{max} = 1{,}05$.

Для выявления закона распределения относительного давления в шинах по результатам выборки был построен вариационный ряд. Оптимальная величина интервалов $\Delta\rho$ вариационного ряда определялась по формуле Стерджеса:

$$\Delta\rho = \frac{\rho_{max} - \rho_{min}}{1 + 3{,}322 \lg n}, \qquad (2)$$

где n — объем выборки (количество шин). Отсюда $\Delta\rho = \frac{1{,}05 - 0{,}78}{1 + 3{,}322 \lg 400} = 0{,}028$.

Для удобства расчетов было принято $\Delta\rho = 0{,}03$ и составлен вариационный ряд с интервалами $(\rho_{j-1}; \rho_j)$, серединами интервалов $\overline{\rho}_j = \frac{\rho_{j-1} + \rho_j}{2}$, числом попаданий в интервалы Δm_j и относительными частотами попаданий p_j^* (таблица).

По данным таблицы построена статистическая функция и гистограмма распределения как графическое изображение распределения значений относительного давления в шинах (рис. 1, 2).

В результате расчетов получены следующие статистические оценки характеристик распределения:

— статистическая оценка математического ожидания (среднее относительное давление) $\rho_{ср} = 0{,}930$;

— несмещенная оценка дисперсии $\hat{D}_\rho = 0{,}001913$;

— оценка среднеквадратического отклонения $\hat{\sigma}_\rho = 0{,}044$;

— оценка коэффициента вариации $\hat{\nu}_\rho = 0{,}047$.

Интервальный вариационный ряд распределения относительного давления в шинах

$\rho_{j-1}; \rho_j$	0,765; 0,795	0,795; 0,825	0,825; 0,855	0,855; 0,885	0,885; 0,915	0,915; 0,945	0,945; 0,975	0,975; 1,005	1,005; 1,035	1,035; 1,065
ρ_j	0,78	0,81	0,84	0,87	0,90	0,93	0,96	0,99	1,02	1,05
Δm_j	1	2	17	43	70	118	92	46	8	3
p_j^*	0,0025	0,0050	0,0425	0,1075	0,1750	0,2950	0,2300	0,1150	0,0200	0,0075

По виду графиков можно предположить нормальный закон распределения относительного давления. Коэффициент вариации составляет менее 33 %, следовательно, можно проводить проверку нормального закона распределения.

Плотность нормального закона распределения на основании полученных статистических оценок:

$$\varphi(\rho) = \frac{1}{0{,}044\sqrt{2\pi}}\, e^{-\frac{(\rho-0{,}93)^2}{2\cdot 0{,}044^2}}. \qquad (3)$$

По этой зависимости построен график плотности, наложенный на имеющуюся гистограмму (рис. 3).

Проверка гипотезы о нормальном распределении относительного давления по критерию трех сигм (3σ) показала удовлетворительную сходимость выбранного закона распределения и имеющихся статистических данных.

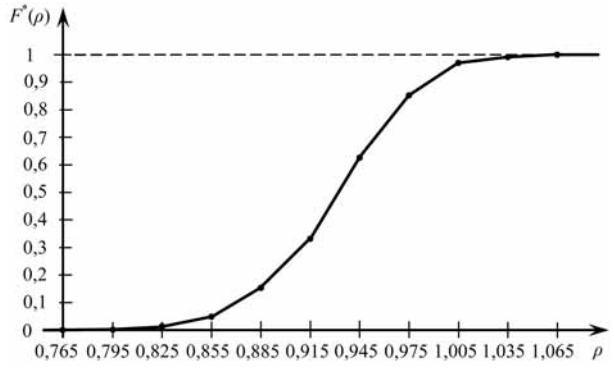


Рис. 1. Статистическая функция распределения относительного давления в шинах

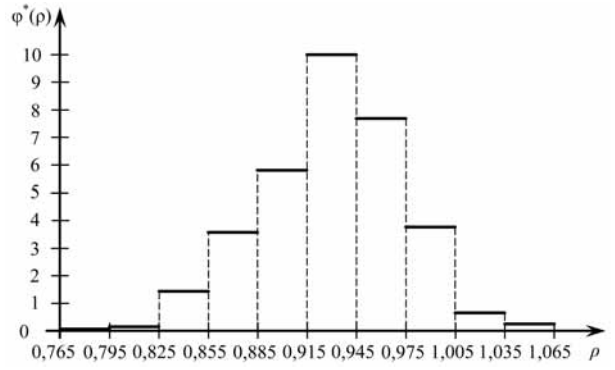


Рис. 2. Гистограмма (статистическая плотность) распределения относительного давления в шинах

Давление в эксплуатируемой шине должно находиться в пределах ±5 % от нормативного. Следовательно, относительное давление должно находиться в границах от $\rho_{н\,min} = 0{,}95$ до $\rho_{н\,max} = 1{,}05$. Пользуясь полученным законом распределения, определим вероятность нахождения относительного давления в шине в этих границах:

$$P(0{,}95\rho_0 < \rho_0 < 1{,}05\rho_0) = \Phi\left(\frac{\rho_{н\,max} - \rho_{ср}}{\hat{\sigma}_\rho}\right) -$$

$$- \Phi\left(\frac{\rho_{н\,min} - \rho_{ср}}{\hat{\sigma}_\rho}\right) = \Phi\left(\frac{1{,}05 - 0{,}93}{0{,}044}\right) -$$

$$- \Phi\left(\frac{0{,}95 - 0{,}93}{0{,}044}\right) = 0{,}997 - 0{,}676 = 0{,}321. \qquad (4)$$

Эта вероятность представлена на рис. 3 в виде заштрихованной площади под кривой распределения.

Интервальная оценка среднего относительного давления для доверительной вероятности 0,95 представляет интервал (0,926; 0,934), а для доверительной вероятности 0,99 — интервал (0,924; 0,936). Следовательно, с вероятностью 0,95 можно утверждать, что значение математического ожидания генеральной совокупности находится в пределах 0,926—0,934, и с вероятностью 0,99 можно утверждать, что значение математического ожидания генеральной совокупности находится в пределах 0,924—0,936.

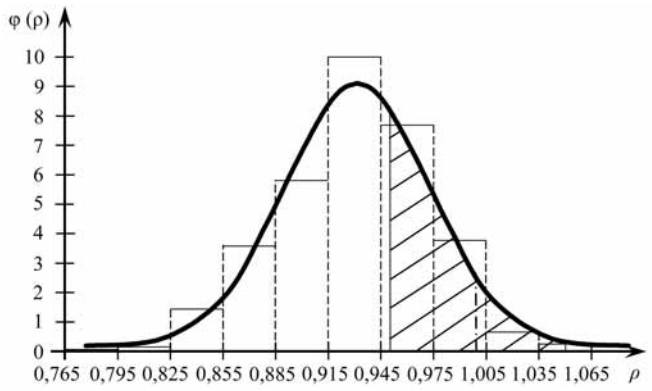


Рис. 3. Гистограмма распределения относительного давления в шине и сглаживающая ее теоретическая кривая распределения

Проведенный анализ позволяет сделать следующие выводы:

— вероятность нахождения давления в шине в границах ± 5 % от нормативного составляет 0,321. Это значит, что вероятность нахождения давления в шине за пределами этих границ составляет 0,679, то есть больше двух третей эксплуатируемых шин имеет ненормативное давление, причем 67,6 % шин имеет пониженное давление, а 0,3 % шин — повышенное;

— определение интервальных оценок среднего относительного давления показало, что вероятность существенного отклонения среднего относительного давления в шинах автомобилей г. Волгограда при описанных условиях измерения давления от полученного значения 0,93 ничтожно мала;

— математическое ожидание относительного давления в шине смещено от нормативного (вертикальная штрихпунктирная линия на рис. 3) на 7 %.

Для того чтобы оценить влияние давления в шине на дополнительный расход топлива поступаем следующим образом. На основании известной экспериментальной зависимости коэффициента сопротивления качению от скорости движения при различных значениях давления в шине [1], графики которой представлены на рис. 4, строим графики зависимости коэффициента сопротивления качению от давления в шине при различных значениях скорости движения (рис. 5).

Из рис. 4 и 5 видно, что коэффициент сопротивления качению уменьшается с увеличением давления. Поскольку диапазон от $p^*_{min} = 0{,}153$ МПа до $p^*_{max} = 0{,}213$ МПа давлений в шинах в пределах вариационного ряда невелик, можно принять допущение, что в этом диапазоне уменьшение коэффициента сопротивления качению происходит по линейной зависимости, проходящей через точки $f(p_{min})$ и $f(p_{max})$ графика 1 на рис. 5. Графическим путем определяем $f_{max} = f(p^*_{min}) = 0{,}018$ и $f_{min} = f(p^*_{max}) = 0{,}013$ (штриховые линии на графике).

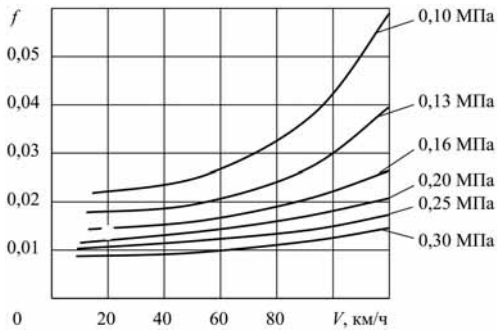


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости при различных значениях давления в шине

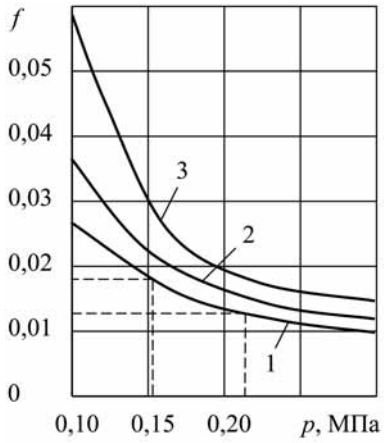


Рис. 5. Зависимость коэффициента сопротивления качению от давления в шине при различных значениях скорости движения автомобиля:

1 — 60 км/ч, *2* — 90 км/ч, *3* — 120 км/ч

Далее используем известные [2] экспериментальные зависимости расхода топлива от сопротивления качению при различных скоростях движения (рис. 6). Из рис. 6 видно, что зависимость расхода топлива от сопротивления качению в диапазоне изменения коэффициента сопротивления качению от f_{max} до f_{min} практически линейна для всех представленных скоростей движения. Определим графическим путем значения расхода топлива при граничных значениях диапазона изменения коэффициента сопротивления качению: $Q(f_{min}) = 30{,}87$ л/100 км и $Q(f_{max}) = 34{,}50$ л/100 км. Из условия линейности зависимостей $f(p)$ и $Q(f)$ следует линейность зависимости расхода топлива от давления в шине $Q(p)$. Эту зависимость можно построить по двум точкам $Q(p^*_{max}) = Q(f_{min}) = 30{,}87$ л/100 км и $Q(p^*_{min}) = Q(f_{max}) = 34{,}50$л/100км. С учетом того, что $p^*_{min} = 0{,}153$ МПа, $p^*_{max} = 0{,}213$ МПа, получим:

$$Q(p) = 43{,}76 - 60{,}5p. \qquad (5)$$

Эту зависимость удобно представить в относительных величинах $q(\rho) = \dfrac{Q(\rho)}{Q(\rho_0)}$, где $q(\rho)$ — относительный расход топлива, $Q(\rho)$ — расход топлива при данном давлении, $Q(\rho_0) = 31{,}66$ л/100 км — расход топлива при номинальном давлении. Тогда $q(\rho^*_{max}) = 0{,}975$, $q(\rho^*_{min}) = 1{,}090$ и с учетом того, что $\rho^*_{min} = 0{,}765$, $\rho^*_{max} = 1{,}065$:

$$q(\rho) = 1{,}38 - 0{,}38\rho. \qquad (6)$$

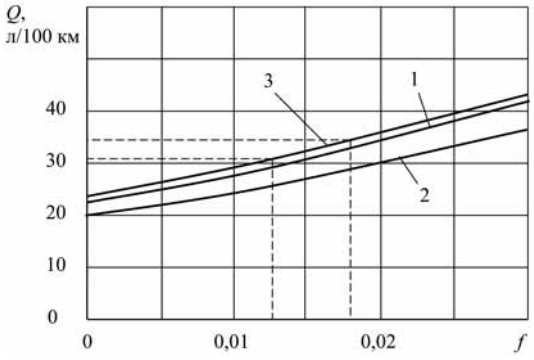


Рис. 6. Зависимость расхода топлива от сопротивления качению при скоростях движения:

1 — 10 км/ч; *2* — 30 км/ч; *3* — 60 км/ч

Поскольку между двумя случайными величинами ρ и *q* существует линейная зависимость (рис. 7), то эти величины имеют один закон распределения со взаимозависимыми параметрами и числовыми характеристиками. Таким образом, относительный расход топлива вследствие пониженного давления в шинах подчиняется нормальному закону распределения. Используя оценки числовых характеристик распределения относительного давления ρ, вычислим соответствующие относительные числовые характеристики распределения относительного расхода топлива *q*, которые, соответственно, тоже являются статистическими оценками.

Оценка математического ожидания (среднее арифметическое) относительного расхода топлива:

$$M^*(q) = M^*(1{,}38 - 0{,}38) = 1{,}38 - 0{,}38M^*(\rho) = \\ = 1{,}38 - 0{,}38\ 0{,}93 = 1{,}027.$$

Статистическая несмещенная дисперсия:

$$D^*(q) = D^*(1{,}38 - 0{,}38\rho) = \\ 0 - 0{,}38^2 D^*(\rho) = 0{,}38^2 \cdot 0{,}001913 = 0{,}000276.$$

Статистическое несмещенное среднеквадратичное отклонение:

$$S^*(q) = \sqrt{0{,}000276} = 0{,}017.$$

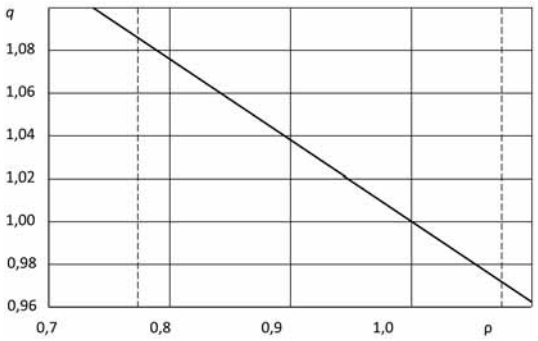


Рис. 7. Зависимость относительного расхода топлива от давления в шине

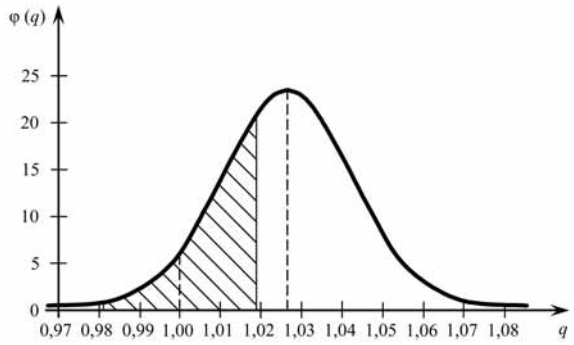


Рис. 8. Кривая распределения относительного расхода топлива вследствие пониженного давления в шинах

Поскольку математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение являются параметрами нормального закона распределения, закон распределения относительного расхода топлива выражается плотностью вида:

$$\varphi(q) = \frac{1}{0{,}017\sqrt{2\pi}}\, e^{-\frac{(q-1{,}027)^2}{2 \cdot 0{,}017^2}}. \qquad (7)$$

По формуле (7) построена кривая распределения относительного расхода топлива вследствие пониженного давления в шинах, представленная на рис. 8. Заштрихованная область на графике определяет вероятность расхода топлива при нормативном давлении в шинах. Площадь области под кривой распределения, находящейся правее заштрихованной области, определяет вероятность расхода топлива при пониженном давлении в шинах.

Таким образом, оценка дополнительного расхода топлива, выполненная на основе статистических данных по распределению давления в шине, показала, что в среднем он составляет около 2,7 % от расхода топлива, который идет на движение автомобиля. Максимальный дополнительный расход топлива соответствует отклонению давления от нормативного на 22 % и достигает 9 %. В связи с этим разработка и обоснование способов повышения стабильности давления в шинах является весьма актуальной задачей, поскольку даже небольшое снижение вероятности эксплуатации шин с пониженным давлением даст в масштабах страны существенный экономический эффект.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Мацкерле Ю.** Современный экономичный автомобиль / Пер. с чешск. В. Б. Иванова. Под ред. А. Р. Бенедиктова. — М.: Машиностроение, 1987.
2. **Зимелев Г. В.** Теория автомобиля / Г. В. Зимелев; издание второе переработ. — М.: Военное издательство министерства обороны Союза ССР, 1957.

УДК 625.08.004
А. Н. Максименко, канд. техн. наук, **И. В. Лесковец**, канд. техн. наук,
В. В. Кутузов, магистр техн. наук, **Д. В. Бездников**, магистр техн. наук,
Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь
E-mail: maksimenko.bru@yandex.ru

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН НА ЭТАПЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ИХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА С УЧЕТОМ ДИНАМИКИ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ

В статье рассматривается комплексный подход к обеспечению работоспособности строительных и дорожных машин с учетом снижения эксплуатационных затрат и контроля снижения производительности на этапе эксплуатации их жизненного цикла.

Ключевые слова: *гидропривод, диагностика, строительные и дорожные машины, индивидуальный подход, эксплуатационные затраты, работоспособность, производительность, себестоимость машиночаса.*

Эффективность любого производства обеспечивается современными технологиями и техническими средствами по их реализации. Причем машины для перспективных технологий значительно превышают по стоимости машины, реализующие традиционные технологии. Здесь важно учитывать качество производимой продукции, экономию материалов и энергоресурсов, а также динамику выходных параметров машин в процессе их использования. К сожалению, при планировании и организации производственных процессов изменения выходных параметров машин на этапе их эксплуатации не учитываются, что приводит к ошибкам на величину свыше 50 %.

Математическая модель и методика оценки эффективности использования строительных и дорожных машин (СДМ) при реализации современных технологий в дорожной отрасли и учете динамики их выходных параметров приведена в работе [1]. Для повышения эффективности использования СДМ важно обеспечить поддержание и восстановление работоспособности машин с учетом динамики эксплуатационных затрат и производительности на этапе эксплуатации их жизненного цикла. Мониторинг работоспособности машины по текущим значениям контролируемых параметров позволяет определить предельные значения себестоимости механизированных работ, суммарную наработку и прибыль при ее использовании по функциональному назначению.

Обеспечение работоспособности СДМ на этапе эксплуатации их жизненного цикла

В процессе эксплуатации СДМ важно обеспечить их работоспособность с рациональными значениями выходных параметров, которые изменяются в процессе использования машины. По данным исследований авторов [2] отказы гидропривода составляют до 50 % отказов гидрофицированной машины. Анализ изменений вероятности безотказной работы сборочных единиц и систем погрузчика Амкодор 332 [3] подтверждает выводы авторов [2]. При планировании и организации поддержания и восстановления работоспособности СДМ необходимо учитывать результаты по отказам гидропривода. Техническое состояние гидропривода важно контролировать и потому, что его КПД изменяется от 0,95 до 0,4 с повышением наработки гидрофицированной машины с начала эксплуатации. Такое снижение КПД гидропривода уменьшает техническую производительность практически в два раза и эти изменения необходимо учитывать при планировании и организации использования СДМ на этапе эксплуатации их жизненного цикла.

Важнейшими факторами, лимитирующими наработку до отказа гидронасосов, гидродвигателей и аппаратуры управления является количество механических примесей в рабочей жидкости (РЖ) и их размеры

(снижение размеров с 20 до 5 мкм увеличивает ресурс насосов в 10 раз). Заложив при проектировании тонкость очистки РЖ менее 5 мкм и максимальную наработку ее замены с учетом рекомендуемой технологии можно обеспечить работоспособность основных элементов гидропривода на протяжении ресурса машины (фирмы JSB обеспечивает тонкость очистки РЖ 1,5 мкм с наработкой ее замены 6000 моточасов, что позволяет стабилизировать техническую производительность на этапе эксплуатации). Такие параметры, заложенные на этапе проектирования и изготовления машины, обеспечивают эксплуатацию ее с минимальными затратами на поддержание и восстановление работоспособности.

При организации использования гидрофицированных машин КПД гидропривода не должно снижаться менее 0,7, т. к. себестоимость механизированных работ возрастает из-за снижения производительности. Только учет стоимости машины и динамики себестоимости машиночаса и производительности машины на этапе эксплуатации ее жизненного цикла позволяет руководителю принять рациональное решение о приобретении современных СДМ.

В настоящее время решения по приобретению техники, планированию ее использования, ремонта или списания принимаются руководителем на основе накопленного опыта. Важно к опыту руководителя предоставить анализ изменений технико-экономических показателей в процессе использования каждой машины и парка в целом. На объектах дорожной отрасли увеличивается количество перспективной техники с более высокой стоимостью. И решение руководителя, приобретающего эту технику, объясняется снижением общих затрат от ее стоимости и затрат на обеспечение работоспособности в процессе эксплуатации, которые превышают первые на порядок. Для проведения анализа эффективности использования современной техники важно также учитывать динамику выходных параметров машины на этапе эксплуатации и стратегию обеспечения ее работоспособности.

На этапе эксплуатации жизненного цикла машины оценку значений параметров, характеризующих работоспособное состояние, необходимо обеспечивать не по усредненным значениям с указанием доверительной вероятности, а по фактическим, определяемым по результатам диагностирования и (или) индивидуального учета, который уже ведется на предприятиях дорожной отрасли с установкой приборов на каждую машину, определяющих расход топлива, наработку, полезное время работы, простои и другие показатели. Для автоматизации оценки эффективности использования и обеспечения работоспособности машин предложены методы и алгоритмы определения наработки до предельного значения всех контролируемых параметров, характеризующих ее функциональное назначение [4—7].

Анализ динамики выходных параметров с экономической оценкой эффективности использования машины позволит определить изменения области ее работоспособности. Снижение интенсивности изменений контролируемых параметров и их качественное улучшение техническим воздействием позволят расширить область работоспособного состояния машины и повысить эффективность использования парка СДМ в целом.

Это возможно только при внедрении диагностирования, которое позволит определять остаточный ресурс и своевременно устанавливать сроки замены сборочных единиц (СЕ) при плановых ТО и ремонтах в соответствии с алгоритмом, приведенным в работе [7]. Безусловно, такой подход возможен при наличии подготовленного персонала, использовании информационных технологий и требует создания базы данных по каждой машине парка и создание или приобретение технических средств диагностики. Для гидропривода, как наиболее слабого звена работоспособности гидрофицированных машин, в Белорусско-Российском университете создан прибор, позволяющий без разгерметизации гидравлической системы обеспечить оценку ее технического состояния. Диагностика гидропривода существующими техническими средствами требует проведения разборочно-сборочных работ, что сопряжено со значительными затратами времени и нарушением целостности и герметичности гидросистемы. Трудоемкость диагностики гидропривода традиционным способом [8] на примере насоса 44,2 чел. мин., а трудоемкость диагностики с помощью разработанного прибора составила 14 чел. мин (табл. 1). Трудоемкость поэлементной диагностики гидропривода погрузчика Амкодор 332 традиционным способом [8] составляет 528 чел. мин, а трудоемкость диагностики с помощью разработанного прибора составила 153 чел. мин. Сокращение времени на диагностику с расширением параметров оценки работоспособности гидропривода СДМ без нарушения его герметичности является одной из важных задач их технического обслуживания и ремонта.

Сравнение показаний контрольного манометра и разработанного прибора КДГ-01 в диапазоне давлений от 0 до 16 МПа приведено в табл. 2. Кроме того, с помощью разработанного прибора можно на всех гидролиниях гидравлической системы определять температуру рабочей жидкости и перепад давлений в сборочных единицах, а также напорных и сливных трубопроводах.

Внедрение такой диагностики позволит оценивать эффективность применения машины с учетом определения придельных значений контролируемых (диагностических) параметров, влияющих на ее производительность, себестоимость машиночаса и себестоимость механизированных работ. Мониторинг динамики изменений этих технико-экономических показателей позволит оценивать эффективность использования и рациональную продолжительность этапа эксплуатации машины.

Таблица 1

Сравнение способов диагностирования традиционным и предложенным способом

Диагностирование насоса с помощью прибора КИ-1097			Диагностирование насоса с помощью прибора КДГ-01		
Операции	Приспособления	Трудоемкость, чел. мин	Операции	Приспособления	Трудоемкость, чел. мин
Отсоединить трубопровод высокого давления, соединяющий насос и гидрораспределитель	Ключ 32	5,5	Разместить датчики сжатия на напорном рукаве насоса	Прижимное устройство КДГ-01	1,0
Слить масло из трубопровода	Емкость	1,5	Разместить температурные накладные датчики на корпусе насоса	Прижимное устройство КДГ-01	2,0
Соединить напорный рукав диагностического прибора с насосом	Ключ 32	5,5	Запустить двигатель погрузчика	—	0,3
Соединить сливной рукав диагностического прибора с баком погрузчика	Ключ 27	1,5	Прогреть масло в гидросистеме до 45—50°	—	5,0
Запустить двигатель погрузчика	—	0,3	Создать нагрузочный режим для насоса и снять показания датчиков	—	5,0
Прогреть масло в гидросистеме до 45—50°	—	5,0	Выполнить расчеты КПД насоса	—	0,5
Установить номинальную частоту двигателя погрузчика	—	0,1			
С помощью диагностического прибора установить давление в гидросистеме 10 МПа	КИ-1097	0,5	Отсоединить датчики	—	0,2
Снять показания расхода на диагностическом приборе	КИ-1097	0,2			
Выполнить расчеты КПД насоса	—	10,0			
Остановить двигатель погрузчика	—	0,1			
Отсоединить напорный рукав диагностического прибора от насоса	Ключ 32	5,5			
Слить масло из трубопровода	Емкость	1,5			
Отсоединить сливной рукав диагностического прибора	Ключ 27	1,5			
Установить трубопровод, соединяющий насос и гидрораспределитель	Ключ 32	5,5			
ИТОГО:		44,2	ИТОГО:		14,0

Таблица 2

Сравнение показаний прибора КДГ-01 с показаниями контрольного манометра

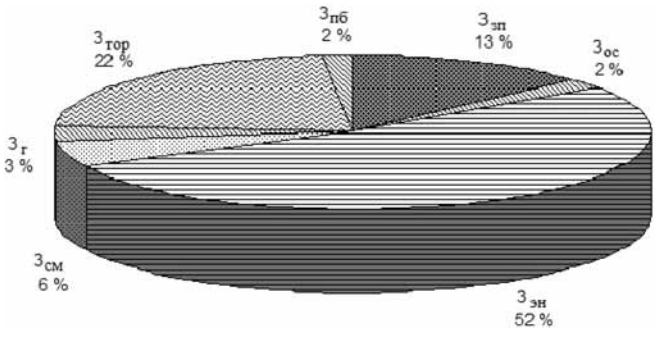
Показания контрольного манометра, МПа	Показания прибора КДГ-01					
	Рукав высокого давления 2SN DIN EN 853 DN 6		Рукав высокого давления 2SN DIN EN 853 DN 12		Рукав высокого давления 2SN DIN EN 853 DN 16	
	Номинальное значение	Погрешность, %	Номинальное значение	Погрешность, %	Номинальное значение	Погрешность, %
0	0	0,0	0	0,0	0	0,0
1	1,02	2,0	1,04	4,0	0,99	1,0
2	2,07	3,5	2,09	4,5	2,05	2,5
3	3,08	2,6	3,10	3,3	3,09	3,0
4	4,10	2,5	4,12	3,0	4,08	2,0
5	5,14	2,8	5,15	3,0	5,12	2,4
6	6,01	1,6	6,08	1,3	6,14	2,3
7	7,12	1,7	7,11	1,5	7,10	1,4
8	8,15	1,8	8,10	1,2	8,22	2,7
9	9,06	0,6	9,19	1,1	9,26	2,8
10	10,21	2,1	10,22	2,2	10,29	2,9
11	11,20	1,8	11,24	2,1	11,33	3,0
12	12,30	2,5	12,32	2,9	12,34	2,8
13	13,35	2,7	13,25	1,9	13,36	2,9
14	14,43	3,1	14,26	1,8	14,44	3,1
15	15,46	3,1	15,40	2,7	15,43	2,8
16	16,35	2,1	16,43	2,7	16,55	3,4

Состояние вопроса, проблемы и перспективы снижения эксплуатационных затрат СДМ

В условиях ограниченного финансирования, выполнение запланированных объемов работ возможно при реализации каждой организацией внутренних резервов по снижению себестоимости единицы выполненных работ. В дорожной отрасли наибольшие затраты связаны с потребляемыми энергоресурсами, материалами и механизацией производственных процессов. Поэтому экономия строительных материалов и используемых энергоресурсов, а также снижение себестоимости механизированных работ приобретают в современных условиях особую значимость.

Эксплуатационные затраты в себестоимости машиночаса погрузчика Амкодор 332 составляют 75—86 %, из них, соответственно, 45—50 % топливо-смазочные материалы (ТСМ), 30—36 % поддержание и восстановление работоспособности, 9—13 % оплата труда рабочим по управлению машиной, менее 2 % — перебазировка. Основная составляющая себестоимости машиночаса — затраты на ТСМ, которые для СДМ определяются на машиночас без учета показаний приборов по расходу топлива или работы двигателя (рисунок).

Последний нормативный документ по составлению ресурсно-сметных норм не учитывает рекомендаций эксплуатации современных СДМ. Например, расход гидравлического масла (рабочей жидкости — РЖ) завышен как минимум в 5 раз. В прошлом веке при сезонном обслуживании предусматривалась замена РЖ с небольшим ресурсом и без присадок. В настоящее время используются РЖ с ресурсом не менее 2000 моточасов, а для большинства современных гидросистем периодичность их замены равна 5000—6000 моточасов. Кроме того, увеличение расхода РЖ в 1,5 раза для восполнения систематических утечек при работе машины не выдерживает современ-



Распределение эксплуатационных затрат для погрузчика Амкодор 332:

$З_{зп}$ — на заработную плату машинистов при повременной системе оплаты труда, $З_{эн}$ — на энергоносители; $З_{см}$ — на смазочные материалы, $З_{г}$ — на гидравлические жидкости, $З_{тор}$ — ТО и ремонты, $З_{со}$ — на сменную оснастку, $З_{пб}$ — на перебазирование техники

ных требований по охране окружающей среды. Так, 1 г нефтепродуктов загрязняет 10 м^3 воды, а только для одной машины (погрузчик грузоподъемностью 3 т) планируются утечка в окружающую среду 189 кг РЖ и загрязнение около 2 млн м^3 воды. Индивидуальный подход к определению ресурсно-сметных норм должен учитывать особенности эксплуатации современных машин и ресурс используемых ТСМ.

Рациональное расходование ТСМ при эксплуатации СДМ относится к числу актуальных проблем экономии ресурсов. В настоящее время стоимость ТСМ составляет до 50 % затрат на эксплуатацию машинного парка. Можно выделить 5 основных направлений экономии ТСМ: совершенствование конструкций машин; работа двигателя в оптимальных режимах и сокращение времени холостого хода; поддержание машин в работоспособном состоянии в соответствии с техническими условиями на эксплуатацию; повышение качества машин и ТСМ; совершенствование норм расхода ТСМ с учетом условий эксплуатации.

Показателями топливной экономичности являются часовой и удельный расходы топлива на единицу эффективной мощности и на единицу выпущенной продукции. В современных двигателях используются электронные блоки управления подачей топлива. Экономия топлива в этом случае достигает 25 % за счет оптимизации подачи топлива от нагрузочного режима, температуры окружающей среды и температурного режима двигателя, частоты вращения коленчатого вала, положения распределительного вала, состава отработавших газов и т. д. Кроме того, в современных двигателях значительно возросло давление впрыска топлива. Для повышения качества распыла и горения топлива в перспективных двигателях внутреннего сгорания давление впрыска достигает 2000 МПа.

Один из основных путей экономии топлива при эксплуатации СДМ — сокращение времени работы ДВС на холостом ходу и оптимизация его нагрузочного и теплового режимов (до 90 % от номинальной мощности и 85—95 °С в системе охлаждения).

Техническое состояние СДМ является одним из основных факторов, влияющих на расход ТСМ. Основные потери происходят из-за неисправностей топливной системы. Так, неисправность одной форсунки приводит к увеличению расхода топлива до 25 % для четырехцилиндрового ДВС, а при неправильной установке угла опережения впрыска топлива потери его могут достигать 30 % от общего расхода. Неисправности в других системах ДВС, трансмиссии и движителе, как правило, вызывают значительный перерасход топлива.

Отрицательное влияние на расход ТСМ оказывают нарушения требований химмотологической карты, разработанный заводом-изготовителем эксплуатируемой машины.

Важным направлением снижения количественных и качественных потерь ТСМ является правильная организация получения, выдачи, транспортировки, хранения и заправки, а также планирование норм расхода, учета и отчетности по использованию средств механизации.

В современных СДМ интервал по замене гидравлической РЖ планируется через 5000—6000 моточасов, ресурс охлаждающих жидкостей — до 12 000 моточасов, т. е. практически замена их должна проводиться в 5 раз реже.

Рекомендации предприятий-изготовителей по замене масел и РЖ необходимо учитывать при планировании, учете и списании их в процессе эксплуатации СДМ. Поэтому для современных СДМ затраты на применяемые масла и рабочие жидкости можно определять по формуле:

$$З_{\text{мрж}} = \frac{V_{\text{мрж}} Ц_{\text{мрж}}}{H_{\text{мрж}}}, \text{ руб./моточас;} \qquad (1)$$

где $V_{\text{мрж}}$ — объем масла или рабочей жидкости (кроме моторного масла), расходуемый за назначенный ресурс, м^3 (л); $Ц_{\text{мрж}}$ — стоимость соответствующего масла или рабочей жидкости, руб./м^3 (руб./л); $H_{\text{мрж}}$ — ресурс соответствующего масла или рабочей жидкости, моточас.

В процессе эксплуатации СДМ происходят количественные и качественные потери масел и рабочих жидкостей. Качественные потери ограничивают ресурс $H_{\text{мрж}}$, а количественные соответственно связаны со сгоранием, испарением, утечками и выбросами через систему вентиляции.

Утечки в атмосферу масел и РЖ при эксплуатации СДМ необходимо исключить и при аварийных ситуациях, дополнительный их расход необходимо оформлять актом. Практические потери от испарения характерны для моторного масла и охлаждающей жидкости. Однако при эксплуатации СДМ в систему охлаждения следует доливать только воду, так как этиленгликоль, входящий в состав охлаждающей РЖ, имеет температуру кипения 197 °С и практически не испаряется. Поэтому потери в процессе эксплуатации необходимо планировать только

для моторных масел и необходимый объем $V_{мрж}$ можно определять по формуле:

$$V_{мрж} = V_о + V_д, м^3(л); \quad (2)$$

где $V_о$ — основной объем моторного масла, соответствующий вместимости системы смазки, $м^3$ (л); $V_д$ — дополнительный объем расходуемого масла, который составляет 0,5—3 % от расхода топлива. Максимальный процент расхода моторного масла соответствует наработке равной ресурсу ДВС.

Особое внимание необходимо обратить на планирование норм расхода топлива. В настоящее время в строительстве планирование и списание ТСМ для СДМ осуществляется на основании норм на 1 машиночас рабочего времени. Истоки такого подхода в планировании расхода топлива исходят из середины прошлого века, когда об экономии дизельного топлива речь не шла. Упрощенное планирование на машиночас рабочего времени без учета влияния условий эксплуатации и режимов работы машины было оправдано. В современных условиях строжайшей экономии энергоресурсов планировать расход дизельного топлива для СДМ на машиночас не отвечает требованиям программы экономии топливно-энергетических ресурсов.

Из официальных источников [9], регламентирующих расход топлива на машиночас, приведено его определение, где один машиночас включает в себя: время выполнения технологических операций; время на перемещение техники в пределах строительной площадки; время технологических перерывов в работе (в начале смены на выполнение подготовительных операций и сменного обслуживания, в течение смены на отдых и личные надобности и в конце смены на выполнение заключительных операций). С позиции повременной оплаты труда оператора, управляющего машиной, учет технологических и других перерывов оправдан, но каким образом они влияют на расход топлива при неработающем двигателе?

Наработка двигателя определяется по счетчику в моточасах и связана с рабочим временем через переходной коэффициент $K_п$ со значениями от 0,25 до 0,8 [4, 9], т. е. списание топлива с учетом $K_п$ приводит к значительной ошибке, т. к. он учитывает лишь средние условия эксплуатации машины.

В создавшейся ситуации проблему можно решить разработкой индивидуальных норм расхода топлива для каждой марки и модификации СДМ в зависимости от выполняемых технологических процессов аналогично нормированию и учету расхода для выполнения транспортных операций при регламентированной наработке в километрах пробега транспортных средств и учета дорожных условий. Наработку СДМ при такой методике необходимо учитывать по приборам, устанавливаемым на машинах. В настоящее время на СДМ, как правило, устанавливаются только счетчики моточасов.

Более перспективное решение проблем связано с установкой электронных блоков, контролирующих наработку, расход топлива и нагрузочный режим работы двигателя, которые уже установлены на импортной технике.

В значительной степени расход топлива ниже, а производительность выше для машин с более высокими эргономическими свойствами и электронным управлением подачей топлива. На многие машины устанавливаются приборы по учету времени работы машины под нагрузкой. Анализ работы экскаваторов одной размерной группы ЭО-5126 и JS-220 показал эффективность экономии топлива при наличии бортовой системы управления его расходом, который приведен в табл. 3.

Расход топлива для экскаваторов 5-й размерной группы в сравниваемом варианте составляет 14—19 л/ч, отличающийся соответственно на 35 % и от факти-

Таблица 3

Технико-экономические показатели сравниваемых вариантов землеройных машин

Марка	Показатели оценки машин							
	Мощность, кВт	Масса, т	Рабочее давление в гидросистеме, МПа	Уровень шума в кабине, дБ	Количество параметров бортовой системы диагностирования	Часовой расход топлива, л/ч	Фактический расход топлива, л/ч	Эксплуатационная производительность, $м^3$/ч
ЭО-5126	125	32	20	80	12	19	18,2	68
JS 220	102	23,7	26	74	36	14	13,1	115

чески израсходованного на 38 %. Расчетный расход топлива отклоняется от фактического на 20 %, что указывает на необходимость перехода к составлению норм с учетом потребления и заинтересованности обслуживающего персонала в экономии ТСМ используемых СДМ.

Кроме того, существующая методика планирования расхода топлива не заинтересовывает обслуживающий персонал в работе машины на оптимальных режимах и поддержании в исправном состоянии для обеспечения минимального расхода топлива.

Более высокие эргономические показатели экскаватора JS-220 и возможность контроля работоспособного состояния по 26 параметрам способствует более качественным выходным параметрам (производительности, расходу топлива и т. д.). Так, часовая производительность экскаватора JS-220, работающего в одинаковых условиях с ЭО-5126, выше на 40 %, а удельный расход топлива на единицу производимой работы соответственно ниже на 56 %. Комплексный показатель надежности — коэффициент технического использования ($K_{ТИ}$) для сравниваемых вариантов в интервале наработки с начала эксплуатации до 2000 моточасов оказался выше для экскаватора JS-220 (0,93), чем для ЭО-5126 (0,89), что способствует более высокой годовой выработке и более низким эксплуатационным затратам на поддержание его работоспособности.

В целом можно сделать вывод, что более высокие выходные параметры СДМ способствуют снижению удельного расхода ТСМ, повышению объема полезно выполняемой работы и снижению эксплуатационных затрат на поддержание и восстановление их работоспособности.

Затраты на ТСМ и на обеспечение работоспособности машины являются основными составляющими себестоимости машиночаса и их изменения в совокупности с изменением производительности на этапе эксплуатации жизненного цикла машины позволяют определить рациональную суммарную наработку и прибыль в соответствии с методикой, приведенной в работе [1].

Заключение

1. Обеспечение работоспособности СДМ необходимо планировать с учетом динамики основных технико-экономических показателей (себестоимости машиночаса, производительности) на этапе эксплуатации жизненного цикла машины.

2. Важнейшими составляющими эксплуатационных затрат являются затраты на ТСМ и обеспечение работоспособности СДМ (до 80 %).

3. Планирование и списание ТСМ необходимо проводить по наработке СДМ в моточасах или по приборам контроля расхода топлива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Оценка** эффективности этапов жизненного цикла строительных и дорожных машин с учетом изменений технико-экономических показателей в процессе их эксплуатации / А. Н. Максименко, Г. С. Тимофеев, А. И. Лопатин, В. В. Кутузов, Е. В. Кутузова, Е. А. Косенко // Грузовик &. — 2013.
2. **Эксплуатация** подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учебник для студ. высш. учеб. заведений / А. В. Рубайлов [и др.]; под общ. ред. Е. С. Локшина. — М.: Академия, 2007. — 512 с.
3. **Повышение** работоспособности гидропривода строительных и дорожных машин при внедрении агрегатного метода ремонта и диагностики / А. Н. Максименко, И. В. Лесковец, В. В. Кутузов, Д. В. Бездников, Н. Н. Федосов, В. В. Сентюров // Грузовик &. — 2010. — № 4. — С. 5—11.
4. **Максименко А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин: учеб. пособие / А. Н. Максименко. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006.
5. **Максименко А. Н.** Влияние качества изготовления и технической эксплуатации на работоспособность строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, А. Н. Федосов, В. В. Кляусов // Строительная наука и техника. — 2009. — № 3 (24). — С. 68—73.
6. **Максименко А. Н.** Информационные технологии в определении себестоимости машиночаса строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, Г. С. Тимофеев, С. Е. Кравченко, Л. В. Тимофеев, В. В. Васильев // Строительная наука и техника. — 2009. — № 2 (23). — С. 86—92.
7. **Максименко А. Н.** Повышение работоспособности гидропривода строительно-дорожных машин / А. Н. Максименко, Д. В. Бездников, В. В. Кутузов, В. В. Васильев // Грузовик &. — М.: Машиностроение. — 2008. — № 9. — С. 23—27.
8. **Механизация** строительства. Организация диагностирования строительных и дорожных машин. Диагностирование гидроприводов. МДС 12—20.2004 / ЦНИИОМТП. — М.: ГУП ЦПП, 2004.
9. **Механизация** строительства. Годовые режимы работы строительных машин. МДС 12—13.2003 / ЦНИИОМТП. — М.: ГУМ ЦПП, 2003.

УДК 629.113

А. Д. Назаров, академик, д-р техн. наук, Munaz Incorporated (г. Мемфис, США)
E-mail: mnazarov@sabainc.com

БАЛАНСИРОВКА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ И РЕМОНТЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Приведены методы балансировки коленчатого вала и вала в сборе при производстве и ремонте двигателей. На всех предприятиях-изготовителях двигателей балансируют маховик, шкив коленчатого вала, крыльчатку вентилятора, ведомый и нажимной диски сцепления, коленчатый вал и вал в сборе. Только на некоторых моторемонтных предприятиях балансируют коленчатый вал и вал в сборе. Другие вращающиеся детали не балансируют. До настоящего времени отсутствуют технологические процессы балансировки указанных сборочных единиц при ремонте конкретных моделей и конструкций двигателей. Изложенное является одной из основных причин низкой надежности, повышенных вибраций и шума капитально отремонтированных двигателей. Поэтому необходимо разработать технологические процессы балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей и внедрить их в моторемонтное производство. Это позволит с достаточной точностью балансировать указанные сборочные единицы и значительно повысить основные качественные показатели двигателей.

Ключевые слова: *коленчатый вал, вал в сборе, балансировка, надежность.*

Действующими ТУ и нормативно-технической документацией при производстве и капитальном ремонте автотракторных двигателей предусматривается балансировка коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и вала в сборе с маховиком и сцеплением (карбюраторные двигатели). Кроме того, на предприятиях-изготовителях производят балансировку маховика, ведомого и нажимного дисков сцепления, шкива коленчатого вала и крыльчатки вентилятора. При изготовлении двигателей перечисленные детали и сборочные единицы балансируют на специальных балансировочных станках. Но в условиях ремонтного производства их не балансируют из-за отсутствия балансировочных станков. Следует отметить, что на большинстве ремонтных предприятий не балансируют даже коленчатый вал и вал в сборе. Это также связано с отсутствием соответствующего балансировочного оборудования. На некоторых ремонтных предприятиях, где производят балансировку указанных сборочных единиц, используют балансировочный станок КИ-4274 [1, 2].

На предприятиях-изготовителях и в условиях ремонтного производства коленчатые валы автотракторных двигателей балансируют путем высверливания из соответствующих противовесов неуравновешенных масс, вызывающих в их плоскостях коррекции дисбалансы. Сверлят те противовесы, в секторе которых находятся неуравновешенные массы. При балансировке коленчатых валов необходимо иметь в виду, что они имеют не только дисбалансы в обеих плоскостях коррекции, но на них действуют внутренние изгибающие моменты, вызываемые местными неуравновешенными центробежными силами инерции и их моментами. Значения внутренних изгибающих моментов зависят от несоответствия масс шатунных шеек и части шатунов, поршней, поршневых и стопорных колец, поршневых пальцев, шатунных вкладышей, статически приведенных к оси шатунной шейки, цельным или собранным противовесам коленчатого вала. У современных быстроходных короткоходных двигателей удается скомпенсировать лишь 40...50 % внутренних изгибающих моментов, зависящих от эксцентричного расположения упомянутых элементов и квадрата частоты вращения коленчатого вала, поскольку конструкция коленчатого вала (юбка поршня и противовес не должны соприкасаться) не позволяет полностью уравновешивать рассматриваемые моменты. Поэтому в таких конструкциях необходимо считаться с допустимой, с теоретической точки зрения, нагрузкой на коренные подшипники коленчатого вала, вызываемой внутренними неуравновешенными изгибающими моментами. Неуравновешенность этих моментов усугубляется тем, что ба-

лансировка коленчатого вала производится не путем добавления корректирующей массы, а снятием (высверливанием) металла из соответствующих противовесов. Чем больше начальные дисбалансы в плоскостях коррекции коленчатого вала, тем больше приходится высверливать металла из противовесов. Это увеличивает нагрузки на коренные подшипники коленчатого вала и неравномерность их распределения по ним, появляющиеся из-за наличия неуравновешенных внутренних изгибающих моментов. Для уменьшения значения начальных дисбалансов коленчатого вала необходимо либо ужесточить допуски на изготовление или ремонт, что экономически нецелесообразно, или до его обработки ввести центровальную балансировку, основанную на явлении самоцентрирования масс. Центровальная балансировка позволяет устанавливать по необработанным поверхностям коленчатого вала такую ось вращения, при которой будет сокращена до минимума последующая его механическая обработка. Для многоопорных коленчатых валов трудно определить ось вала из-за его прогиба и несоосности подшипников опорных шеек. Если измерять значения дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции многоопорного коленчатого вала, установленного на различные пары опорных шеек, то они будут иметь разные величины. Поэтому при балансировке коленчатых валов, имеющих 7 коренных подшипников, в качестве опор следует выбирать не первую и седьмую коренные шейки, как это принято на практике, а вторую и шестую. Это связано с тем, что в первом случае, кроме параллельного смещения осей, прогиба вала, появляются дополнительные деформации от внутренних неуравновешенных изгибающих моментов, зависящих от массы, размеров и частоты вращения коленчатого вала.

Влияние изменения пар коренных опор, на которые устанавливают коленчатый вал, вал в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением на балансировочный станок, на точность балансировки этих сборочных единиц при производстве и ремонте двигателей V 8 проверяли экспериментальным путем. Экспериментальные исследования проводили на балансировочных станках КИ-4274 и модели МС 946, выпускаемого Минским станкостроительным объединением. Коленчатые валы рассматриваемых двигателей имеют 5 коренных шеек. Эксперименты проводили на коленчатом вале, вале в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением (двигатели рабочим объемом 4,25 и 6 л) в следующей последовательности. Измерительную систему балансировочного станка настраивали с помощью эталонного коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением, которые практически не имели остаточных дисбалансов в обеих плоскостях коррекции. Указанные сборочные единицы устанавливали на балансировочные станки для их настройки по двум вариантам. При первом варианте в качестве опор использовали первую и пятую коренные шейки. В настоящее время такой метод установки применяется на всех предприятиях по производству и капитальному ремонту двигателей V8. При втором варианте опорами являлись вторая и четвертая коренные шейки. После настройки измерительной системы станков по каждому варианту на них по показаниям их соответствующих индикаторов определяли значения и углы дисбалансов в обеих плоскостях коррекции коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением новых и капитально отремонтированных двигателей с $V = 4{,}25$ и 6 л.

Анализ результатов экспериментов показал, что абсолютная погрешность определения значений дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции рассматриваемых сборочных единиц обоих двигателей при втором варианте настройки измерительной системы балансировочных станков по сравнению с первым не превышает 4,8 %. При этом она снижается с увеличением значений анализируемых дисбалансов. Такой погрешностью при балансировке коленчатого вала и вала в сборе в условиях производства и капитального ремонта двигателей можно пренебречь. Следовательно, настройка балансировочных станков по обоим вариантам дает практически идентичные результаты в процессе балансировки. Поэтому нет необходимости в изменении существующего способа установки коленчатого вала и вала в сборе на балансировочные станки.

При балансировке коленчатого вала и вала в сборе двигателей V8 на шатунные шейки вала необходимо устанавливать балансировочные грузы, массу которых вычисляют по формулам, приведенным в работе [2]. Масса указанного груза заменяет массу деталей КШМ, отсутствующих во время балансировки. Следует отметить, что при массовом производстве двигателей балансировка коленчатых валов с использованием балансировочных грузов вызывает большие трудности и ее нельзя автоматизировать. Установка грузов на шатунные шейки коленчатых валов перед балансировкой и их снятие требуют больших затрат труда и времени. Эти операции также нельзя автоматизировать. При этом требуется

большое количество комплектов балансировочных грузов и рабочих для их установки и снятия, что связано со значительными материальными и финансовыми затратами. Кроме того, при многократной установке и снятии указанных грузов их посадочные поверхности изнашиваются, что влияет на точность балансировки. Поэтому на предприятиях-изготовителях двигателей V 8 при балансировке их коленчатого вала используют другой метод — так называемый компенсационный вал. Этот вал вращается на вибромосте балансировочного станка синхронно с балансируемым коленчатым валом. Компенсационный вал передает на вибромост балансировочного станка свободный суммарный неуравновешенный момент, создаваемый при обычном методе балансировки балансировочными грузами. Необходимо учитывать, что и при использовании упомянутого метода необходимо выпускать балансировочные станки для балансировки с помощью балансировочных грузов. Эти станки применяются в условиях ремонтного производства.

На предприятиях-изготовителях балансируют также коленчатый вал в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением. Дисбаланс устраняют путем высверливания неуравновешенной массы из ближайших к ней трех противовесов коленчатого вала. Балансировку рассматриваемых сборочных единиц в другой плоскости коррекции производят высверливанием излишнего металла из маховика (в сборе с маховиком) и специальных весовых бобышек нажимного диска сцепления (в сборе с маховиком и сцеплением). Высверливание неуравновешенных масс из противовесов коленчатого вала, маховика и нажимного диска сцепления увеличивает упомянутые выше неуравновешенные внутренние изгибающие моменты. После балансировки коленчатого вала в сборе с маховиком и сцеплением на маховике и нажимном диске сцепления делают специальные метки. С использованием их осуществляют сборку коленчатого вала с маховиком и сцеплением.

В условиях ремонтного производства коленчатый вал в сборе с маховиком и вал в сборе с маховиком и сцеплением в плоскости шкива, а также первый узел в плоскости маховика балансируют с применением приведенных выше способов, используемых при производстве двигателей. Балансировку второго узла в плоскости маховика производят путем установки под болты крепления сцепления к маховику специальных компенсирующих грузов. В этом случае упомянутые выше изгибающие моменты уменьшаются.

На предприятиях-изготовителях автотракторных двигателей коленчатый вал и вал в сборе балансируют в соответствии с действующими на них ТУ и технологическими процессами на выполнение этой операции. Иначе дело обстоит при ремонте двигателей. В нормативно-технической документации, ТУ и опубликованных работах, посвященных ремонту автомобилей, тракторов и их двигателей [2, 3], не приведены методы балансировки рассматриваемых сборочных единиц и технологические процессы ее выполнения.

Допустимые по действующим ТУ остаточные дисбалансы рассматриваемых вращающихся деталей и узлов некоторых автотракторных двигателей в условиях их производства приведены в работе [2]. Их анализ, с учетом положений работы [2], показывает, что при назначении упомянутых допусков не учитываются конструктивные особенности, размеры и номинальная масса балансируемых деталей и узлов, максимальная частота вращения коленчатого вала. Поэтому указанные допуски технически и экономически не обоснованы, они чрезмерно жесткие. В этой связи их не могут обеспечить даже на предприятиях-изготовителях. Это указывает на необходимость обоснования и уточнения анализируемых допусков. Правильность такого вывода подтверждается данными и положениями, приведенными в работе [2]. Кроме того, следует подчеркнуть, что допуски на остаточный дисбаланс вращающихся деталей и узлов автотракторных двигателей принимаются одинаковыми для условий производства и ремонта, хотя они, порой, не обеспечиваются даже на предприятиях-изготовителях двигателей. Таким образом, о возможности соблюдения рассматриваемых допусков на ремонтных предприятиях и говорить не приходится. С учетом изложенного необходимость уточнения, технического и экономического обоснования указанных допусков при производстве и ремонте автотракторных двигателей не вызывает сомнений.

Во всех опубликованных работах, действующих ТУ и нормативно-технических документах и имеющихся технологических процессах, посвященных нормированию дисбалансов и балансировке коленчатого вала и вала в сборе, не указаны направления векторов их остаточных дисбалансов в обеих плоскостях коррекции. Это является принципиальным их недостатком, так как от значения и угла между векторами остаточных дисбалансов в плоскостях коррекции упомянутых сборочных единиц зависят значения и углы суммарных дисбалансов и момен-

тов дисбалансов двигателей. Последние определяют показатели изнашивания и неравномерности износа коренных подшипников коленчатого вала, надежность, ресурс, вероятность безотказной работы (ВБР), вибрации и шум новых и капитально отремонтированных двигателей [2].

В работах [2, 3] и других публикациях, посвященных ремонту автотракторных двигателей, не приведены методы балансировки коленчатого вала, необходимые балансировочные станки и оборудование, технологические процессы балансировки и контроля остаточных дисбалансов сборочных единиц.

Анализ рассматриваемых работ, ТУ и нормативно-технических документов, посвященных капитальному ремонту двигателей, показывает, что до настоящего времени не разработаны технологические процессы балансировки коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением конкретных моделей двигателей. Они отсутствуют и в технической документации, прилагаемой к балансировочному станку КИ-4274. Это указывает на необходимость разработки технологических процессов балансировки упомянутых сборочных единиц применительно к исследуемым двигателям на указанном станке.

Изложенное является одной из основных причин низких надежности, долговечности и ВБР, повышенных вибраций и шума капитально отремонтированных двигателей. Поэтому необходимо разработать технологические процессы балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей и внедрить их в ремонтное производство. Это позволит с достаточной для практических целей точностью балансировать указанные сборочные единицы и, как следствие, значительно повысить перечисленные выше основные качественные показатели прошедших капитальный ремонт автотракторных двигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Назаров А. Д.** Повышение точности измерения дисбалансов и балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей // Грузовик &, 2007, № 9. С. 13—19.
2. **Назаров А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.
3. **Надежность** и ремонт машин / В. В. Курчаткин, Н. Ф. Тельнов, К. А. Ачкасов и др. Под редакцией В. В. Курчаткина. — М.: Колос, 2000. − 776 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2013 год

Подписавшись в издательстве, Вы:

1. Получаете без задержек журнал с первого номера.
2. Экономите на стоимости почтовой доставки.
3. Получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

Тел.: 8 (499) 269-66-00; 8 (499) 269-52-98.

Факс 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

УДК 629.113

С. М. Гайдар, д-р техн. наук, Всероссийский научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машино-тракторного парка (ГНУ ГОСНИТИ Россельхозакадемии), **Ю. А. Заяц**, канд. техн. наук, **Т. М. Заяц**, канд. техн. наук, Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище (военный институт) имени генерала армии В. Ф. Маргелова
E-mail: avtokon93@yandex.ru

МЕТОДЫ КОГНИТИВНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Представлен метод оценки технического уровня транспортных средств на основе когнитивного моделирования предметной области с использованием нечеткой матричной регулярной алгебры, отличительной особенностью которого является наличие причинно-следственных связей между показателями, свойствами и критериями оценки образцов техники.

Ключевые слова: *технический уровень, оценка технического уровня, когнитивные карты, когнитивное моделирование, метод иерархий.*

Оценка технического уровня образцов автомобильной техники всегда представляла и представляет важную, но в то же время достаточно сложную задачу. Действующий ОСТ 37.001.426—85 [1], как указано в работе [2], "...в принципе, позволяет оценить технический уровень и качество АМН[1], однако вопросы выбора базового образца, коэффициентов весомости единичных и групповых показателей в нем не расписаны. Вызывает нарекание и вхождение тех или иных параметров в отдельные показатели...". Методики, сложившиеся к настоящему времени [2—4], базируются на методе иерархий [5] и состоят из нескольких этапов.

Этап 1. Необходим объект сравнения, называемый базовым образцом, так как значение технического уровня по определению есть величина относительная. Базовым образцом могут служить параметры, указанные в технических требованиях на разработку транспортного средства, перспективные технические требования, технические характеристики образца до модернизации или какого-либо нововведения в конструкцию.

[1] Автомобили многоцелевого назначения.

Этап 2. Строится иерархическая система критериальных уровней. Верхний уровень занимает обобщенный критерий, далее располагаются критерии, затем свойства, а в нижней части иерархической системы — единичные показатели. При необходимости критериальных уровней может быть больше.

Этап 3. Далее, в соответствии с методом иерархий строятся матрицы попарных сравнений и рассчитываются коэффициенты весомости единичных показателей, свойств и критериев. Расчету коэффициентов весомости предшествует экспертный опрос со всеми процедурами проверки согласованности ответов эксперта и групп экспертов.

Этап 4. Рассчитывается показатель технического уровня транспортного средства с применением аддитивного и (или) мультипликативного метода свертки критериев, а каждый из критериев — сверткой свойств.

Однако данная методика предполагает ординарный поток влияний: единичный показатель однозначно воздействует на какое-либо свойство, а оно, в свою очередь, на критерий. Вхождение одного и того же показателя в несколько свойств не предполагается. Ставится вопрос "что важнее на данном

уровне?" вместо вопроса "какова доля влияния показателя нижнего уровня на одно из свойств высшего?" Это может повлечь завышение показателя технического уровня при расчете. Так, единичный показатель "дорожный просвет", входящий в свойство "опорная проходимость" и критерий "подвижность", оказывает влияние на свойство "топливная экономичность" критерия "базовые свойства" и свойство "эксплуатационная технологичность" критерия "технологичность".

Решение проблемы неоднозначности влияния единичного показателя можно решить на основе системно-информационного анализа с использованием одного из методов математического моделирования — когнитивного моделирования [6, 7]. Когнитивное моделирование — это разновидность математического моделирования для формализации описания сложного объекта, проблемы или функционирования системы и выявления причинно-следственных связей между их элементами в результате воздействия на эти элементы или изменения характера связей. Когнитивные карты, лежащие в основе модели, используют для представления моделируемой системы в виде множества концептов, отображающих ее объекты или атрибуты, связанных между собой отношениями влияния или причинно-следственными связями.

Реализация этого метода начинается с изучения предметной области и построения нечеткой когнитивной карты модели оценки технического уровня транспортного средства.

Под концептами будем понимать смысловое содержание единичных показателей, свойств, критериев, а также обобщенный критерий как показатель технического уровня транспортного средства. В качестве механизма выбора перечня концептов (критериев, свойств, единичных показателей) целесообразно воспользоваться методом экспертного опроса. При этом опрос предполагает извлечение знаний на трех уровнях:

1. формирование перечня концептов (критериев, свойств, единичных показателей);

2. формирование причинно-следственных отношений взаимосвязей концептов (по сути дела, на этом этапе формируются дуги ориентированного графа);

3. формирование значений отношений причинности (коэффициенты весомости).

Для моделирования и анализа проблемно-целевых моделей систем на основе нечетких когнитивных карт используется нечеткая матричная регулярная алгебра, в основе которой лежат макситриангулярные операции с нечеткими матрицами [7].

Рассмотрим основные этапы анализа разработанной когнитивной карты.

На первом этапе сформирована матрица взаимовлияний и согласование отношений между концептами. Для определения взаимовлияния концептов формируется нечеткая матрица R размером $2n \times 2n$, элементы которой определяются из исходной когнитивной матрицы W путем замены: если $W(k_i, k_j) > 0$, то $r_{2i-1,\ 2j-1} = w(k_i, k_j)$, $r_{2i,\ 2j} = w(k_i, k_j)$.

Остальные элементы принимают нулевые значения. Процедура транзитивного замыкания R позволяет согласовать отношения взаимовлияния концептов.

Полученный результат состоит из положительных элементов, образованных по правилу:

$$V_{ij} = \max(r_{2i-1,\ 2j-1},\ r_{2i,\ 2j}).$$

На втором этапе рассчитываются системные показатели, на основании которых можно выполнить расчет интегральных показателей.

Расчет системных показателей выполняется по следующим формулам.

Консонанс влияния концепта k_i на концепт k_j:

$$c_{ij} = \frac{\left|\nu_{ij} + \overline{\nu}_{ij}\right|}{\left|\nu_{ij}\right| + \left|\overline{\nu}_{ij}\right|}. \qquad (1)$$

Диссонанс влияния концепта k_i на концепт k_j:

$$d_{ij} = 1 - c_{ij}. \qquad (2)$$

Взаимный консонанс влияния концептов k_i и k_j:

$$\overleftrightarrow{c}_{ij} = \frac{\left|\left(\nu_{ij} + \nu_{ji}\right) + \left(\overline{\nu}_{ij} + \overline{\nu}_{ij}\right)\right|}{\left|\nu_{ij} + \nu_{ji}\right| + \left|\overline{\nu}_{ij} + \overline{\nu}_{ji}\right|}. \qquad (3)$$

Взаимный диссонанс влияния концептов k_i и k_j:

$$d_{ij} = 1 - c_{ij}. \qquad (4)$$

Воздействие (влияние) концепта k_i на концепт k_j:

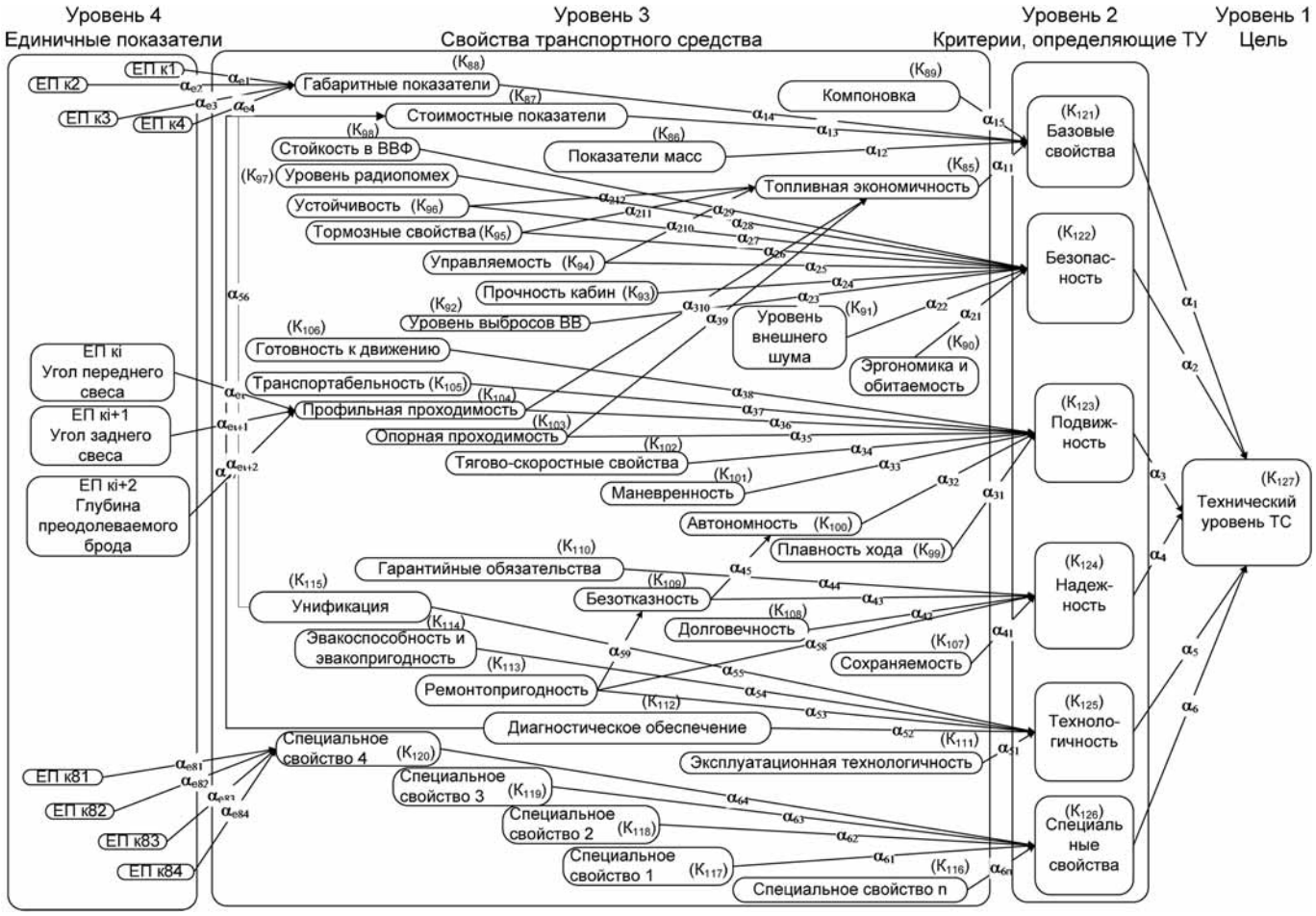
$$p_{ij} = \operatorname{sign}(\nu_{ij} + \overline{\nu}_{ij})\max(|\nu_{ij}|, |\overline{\nu}_{ij}|) \text{ для } \nu_{ij} \neq -\overline{\nu}_{ij}. \qquad (5)$$

Взаимное положительное влияние концептов k_i и k_j:

$$\overleftrightarrow{p}_{ij} = \overleftrightarrow{p}_{ji} = (\nu_{ij} S \nu_{ji}), \qquad (6)$$

где S — соответствующая S-норма.

Для полного анализа определены следующие интегральные показатели влияния концептов на систему и системы на концепты.



Когнитивная карта оценки технического уровня транспортного средства

Консонанс влияния *i*-го концепта на систему:

$$\vec{C}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{n} c_{ij}. \qquad (7)$$

Диссонанс влияния *i*-го концепта на систему:

$$\vec{D}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{n} d_{ij}. \qquad (8)$$

Воздействие *i*-го концепта на систему:

$$\vec{P}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{n} p_{ij}. \qquad (9)$$

Консонанс влияния системы на *j*-й концепт:

$$\overleftarrow{C}_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} c_{ij}. \qquad (10)$$

Диссонанс влияния системы *j*-й концепт:

$$\overleftarrow{D}_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} d_{ij}. \qquad (11)$$

Воздействие системы на *j*-й концепт:

$$\overleftarrow{P}_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} p_{ij}. \qquad (12)$$

Представленная на рисунке когнитивная карта является примером, иллюстрирующим результат работы экспертов. В ней отражен перечень концептов — к1—к127 (единичных показателей, свойств, критериев), их причинно-следственные связи, оценивающие взаимовлияние концептов, значения отношений причинности — величины $\alpha_1 - \alpha_n$.

Определение значений отношений причинности не противоречит использованию метода иерархий Саати [5], поэтому на данном этапе целесообразно ее применение с последующим применением элементов

функционального анализа для получения числовых значений.

Особенностью данной методики является ее наглядность, открытость, глубина детализации, которая определяется количеством уровней у единичных показателей. Основным интегральным показателем является величина влияния концепта на систему, но ценность методики состоит и в определении влияния системы на концепт (9—12). Кроме того, основываясь на причинно-следственных связях можно достаточно эффективно оценить изменение технического уровня транспортного средства при модернизации узлов, систем, агрегатов, а также изменение значений отдельных критериев и свойств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **ОСТ 37.001.426—85** Система показателей качества продукции. Автомобили многоцелевого назначения. Номенклатура показателей и методы оценки технического уровня и качества [Текст]. М.: Мин-во автомоб. промыш. 1999. — 15 с.
2. **Плиев И. А.** Оценка технического уровня семейств автомобилей многоцелевого назначения на основе метода анализа иерархий [Текст] / Плиев И. А. /http://www.aae-press.ru/j0062/art014.htm/ ж. Автомобильных инженеров № 5, 2010 г.
3. **Плиев И. А.** Методика оценки технического уровня АТС многоцелевого назначения [Текст] / И. А. Плиев, А. Н. Вержбицкий // Автомобильная промышленность. — 1999. — № 11. — С. 34—36.
4. **Вялков И. В.** Методика оценки технического уровня автомобильной техники / И. В. Вялков // Вестник МАДИ № 6. — М.: МАДИ (ГТУ), 2008. — С. 27—32.
5. **Саати Т.** Принятие решений. Метод анализа иерархий [Текст] / Т. Саати. — М.: Радио и связь, 1993. — 278 с.
6. **Борисов В. В.** Компьютерная поддержка сложных организационно-технических систем [Текст] / В. В. Борисов, И. А. Бычков, А. В. Дементьев [и др.]. — М.: Горячая линия — Телеком, 2002.
7. **Заяц Ю. А.** Теория и математические методы планирования эксплуатации вооружения и военной техники с использованием информационных технологий [Текст]: монография / Ю. А. Заяц, Т. М. Заяц. — Рязань: РВАИ, 2011. — 5 с.

Газовые автобусы в Белгороде

"Группа ГАЗ" поставила администрации белгородской области 82 газовых автобуса ЛИАЗ большого класса. Ощая стоимость техники превышает 515 млн руб. Автобусы будут использоваться в системе городских пассажирских перевозок Белгорода.

В рамках контракта представлены 65 автобусов ЛИАЗ-5293 с низким уровнем пола (включая шесть машин в специальном исполнении для пассажиров с ограниченными возможностями передвижения и пользователей инвалидных колясок) и 17 автобусов ЛИАЗ-5256 в городском и пригородном исполнении.

Каждый из поставляемых автобусов оборудуется газовым двигателем Cummins экологического стандарта "Евро-4", мостами Raba и автоматической коробкой передачи Allison. В соответствии с пожеланием заказчика машины имеют специальную окраску и оснащаются оборудованием ГЛОНАСС, электронными маршрутоуказателями, цифровыми тахографами. Специальное исполнение для пассажиров с ограниченными возможностями передвижения включает в себя аппарель, специальные места для инвалидов-колясочников и кнопки вызова водителя.

Газовые автобусы полностью безопасны для пассажирских перевозок: баллоны изготовлены из прочных современных материалов; салон каждого автобуса оборудова датчиками-газоанализаторами, которые в случае возникновения внештатной ситуации передают информацию о происшествии на монитор бортового компьютера.

Ликинский автобусный завод — единственное в России предприятие, серийно выпускающее автобусы большого и особо большого класса, работающие на сжатом природном газе. В 2005—2012 гг. в разные регионы Российской Федерации, включая регионы Крайнего Севера (Якутск, Нюренгри), было поставлено 600 автобусов ЛИАЗ экологических стандартов "Евро-4" — EEV ("Евро-5+"). В 2011—2012 гг. 110 газовых низкопольных автобусов ЛИАЗ-5292 и ЛИАЗ-6213 УУМ было поставлено в Москву, 50 ЛИАЗ-5292 УУМ — в Челябинск.

Пресс-служба "Группы ГАЗ"

УДК 629.113.004.67
А. С. Денисов, д-р техн. наук, **Б. Ф. Тугушев**, канд. техн. наук,
Е. Ю. Горшенина, канд. техн. наук, СГТУ имени Гагарина Ю. А., г. Саратов
E-mail: ekaterina_84_07@mail.ru

ОЦЕНКА ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ С НАПЛАВОЧНЫМИ МЕТАЛЛОПОКРЫТИЯМИ

Проведен анализ обрабатываемости наплавленных слоев металла лезвийным инструментом. Обоснованы рациональные режимы механической обработки при восстановлении деталей.

Ключевые слова: *наплавленный металл, механическая обработка, резец, режимы резания.*

Исследования проводились в лаборатории резания СГТУ имени Гагарина Ю. А. и цеховых условиях ремонтного предприятия. В качестве технологического оборудования использовался токарно-винторезный станок модели 1К62. Для точения применялся резец по ГОСТ 21066—75 исполнение 2 тип 4 с механическим креплением трехгранной твердосплавной пластины. Обработку наплавленной поверхности целесообразно производить в несколько проходов, на первом из которых удаляется неизбежная неравномерность припуска, а на последующих ведется основная работа резания и обеспечивается необходимая точность и шероховатость обработанной поверхности.

Применяемые в машиностроении твердые сплавы условно разбиваются на 3 группы: однокарбидные (ВК), двухкарбидные (ТК) и титано-танталовые (ТТ). В последние годы широкое распространение начинают приобретать безвольфрамовые твердые сплавы.

Пластинки режущей части перед выполнением основных исследований прошли отборочные испытания по методике работы [1] по одной грани на стали 45 с параметрами режима резания: глубина резания $t = 1$ мм; продольная подача $S_O = 0{,}15$ мм/об; скорость резания $V = 100$ м/мин без охлаждения до износа задней поверхности $h_З = 0{,}5$ мм.

Процесс стружкообразования исследовался путем визуального наблюдения за стружкой, образующейся при точении образцов со слоями, наплавленными проволоками следующих марок: Нп-30ХГСА (ГОСТ 10543—98), Св-08Г2С, Св-08Х20Н9Г7Т, Св-15ГСТЮЦА (ГОСТ 2246—70). Наблюдалась стружка при варьировании элементов режима резания в следующих диапазонах: $0{,}1 \leqslant t \leqslant 2$ мм; $0{,}074 \leqslant S_O \leqslant 0{,}3$ мм/об; $30 \leqslant V \leqslant 120$ м/мин.

Объективным критерием качества той или иной марки твердого сплава является, в конечном счете, сравнительная производительность резцов при одинаковом критерии износа между сменами граней. Однако не только величина площадки износа по задней грани должна быть критерием, важен также и характер износа.

Резцы. Сравнивая резцы, оснащенные пластинками из материалов 3-х групп, необходимо отметить следующее. Процесс затупления резцов из материала группы ТК идет медленнее, чем резцов из материалов группы ВК, но он носит характер мелких сколов прикромочных объемов инструментального материала при прерывистом резании на первом проходе по корке. Износ пластин из материала группы ВК при негативном или нулевом переднем угле носит характер точечного выкрашивания в зоне вершины пластины, а также по краям, и истирания задней поверхности.

Для первого прохода оказалось целесообразным рекомендовать двухкарбидный твердый сплав марки Т5К10, хорошо сопротивляющийся ударным нагрузкам из-за неравномерного припуска.

Для обработки в условиях "спокойного" резания лучше подходит сплав Т15К6, отличающийся высокой износостойкостью и достаточной прочностью ре-

жущих кромок. Не менее важное обстоятельство для выбора указанных материалов режущей части инструментов то, что по данным ВНИИТС [2] 90 % всех твердых сплавов, выпускаемых нашей промышленностью приходится на 4 марки: ВК6, ВК8, Т15К6, Т5К10 и только 10 % на все остальные.

При точении образцов можно было выделить 2 фазы процесса: точение в условиях прерывистого резания и точение после удаления неровностей наплавки с обрабатываемой поверхности.

Форма стружки. Образующуюся при обработке указанных наплавочных материалов стружку можно отнести к двум типам: суставчатой и сливной. Прирезцовая сторона всех стружек — слабошероховатая со следами значительной "местной" пластической деформации в виде чешуек отрыва. Свободная сторона стружки имеет зазубрины, т. е. следы выхода плоскостей сдвига. Форма стружки соответствует двум ее классам [2]: непрерывной (лента, спираль) и дробленой (лента, спираль в отрезках).

Цвет стружки, в основном, зависит от скорости резания и изменяется от светло-желтого, при низких скоростях, до ярко-синего — при высоких скоростях резания. На рис. 1 показаны фотографии типичных форм стружки при обработке наплавленных слоев.

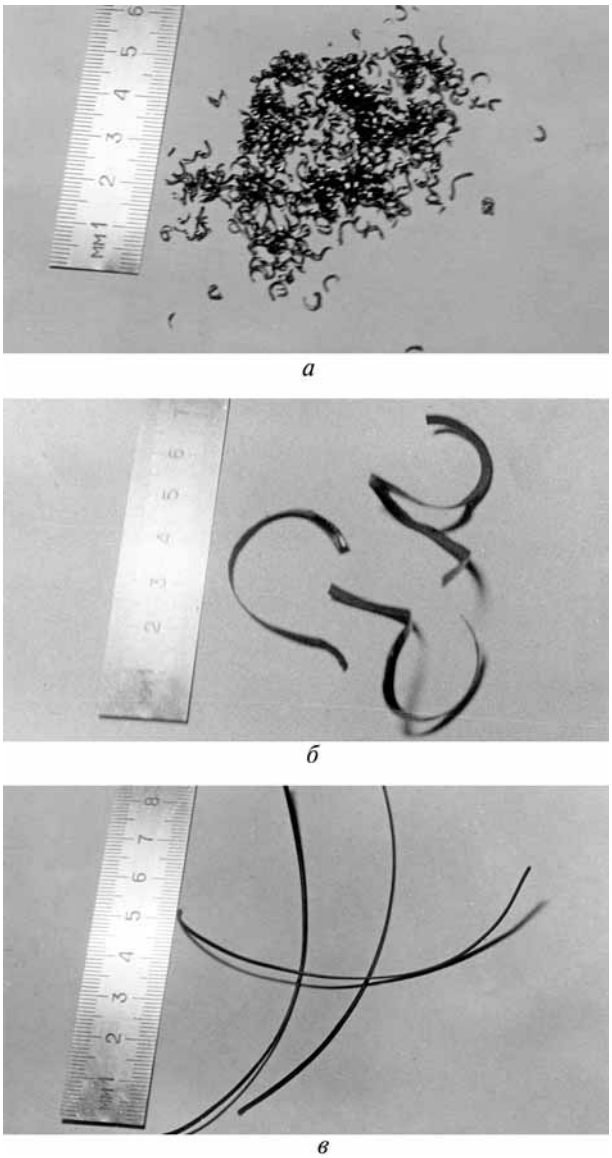
Все эксперименты по изучению влияния скорости резания на характеристики процесса проводились при точении образцов и деталей строго по зоне наплавки после предварительного прохода для снятия наплавочной корки специальным инструментом. Какая-либо смазочно-охлаждающая среда в экспериментах не использовалась, т. к. даже слабое случайное изменение в ее составе или режиме подвода в зону резания могли весьма сильно повлиять на сопоставимость и достоверность результатов.

Минимальное количество необходимых измерений для проведения опытов с заданной точностью и достоверностью в условиях малой выборки определялось с использованием критерия Стьюдента, а грубые ошибки устанавливались по критерию И. В. Романовского. Результаты измерений представлены в табл. 1. Ряд экспериментов дублировался для обеспечения сопоставимости и достоверности результатов.

После обработки данных были получены следующие зависимости для касательной составляющей силы резания P_z и температуры в зоне резания θ: для металлопокрытия 30ХГСА:

$$P_z = 7468 \cdot t^{1} \cdot S_{\text{О}}^{0,75} \cdot V^{-0,15}, \text{ Н}; \quad (1)$$

$$\theta = 510 \cdot t^{0,11} \cdot S_{\text{О}}^{0,22} \cdot V^{0,25}, \text{ °С}; \quad (2)$$



а

б

в

Рис. 1. Формы стружки при точении слоев, наплавленных проволокой Св-08Х20Н9Г7Т:

а — при V = 30 м/мин; $S_{\text{О}}$ = 0,1 мм/об; t = 0,5 мм; *б* — при V = 90 м/мин; $S_{\text{О}}$ = 0,1 мм/об; t = 1 мм; *в* — при V = 120 м/мин; $S_{\text{О}}$ = 0,1 мм/об; t = 1 мм

Таблица 1

Элементы режима и характеристики процесса резания

Элементы режима резания			Характеристики процесса резания							
			30ХГСА		08Г2С		08Х20Н9Г7Т		15ГСТЮЦА	
V, м/мин	S_O, мм/об	t, мм	P_Z, Н	θ, °С	P_Z, Н	θ, °С	P_Z, Н	θ, °С	P_Z, Н	θ, °С
80	0,13	0,1	83	773	80	745	93	790	104	807
80	0,13	0,7	586	939	564	923	653	960	728	980
80	0,13	1,3	1089	999	1048	988	1212	1021	1352	1043
80	0,074	0,7	384	830	369	815	427	843	469	861
80	0,13	0,7	586	939	564	923	653	960	728	980
80	0,26	0,7	986	1094	949	1076	1098	1126	1250	1150
51	0,13	0,7	627	801	603	825	701	858	782	872
80	0,13	0,7	586	939	564	923	653	960	728	980
128	0,13	0,7	546	1056	526	1038	605	1080	675	1180

для металлопокрытия 08Г2С:

$$P_z = 7187 \cdot t^1 \cdot S_O^{0,75} \cdot V^{-0,15}, \text{ Н}; \quad (3)$$

$$\theta = 503 \cdot t^{0,11} \cdot S_O^{0,22} \cdot V^{0,25}, \text{ °С}; \quad (4)$$

для металлопокрытия 08Х20Н9Г7Т:

$$P_Z = 8687 \cdot t^1 \cdot S_O^{0,75} \cdot V^{-0,16}, \text{ Н}; \quad (5)$$

$$\theta = 532 \cdot t^{0,1} \cdot S_O^{0,23} \cdot V^{0,25}, \text{ °С}; \quad (6)$$

для металлопокрытия 15ГСТЮЦА:

$$P_z = 10\,303 \cdot t^1 \cdot S_O^{0,78} \cdot V^{-0,16}, \text{ Н}; \quad (7)$$

$$\theta = 520 \cdot t^{0,1} \cdot S_O^{0,24} \cdot V^{0,26}, \text{ °С}. \quad (8)$$

Показанные формулы свидетельствуют, что при обработке рассмотренных металлопокрытий зависимости сил и температур от элементов режима резания сохраняются теми же, что и при обработке пластичных конструкционных материалов на основе железа со сплошной однородной структурой.

При прочих равных условиях, как показывают зависимости, величины сил и температур определяются твердостью обрабатываемых слоев и их теплофизическими свойствами.

Шероховатость обработанной поверхности по среднему арифметическому отклонению профиля *Ra* измерялась в направлении, перпендикулярном к движению резания (поперечная шероховатость), профилографом-профилометром мод. 201 завода "Калибр" по ГОСТ 2789—73.

На рис. 2 показана зависимость шероховатости обработанной поверхности по *Ra* от подачи S_O, полученная для рассматриваемых металлопокрытий при обработке их инструментом с вышеуказанными параметрами на режимах: глубина резания $t = 0{,}3$ мм; скорость резания $V = 80$ м/мин без охлаждения.

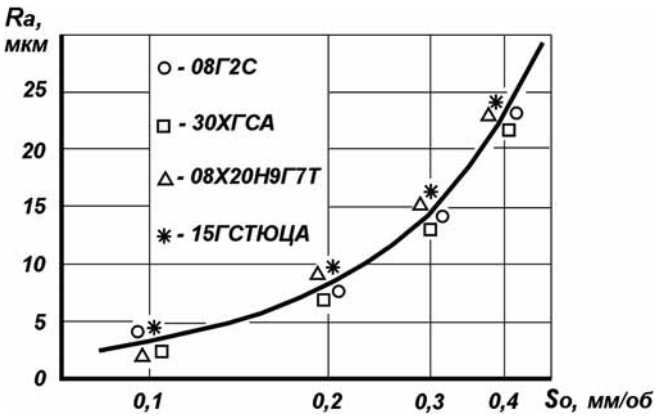


Рис. 2. Зависимость шероховатости обработанной поверхности от подачи (t = 0,3 мм; V = 80 м/мин)

Влияния скорости резания на основные характеристики процесса обработки металлопокрытий. Скорость резания V является одним из важнейших элементов режима резания, влияющих на интенсивность изнашивания режущего инструмента и другие характеристики процесса. С изменением скорости резания изменяется степень пластической деформации обрабатываемого материала, температура на контактных поверхностях инструмента, коэффициент трения, химический состав и физико-механические свойства приконтактных слоев обрабатываемого материала. Кроме того, скорость резания является основным фактором, обусловливающим производительность и качество обработки, поэтому оценка влияния скорости резания на обрабатываемость дета-

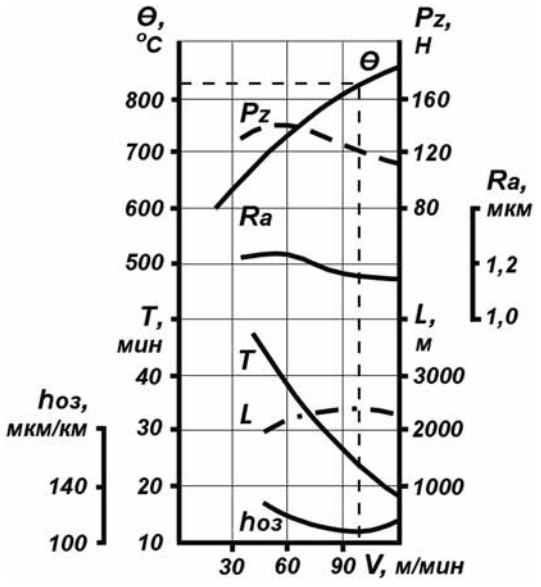


Рис. 3. Влияние скорости резания на основные характеристики процесса точения металла, наплавленного 30ХГСА при t = 0,2 мм; S_O = 0,1 мм/об

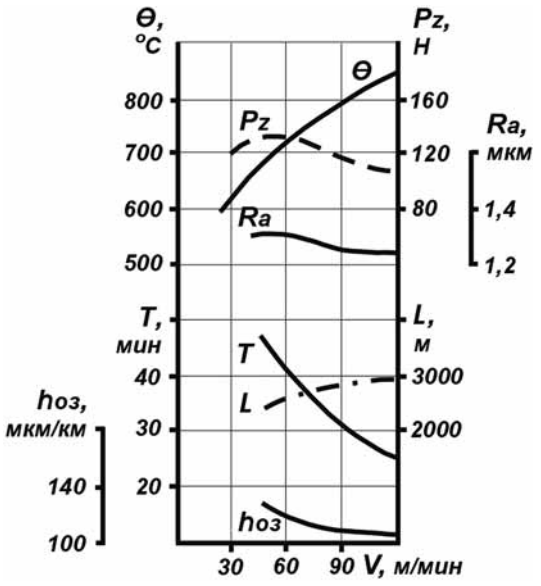


Рис. 4. Влияние скорости резания на основные характеристики процесса точения металла, наплавленного 08Г2С при t = 0,2 мм; S_O = 0,1 мм/об

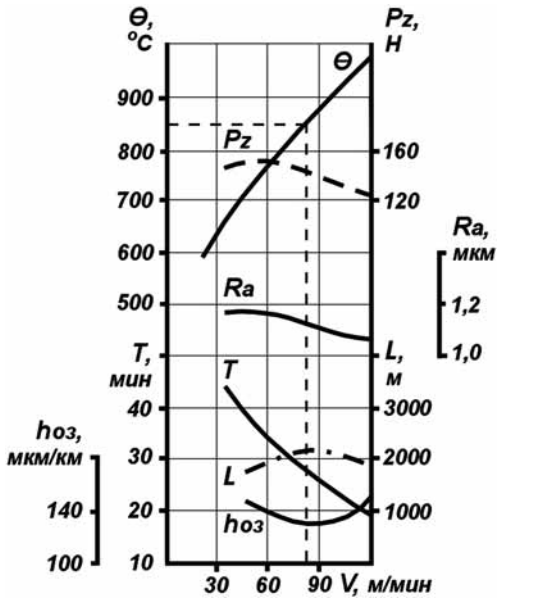


Рис. 5. Влияние скорости резания на основные характеристики процесса точения металла, наплавленного 08Х20Н9Г7Т при t = 0,2 мм; S_O = 0,1 мм/об

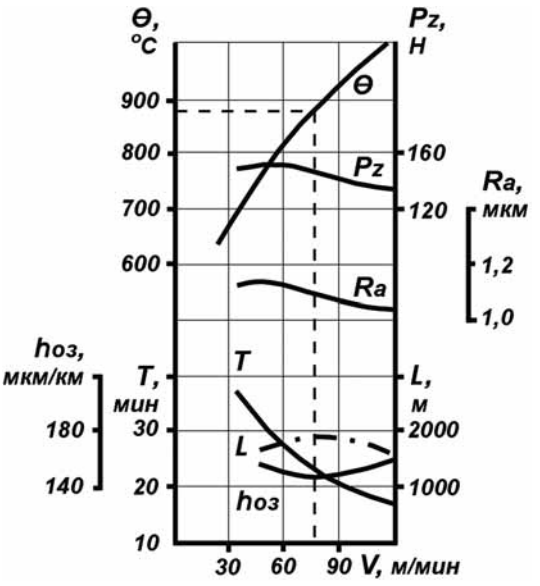


Рис. 6. Влияние скорости резания на основные характеристики процесса точения металла, наплавленного 15ГСТЮЦА при t = 0,2 мм; S_O = 0,1 мм/об

лей с металлопокрытиями имеет особое значение для оптимизации процесса механической обработки.

Весьма малые значения подачи и глубина резания предопределены соображениями "экономии" наплавленных образцов, учитывая их сравнительно ограниченное количество для проведения экспериментов.

Полученные экспериментальные данные после их статистической обработки [1] нашли свое отражение на графиках, показанных на рис. 3—6. Если влияние скорости резания на основные характеристики процесса точения исследуемых металлопокрытий формально описать общей зависимостью

Таблица 2

Экспериментальные данные после статистической обработки

Характеристики	30ХГСА		08Г2С		08Х20Н9Г7Т		15ГСТЮЦА	
	C_X	Y_X	C_X	Y_X	C_X	Y_X	C_X	Y_X
Температура резания	261	0,25	257	0,25	266	0,25	260	0,25
Сила резания	239	–0,15	231	–0,15	268	–0,15	340	–0,17
Стойкость	860	–0,75	737	–0,7	980	–0,8	623	–0,75
Шероховатость	4,26	–0,3	4,54	–0,3	4,67	–0,3	5,63	–0,4

$X = C_X \cdot V^{Y_X}$, где X — обозначение характеристики; C_X — коэффициент, учитывающий постоянные условия процесса; Y_X — показатель степени при скорости резания, то показанные на рисунках графики можно интерпретировать табл. 2, где приведены значения коэффициентов показателей степеней для рассмотренных металлопокрытий. Анализ зависимостей свидетельствует, что одни из них носят монотонный, а другие — немонотонный характер.

Для всех рассмотренных в работе наплавочных материалов при изменении скорости в диапазоне от 30 до 120 м/мин температура $\theta = f_\theta(V)$ при увеличении скорости монотонно возрастает, а зависимости силы $P_Z = f_{PZ}(V)$ и шероховатости $Ra = f_{RA}(V)$ носят экстремальный характер. Экстремальные зависимости $P_Z = f_{PZ}(V)$ и $Ra = f_{RA}(V)$ в науке о резании металлов объяснены с исчерпывающей полнотой и предопределены зависимостями среднего коэффициента трения $\mu = f_\mu(V)$ и коэффициента усадки стружки $K_L = f_{KL}(V)$, а также явлением наростообразования, активность которого в данных условиях на скоростях резания $V \geqslant 60$ м/мин сводится практически к нулю.

При обработке резанием металлопокрытий, наплавленных 30ХГСА, 08Г2С, 08Х20Н9Г7Т и 15ГСТЮЦА экстремальными становятся и зависимости пути резания от скорости $L = f_L(V)$. Здесь путь резания L соответствовал периоду стойкости инструмента T, при котором за критерий его износа принималась величина площадки износа на задней переходной поверхности твердосплавной пластинки $h_З = 0{,}35$ мм.

Экстремальный характер этих зависимостей обусловливает подобный характер и у относительного износа $h_{ОЗ} = f_{hоз}(V)$ с минимумом интенсивности износа инструмента при "оптимальной" для каждого обрабатываемого металлопокрытия температуре на контактных поверхностях. При этом относительный износ $h_{ОЗ}$ режущего инструмента вычислялся как отношение величины износа по задней грани к пройденному резцом пути в контакте с заготовкой за период стойкости T.

Для материала 08Г2С, вследствие его относительно высокой для данной группы металлопокрытий обрабатываемости, оптимальной температуры резания и скорости в поставленных экспериментах достичь не удалось по причине того, что размеры обрабатываемой детали и ее масса не позволили реализовать эксперимент на скоростях резания $V > 120$ м/мин.

Для экстремальных зависимостей характеристик определение показателей степени скорости проведено для падающих участков на графиках.

Из полученных зависимостей следует, что по мере уменьшения у металлопокрытий коэффициентов теплопроводности и температуропроводности, а также с изменением твердости слоев зоны наплавки (табл. 3) точки экстремумов на кривых $L = f_L(V)$ и $h_{ОЗ} = f_{hоз}(V)$ смещаются влево в зону варьирования скорости резания 60...120 м/мин и, следователь-

Таблица 3

Теплофизические характеристики и микротвердость металлопокрытий

Наплавленный металл	Теплофизические характеристики [3]			Твердость *HV*, МПа
	λ, Вт/(м·К)	α, м^2/с	cρ, Дж/(м^3 · К)	
30ХГСА	36,0	$0{,}07 \cdot 10^{-4}$	$5{,}14 \cdot 10^6$	2250
08Г2С	38,5	$0{,}076 \cdot 10^{-4}$	$5{,}06 \cdot 10^6$	1700
08Х20Н9Г7Т	22,6	$0{,}05 \cdot 10^{-4}$	$4{,}52 \cdot 10^6$	1700
15ГСТЮЦА	33,5	$0{,}066 \cdot 10^{-4}$	$5{,}07 \cdot 10^6$	2500

но, на кривых $\theta = f_\theta(V)$ для каждого металлопокрытия можно установить "оптимальную" температуру в зоне резания, соответствующую минимальному относительному износу режущего инструмента.

В табл. 3: λ — коэффициент теплопроводности; α — коэффициент температуропроводности; c — массовая теплоемкость обрабатываемого материала; ρ — плотность обрабатываемого материала.

Получение значения оптимальной температуры резания важно практически для операции механической обработки, поскольку она является инвариантной физической величиной по отношению к внешним условиям обработки и определяется для каждой конкретной пары (инструментальный и обрабатываемый материал) [4].

При попытках объяснить физическую сущность оптимальной температуры в каждом конкретном случае исследователи устанавливают факт ее совпадения с температурой какого-либо превращения, характерного для одного из контактирующих материалов пары (инструмент—деталь) или для пары в целом. Установлено [4], что при обработке сталей оптимальная температура совпадает с температурой точки *Ac3* структурно-фазовых превращений, при обработке жаропрочных материалов на никелевой основе — с температурой провала (резкого уменьшения) пластичности обрабатываемого материала [5], при обработке жаро- и особопрочных материалов — с характерной температурой начала интенсивного разупрочнения адгезионного "шва". К этим попыткам объяснить физическую сущность оптимальной температуры можно добавить еще одну, высказанную в работе [6]. В ней предварительно отмечается, что в одной и той же контактирующей паре могут произойти все (или большинство) из вышеперечисленных физических превращений при существенно различных температурах. Разброс значений температур, например для сложнолегированных материалов, может составлять от 120 до 180 °С. Поэтому автором [6] на основании теоретико-экспериментальных исследований выдвигается предположение, согласно которому оптимальная по интенсивности изнашивания режущего инструмента температура — это температура, при которой напряженность приповерхностных слоев инструментального материала минимальна, т. е. максимальные касательные напряжения τ^e_{max} в них, отрывающие очередную частицу износа, имеют наименьшую величину.

К сказанному можно добавить, что каждое из физических явлений, сопровождающих процесс резания, находит свое прямое или косвенное отражение во фрикционных характеристиках контакта инструментального и обрабатываемого материалов. Важнейшей для процесса изнашивания инструментального материала фрикционной характеристикой является адгезионная составляющая f_a коэффициента трения на контактных поверхностях пары трения. Доказано [6], что если $f_a = 0{,}5$, максимальная величина касательного напряжения τ^e_{max} принимает наименьшее значение. Повышение температуры способствует появлению того или иного превращения и определяет его интенсивность, что обусловливает поведение фрикционных характеристик, уровень напряженности поверхностных слоев инструментального материала (τ^e_{max}) и, как следствие этого, интенсивность изнашивания режущего инструмента и уровень оптимальной температуры. Представляется логичным, что конкретное значение оптимальной температуры для каждой контактирующей пары является величиной аддитивной, учитывающей влияние всех факторов.

Анализ полученных в работе экспериментальных данных и сопоставление их с данными работы [6] позволяют высказать предположение о том, что рассмотренные металлопокрытия, с точки зрения их обрабатываемости резанием, относятся к группе, куда входят контактирующие пары, обладающие относительно высокой пластичностью и повышенной склонностью к адгезионному взаимодействию ($f_a = 0{,}3...1{,}0$).

Рассмотрим теперь более подробно влияние скорости резания на шероховатость обработанной поверхности. Как показывают данные графиков (рис. 3—6), требование по шероховатости удовлетворяются для всех металлопокрытий на элементах режима $S_O = 0{,}1$ мм/об; $t = 0{,}2$ мм во всем принятом диапазоне изменения скорости резания.

Зависимости $Ra = f_{RA}(V)$ носят немонотонный характер, что представляется вполне понятными, если рассматривать влияние скорости на шероховатость обработанной поверхности в связи с изменением физико-механических свойств обрабатываемого материала, величины деформации и температуры на контактных поверхностях [7]. Проведенные эксперименты показывают, что стабилизация высоты микронеровностей начинается с некоторых граничных скоростей, величины которых для конкретного металлопокрытия практически совпадают с оптимальными температурами, обеспечивающими минимум относительного износа.

Таким образом, подытоживая все вышесказанное, можно сформулировать основные рекомендации для обеспечения оптимального резания на операции точения поверхностей с металлопокрытиями.

1. Для снятия корки с наплавленных на тело слоев для всех рассмотренных в работе металлопокрытий целесообразно использовать резец с пластинкой из твердого сплава Т5К10. Корку снимать за один проход с глубиной резания t, учитывающей неровности припуска, на подаче S_O не более 0,25 мм/об и скорости $V \approx 70...80$ м/мин.

Подача в данном случае ограничивается прочностью пластинки твердого сплава, а скорость выбирается за границей наростообразования и интенсивного "схватывания" на передней поверхности инструмента.

2. Для предварительной обработки наплавленных слоев, когда выполняется основная работа резания при устойчивом точении без ударов, рекомендуется резец с пластинкой из твердого сплава Т15К6 с геометрическими параметрами и режимом резания, соответствующими положению об "оптимальной" температуре резания.

При этом, если обработка производится на параметрах $t \neq 0,2$ мм и $S_O \neq 0,1$ мм/об, для определения оптимальных скоростей резания, обеспечивающих минимум относительного износа, следует воспользоваться следующими зависимостями:

— для металлопокрытия 30ХГСА:

$$V_{опт} = \left(\frac{1,62}{t^{0,11} S_O^{0,22}} \right)^{\frac{1}{0,25}}, \text{ м/мин;} \qquad (9)$$

— для металлопокрытия 08Х20Н9Г7Т:

$$V_{опт} = \left(\frac{1,59}{t^{0,1} S_O^{0,23}} \right)^{\frac{1}{0,25}}, \text{ м/мин;} \qquad (10)$$

— для металлопокрытия 15ГСТЮЦА:

$$V_{опт} = \left(\frac{1,09}{t^{0,1} S_O^{0,24}} \right)^{\frac{1}{0,26}}, \text{ м/мин.} \qquad (11)$$

Эти зависимости получены соответственно из формул (2), (6), (8) после подстановки в них значений оптимальных температур 830, 850 и 870 °С, взятых с графиков на рис. 3, 5 и 6.

Для металлопокрытия 08Г2С скорость резания для предварительной обработки может быть рекомендована такой:

$$V_{опт} = \left(\frac{1,59}{t^{0,11} S_O^{0,22}} \right)^{\frac{1}{0,25}}, \text{ м/мин.} \qquad (12)$$

3. Для окончательной обработки с соблюдением точности и шероховатости и для обеспечения максимальной размерной стойкости инструмента обработка указанных материалов должна вестись на параметрах $t = 0,2$ мм; $S_O = 0,1$ мм/об и скоростях, взятых с графиков рис. 3—6.

Выводы

1. Рассмотренные металлопокрытия в условиях ремонтного производства, будучи нанесенными на изношенную деталь, вполне могут быть обработаны точением твердосплавным инструментом на станках нормальной точности с соблюдением требований чертежа, по точности формы обрабатываемой поверхности и ее шероховатости.

2. Проведенные комплексные исследования процесса стружкообразования, термодинамики резания, шероховатости обработанной поверхности, износа и стойкости инструмента позволили выявить важные в практическом отношении зависимости указанных характеристик процесса резания от элементов режима, в том числе определить их оптимальные значения по критерию минимума относительного износа.

3. Теоретические выводы и практические рекомендации, установленные на основании выполненных исследований, позволяют обоснованно назначать режим обработки наплавленных материалов в ремонтном производстве, а также сократить расход режущего инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Башков В. М.** Испытания режущего инструмента на стойкость / В. М. Башков, П. Г. Кацев. — М.: Машиностроение, 1985.
2. **Матвеев В. С.** Классификация видов сливной стружки / В. С. Матвеев // Пути интенсификации производственных процессов при механической обработке: межвуз. научн.-техн. сб. — Томск: ТПИ, 1979. — С. 12—16.
3. **Режимы** резания труднообрабатываемых материалов: Справочник / Я. Л. Гуревич, М. В. Горохов, В. И. Захаров и др. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1986.
4. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания / А. Д. Макаров. — М.: Машиностроение, 1976.
5. **Пресняков А. А.** Природа провалов пластичности у металлических сплавов / А. А. Пресняков, В. В. Червякова. — Алма-Ата: Наука, 1970.
6. **Шарипов Б. У.** Изнашивание режущих инструментов / Б. У. Шарипов // Оптимизация процессов резания жаро- и особопрочных материалов: межвуз. науч. сб. — Уфа: УАИ, 1987.
7. **Денисов А. С.** Технологическое обеспечение качества восстановления коленчатых валов дизельных двигателей / А. С. Денисов, В. В. Погораздов, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина // Вестник Саратовского государственного технического университета, 2010. № 4 (49). — С. 49—54.

УДК 62-192

А. С. Дорохов, д-р техн. наук, Московский государственный агроинженерный университет имени В. П. Горячкина
E-mail: dorohov.a@msau.ru

ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ В ПОЛЕ ДОПУСКА НА РЕСУРС ИЗДЕЛИЙ

Приводится обоснование необходимости оценки ресурса изделий по его размерам в поле допуска. Дана математическая модель определения остаточного ресурса машиностроительных изделий в зависимости от действительных размеров изделий в поле допуска. Предложены варианты дифференцированного прогнозирования стоимости изделий в зависимости от их ресурса.

Ключевые слова: *ресурс, поле допуска, качество, входной контроль.*

Проведенный анализ уровня качества изделий сельскохозяйственного машиностроения и технологических процессов входного контроля показал, что измерительная система должна обеспечивать контроль основных параметров всех деталей с требуемой точностью и производительностью. Однако диапазон измеряемых геометрических размеров и номенклатуры изделий на дилерских и ремонтных предприятиях сельского хозяйства достаточно широк. Причем условия труда в цехах служб входного контроля различные.

В связи с этим целесообразно использовать автоматизированные оптико-электронные измерительные системы, которые должны быть универсальны и мобильны. Поэтому комплексное решение вопросов автоматизации обработки результатов контроля, вывода информации о годности, остаточном ресурсе и стоимости изделий на базе оптико-электронных устройств измерений геометрических параметров является актуальной научно-технической проблемой при входном контроле качества сельскохозяйственной техники и запасных частей.

Под ресурсом изделия понимается суммарная наработка объекта от начала его эксплуатации или ее возобновления после ремонта до перехода в предельное состояние [1].

Ресурс изделий зависит от многих факторов, в том числе и от геометрических размеров изделий, находящихся в пределах допуска.

Поле допуска [2] — поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положением относительно номинального размера.

Завод-изготовитель, располагая набором технических средств (станки, приспособления и другие устройства), предназначенных для изготовления составных частей машин, оборудования и т. д., обеспечивает заданную точность, обозначенную нормативно-технической документацией (НТД): номинальный и предельно допустимые размеры. Эти размеры и определяют поле допуска (рис. 1).

В практике взаимодействия изготовителя и потребителя изделий принято варьировать показателем качества — соблюдения поля допуска, установленного НТД.

Следует отметить, что в исследованиях проблем качества продукции поле допуска во всем своем диапазоне трактуется как допустимый размер параметра для использования в производстве (разрешение к сборке на заводе, реализация запасных частей, использование в ремонтном производстве). При этом, как правило, не учитывается влияние фактического размера параметра в пределах допуска на ресурс и цену изделия.

Рис. 1. Схема поля допуска

Таблица 1

Классификация изделий в зависимости от остаточного ресурса

Наименование изделия и измеряемого параметра	Количество изделий (в ед.) с остаточным ресурсом, выраженным в процентах								
	100—95	94—90	89—85	84—80	79—75	74—70	69—65	64—60	59—55
Гильза цилиндра: внутренний диаметр	46	18	11	8	5	3	3	2	3

В ранее выполненных исследованиях установлено, что наибольший размер износа детали для большинства подвижных соединений характеризуется классической кривой нарастания износа, имеющей три участка: приработки, нормальной работы и участок форсированного износа.

Классическая кривая износа детали получена при соответствии допустимому размеру, который, по мнению автора, обеспечивает 100 % ресурс изделия.

Отклонения от номинального размера в пределах поля допуска уменьшают срок службы (ресурс) детали, а, следовательно, и в целом изделия в зависимости от величины отклонения. Численные значения этих отклонений следует уточнить в ходе экспериментального исследования.

Исследования интенсивности износа деталей в зависимости от допустимых отклонений от номинального размера показали, что эта зависимость подчинена нормальному закону распределения.

На практике зачастую реализуются детали с размерами в пределах поля допуска, но не обеспечивающие 100-процентный ресурс наработки. Такие изделия должны именоваться как изделия с ограниченным ресурсом, следовательно, иметь меньший срок гарантии и стоить дешевле, чем изделия с размером, обеспечивающим должный ресурс. Механическими контрольно-измерительными устройствами отклонения от номинального размера детали в поле допуска измерить затруднительно. Использование бесконтактных оптико-электронных устройств существенно облегчит эту задачу и позволит объективно оценивать ресурс выпускаемых изделий. С помощью этих устройств появляется возможность оперативно классифицировать изделия на годные и бракованные по измеряемым параметрам. В то же время можно годные изделия классифицировать в пределах поля допуска по фактическому ресурсу. Это позволит объективно оценивать назначение изделия (например, запасную часть рекомендовать для капитального или текущего ремонта) и устанавливать его реальную цену.

При входном контроле качества машиностроительных изделий с использованием бесконтактных измерительных устройств, изделия, прошедшие проверку и оценку остаточного ресурса, сортируются согласно принятой форме, пример которой представлен в табл. 1.

Пример. Допустим, поле допуска гильзы цилиндра ДВС составляет 0,06 мм, то есть фактический размер детали находится в пределах 105,00—105,06 мм. Имеется кривая износа детали, соответствующая номинальному размеру внутреннего диаметра гильзы равному 105,03 мм. Предположим, что по результатам измерений вышеуказанного геометрического параметра гильзы цилиндра фактический размер составил 105,05 мм.

Теоретически установлено, что математическое ожидание износа гильзы цилиндра в зависимости от размера на различных стадиях изнашивания внутренней рабочей поверхности детали составляет: в процессе приработки (обкатки) — 5,5 %; в процессе работы при эксплуатации ДВС — 75 %; в критический период (возможный период поломки) — 19,5 %.

Для расчета ресурса, например, гильзы цилиндра примем следующую математическую модель [3]:

$$\begin{cases} R_{д}M[P]_1 = A_1; \\ (R_{д} - A_1)M[P]_2 = A_2; \\ (R_{д} - A_2)M[P]_3 = A_3; \\ T_{дет.ост} = 100 - ((A_1 + A_2 + A_3)100)/\Delta_3), \end{cases} \quad (1)$$

где $R_{д}$ — действительный размер в пределах поля допуска, мм; $M[P]_1$, $M[P]_2$, $M[P]_3$ — математические ожидания вероятности расхода ресурса, соответственно, при обкатке, в процессе работы и при критическом износе; A_1, A_2, A_3 — израсходованный ресурс детали на каждом этапе ее износа, мм; $T_{дет.ост}$ — остаточный ресурс детали, %; Δ_3 — поле допуска, соответствующее полному ресурсу детали, мм.

Согласно математической модели определения остаточного ресурса детали в зависимости от действительного размера, находящегося в поле допуска, гильза цилиндра с размером внутреннего диаметра 105,01 мм будет иметь ресурс менее 83 %. Это укла-

дывается в параметры требований на капитальный ремонт изделий с ресурсом 80 % новых.

В случае, если есть информация о том, насколько при обкатке уменьшится размер детали, то методика определения остаточного ресурса может быть представлена в следующем виде [3].

Допустим, при обкатке рабочая поверхность гильзы цилиндра изнашивается равномерно и слой металла удаляется на Δ_1. Учитывая, что фактический размер внутреннего диаметра гильзы цилиндра составляет $R_д$, то после обкатки он будет равен $R_д - \Delta_1$. Предположим, что допустимый размер внутреннего диаметра гильзы цилиндра равен $R_{доп}$. Таким образом, исходя из интенсивности износа толщины стенок внутреннего диаметра цилиндра, размер которого получен при измерении, остаточный ресурс составит:

$$\Delta_2 = R_{доп} - R_д. \quad (2)$$

Зная величину износа при обкатке, в нашем случае Δ_1, можем рассчитать остаточную величину износа внутренней поверхности детали:

$$\delta_{об} = \Delta_2 - \Delta_1. \quad (3)$$

Ресурс детали (100 %) номинального размера имеет толщину Δ_3. Следовательно, остаточный ресурс детали по ее фактическому размеру после обкатки составляет:

$$T_{дет.ост} = (1 - \delta_{об}/\Delta_3)100, \%. \quad (4)$$

Таким образом, в соответствии с содержательным описанием методики расчета остаточного ресурса детали в зависимости от размера, находящегося в поле допуска (рис. 2), получим математическую модель определения остаточного ресурса с учетом допустимого размера.

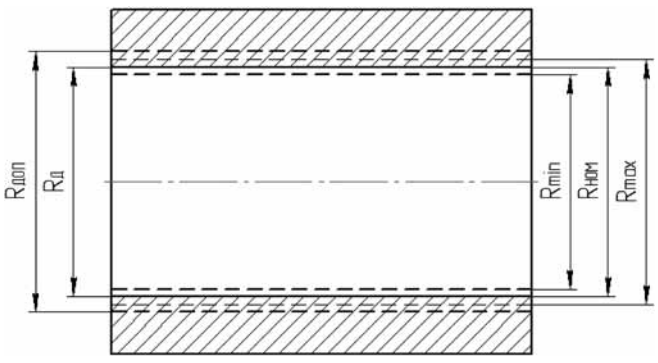


Рис. 2. К расчету остаточного ресурса детали

Допустим, по результатам расчетов остаточный ресурс детали составит 78 %. Такой ресурс не соответствует техническим условиям на капитальный ремонт изделия. Значит, его можно рекомендовать только для текущего ремонта, а цена должна быть снижена пропорциональна ресурсу.

Стоит отметить, что в качестве предельного износа принята величина 80 %, которая соответствует изделию, требующему капитального ремонта. Рассчитанный остаточный ресурс сравнивают с межремонтным ресурсом, и если $T_{ост} \geqslant T_{мр}$, то деталь принимают как годную, в противном случае ее надо заменить или восстанавливать.

При расчете ресурса деталей в соединении износ деталей рекомендуется определять по следующим основным показателям: износ вала ($И_в$) и износ отверстия ($И_о$).

Остаточный ресурс соединения составляет [4]:

$$T_{с\ ост} = (s_{пр} - s_{из})/\nu_с, \quad (5)$$

где $s_{пр}$ — предельный зазор соединения; $s_{из}$ — фактический зазор; $\nu_с$ — скорость изнашивания соединения.

Среднюю скорость изнашивания детали можно определить по данным технической документации [4]:

$$\nu_д = (И_{пр} - И_{др})/T_{мр}, \quad (6)$$

где $И_{др}$ — допустимый износ; $И_{пр}$ — предельный износ детали; $T_{мр}$ — величина межремонтного ресурса машины (агрегата), утвержденная для данной зоны.

При известной средней скорости изнашивания детали остаточный ресурс составит:

$$T_{дет.ост} = И_{из}/\nu_д, \quad (7)$$

где $И_{из}$ — фактический износ детали.

Имеющийся износ детали ($И_{из}$) можно определить, исходя из остаточной величины износа при фактическом размере (Δ_2) и величины износа, соответствующей полному ресурсу детали (Δ_3), то есть:

$$И_{из} = \Delta_3 - \Delta_2. \quad (8)$$

Потребителям запасных частей экономически нецелесообразно тратить на приобретение деталей с ограниченным ресурсом те же финансовые средства, что и на детали со 100-процентным ресурсом. Поэтому необходимо оценить характер зависимости стоимости детали от ее ресурса или удаленности от предельно допустимых размеров. Цену необходимо дифференцировать в зависимости от размера, находящегося в поле допуска.

Таблица 2

Информация для принятия решения о годности изделия при обработке результатов измерения бесконтактными оптико-электронными устройствами

Наименование контролируемого параметра изделия	Параметры выходной информации	Годные							Брак
Внутренний диаметр гильзы цилиндра	поле допуска	105,00—105,06							$105{,}00 > X > 105{,}06$
	значения в пределах поля допуска	105,00	105,01	105,02	105,03	105,04	105,05	105,06	Фактическое значение размера
	остаточный ресурс, %	70	75	80	85	90	95	100	$P_{\text{дет}} \to 0$
	уменьшение стоимости изделия, %	−30	−25	−20	−15	−10	−5	0	Цена металлолома

Примем допущения: бракованная деталь — цена металлолома; цена других деталей в прямолинейной зависимости от поля допуска. Также принимаем, что деталь с 80-процентным ресурсом и выше (80 % при значении размера, соответствующего номинальному) имеет 100-процентную цену.

При реализации изделий сельхозтоваропроизводителям допустим метод сравнения фактического геометрического размера, полученного с помощью измерительных устройств, с размером, указанном в НТД.

Программное обеспечение устройства бесконтактных измерений, которое обрабатывает результаты измерений и выдает информацию о годности контролируемого изделия, содержит матрицу размеров, классифицированную по размерам изделий в поле допуска и их ресурсу (табл. 2).

Также необходимо определить ресурс детали, когда остаточный ресурс по отдельным параметрам этой детали разный. В таком случае, из всех параметров детали необходимо определить те из них, которые влияют на ее ресурс в наибольшей степени. Например, длина и наружный диаметр гильзы цилиндра не влияют на ее ресурс при изнашивании внутренней рабочей поверхности и поэтому ими можно пренебречь при расчете остаточного ресурса детали в целом. В случае, если параметры равнозначны, то необходимо говорить об остаточном ресурсе всей детали, судя по параметру с наименьшим остаточным ресурсом.

Информация об остаточном ресурсе деталей в зависимости от их размеров в поле допусков имеет особую важность при измерении прецизионных пар топливной аппаратуры, гидравлических систем и других устройств, а также при измерении деталей с нанопокрытиями.

При использовании бесконтактных средств измерений в сочетании со специализированным программным обеспечением существенно упрощается обработка результатов измерений и определения остаточного ресурса. Методика измерений сводится к определению бракованных и годных изделий, а в числе годных к оценке деталей с 80-процентным и другим ресурсами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **ГОСТ 27.002—89.** Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения [Текст]. — М.: Изд-во стандартов, 1990. — 37 с.
2. **ГОСТ 25346—89.** Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений [Текст]. — М.: Изд-во стандартов, 1987. — 46 с.
3. **Дорохов А. С.** Определение остаточного ресурса изделия по его размерам в поле допуска [Текст] / А. С. Дорохов // Техника в сельском хозяйстве. — 2011. — № 3. — С. 22—23.
4. **Артемьев Ю. Н.** Качество ремонта и надежность машин в сельском хозяйстве / Ю. Н. Артемьев. — М.: Колос, 1981. — 239 с.

УДК 621.444.2
Х. И. Акчурин, канд. техн. наук, доцент, Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет (ННГАСУ)
E-mail: nmo@nngasu.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ТЕПЛООБМЕН И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ В БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Определено влияние коэффициентов использования в в.м.т. υ_z и в конце расширения υ_b при различных частотах вращения коленчатого вала на параметры и показатели бензинового двигателя.

Ключевые слова: *коэффициент, использование, теплота, в в.м.т., конец расширения, максимальная, температура, давление, сгорание, наполнение, впуск, выпуск.*

Для расчета рабочего процесса по [1] необходимо знать изменения количества подведенной к горючей смеси и отведенной теплоты υ_a и υ_c в долях от теплоты сгорания топлива при наполнении и сжатии, соответственно, а также коэффициенты использования теплоты в в.м.т. и в конце расширения υ_z и υ_b в долях от теплоты сгорания топлива в зависимости от частоты вращения ω. Для выполнения расчетов коэффициент дозарядки ζ_2 может быть принят равным единице или взят как у базового двигателя.

Для нахождения изменения этих коэффициентов от частоты вращения коленчатого вала ω производились расчеты по математической модели [1] для двигателя МЗМА-407 при частотах вращения коленчатого вала начиная с 16,7 1/с (1000 об/мин) через каждые 8,35 1/с (500 об/мин), до 70 1/с (4200 об/мин). Для каждой ω определялись свои коэффициенты дозарядки ζ_2 по коэффициенту наполнения η_V и коэффициент избытка воздуха α по химической неполноте сгорания $q_{\text{х.н}}$ [2]. Коэффициенты υ_C рассчитывались путем последовательных приближений расчетных давлений конца сжатия P_C к экспериментальным [3]. По равенству этих двух давлений определялись величины υ_c. Величина υ_a принималась постоянной и равной 0,0005, соответствующей $t_a = 80$ °С. Значения υ_Z и υ_b рассчитывались путем последовательного приближения рассчитанных членов теплового баланса q_e и q_{OX} к определенным экспериментально [2, 4]. По результатам расчетов построены графики. Изменения коэффициентов наполнения η_V и дозарядки ζ_2, а также коэффициента избытка воздуха α в зависимости от частоты вращения ω показаны на рис. 1. С увеличением ω показатель политропы сжатия n_c увеличивается из-за уменьшения доли потерь теплоты в стенки при

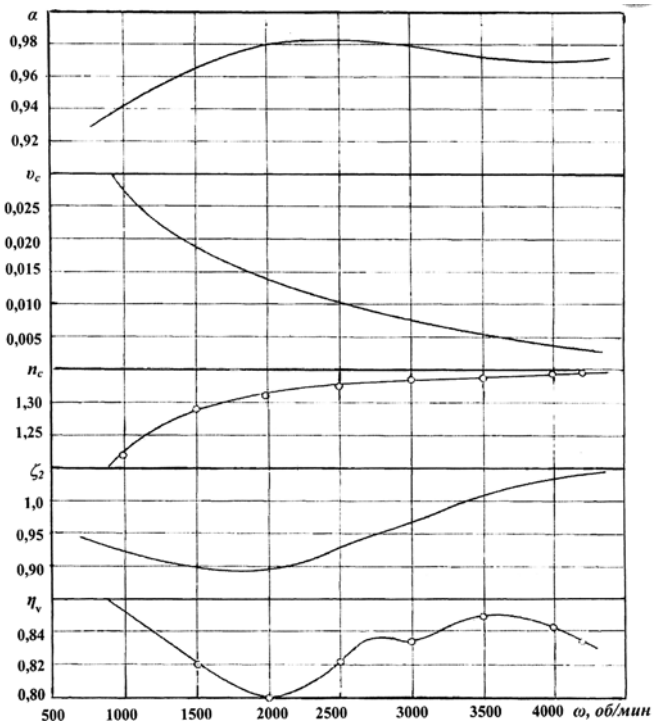


Рис. 1. Изменение коэффициента наполнения η_V и дозарядки ζ_2 показателя политропы сжатия n_c, доли потерь теплоты от теплоты сгорания топлива, отдаваемой стенкам цилиндра в процессе сжатия, υ_c и коэффициента избытка воздуха α от частоты вращения коленчатого вала ω:

о — точки по экспериментальным данным [1], — — расчетные кривые

сжатии υ_c (рис. 1). Характеры изменений доли теплоты, превращенной в эффективную работу, и эффективного КПД q_e, $\eta_e = f(\omega)$ (рис. 2) определяются, в основном, изменением $\upsilon_Z = f(\omega)$ (рис. 3). С увеличением ω потери теплоты в систему охлаждения q_{OX} уменьшаются почти линейно (см. рис. 2) благодаря почти линейному увеличению υ_b (рис. 3). Повышение n_C с ростом ω (см. рис. 1) приводит к тому, что температура и давление конца сжатия T_C и P_C возрастают почти линейно в зависимости от увеличения ω (рис. 4), что ведет к почти пропорциональному увеличению доли потерь теплоты на сжатие $q_{СЖ}$ (см. рис. 2). Характер изменения максимальной температуры сгорания $T_z = f(\omega)$ (см. рис. 3) связан с зависимостями υ_Z и $T_C = f(\omega)$ (рис. 3, 4). Максимальное значение $T_z = 2710$ K достигается при ω = 3500 об/мин (58,3 1/с), так же, как $\upsilon_z = 0{,}815$. Характер изменения температуры конца расширения $T_b = f(\omega)$ (см. рис. 3) определяется зависимостями υ_z, $\upsilon_b = f(\omega)$, а также $n_p = f(\omega)$ (см. рис. 4). Сначала, по мере увеличения ω, температура газов в конце расширения быстро возрастает до 2000 об/мин (33,3 1/с) (см. рис. 3), затем до 3500 об/мин (58,3 1/с), изменяется мало и после 3500 об/мин (58,3 1/с) опять начинает быстро расти. Кривые температур остаточных и выпускных газов T_r и $T_P = f(\omega)$ (см. рис. 3) по-

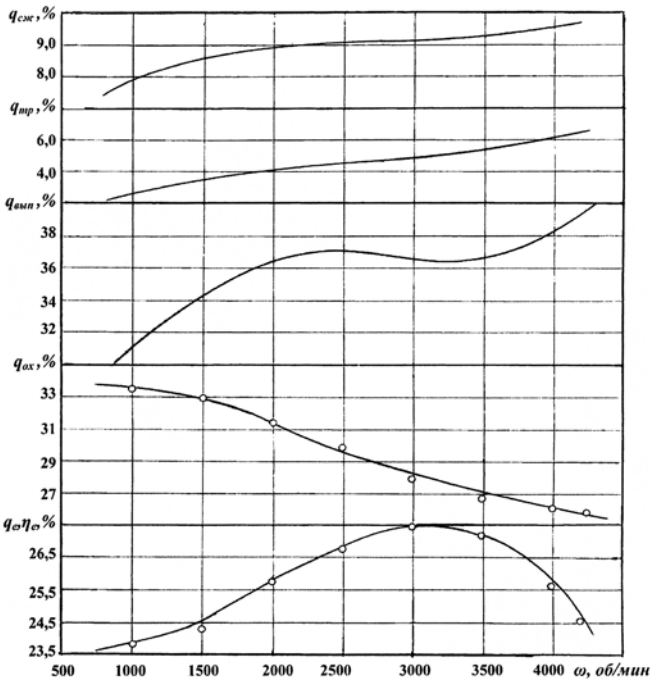


Рис. 2. Изменение долей потерь теплоты, превращенной в эффективную работу $q_e(\eta_e)$, в систему охлаждения q_{ox}, на трение $q_{тр}$ и на работу, затраченную на сжатие горючей смеси, $q_{сж}$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ω:

о — точки по экспериментальным данным [1], — — расчетные кривые

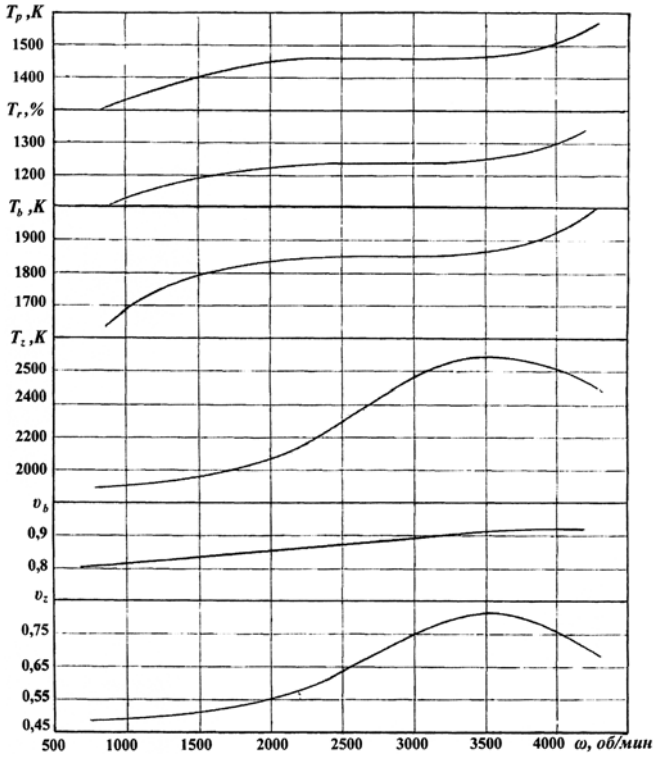


Рис. 3. Изменение коэффициентов использования теплоты в в. м. т. υ_z и в конце расширения υ_b, максимальной температуры сгорания T_z, температур газов в конце расширения T_b остаточных T_r и выпускных T_p газов в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ω

хожи на кривую $T_b = f(\omega)$. Кривая потерь теплоты с выпускными газами $q_{вып}$ (см. рис. 2), в общем, похожа на кривую $T_р = f(\omega)$, но на эти потери влияют еще изменения коэффициентов избытка воздуха α и наполнения η_v, а также цикловая подача топлива $G^{m.цик.}$ Доля потерь теплоты на трение $q_{тр}$ постоянно увеличивается с ростом ω из-за возрастания работы, затрачиваемой на трение, и достигает почти 6,3 % при ω = 4200 об/мин (70 1/с) (см. рис. 2). Изменение среднего индикаторного давления P_i при ε = const (рис. 5) определяется коэффициентами наполнения η_v, коэффициентами υ_z, υ_b и α, а также показателями политроп сжатия n_c и расширения n_P. Кривая $P_i = f(\omega)$, начиная с ω = 1000 об/мин (16,7 1/с), медленно убывает до 1500 об/мин (70 1/с), несмотря на увеличения υ_c и υ_b, в основном, из-за уменьшения коэффициента наполнения η_V и увеличения работы, затрачиваемой на сжатие $q_{сж}$. Затем, после 2000 об/мин (33,3 1/с), быстро растет благодаря увеличениям не только коэффициентов υ_z, υ_b, но и η_v. Этот рост наблюдается до 3500 об/мин (58,3 1/сек), после чего P_i быстро падает не только из-за уменьшения коэффициента наполнения η_v, но и снижения υ_z, несмотря на увеличение υ_b. Кривая среднего эф-

фективного давления $P_e = f(\omega)$ похожа на кривую $P_i = f(\omega)$. Отличаются они только тем, что P_e, кроме P_i, учитывает насосные и механические потери, которые с увеличением ω повышаются из-за уменьшения давления конца впуска P_a и увеличения давления выпуска P_r, а также повышения скорости поршня $C_П$. Изменения индикаторного η_i (рис. 5) и эффективного η_e (см. рис. 2) КПД в зависимости от частоты вращения ω похожи. Отличаются они из-за изменения $\eta_{МЕХ} = f(\omega)$ (см. рис. 5). Наибольшее значение индикаторного КПД достигается при ω = 3500 об/мин (58,3 1/с) и составляет 32,8 %, а эффективный КПД при этих оборотах получается равным 27,5 %. Кривая изменения удельного эффективного расхода топлива $g_e = f(\omega)$ (см. рис. 5) всецело зависит от $\eta_e = f(\omega)$ (см. рис. 2). Наименьшее значение g_e = 297 г/(кВт · ч) получается при частоте вращения ω = 3000 об/мин (50 1/с). Температура конца впуска T_a и коэффициент остаточных газов γ почти не изменяются при изменении ω и получаются $T_a = 355 \pm 5$ K, а $\gamma = 0{,}054 \pm 0{,}001$, несмотря на значительные изменения температуры T_r (см. рис. 3) и давления P_r остаточных газов. Сглаживание значений T_a и γ происходит благодаря изменению коэффициента наполнения $\eta_v = f(\omega)$ (см. рис. 1).

При проведении расчетно-теоретических исследований влияния ω на параметры и показатели действительного цикла с использованием экспериментальных

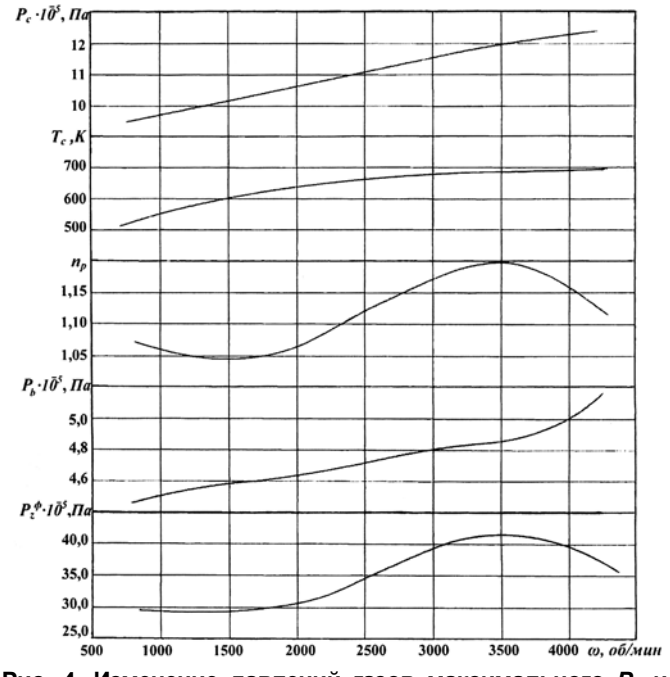


Рис. 4. Изменение давлений газов максимального P_z и в конце расширения P_b, показателя политропы расширения n_p, температуры T_c и давления P_c горючей смеси в конце сжатия в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ω

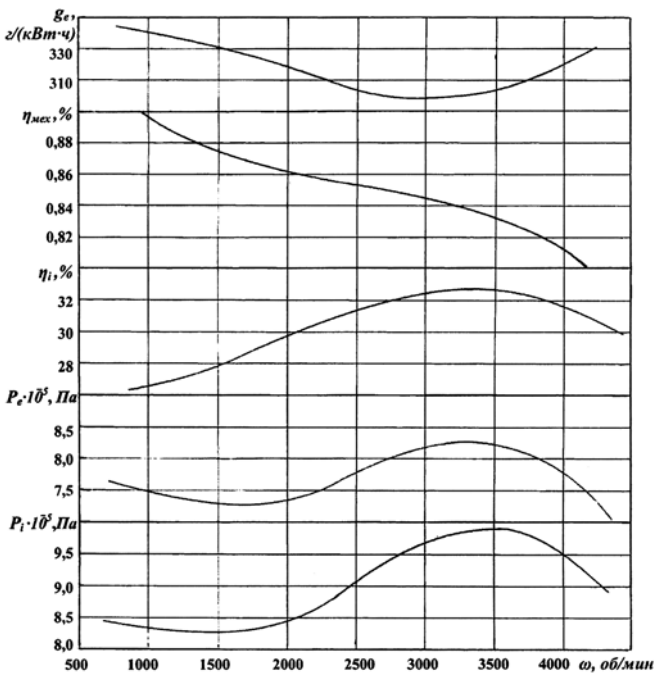


Рис. 5. Изменение средних эффективного P_e и индикаторного P_i давлений газов, индикаторного η_i и механического $\eta_{мех}$ КПД, а также удельного эффективного расхода топлива g_e в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ω

данных получены значения коэффициентов υ_z, υ_b и υ_c, а также показателей политроп n_P и n_c при различных ω. Кроме того, получена подробная информация об изменении технико-экономических показателей и параметров двигателя в зависимости от ω, а также установлена взаимосвязь между ними. Далее, при ω = 1000 об/мин температура выпускных газов остается достаточно высокой T_P = 1330 K, а относительные потери теплоты с выпускными газами составляют 31 %. Эта температура и количество теплоты оказываются достаточными для получения пара с температурой около 600 °С в большом количестве при средней скорости движения продуктов сгорания в выпускных клапанах более 40 м/с.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Пат. 2472023** C2 МПК F02G5/00. Способ работы (варианты) и устройство комбинированного двигателя с двухфазным рабочим телом на базе поршневого двигателя внутреннего сгорания (варианты) [Текст]. / Х. И. Акчурин, М. А. Миронычев, А. Д. Зорин, Е. Н. Каратаев: Акчурин Х. И. — № 2009111735/06; заявл. 30.03.2009; опубл. 10.01.2013. — Бюл. № 1.
2. **Автомобильные** двигатели / В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов и др. — М.: Машиностроение, 1967.
3. **Ленин И. М.** Теория автомобильных и тракторных двигателей. Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1969.
4. **Автомобильные** двигатели. / В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов и др. — М.: Машиностроение, 1967.

УДК 629.3:005.584.1
Г. Н. Рейзина, д-р техн. наук, БИТУ, г. Минск,
Е. В. Коробко, д-р техн. наук, ИТМО АН РБ, г. Минск
E-mail: greizina@gmail.com

ОЦЕНКА МОЩНОСТИ, ЗАТРАЧИВАЕМОЙ НА КОЛЕБАНИЯ, ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ

В работе рассматривается задача моделирования и исследования влияния упругодемпфирующих параметров нелинейной подвеска на расход энергии на колебания при испытании по единичной и периодически повторяющимся косинусоидальным неровностям при пассивной и активной подвеске, в частности, с использованием электрореологических суспензий в амортизаторе.

Ключевые слова: *математическая модель, колебательная система, мощность, пассивная подвеска, активная подвеска.*

Во время движения автотранспортного средства по неровной дороге двигатель развивает дополнительную мощность, расходуемую на колебания в подвеске. Универсальным средством для оценки затрат энергии при этом является моделирование, которое позволяет имитировать динамическое состояние исследуемого объекта и на уровне модели оценить степень соответствия техническому заданию его параметров. При этом моделируется не только объект в целом, но и та система, которая непосредственно участвует в имитации интересующих качеств. В работе рассматривается задача моделирования и исследования влияния упругодемпфирующих параметров нелинейной подвески на расход энергии на колебания при испытании по единичным и периодически повторяющимся синусоидальным неровностям.

В качестве математических моделей использована система дифференциальных уравнений, описывающая вертикальные и угловые колебания системы подвески транспортного средства с учетом ее упругих и демпфирующих характеристик:

$$\left.\begin{aligned} \ddot{z}_1 &= -\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{3}\beta_i F_{ij};\\ \ddot{\varphi}_1 &= -\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{3}\lambda_i F_{ij};\\ \ddot{z}_2 &= -\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{5}\gamma_i F_{ij}, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где $i = 1, 2, ..., n$ — порядковый номер действующей силы на i-ю ось; $\gamma_i = \frac{M_i}{m_i}$ — отношение подрессоренных и неподрессоренных масс; $\beta_i = \frac{M_c}{M}$ — доля подрессоренной массы, приходящейся на i-ю ось; $\lambda_i = \beta_i \frac{l_i}{\rho^2}$ — коэффициент, учитывающий влияние i-й оси на угловые колебания; M_i — подрессоренная масса, приходящаяся на i-ю ось; M — подрессоренная масса всего автомобиля; m_i — неподрессоренная масса i-й оси; L_i — расстояние от центра тяжести до i-й оси; z_1, $\dot{z}_1$, $\ddot{z}_1$ — вертикальные перемещения, скорость и ускорение подрессоренной массы; φ, $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$ — угловые перемещения, скорость и ускорение подрессоренной массы относительно ее центра тяжести; z_2, $\dot{z}_2$, $\ddot{z}_2$ — вертикальные перемещения, скорость и ускорение неподрессоренной массы. $F_1 = \frac{-P_i - M_i g}{M_i}$ — характеристика упругого элемента, $F_2 = \frac{-P_{2i}}{M_i}$ — характеристика амортизатора, F_3 — характеристика элемента динамической модели, являющегося аналогом сухого трения всех узлов подвески, $F_3 = \frac{-P_{3i}}{M_i}$;

$F_4 = \dfrac{-P_{4i} + M_i g + mg}{m_i}$ — упругая характеристика шины, $g = 9{,}8$ м/с^2 — ускорение силы тяжести; ρ — радиус инерции относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести автомобиля; q_i — текущая координата неровности; h, $l_н$, ν — высота, длина, частота неровности; Δ, $\dot{\Delta}$ — относительные перемещения и скорость подрессоренной и неподрессоренной масс; P_1, P_2 и P_3 — силы, действующие на подрессоренную массу со стороны упругого элемента (P_1), амортизатора (P_2), условного элемента, заменяющего все силы сухого трения в системе (P_3); P_4, P_5 — силы, действующие на неподрессоренную массу со стороны шины за счет упругости (P_4) и демпфирования (P_5); $F_5 = \dfrac{-P_{i5}}{m_i}$ — характеристика демпфирования шины.

Уравнения (1) описывают колебания части АТС, неподвижного в горизонтальном и угловом направлениях при протягивании неровностей под его колесами.

Предлагается рассчитать элементарную работу, затрачиваемую на преодоление неровности с пассивной и активной виброзащитой и, как результат, влияние характеристики амортизатора и упругого элемента на затраты энергии на колебания.

Сила, действующая со стороны дороги на i-ю шину в вертикальном направлении, равна:

$$R_i = m_i(F_{4i} + F_{5i}) + g(M_i + m_i).$$

Работа, затрачиваемая на перемещение за время t равна:

$$A_O = \int_0^t m_1(F_{4i} + F_{5i})dq_i + \int_0^t g(M_i + m_i)dq_i.$$

Первый интеграл характеризует энергию, подведенную к системе от неровности и рассеиваемую впоследствии диссипативными элементами подвески, второй — энергию, расходуемую на преодоление силы тяжести.

При исследовании колебаний системы подрессоривания при переезде через единичную неровность затраты энергии можно оценить величиной удельной энергии (E), представляющей отношение энергии, затрачиваемой на колебания к полному весу автомобиля (или части системы подрессоривания):

$$E = \frac{10}{g}\sum_{i=1}^{n}\frac{\beta_i}{1+\gamma_i}\int_0^t (F_{4i} + F_{5i})d\Delta.$$

Затраты на периодическую неровность можно оценить отношением средней мощности, затрачиваемой на колебания к полному весу автомобиля (N):

$$N = \frac{10}{g}\sum_{i=1}^{n}\frac{\beta_i}{1+\gamma_i}\frac{1}{t_2 - t_1}\int_{t_1}^{t_2}(F_{4i} + F_{5i})d\Delta. \qquad (2)$$

При оценке энергии, рассеиваемой диссипативными элементами системы, воспользуемся средней удельной мощностью [1—3], затраченной при переезде, как единичной, так и периодической неровности за промежуток времени $t_2 - t_1$:

$$N_{2i} = -\frac{10}{g}\frac{\beta_i}{t_2 - t_1}\int_{t_1}^{t_2} F_{2i}d\Delta_i;$$

совокупностью всех элементов сухого трения i-й оси:

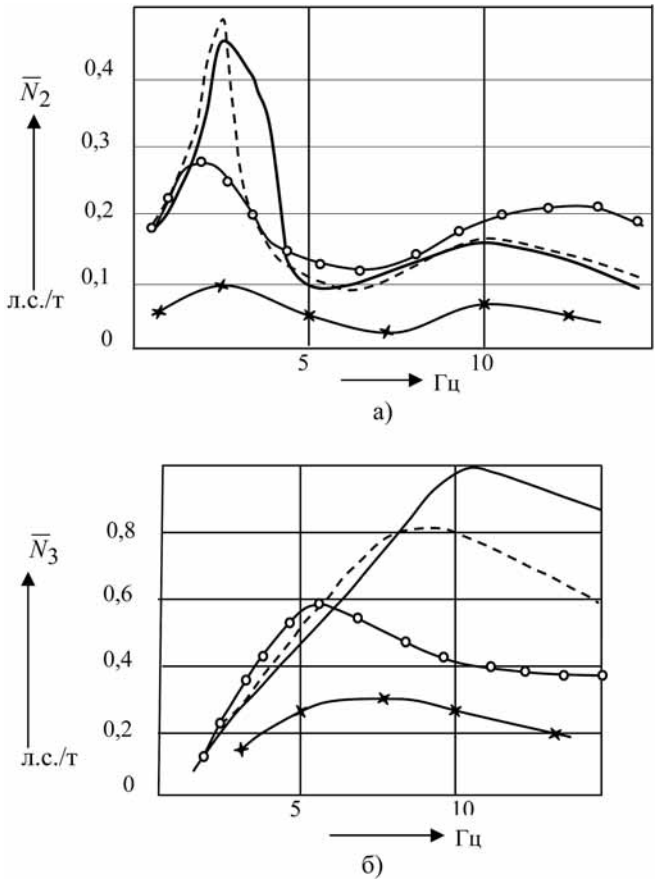
$$N_{3i} = -\frac{10}{g}\frac{\beta_i}{t_2 - t_1}\int_{t_1}^{t_2} F_{3i}d\Delta_i.$$

В качестве примера приведены результаты исследования двухмассовой колебательной системы с пассивной и активной подвесками (рисунок) [4—6].

Влияние параметров неровностей на величину энергии, затрачиваемой на колебания: при увеличении высоты неровности в 2 раза ($h = 5$ см и $h = 10$ см, $\upsilon = 10$ Гц) затраты энергии увеличиваются в 4 раза, а при увеличении высоты в 4 раза ($h = 20$ см), затраты энергии увеличиваются в 14—15 раз. Расход мощности на колебания при высоте неровности $h = 8$ см и частоте 10 Гц расход мощности составляет 10 л. с. на 1 т массы автомобиля (для данного частного случая).

Влияние упругого элемента на затраты энергии на колебания. Для исследования взята характеристика гидропневматического упругого элемента на ходе отбоя $l_0 = 11$; 14; 20 см. При проезде единичной неровности $h = 10$ см при $l_0 = 11$ см на частоте 10 Гц при изменении l_0 от 11 до 20 см затраты энергии возрастают в 1,5 раза. При дальнейшем увеличении частоты неровностей влияние упругого элемента уменьшается.

Влияние характеристики амортизатора на затраты энергии на колебания. При исследовании величины $P_{сж}$ и $P_{от}$ изменялись от $0{,}2q$ до $1q$, коэффициенты демпфирования принимались равными 0,2; 0,4; 0,6.



Частотные характеристики мощностей, затрачиваемых на колебания, при различных γ:

а — амортизатором; *б* — узлом "сухое трение".
— γ = 12,7; – – – γ = 8,06; ooo γ = 4,07 (для пассивной подвески);
×××× γ = 12,7 (для активной подвески)

В диапазоне частот от 2 до 10 Гц с увеличением ζ затраты энергии на колебания увеличиваются, а для частот, больших 10 Гц и меньших 2 Гц — уменьшаются.

На рисунке показано изменение мощности, рассеиваемой амортизатором в зоне низкочастотного и высокочастотного резонансов. Большей неподрессоренной массе соответствует меньшая мощность, рассеиваемая амортизатором в зоне низкочастотного резонанса, и большая — в зоне высокочастотного резонанса.

Таким образом, мощность, рассеиваемая амортизатором на возмущения, составляет около 1 л. с./т. За счет сухого трения рассеиваются мощности того же порядка (для пассивных подвесок), для активных подвесок рассеивание мощности в 3—5 раз меньше.

Результаты анализа говорят о необходимости создания упругодемпфирующих элементов на основе интеллектуальных жидкостей, исключающих эффект сухого трения.

Необходимо отметить, что управляемая подвеска способствует повышению КПД движителей, что обеспечивает снижение энергозатрат на транспортировку груза.

Выводы. В результате исследования динамики колесной машины методами имитационного моделирования установлено, что применение управляемой подвески обеспечивает:

- стабилизацию машины в поперечной плоскости;
- повышение плавности хода;
- при дополнительных затратах энергии (необходимая мощность 2 кВт на тонну подрессоренной массы) скорость движения увеличивается на 55—70 %;
- потребляемая мощность уменьшается на 45—60 % по сравнению с вариантом применения пассивной подвески.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ротенберг Р. В.** Подвеска автомобиля: 3-е изд., — М., 1972.
2. **Дербаремдикер А. Д.** Гидравлические амортизаторы автомобилей: "Машиностроение". М., 1969.
3. **Шульман З. П., Хусид Б. М., Коробко Е. В.** Системы виброзащиты на основе демпферов вязкого трения с электрореологической суспензией // ДАИ АН БССР, 1987. Т. 31, № 8. С. 117—120.
4. **Bilyk V. A., Korobko E. V., Reizina G. N.** Vibration Control of Oscillating system Mechatronic Systems and Materials (MSM 2007) // Lithuanian Academy of Sciensc/ 3rd Internation Conference. С. 262—263.
5. **Воронович Г. К., Коробко Е. В., Рейзина Г. Н.** Влияние интеллектуальных жидкостей на динамику систем подрессоривания транспортных средств Сборник докладов МНТК, Минск, БНТУ, 2010. С. 161—164.
6. **Коробко Е. В., Рейзина Г. Н.** Реализация алгоритма управления в системах подрессоривания транспортных средств. — Сборник научных статей ИТМО АН РБ, 2011. С. 311—316.

УДК 629.113
Н. П. Валуев, И. А. Пушкин, Л. А. Стасишин
E-mail: stasishin-leonid@rambler.ru

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНТРОЛЯ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ПОМОЩЬЮ ВЫСОКОЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ДОЗИМЕТРИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Приводятся результаты радиационного контроля движущихся транспортных средств с помощью высокочувствительных дозиметрических систем с порогом обнаружения около 4 нЗв/ч. Показано, что для высокоэффективного радиационного контроля движущихся транспортных средств необходимо применение систем радиационного контроля на базе как минимум двух детекторов с пределом обнаружения не выше 3—4 нЗв/ч. Использование таких систем позволяет предупреждать ЧС радиационного характера, связанные с несанкционированной транспортировкой радиоактивных материалов.

Ключевые слова: *эффективность контроля, наземные транспортные средства, автомобиль, детекторы гамма-излучения, источник радиации, скорость счета импульсов, надфоновая мощность дозы.*

В настоящее время значительно возросла вероятность радиоактивного загрязнения территорий и различных объектов, в том числе за счет несанкционированной транспортировки радиоактивных грузов. Существует реальная опасность применения радиоактивных веществ в террористических целях. По данным Роспотребнадзора ежегодно регистрируются около 200 радиационных инцидентов, связанных с обнаружением в раз-

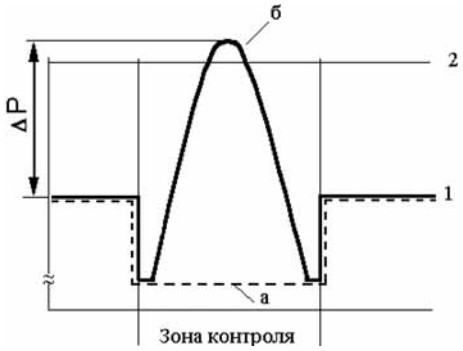


Рис. 1. Радиационный профиль транспортного средства, груженого ломом:

а — в отсутствие радиоактивности; *б* — при наличии радиоактивности; *1* — уровень показаний детектора, соответствующий фону окружающей среды; *2* — минимальный уровень показаний детектора, при котором происходит срабатывание системы

личных грузах локальных источников радиации. При этом около 50 % источников радиации выявляются в транспорте с металлоломом.

Наиболее эффективно радиационный контроль грузов осуществляется с помощью высокочувствительных автоматизированных систем, включающих стационарно установленные в зоне контроля детекторы гамма-излучения, относительно которых перемещаются транспортные средства с грузами [1, 2]. В процессе контроля производится непрерывная регистрация скорости счета (частоты) импульсов детекторов и, в случае превышения скорости счета некоторого порога, судят о наличии в движущемся транспорте радиоактивного источника.

В отсутствие транспорта в зоне контроля детекторами фиксируется скорость счета импульсов, величина которой пропорциональна мощности дозы радиационного фона окружающей среды. При наличии транспорта с нерадиоактивным грузом в зоне контроля показания детекторов уменьшаются из-за экранировки детекторов транспортом. При выезде транспорта из зоны контроля показания детекторов возрастают снова до прежних значений (рис. 1, *а*). Таким образом, образуется радиационный профиль транспортного средства. Чем больше объем груза и габариты транспорта, тем выше степень экранировки детекторов.

Для радиационного контроля сырья, продукции и отходов металлургического производства применяются три группы приборов: стационарные системы, переносные дозиметры и низкофоновые спектрометрические радиометры. Стационарные системы представляют собой два или более высокочувствительных детектора, установленных по обеим сторонам транспортного пути, по которому проходит транспорт с контролируемым материалом, и процессорный блок, обрабатывающий информацию детекторов. В табл. 1 приведены характеристики ряда стационарных систем радиационного контроля.

Основным параметром стационарных систем контроля является порог обнаружения. На рис. 2 представлена зависимость количества обнаружений источников системой СИММЕТ от величины надфоновой мощности дозы излучения, создаваемой обнаруженным источником на поверхности детектора.

Анализ полученных данных показывает, что большая часть обнаружений связана с источниками, мощность дозы излучения которых на поверхности детектора не превышает 3 нЗв/ч. Доля обнаружений источников с мощностью дозы более 7 нЗв/ч — не больше 3 %. Это свидетельствует о том, что системы с порогом обнаружения 7 нЗв/ч пропустят подавляющую часть источников в ломе, т. е. при контроле лома в транспортных средствах эффективны только высокочувствительные системы с порогом обнаружения 5 нЗв/ч и менее. Необходимо стремиться к снижению этой величины до 2—3 нЗв/ч (см. табл. 1).

Наличие в транспорте радиоактивности приводит к появлению надфоновой мощности дозы ΔP, т. е. мощности дозы излучения от контролируемого объекта (см. рис. 1, *б*). В результате показания детекторов увеличиваются. Если же значение надфоновой мощности дозы превысит предел обнаружения системы, то устройство регистрации выдаст сигнал тревоги.

Предел обнаружения представляет собой минимальное значение надфоновой мощности дозы на поверхности детектора, при которой происходит срабатывание системы с вероятностью 0,95 [2]. Мощность дозы излучения самого источника превышает надфоновую мощность дозы на поверхности детектора приблизительно в 10^3—10^4 раз в связи с тем, что источник удален от детектора на расстояние 1—3 м и его излучение ослабляется транспортом и грузом. На рис. 1 предел обнаружения представлен уровнем 2.

Ниже описаны результаты контроля транспортных средств с ломом с помощью автоматизированной дозиметрической системы радиационного контроля СИММЕТ [3]. В работе использовалась базовая конфигурация системы, состоящая из двух сцинтилляционных детекторов с объемом сцинтилляторов 5,5 л, разме-

Таблица 1

ПАРАМЕТР	СИСТЕМА			
	СИММЕТ	Янтарь 2Л Аспект	РПС-1, Украина	Bicron, США
Минимальное приращение мощности дозы излучения источника над фоном, надежно выявляемое системой, нЗв/ч	3	3—4	7—8	4—5
Вероятность ложных тревог	10^{-4}	10^{-3}	10^{-3}	10^{-4}
Возможность идентификации обнаруженной радиоактивности	+	–	–	–
Возможность измерения величины надфоновой мощности дозы излучения контролируемого объекта	+	–	–	–
Масса блока детектирования, кг	40	220	50	250

щенных с противоположных сторон зоны контроля, через которую проезжают транспортные средства.

Контролируемый объект (автомобиль или железнодорожный вагон) проходит с определенной скоростью (5—20 км/ч) через зону контроля. Показания детекторов обрабатываются компьютером, при этом вычисляются соответствующие надфоновые мощности дозы излучения контролируемого объекта по каждому детектору. Результаты измерений радиационного фона (как правило, фон окружающей среды составляет 50—150 нЗв/ч) и измерений надфоновой мощности дозы (нЗв/ч) по каждому транспортному средству и по каждому детектору поступают в архив в виде протоколов контроля транспортного средства.

Программное обеспечение обеспечивает этой системе высокую обнаружительную способность благодаря таким возможностям, как суммирование скоростей счета импульсов детекторов, раздельной установке порогов срабатывания по каждому детектору и сумме скоростей счетов, адаптации порогов срабатывания к изменению уровня фона и скорости движения транспорта. Предел обнаружения системы СИММЕТ с вероятностью 0,95 при уровне фона 70 нЗв/ч равен 3 нЗв/ч.

В табл. 2 представлен фрагмент протокола автомобиля с радиоактивностью в грузе. Каждая строка соответствует измерению мощности дозы в течение 0,5 с.

Представленный протокол содержит отрицательные и положительные значения надфоновой мощности дозы. Поскольку вычисление надфоновой мощности дозы осуществляется вычитанием мощности дозы фона из значений, получаемых при проезде транспорта через зону контроля, то в отсутствие радиоактивности в транспорте, профиль транспортного средства будет характеризоваться отрицательными значениями надфоновой мощности дозы, обусловленными, как указывалось выше, экранировкой детекторов транспортными средствами.

Таблица 2

Протокол контроля автомобиля с радиоактивностью

№ изм.	Надфоновая мощность дозы, нЗв/ч		Сообщение
	Детектор № 1	Детектор № 2	
1	–2	–2	Нет радиации
2	–2	–2	Нет радиации
3	–2	–2	Нет радиации
4	–2	–1	Нет радиации
5	–2	–1	Нет радиации
6	–1	0	Нет радиации
7	–1	2	РАДИАЦИЯ
8	–1	4	РАДИАЦИЯ
9	–1	4	РАДИАЦИЯ
10	–1	4	РАДИАЦИЯ
11	–1	3	РАДИАЦИЯ
12	–1	2	РАДИАЦИЯ
13	–2	0	РАДИАЦИЯ
14	–2	–1	РАДИАЦИЯ
15	–2	–1	Нет радиации
16	–1	–1	Нет радиации
17	–2	–2	Нет радиации
18	–3	–3	Нет радиации

Измерения надфоновой мощности дозы (в нЗв/ч) по обоим детекторам проводятся каждые 0,5 с. Сообщение "Радиация" появляется при превышении надфоновой мощности дозы установленного порога. Восемь строк с надписью "Радиация" при 18 измерениях по длине транспортного средства свидетельствуют о наличии в транспорте локального источника радиации. Положительные значения надфоновой мощности дозы по детектору № 2 говорят о расположении источника вблизи стенки транспорта, обращенной к детектору № 2. Радиационные профили транспортного средства, результаты измерения которого приведены в табл. 2, отображены на рис. 3.

Для сравнения, на рис. 4 приведены радиационные профили транспортного средства, плотно загруженного нерадиоактивным ломом. Показания детекторов, пока транспорт находится в зоне контроля, имеют отрицательные значения. Разброс показаний каждого детектора говорит о неравномерности плотности лома, и поскольку плотность лома в моменты каждого измерения в процессе движения транспорта меняется, то меняется в этих случаях и степень экранировки детекторов.

На рис. 5 приведены профили транспортного средства с ломом, в котором радиоактивность была выявлена обоими детекторами. Надфоновые значения мощностей дозы имеют значения, превышающие предел обнаружения системы по каждому детектору. Анализ радиационных профилей показывает, что при появлении транспорта в зоне контроля уровень фона снижается в большей степени для детектора № 2. Это говорит о том, что траектория движения автомобиля смещена ближе к этому детектору и экранирование фона транспортом проявляется в большей степени для детектора № 2. Об этом свидетельствует также и тот факт, что положительные значения надфоновой мощности дозы, обусловленные наличием радио-

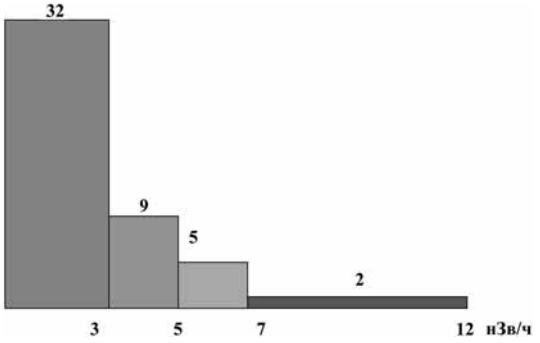


Рис. 2. Надфоновая мощность дозы на поверхности детектора, создаваемая излучением обнаруженных источников

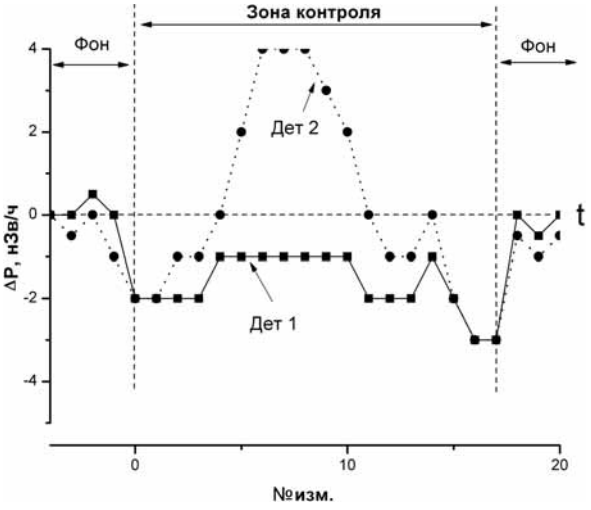


Рис. 3. Радиационные профили транспортного средства с ломом с источником радиации, выявленным только одним детектором

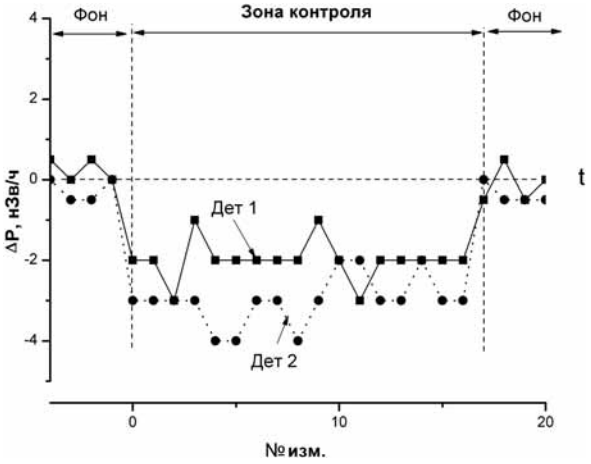


Рис. 4. Радиационные профили транспортного средства с нерадиоактивным ломом

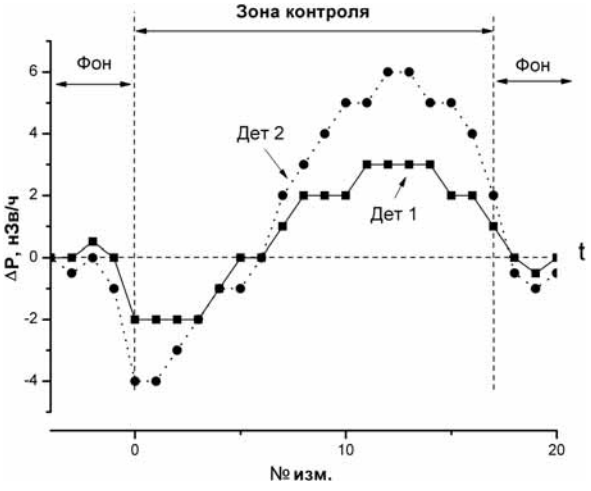


Рис. 5. Радиационные профили транспортного средства при обнаружении радиоактивности двумя детекторами

активности в автомобиле с грузом, для детектора № 2 превышают значения для детектора № 1, что связано с меньшим расстоянием от источника радиации до детектора № 2. Появление положительных значений надфоновой мощности дозы для обоих детекторов говорит о том, что источник расположен ближе к оси симметрии автомобиля. Максимум показаний приходится на 12—13-е измерения, что свидетельствует о расположении источника на расстоянии около 2/3 длины транспорта от его передней поверхности. Таким образом, анализ радиационных профилей транспорта позволяет, помимо обнаружения радиоактивного источника, определять его приблизительное положение в транспорте.

Представленные результаты получены в процессе эксплуатации систем радиационного контроля СИММЕТ, установленных на Омутнинском металлургическом заводе (автомобильные весы и железная дорога). В течение двух лет были выявлены 5 источников радиации в поступившем на предприятие металлоломе. Своевременное обнаружение радиоактивных источников позволило предупредить возникновение на предприятии радиационных ЧС. В случае пропуска радиоактивных источников при их расплавлении в металлургических печах произошло бы загрязнение продукции и отходов производства, переоблучение работников и населения.

Анализ полученных результатов показывает, что для высокоэффективного радиационного контроля движущихся транспортных средств необходимо применение систем радиационного контроля на базе как минимум двух детекторов с пределом обнаружения не выше 3—4 нЗв/ч. Такой предел обнаружения обеспечивается применением сцинтилляционных детекторов гамма-излучения с объемом сцинтилляторов 5 л и более. Наличие двух и более детекторов позволяет, в свою очередь, оптимизировать вычислительные алгоритмы, по которым происходит обнаружение радиоактивности в ломе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Валуев Н. П., Лысова О. В., Пушкин И. А.** Аппаратура для высокопроизводительного контроля радиационной обстановки // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. Научный журнал. Новогорск: АГЗ МЧС России, № 2, 2010. С. 21—24.
2. **Валуев Н. П., Лысова О. В., Пушкин И. А.** Выбор схемы проведения радиационного мониторинга движущихся объектов // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. Научный журнал. Новогорск: АГЗ МЧС России, № 4, 2010. С. 47—52.
3. **Валуев Н. П., Мойш Ю. В., Качалов В. М., Никоненков Н. В.** Автоматизированные системы радиационного контроля сырья и металлолома // Проблемы черной металлургии и материаловедения. 2009, № 3.

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Konovalov I. A., Petukhov M. Yu., Pestrikov S. A., Khaziev A. A.*
The main problems of operation of the automotive engines are considered at negative temperatures of air and offered economically reasonable way of its thermal preparation.
Keywords: cars, engines, thermal preparation

5 *Katargin V. T., Terskin V. M.* Intelligent control technology warehouse parts truck
The paper suggests the decision-making technique to control processes of spare parts supplies and turnovers. The basis of the technique is the imitating simulation determination of warehouse parameters values which allow to optimize the given system operation. The obtained data allow the expert in planning stocks to make an optimal decision out of a variety of offered alternatives to attain the formulated aim according to the company's policies and financial possibilities.
Keywords: planning of spare parts supplies, stocks control, multiproduct analysis, imitating simulation of systems

8 *Chernyshov K. V., Ryabov I. M., Abdullaev M. Sh.* Statistical estimation of the additional consumption of fuel cars because of low tire pressure
On the basis of statistical data on pressure in tires of cars have estimated the additional costs of fuel, connected with the operation of tires with low pressure.
Keywords: the tire, pressure in the tire, fuel consumption

12 *Maksimenko A. N., Leskovec I. V., Kutuzov V. V., Bezdnikov D. V.* Maintenance of the operability construction and road machines on the operational phase of their life cycle in a view of the output parameters
The article examines the integrated approach to maintain the operability of the construction and road machines in a view to reduce the operation costs and control the reducing of the productivity on the operational phase of their lifecycle.
Keywords: hydraulic drive, diagnostics, building and road machines, individual approach, operating costs, efficiency, productivity

19 *Nazarov A. D.* Balancing of crankshaft during manufacturing and repair of the engines
Methods to balance crankshaft and assembled crankshaft of the engines are presented. At all engine manufacturing plants, flywheel, crankshaft pulley, fan, clutch discs, crank shaft and assembled crankshaft are being balanced. Only at a few engine rebuilding plants, crankshaft and assembled crankshaft are being balanced; other rotating parts are not balanced. Currently there are no technological processes to balance above mentioned parts during repairs of specific models of engines. There are missing from technical documentation for balancing machine KI-4274, which is used at rebuilding plants. This is the main reason for low reliability, for increased vibration and noise of rebuilt engines. Therefore, it is essential to develop technological processes of crankshaft and assembled crankshaft balancing during repairs of engines and to implement such processes at rebuilding industry. This will allow to balance these parts accurately and, therefore, will increase quality parameters of rebuilt engines.
Keywords: crankshaft, assembled crankshaft, balancing, reliability

23 *Gaidar S. M., Zayats Y. A., Zayats T. M.* Cognitive modeling methods for estimating transport vehicle technical level
The method of estimating transport vehicle technical level based on cognitive modeling of the subject field using indistinct matrix regular algebra characterized in that the method comprises cause-effect relations between factors, properties and criterion of the transport vehicle estimation is described.
Keywords: technical level, technical level estimation, cognitive maps, cognitive modeling, hierarchy approach

27 *Denisov A. S., Tugushev B. F., Gorshenina E. Y.* Assessment of major characteristics of cutting at processing parts with weld metal coating
The analysis of the workability of deposited metal layers blade tool. Grounded rational modes of parts machining in the recovery.
Keywords: the weld metal, machining, cutting tool, cutting

34 *Dorokhov A. S.* Influence of the sizes in the field of admission to resource products
The substantiation of necessity of an estimation of a resource of products on its sizes in the field of the admission is resulted. Given mathematical model for the determination of residual resource of machine-building products depending on the actual sizes of products in the field of tolerance. Offered variants of the differentiated forecasting value of the products depending on their resource.
Keywords: resource, tolerance zone, quality, the entrance control

38 *Akchurin H. I.* The research on the effect of crank speed on the heat transfer and the use of heat in gasoline engines
The article describes the influence of combustion efficiency in the TDC υ_z and at the end of expansion stroke υ_b at different crankshaft speeds on the parameters and characteristics of a gasoline engine.
Keywords: coefficient, utilization, heat, TDC, end of the expansion stroke, maximum temperature, pressure, combustion, admission, intake, exhaust

41 *Reizina G. N.* Estimation of power, expended on vibrations, at motion of car
The problem of modeling and studying the influence of parameters uprugodempfiruyuschih nonlinear suspension on the energy cost fluctuations during the test of single and recurring cosine irregularities in passive and active suspension, in particular, with the use of electrorheological suspensions in shock.
Keywords: mathematical model, oscillating system, power, passive pendant, active pendant

44 *Valuev N. P., Pushkin I. A., Stasishin L. A.* The improvement efficiency of ground transport vehicles using high-sensitivity systems
The article presents the capabilities of radiation control of moving vehicles using high-sensitivity systems with the detection limit of 4 nSv/h.
Keywords: inspection efficiency, ground transport vehicles, lorry, gamma-radiation detectors, radiation source, counting rate impulse, overbackground dose rate

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 10.06.2013. Подписано в печать 25.07.2013. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4