

ТРАНСПОРТ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

УРАЛ

- СТРАТЕГИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ КОМПАНИЙ
НА РЫНКЕ ПЕРЕВОЗОК ГРУЗОВ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ



- ОПТИМИЗАЦИЯ УКРУПНЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ
ПРИГОРОДНОГО ПАССАЖИРСКОГО КОМПЛЕКСА
- ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ
ВАГОНОВПЛАТФОРМ ПОГРУЗОЧНОЙ ДЛИНОЙ 80 ФУТОВ
ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ КОНТЕЙНЕРОВ
- СЛОЖНОСТЬ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРУДА ПОЕЗДНОГО ДИСПЕТЧЕРА



ТЕМА НОМЕРА:

РАЗВИТИЕ КОНЦЕПЦИИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
ОСОБО МАЛОГО КЛАССА, МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ЕЁ РЕАЛИЗАЦИИ

ПРАВИЛА НАПИСАНИЯ СТАТЕЙ

1. В редакцию направляется текст статьи с информацией об авторах, шифром УДК, двуязычной аннотацией, списком литературы, графиками, рисунками и таблицами. К тексту прилагается сопроводительное письмо и одна фотография каждого автора в цветном исполнении размером 10х15 см, подписанная простым карандашом на обороте. Фотографии должны быть контрастными, в качестве подложки иметь плотную глянцевую бумагу без заломов и повреждений. В редакцию необходимо прислать распечатку статьи в двух экземплярах (один из экземпляров подписывается всеми авторами, содержит их полные фамилию, имя и отчество, место работы и должность, научные звания, почтовый и электронный адреса и контактные телефоны) и электронный вариант на дискетах 3,5 дюйма CD или ZIP-носителях.
2. Текст статьи объемом не более 12–14 страниц представляется в формате *.doc, *.rtf (Microsoft Word). Формат страницы A4, шрифт Times New Roman Cyr, 14 кегль, полуторный интервал. Все поля по 2 см.
3. Рисунки представляются в оригинале и в электронном виде в форматах *.tiff, *.jpeg (Adobe Photoshop). Рисунки выполняются черной тушью на плотной белой бумаге. Электронные версии рисунков должны быть сохранены с разрешением не менее 300 dpi. Редакция не несет ответственности за возможные искажения информации, представленной только в электронном виде.
4. Схемы и графики представляются в оригинале и в электронном виде в формате *.xls (Microsoft Excel).
5. Таблицы располагаются непосредственно после абзаца, содержащего упоминание о данной таблице. Все таблицы в тексте необходимо пронумеровать, озаглавить. Кегль внутри таблиц — 11, расположение текста — по ширине, расстановка переносов обязательна, междустрочный интервал одинарный.
6. В тексте статьи отмечаются места расположения дополнительного материала (фотографий, рисунков, графиков и т.д.), представленного в других файлах и в оригинальном виде. На обороте мест расположения дополнительного материала простым карандашом указываются фамилии авторов, номер иллюстрации.
7. Каждое наименование в списке литературы оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 7.1-84 «Библиографическое описание документа» и должно содержать фамилию автора (инициалы указываются после фамилии), название произведения, место издания (город и издательство), год издания, том, выпуск и страницы. Список должен содержать не более 10 источников. Ссылки на источники даются в тексте в квадратных скобках, в соответствии с нумерацией в списке литературы.
8. Помимо целиком сохраненного в едином файле материала, каждый иллюстративный материал (таблица, рисунок, график, схема) сохраняется ОТДЕЛЬНЫМ ФАЙЛОМ с соответствующим названием.

ТРАНСПОРТ УРАЛА

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

- 1 Ефимов Александр Васильевич — главный редактор, ректор УрГУПС.
- 2 Сай Василий Михайлович — зам. главного редактора, проректор по научной работе (УрГУПС).
- 3 Асадченко Виталий Романович — зам. главного редактора, д.т.н., профессор (УрГУПС).
- 4 Силуков Юрий Дмитриевич — д.т.н., профессор (УГЛУ).
- 5 Багин Юрий Иванович — д.т.н., профессор (УГТУ-УПИ).
- 6 Урманов Рифат Нурович — д.т.н., профессор (УрГУПС).

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

- 1 Аккерман Геннадий Львович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 2 Александров Александр Эрнстович — к.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 3 Антропов Владимир Алексеевич — д.э.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 4 Аржанников Борис Алексеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 5 Афанасьев Анатолий Ильич — д.т.н., УГГУ (Екатеринбург)
- 6 Бачурин Николай Сергеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 7 Баутин Сергей Петрович — д.ф.-м.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 8 Боровских Александр Михайлович — к.т.н., УГЛУ (Екатеринбург)
- 9 Ваксман Семен Аронович — к.т.н., УрГЭУ (Екатеринбург)
- 10 Галкин Александр Геннадьевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 11 Глушко Марат Иванович — д.т.н., УО ВНИИЖТ (Екатеринбург)
- 12 Готлиб Борис Михайлович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 13 Грицык Валерий Иванович — д.т.н., РГУПС (Ростов-на-Дону)
- 14 Ковалев Рудольф Николаевич — д.т.н., УГЛУ (Екатеринбург)
- 15 Козлов Петр Алексеевич — д.т.н., ЗАО «Транспортный алгоритм» (Москва)
- 16 Коротаев Владимир Николаевич — д.т.н., ПГТУ (Пермь)
- 17 Коркунова Ольга Владимировна — д.ф.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 18 Кузнецов Константин Борисович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 19 Лапшин Василий Федорович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 20 Наговицын Виктор Степанович — к.т.н. (Москва)
- 21 Павлюков Александр Эдуардович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 22 Паршин Анатолий Васильевич — к.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 23 Пикалин Юрий Анатольевич — д.э.н. (Свердловская железная дорога)
- 24 Попов Валерий Евгеньевич — д.т.н., НПП «Спектр» (Екатеринбург)
- 25 Рачек Светлана Витальевна — д.э.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 26 Резник Леонид Григорьевич — д.т.н., ТНГУ (Тюмень)
- 27 Самуйлов Валерий Михайлович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 28 Сергеев Борис Сергеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 29 Скоробогатов Семен Макеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 30 Смольянинов Александр Васильевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 31 Ставов Адольф Павлович — д.т.н., ЮрГУ (Челябинск)
- 32 Тимофеева Галина Адольфовна — д.ф.-м.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 33 Умняшкин Владимир Алексеевич — д.т.н., УДГУ (Ижевск)
- 34 Ялышев Юрий Иванович — д.ф.-м.н., УрГУПС (Екатеринбург)
- 35 Яровой Юрий Иванович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)

Выпускающий редактор Неверова Людмила Васильевна.

Контактные телефоны:

(343) 373-07-41, 245-01-34, 245-31-88

LNeverova@nis.usurt.ru

В НОМЕРЕ

ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ И ЭЛЕКТРОБЕЗОПАСНОСТЬ

- Черемисин В.Т., Грицуненко С.С. / ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ АЛГОРИТМОВ ИЗМЕРЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ В ТЯГОВЫХ СЕТЯХ ЭЛЕКТРИФИЦИРОВАННЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ 2
- Сидоров О.А., Тарабин И.В., Дербилов Е.М. / СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УЗЛОВ СКОРОСТНЫХ КОНТАКТНЫХ ПОДВЕСОК 6

АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

- Арав Б.Л., Костров В.Ю. / РАЗВИТИЕ КОНЦЕПЦИИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ОСОБО МАЛОГО КЛАССА, МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ЕЕ РЕАЛИЗАЦИИ 11
- Держанский В.Б., Тараторкин И.А. / ЗАВИСИМОСТЬ БЫСТРОХОДНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ОТ ИХ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ БОРОВСКИХ А.М., Новопашина Л.А. / ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРОКРУЧИВАНИЮ И ИЗНОС ДВИГАТЕЛЯ 16
- Кукис В.С., Султанов Т.Ф., Романов В.А. / ТЕРМОДИНАМИКА ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЕ ПОРШНЕВОГО ДВС, ОБОРУДОВАННОЙ СТАБИЛИЗАТОРОМ ТЕМПЕРАТУРЫ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ 28
- Куприн В.А., Ольхов П.Л., Ставов А.П. / ПЫЛЕСВЯЗЫВАЮЩИЙ СОСТАВ ДЛЯ АВТОДОРОГ УГОЛЬНЫХ РАЗРЕЗОВ 31

ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОЙ СОСТАВ. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ

- Бакиров А.Р. / ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ СИЛОВОМ ПРИВОДОМ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА ЭЛЕКТРОПОТРЕБЛЕНИЯ 41
- Мазнев А.С., Евстафьев А.М. / ИНТЕГРИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ПРИВОДОМ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПОСТОЯННОГО ТОКА 46

ВАГОНЫ И ВАГОННОЕ ХОЗЯЙСТВО

- Кякк К.В. / ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ВАГОНОВ-ПЛАТФОРМ ПОГРУЗочной ДЛИНОЙ 80 ФУТОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ КОНТЕЙНЕРОВ 50
- Миронов В.И., Якушев А.В. / МЕТОД ПОЛНЫХ ДИАГРАММ В РАСЧЕТЕ РЕСУРСА ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА 57
- Сирина Н.Ф. / ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ВАГОННОГО ХОЗЯЙСТВА 62

АВТОМАТИКА, ТЕЛЕМЕХАНИКА И СВЯЗЬ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

- Рожков А.Н. / СЛОЖНОСТЬ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРУДА ПОЕЗДНОГО ДИСПЕТЧЕРА БОГДАНОВА Е.С. / МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ДВУХУРОВНЕВОЙ МОДЕЛИ ЦЕНТРА ОБСЛУЖИВАНИЯ ВЫЗОВОВ 69
- Осадчий Г.В. / ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕТОДА РЕАЛИЗАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ КОНТРОЛЛЕРОВ В СИСТЕМЕ АПК-ДК 75

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА

- Асадченко В.Р. / РАЗРАБОТКА МЕТОДОЛОГИЧЕСКИХ И СИСТЕМОТЕХНИЧЕСКИХ ПРИНЦИПОВ ПРОИЗВОДСТВА ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ДЛЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА 83
- Асадченко В.Р. / ОРГАНИЗАЦИЯ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА КАРЬЕРНОМ ТРАНСПОРТЕ 86
- Самуйлов В.М., Бронников С.А. / ОПТИМИЗАЦИЯ УКРУПНЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ ПРИГОРОДНОГО ПАССАЖИРСКОГО КОМПЛЕКСА 89
- Дунаев О.Н., Дзигунов А.П. / СТРАТЕГИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ КОМПАНИЙ НА РЫНКЕ ПЕРЕВОЗОК ГРУЗОВ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ 95

ЭКОЛОГИЯ НА ТРАНСПОРТЕ

- Коротаев В.Н., Гагарина М.В., Чечкин С.В. / ОПТИМИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНОЙ ЗАДАЧИ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ОТХОДОВ ПОТРЕБЛЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ ПЕРМСКОГО КРАЯ 99
- Белозеров Д.С. / ОЦЕНКА ЭКОЛОГИЧЕСКОГО РИСКА АВАРИЙ НА ТРУБОПРОВОДНОМ ТРАНСПОРТЕ 107

ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ АЛГОРИТМОВ ИЗМЕРЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ В ТЯГОВЫХ СЕТЯХ ЭЛЕКТРИФИЦИРОВАННЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

В данной статье была показана возможность использования математической модели тока и напряжения при проектировании измерительных устройств для силовых сетей электрифицированных железных дорог. Приведены и проанализированы несколько моделей, применение которых может дать существенный выигрыш при проектировании измерительных алгоритмов. Также были рассмотрены и некоторые алгоритмы измерения, которые хорошо поддаются оптимизации при использовании модели объекта измерения. В заключение были даны рекомендации для создания подобных моделей с учетом свойств измеряемой величины.

Показатели качества электрической энергии играют важную роль при эксплуатации железных дорог. Соответственно уделяется большое внимание измерительной аппаратуре, позволяющей контролировать эти величины. На сегодняшний день подобная аппаратура достаточно дорога, обычно ее стоимость находится в районе 70000-200000 руб. Такая цена обуславливается в том числе и сложностью приборов. Кроме того, точность этого оборудования не всегда достаточна. Возникает вопрос, возможна ли некая оптимизация этой аппаратуры?

Дело в том, что объект измерения для таких устройств (переменные ток и напряжение в тяговых сетях электрифицированных железных дорог) весьма специфичен. Он обладает рядом особенностей, что выделяет его из ряда других низкочастотных объектов измерений (например, речи в телефонном канале и т.д.). Этот объект измерения имеет очень низкую вариабельность характеристик можно сказать, что он сильно детерминирован, по сравнению с другими объектами. Иначе говоря, мы располагаем большим количеством априорной информации об объекте измерения, т.е. сведениями о переменном токе до самого факта измерения. С точки зрения авторов, этот фактор является ключевым при оптимизации алгоритмов измерения показателей качества электрической энергии в тяговых сетях электрифицированных железных дорог. Поясним это утверждение на примерах.

Рассмотрим алгоритм измерения некой величины с точки зрения теории информации. Предположим, что необходимо измерить величину

$x(t)$. Априори известно, что она может принимать только пять значений: -2, -1, 0, 1, 2. Пусть на эту величину налагается шум $n(t)$, распределенный по нормальному закону. Тогда на наш измеритель попадает уже другая величина, описываемая формулой:

$$y(t) = x(t) + n(t).$$

Точность измерителя согласована с сигналом, т.е. измеритель выдает только значения

$$(..., -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, ...).$$

Шум, наложенный на измеряемую величину, может привести к ошибке измерения, если его значение превышает по модулю 0,5. То есть если измеряемая величина составила -2, а шум 0,67, то измеритель фиксирует ошибочное значение -1. Если мы не используем априорную информацию об измеряемой величине (то, что она не может выходить за пределы [-2; 2]), то измеритель может иногда фиксировать значения -3 или 3. Но если мы эту информацию учитываем, то алгоритм измерения можно построить так, что значения -3 и 3 отбрасываются как недостоверные и заменяются на ближайшие из разрешенного множества -2 и 2.

Таким образом, точность измерения возрастает за счет оптимизации алгоритма измерения под свойства объекта измерения. В терминах теории информации мы уменьшили энтропию (неопределенность) измерителя за счет учета априорных свойств объекта измерений.

Рассмотрим более сложный пример.

Пусть необходимо измерить среднеквадратичное значение переменного напряжения $u(t)$, подчиняющегося следующему закону:

$$u(t) = U_m \sin(2\pi ft + \varphi),$$

где U_m – амплитуда;

f – частота;

φ – начальная фаза.

Если мы подойдем к этому объекту измерения без учета его свойств (априорной информации), то нам остается только возвести величину $u(t)$ в квадрат и проинтегрировать ее на каком-то интервале. ГОСТ 13109-97 ограничивает интервал усреднения так: рекомендуемая ширина измерительного окна $T_w = 0,1-0,5$ с. Таким образом, получаем следующую формулу для СКО величины $u(t)$:

$$U_{CKO} = \sqrt{\frac{\int_0^{T_w} u^2(t) dt}{T_w}} = \sqrt{\frac{\int_0^{T_w} [U_m \sin(2\pi ft + \varphi)]^2 dt}{T_w}}.$$

Так как интервал интегрирования не всегда кратен периоду синусоиды, то разобьем интервал интегрирования на два неравных интервала

$$T_w = \frac{2\pi}{f} n + T_{ост},$$

где n – целое количество периодов сигнала $u(t)$, которое укладывается на интервале T_w ;

$\frac{2\pi}{f}$ – длительность одного периода сигнала $u(t)$;

$T_{ост}$ – остаточный интервал, меньший одного периода $u(t)$.

Получаем следующее выражение:

$$U_{CKO} = \sqrt{\frac{\int_0^{\frac{2\pi}{f} n} [U_m \sin(2\pi ft + \varphi)]^2 dt + \int_0^{T_{ост}} [U_m \sin(2\pi ft + \varphi_{ост})]^2 dt}{T_w}} = \sqrt{\frac{U_m^2 n}{2 f} + \delta^2(\varphi_{ост})}.$$

где $\varphi_{ост}$ – фаза остаточного члена

$$\delta^2(\varphi_{ост}) = \frac{U_m^2}{2} \int_0^{T_{ост}} \sin^2(2\pi ft + \varphi_{ост}) dt,$$

зависящая от момента начала измерения. Другими словами, если мы будем проводить измерения в разные моменты времени, то за счет остаточного члена мы будем получать разные значения для установившихся значений U_m , f и фиксированного T_w . При задаваемых ГОСТ 13109-97 ограничениях на

отклонение частоты (0,4 Гц) и значение интервала T_w (0,1-0,5 с), погрешность может превысить 0,5%, а если отклонение частоты f будет соответствовать европейским нормам [1], то погрешность измерения может увеличиться в разы.

Таким образом, мы пришли к выводу: если не использовать априорную информацию о напряжении в сети, то невозможно достигнуть точности измерения лучше чем 0,5%.

Что же такое априорная информация о сигнале? Это некоторые ограничения, которые позволяют уменьшить неопределенность при проектировании измерителя. Или, говоря иначе, это математическая модель.

Проиллюстрируем данное утверждение на примере. Для этого введем следующие ограничения (или математическую модель) на переменное напряжение в силовой сети. Пусть u_m будет представлять собой сумму 40 гармоник с различными амплитудами и фазами

$$u(t) = \sum_{k=0}^{k=40} U_{mk} \sin(2\pi kft + \varphi_k).$$

Кроме того, мы считаем, что частота основной гармоники не может быть менее f_{min} и стабильна на промежутке всего времени измерения T_w . Амплитуды и фазы всех гармоник на указанном интервале также не меняются.

Следовательно,

$$U_{CKO} = \sqrt{\frac{\int_0^{T_w} u^2(t) dt}{T_w}} = \sqrt{\frac{\int_0^{T_w} \left[\sum_{k=0}^{k=40} U_{mk} \sin(2\pi kft + \varphi_k) \right]^2 dt}{T_w}}. \quad (1)$$

В этом случае после возведения в квадрат мы получаем набор гармоник с номерами от 0 до 80 и ничего кроме них. Таким образом, операция интегрирования (нахождения математического ожидания возведенного в квадрат сигнала) сводится лишь к нахождению постоянной составляющей.

Но для нахождения постоянной составляющей можно использовать фильтр нижних частот. Этот фильтр должен всего лишь с заданным качеством подавить все гармоники, кроме нулевой. Параметры могут быть найдены из модели сигнала. Полоса задерживания фильтра определяется минимально возможной частотой основной гармоники и полосой пропускания фильтра, которая, в свою очередь, определяется постоянной времени измерения (насколько быстрые изменения $u(t)$ должен отслеживать проектируемый фильтр). Неравномерность в полосе пропускания и уровень подавления



ния в полосе задерживания фильтра определяют точность измерителя.

Поскольку интегрирование в формуле (1) это есть тоже фильтр, то можно сказать, что, оптимизировав форму частотной характеристики фильтра с учетом свойств математической модели сигнала (заменяв интегратор на прямоугольный фильтр нижних частот), мы получили большую точность измерений, которая теперь может легко достигать 0,1 и даже 0,01%.

Рассмотрим следующий пример, показывающий, как может работать модель измеряемого сигнала при проектировании алгоритма измерения показателей качества электроэнергии. Для этого найдем реактивную мощность.

При нахождении активной мощности мы должны перемножить между собой ток и напряжение основной гармоники, а потом проинтегрировать результат:

$$P = \frac{\int_0^T U_m \sin(2\pi ft) I \sin(2\pi ft - \varphi) dt}{T} = UI \cos \varphi,$$

где $T = \frac{1}{f}$ – период колебания;

φ – сдвиг фазы между током и напряжением;

U – среднеквадратическое значение напряжения;

I – среднеквадратическое значение тока.

При нахождении реактивной мощности мы должны тоже перемножить между собой ток и напряжение основной гармоники, а потом проинтегрировать результат, но при этом один из сигналов должен быть сдвинут по фазе на 90° :

$$Q = \frac{\int_0^T U_m \sin(2\pi ft) I_m \sin(2\pi ft + 90^\circ - \varphi) dt}{T} = UI \cos(90^\circ - \varphi) = UI \sin(\varphi).$$

Сдвиг сигнала по фазе на 90° обычно выполняется преобразователем Гильберта. Но реализация преобразователя Гильберта в широкой полосе и с необходимой точностью требует больших вычислительных затрат. Воспользуемся свойствами модели тока и напряжения для нахождения более оптимальных методов сдвига фазы на 90° . Вспомним, что основная мощность переменного тока сосредоточена только в районе гармоник, а в остальных областях спектра, согласно модели, он равен нулю. Основная гармоника может иметь некоторую девиацию (отклонение) в пределах $\pm 0,4$ Гц. Таким образом, необходимо обеспечить сдвиг фазы на 90° не во всей полосе частот, а всего лишь в полосе частот 0,8 Гц на

частоте основной гармоники, а все прочие гармоники можно подавить, так как в вычислениях они не принимают участия.

Это легко достигается при помощи комплексного фильтра, настроенного на частоту первой гармоники с подавлением отрицательной части спектра. В отличие от первого примера прямоугольность фильтра уже будет определяться полосой пропускания 0,8 Гц и полосой задерживания, начиная от второй гармоники. Можно сказать, что, используя некую дополнительную информацию о сигнале (модель), мы получили возможность существенно сократить вычислительные затраты при определении значения реактивной мощности.

Идею о введении модели сетевого сигнала с целью оптимизации алгоритмов измерения можно развивать. Например, известно, что четные гармоники тока и напряжения в силовых цепях имеют очень малое значение. Соответственно, введя этот параметр в модель, можно значительно сократить требования к фильтру, выделяющему гармонику основной частоты, за счет уменьшения полосы задерживания фильтра до третьей гармоники.

Таким образом, показано, что в случае принятия какой-либо модели переменного тока и напряжения возможна серьезная оптимизация измерителя.

Теперь рассмотрим и проанализируем возможные модели, описывающие поведение напряжения и тока в тяговых сетях железных дорог. Расположим модели в порядке возрастания сложности.

Первая модель описывается следующей системой:

$$\begin{cases} u(t) = \sum_{k=0}^{k=40} U_{mk} \sin(2\pi k(50 + \Delta f)t + \varphi_k) \\ i(t) = \sum_{n=0}^{n=40} I_{mn} \sin(2\pi n(50 + \Delta f)t + \varphi_n) \end{cases},$$

где U_{mk} – амплитуда k -й гармоники напряжения, стабильная на интервале измерения 0,25 с;

I_{mn} – амплитуда n -й гармоники тока, стабильная на интервале измерения 0,25 с;

50 – идеальная частота основной частоты в Гц;

Δf – отклонение от идеальной частоты 50 Гц в реальных тяговых сетях, согласно ГОСТ 13109-97, составляет до $\pm 0,4$ Гц;

φ_k – фаза k -й гармоники напряжения, стабильная на интервале измерения 0,25 с;

φ_n – фаза n -й гармоники тока, стабильная на интервале измерения 0,25 с;



Эта модель может применяться при проектировании алгоритма измерения среднеквадратичных значений тока, напряжения и мощности, а также амплитуд основной гармоники тока, напряжения и мощности. Иначе говоря, тогда, когда на результат измерений влияет в основном только амплитуда самой заметной первой гармоники, а вкладом малых сигналов (значением спектра тока и напряжения между гармониками) можно пренебречь, как величинами второго порядка малости.

Но существуют измерения в соответствии с ГОСТ 13109-97, для которых рассмотренная модель уже не достаточно точно отражает особенности объекта измерений. Например, измерение коэффициентов конкретных гармоник. Проблема заключается в том, что некоторые гармоники (например, четные) имеют весьма малые значения (менее 0.1% от основной) или отсутствуют в спектре вовсе. И для того, чтобы получить надежные результаты измерения, необходимо учитывать значение спектра тока и напряжения в тяговых сетях между гармониками. Для усовершенствования первой модели предлагается считать сигнал между гармониками шумом, т.е. предполагается, что данный сигнал имеет случайный характер.

Очевидно, что при значениях основных гармоник тока 600-800А и напряжения 27,5 кВ собственные шумы в тяговых сетях будут чрезвычайно малы. Поэтому основным источником шума могут стать измерительные датчики – аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) и токосъемные клещи. Следовательно, в первом приближении шум можно считать белым, т.е. с равномерно распределенной спектральной плотностью. Необходимо добавить, что для тока шум будет иметь большее значение, чем шум напряжения, так как при измерении тока возникает дополнительный источник помех – токосъемные клещи. В то время, как при измерении напряжения клещи не требуются.

Исходя из сказанного, вторая модель поведения тока и напряжения в силовых сетях описывается системой вида:

$$\begin{cases} u(t) = \sum_{k=0}^{k=40} U_k \sin(2\pi k(50 + \Delta f)t + \varphi_k) + \eta_u(t) \\ i(t) = \sum_{n=0}^{n=40} I_n \sin(2\pi n(50 + \Delta f)t + \varphi_n) + \eta_i(t) \end{cases}$$

где $\eta_u(t)$ – белый шум напряжения, определяемый параметрами АЦП;

$\eta_i(t)$ – белый шум тока, определяемый параметрами применяемых токосъемных клещей и АЦП.

Эта модель используется при измерении гармонических составляющих тока и напряжения в многофункциональном измерительном комплексе МИК-1, разработанном в Омском государственном университете путей сообщения. Под эту модель был оптимизирован алгоритм, позволивший добиться измерения высших гармоник с абсолютной точностью 0,1% в диапазоне температур 0...+80 °С.

Очевидно, что вторая модель по сравнению с первой отражает более полно свойства измеряемого объекта, но она имеет и больше степеней свободы, или, говоря иначе, имеет большее число параметров, которые необходимо определить. Если в первой модели определяются только девиация частоты основной гармоники и время измерения, то во второй модели необходимо определить дополнительно мощности шумов тока и напряжения. Следовательно, оптимизацию алгоритмов измерения выполнить сложнее, а сами алгоритмы становятся более громоздкими.

Но в ряде случаев возможно, наоборот, снизить неопределенность модели, т.е. ввести дополнительные ограничения на поведение модели. Например, исключить из рассмотрения все четные гармоники ввиду их малости. В этом случае возможно снизить требования к прямоугольности измерительного фильтра.

Также интересна модель, в которой каким-то образом ограничена амплитуда гармоник. Допустим, все гармоники до 13-й включительно не могут превышать уровень 20% от уровня гармоники основной частоты, а последующие гармоники – 5% от уровня гармоники основной частоты. При таких ограничениях возможно снизить требования к измерительному фильтру в части подавления в полосе задерживания.

В данной статье было показано преимущество использования математических моделей для создания алгоритмов измерения таких специфических объектов, как ток и напряжение, в тяговых сетях электрифицированных железных дорог.

Литература

1. BS EN 50160:2000. Voltage characteristics of electricity supplied by public distribution systems.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УЗЛОВ СКОРОСТНЫХ КОНТАКТНЫХ ПОДВЕСОК

Увеличение скорости движения на электрифицированных железных дорогах России связано с необходимостью решения многочисленных проблем, одной из которых является передача электрической энергии на борт электроподвижного состава (ЭПС). Существующие токосъемные устройства (контактные сети и токоприемники ЭПС) вследствие длительного срока эксплуатации требуют модернизации.

Качество токосъема при высокой скорости движения на магистралях ОАО «Российские железные дороги» можно улучшить за счет совершенствования отдельных узлов контактных подвесок, для чего необходимо решить следующие задачи:

1) обосновать дополнительные требования к контактным подвескам, связанные с обеспечением надежного, экономичного и экологичного токосъема в различных условиях;

2) выполнить анализ исследований по улучшению отдельных узлов контактных подвесок, направленных на повышение качества токосъема;

3) разработать усовершенствованные методы расчета показателей и характеристик рассматриваемых элементов контактных подвесок;

4) предложить новые технические решения, обеспечивающие повышение качества токосъема в опорных узлах контактных подвесок;

5) выполнить экспериментальные исследования разработанных технических решений и оценить их техническую эффективность.

Основное требование к контактным сетям – обеспечение надежного, экономичного и экологически чистого токосъема в расчетных метеоусловиях при установленных максимальной скорости движения, типах токоприемников и значениях токов ЭПС.

Актуальность проблемы токосъема на электрифицированном железнодорожном транспорте определяется следующими факторами:

1) реализация скорости движения до 220 км/ч на скоростных и 350 км/ч на высокоскоростных магистралях в пассажирском сообщении и для перевозки контейнеров при 160 км/ч значительно ухудшает динамические условия процесса взаимодействия контактной подвески и токоприемника. Кинетическая энергия, выделяющаяся на неровностях (спецчастях) контактной подвески, зависит от квадрата скорости движения, поэтому актуальным становится совер-

шение фиксаторных узлов и секционных изоляторов;

2) ужесточение экологических норм на радиопомехи, шум и продукты износа контактирующих элементов;

3) ужесточение требований к обеспечению надежности перевозок в связи с перспективами роста международного евроазиатского транзита, в том числе к надежности токосъема.

Анализ работы отечественных и зарубежных контактных подвесок показал, что ухудшение токосъема имеет место в зонах так называемых «жестких точек» – местах установки секционных изоляторов и фиксаторных узлов.

В данной статье предложены усовершенствованные конструкции секционного изолятора и фиксаторного узла.

При переходе токоприемника с одной секции контактной сети на другую он взаимодействует с секционным изолятором, в результате чего происходит упругий удар полоза токоприемника о дугогасительные рога, вызывающий их повышенный износ и разрегулировку секционного изолятора, что отрицательно сказывается на процессе токосъема. Предлагаемый секционный изолятор (рис. 1) позволяет уменьшить силу удара полоза токоприемника о дугогасящий рог, обеспечивая более плавный проход токоприемника [1]. Он состоит из двух изоляционных вставок 1, которые прикреплены болтами к несущей скобе, двух стальных зажимов 2, укрепленных шарнирно на несущих валиках 3, дугогасительной камеры 4, тяги 5, регулировочного болта 6, возвратной пружины 7, упора 8, жестко закрепленным болтовым соединением 9. Дугогасительные рога 10 являются продолжением рабочего контактного провода 11.

При проходе полоза токоприемника на обесточенную или заземленную секцию контактной сети между рогами 10 возникает мощная электрическая дуга,

которая гаснет в дугогасительной камере 4. После установки изолятора в контактный провод контактная поверхность проводов и дугогасительных рогов располагается строго в горизонтальной плоскости путем вращения зажимов в вертикальной плоскости относительно несущей конструкции при помощи регулировочных винтов 6. При проходе полоза токоприемника происходит удар полоза токоприемника с дугогасительным рогом. Тяга 5 свободно закреплена в упоре 4. Таким образом, контактный провод вместе с дугогаси-

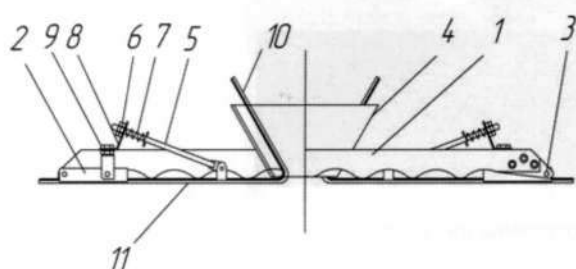


Рисунок 1 – Секционный изолятор контактной сети, оснащенный упругими элементами

тельным рогом сначала отклоняется, смягчая тем самым удар, а затем под действием возвратной пружины 7 возвращается в исходное состояние.

За счет упругого отклонения дугогасительного рога достигается уменьшение локального износа контактного провода в месте его изгиба. В лаборатории «Контактные сети и линии электропередачи» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС) было реализовано данное схемное решение на базе секционного изолятора ИС 2-80-3 (рис. 2).

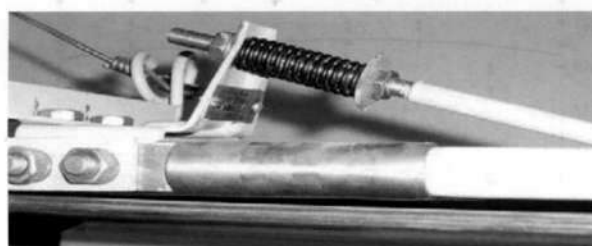
Испытания модернизированного секционного изолятора, позволяющие оценить величину отклонения дугогасительных рогов при прохождении токоприемника, проводились на линейном стенде ОмГУПС (рис. 3) [2].

Обработка данных осуществлялась при помощи программы видеонализа (рис. 4) [3]. Экспериментальные износные характеристики дугогасительного рога в месте его изгиба приведены на рис. 5.

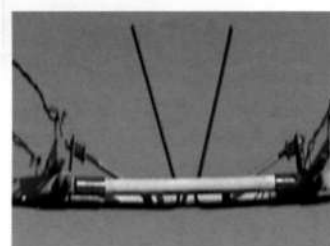
Использование предлагаемого секционного изолятора позволяет уменьшить локальный износ дугогасительных рогов на 17%.



а



б



в

Рисунок 2 – Предлагаемый секционный изолятор контактной сети:

а – общий вид; б – предлагаемый элемент; в – секционный изолятор, установленный на Омском отделении Зап.-Сиб. ЖД.

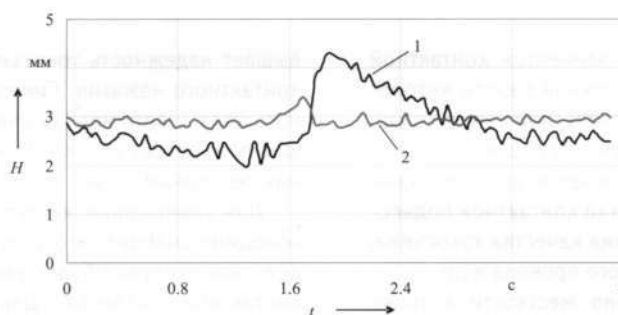


Рисунок 3 – Отклонение рогов секционного изолятора при прохождении токоприемника:

1 – набегающий рог секционного изолятора; 2 – сходящийся рог секционного изолятора.

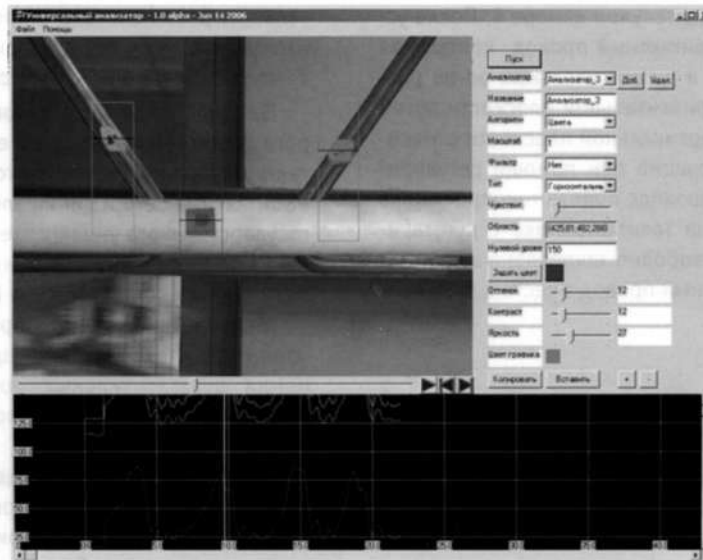


Рисунок 4 – Главное окно программы анализа видеoinформации

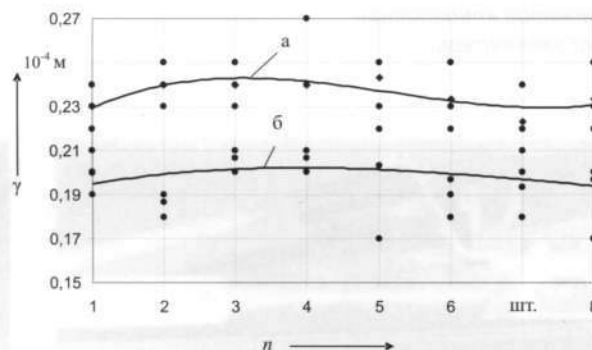


Рисунок 5 – Зависимости износа дугогасящих рогов секционного изолятора в месте их изгиба от количества проходов токоприемников:

а – обычный секционный изолятор;

б – модернизированный секционный изолятор.

Другим, не менее важным элементом контактной подвески, от надежной и правильной работы которого во многом зависит работа контактной сети в целом, является фиксаторный узел. Существующие конструкции фиксаторов обладают рядом недостатков, которые являются причиной повреждений контактной подвески и токоприемников, ухудшения качества токосъема, повышенного износа контактного провода и др.

Возможность регулирования жесткости в точке крепления фиксатора позволяет получить ее значение, близкое к значению в середине пролета, что по-

вышает надежность токосъема за счет стабилизации контактного нажатия. Снижение жесткости подопорного узла (например, за счет установки демпфирующих элементов) исключает необходимость применения рессорных струн.

Для уменьшения жесткости подопорного узла необходимо снабдить его упругим элементом, сила воздействия которого будет увеличиваться при подъеме контактной подвески. Данными характеристиками обладает разработанный в ОмГУПС фиксатор (рис.6) [4].

Пружина растяжения 6 устанавливается таким образом, что ее ось расположена выше точки сочленения дополнительного стержня 3 с фиксаторной стойкой 4, а ее натяжение выбирается так, что усилия, возникающие в ней, уравниваются силой тяжести контактного провода 5 и дополнительного стержня 3. При проходе токоприемника под фиксатором величина отжатия контактного провода 5 определяется действием нажатия токоприемника и силой пружины 6, которая, уменьшая угол между собственной осью и осью основного стержня, увеличивает подъемную силу. Тем самым достигается уменьшение жесткости контактной подвески в пролете. С целью предотвращения опускания оси пружины растяжения 6 ниже точки сочленения дополнительного стержня 3 с фиксаторной стойкой 4 на последней устанавливается ограничитель 7.

Данный фиксатор позволяет за счет особенностей своей конструкции уменьшать жесткость нерессорной контактной подвески в подпорном узле. Тем самым появляется возможность выровнять жесткость в пролете. Произведен расчет взаимодействия токоприемника с контактной подвеской, в результате чего получена кривая контактного нажатия (рис. 7). В расчете принят токоприемник с двумя степенями свободы, учитывающий контактную подвеску с сосредоточенными параметрами.

По результатам теоретических исследований можно сделать утверждение о том, что использование упругого фиксатора обеспечивает снижение жесткости нерессорной подвески в подпорном узле и уменьшает коэффициент относительного изменения контактного нажатия n на 16,9%.

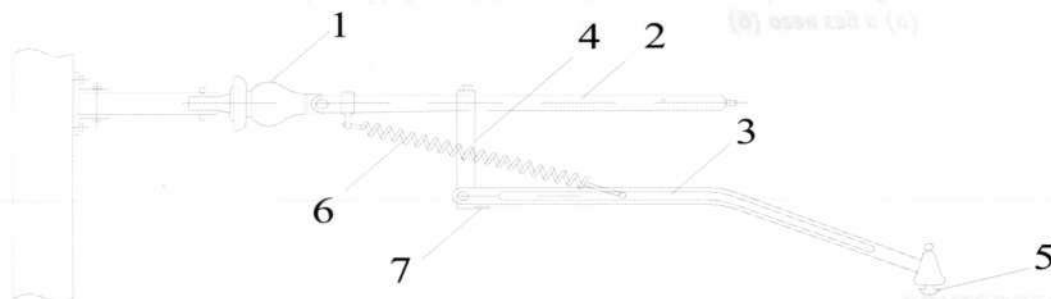


Рисунок 6 – Предлагаемый фиксатор контактной сети

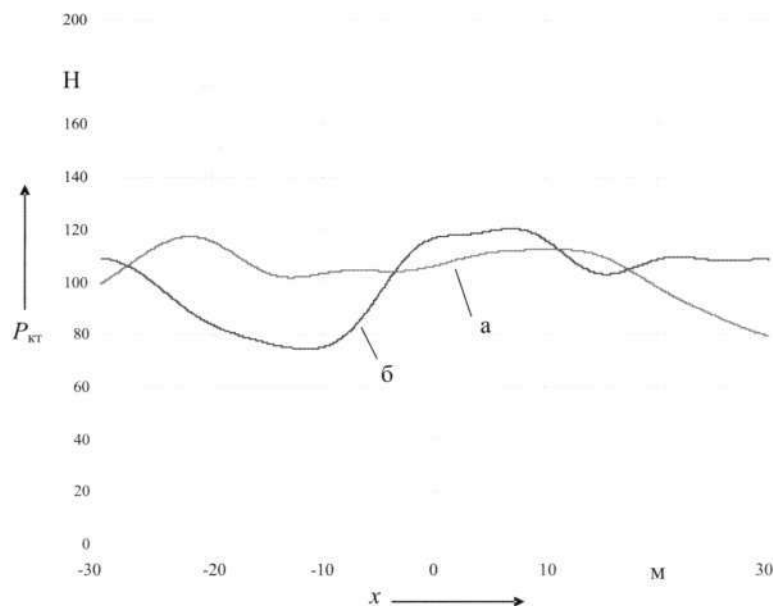


Рисунок 7 – Кривые контактного нажатия с упругим фиксатором (а) и без него (б)

Литература

1. Пат. РФ на полезную модель № 50477, МПК В 60 М 1/18. - Заявл. 06.06.2005; Опубл. 20.01.2006. - Бюл. № 2.
2. Пат. РФ на полезную модель № 56283, МПК В 60 L 5/00. - Заявл. 11.05.2006; Опубл. 10.09.2006. - Бюл. № 25.
3. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006613413 от 29 сентября 2006 г.
4. Пат. РФ на полезную модель № 55695, МПК В 60 М 1/20. - Заявл. 20.03.2006; Опубл. 27.08.2006. - Бюл. № 24.

РАЗВИТИЕ КОНЦЕПЦИИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ОСОБО МАЛОГО КЛАССА, МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ЕЕ РЕАЛИЗАЦИИ

Несмотря на существенные экономические трудности, транспортные системы современных отечественных и зарубежных городов-мегаполисов, к которым по праву можно отнести крупные города Урала (Екатеринбург, Челябинск, Пермь и др.), находятся в состоянии постоянного развития и дифференциации по назначению и видам применяемых транспортных средств. Характерно сочетание общественного и личного транспорта.

В частности, для связи между отдельными районами возрастает роль железнодорожного транспорта – как надземного, так и подземного [1]. В то же время укрупнение городов приводит к существенному увеличению транспортных потоков, однако темпы роста пропускной способности магистралей, особенно в центре современных мегаполисов, существенно отстают от темпов увеличения количества эксплуатируемых, в основном легковых, автомобилей [2-4].

В результате возникает требующее разрешения противоречие между возможностью автомобиля обеспечивать свободу передвижения и проблематичностью реализации этой возможности в транспортной системе современного города [2, 3, 5]. Несмотря на отмеченное постоянное развитие общественного и личного транспорта, эта ситуация усугубляется. С другой стороны, обостряется экологическая проблема, связанная с ростом загрязнения окружающей среды отработавшими газами. Это свидетельствует о необходимости глубокого анализа причин указанного и изыскания методов и средств их разрешения.

Анализ экологических и технических проблем транспортных систем современных городов показывает наличие ряда закономерностей, обусловленных не столько технико-экономическими, сколько концептуальными причинами.

Традиционные методы проектирования легковых автомобилей базируются на концепции, развитой в теории автомобиля и рассматривающей его как самостоятельный объект оптимизации, с учетом ряда надсистемных факторов, в основном связанных с дорожно-климатическими условиями, требованиями безопасности движения и т.д. [1, 6]. Легковой автомобиль, в основном 4-5-местный, является многофункциональным транспортным средством городского и загородного применения с запасом хода до 600-800 км [1, 6]. В результате максимальное использование мощности двигателей и соответствующие тягово-скоростные, топливно-экономические, тормозные и другие эксплуатационные свойства можно реализовать только в загородных условиях при малой интенсивности движения.

Однако особенностью использования автомобилей в современных транспортных системах крупных городов является сочетание высокой интенсивности движения на коротких участках дорог при снижении средней скорости до 15-30 км/ч с многочисленными парковками [2, 3, 5]. При этом автомобильные двигатели большую часть времени работают на режимах малых нагрузок и холостого хода, коэффициент использования их мощности составляет не более 0,3-0,5 при существенном ухудшении экономичности и повышении токсичности отработавших газов. Более 80% автомобилей имеют суточный пробег до 40-60 км, в 90% случаев в 4-5-местном автомобиле передвигаются 1-2 человека (в среднем 1,3). Другими словами, в силу недостаточной согласованности характеристик легкового автомобиля с характеристиками городских транспортных систем потенциальные возможности автомобилей не только не используются, но и не могут быть использованы в дальнейшем. В результате эффективность как автомобиля, так и транспортной системы в целом резко снижается [2, 3, 5, 6]. Таким образом, условиями совершенствования городских транспортных систем являются дальнейшая дифференциация транспортных средств в зависимости от их назначения и увеличение роли непосредственно городских автомобилей, которые можно отнести к категории легковых автомобилей особо малого класса (мини-автомобилей).

Однако несоответствие между современными требованиями к городскому автомобилю и традиционными методами проектирования указывает на необходимость развития концепции мини-автомобиля, учитывающей его назначение и место в городской транспортной системе [2, 5, 7]. Другими словами, от концепции легкового автомобиля как самостоятельного объекта оптимизации необходимо перейти к концепции мини-автомобиля, рассматривающей его как элемент городской транспортной системы с высокой интенсивностью движения на коротких участках с многочисленными парковками. В этом случае рациональные параметры автомобиля определяются относительно требуемых для мини-автомобиля эксплуатационных свойств и эффективности как автомобиля,

так и транспортной системы в целом. Только при такой постановке задачи возможно не только существенное повышение экономичности и снижение токсичности отработавших газов автомобиля, но и улучшение городской экологической обстановки в целом.

В частности, необходимо разработать для ранних стадий проектирования мини-автомобиля методы синтеза рациональных конструктивных решений по его схеме, включая способ управления и базовые параметры относительно требуемых для легкового автомобиля особо малого класса эксплуатационных свойств и эффективности. При этом следует учитывать, что стоимость мини-автомобиля должна быть существенно ниже традиционного легкового автомобиля [2, 4, 5, 7]. Другими словами, мини-автомобиль не может быть его уменьшенной копией. Поэтому средства реализации концепции предположительно должны базироваться на нетрадиционных конструктивных схемах [5, 7, 8].

Анализ существующих тенденций в автомобилестроении, рассмотрение конструкций выпускаемых и концептуальных мини-автомобилей [2-4, 6-8] показывает значительное разнообразие предлагаемых, в первую очередь, зарубежными фирмами концептов и трудности оценки их достоинств и недостатков для обоснования рациональных конструктивных решений. Это еще раз свидетельствует об актуальности развития авторами положений рассматриваемой концепции, используя прежде всего работы научных школ ИжГТУ [7] и др. [2, 4, 6].

Мини-автомобиль, по крайней мере, должен быть:

- многоцелевым, экологически безопасным, двухместным внутригородским транспортным средством ограниченного радиуса действия (до 40-50 км);
- габаритные размеры и его маневренность должны быть согласованы с характеристиками магистралей, транспортных потоков и парковок;
- характеристики моторно-трансмиссионной установки должны обеспечивать необходимую и безопасную для городской транспортной системы скорость движения (не более 60 км/ч).

Авторами исследованы и обобщены типовые маршруты движения легковых автомобилей в центрах крупных городов (деловые, бытовые и развлекательные поездки, шопинг и т.д.). Анализ показывает, что они имеют общую длину маршрута не более 20-30 км и сочетают движение на коротких участках (500 – 2000 м) с многочисленными парковками. Средняя скорость движения на участках не превышает 15-30 км/ч, так как перегруженность городских магистралей приводит к образованию длинной очереди автомобилей на дороге, особенно на пересечениях проезжих частей.

Значительное время занимает поиск мест возможной парковки и пешее движение от места парковки до места назначения. Эффект применения автомобиля характеризуется его эксплуатационным свойством – подвижностью Π – и оценивается средней скоростью движения

$$\Pi = \frac{S}{\Sigma t} = \frac{S}{t_{\text{дв}} + t_{\text{ст}} + t_{\text{орг}}}, \quad (1)$$

где S – общая длина маршрута;

$t_{\text{дв}}$ и $t_{\text{ст}}$ – время чистого движения и стоянок;

$t_{\text{орг}}$ – потери времени за счет поиска мест парковки и пешего движения от места парковки до места назначения.

Эффективность мини-автомобиля в транспортной системе города равна

$$K_s = \frac{\Pi_p}{\Pi_n} = \frac{t_{\text{дв}} + t_{\text{ст}}}{t_{\text{дв}} + t_{\text{ст}} + t_{\text{орг}}}, \quad (2)$$

где Π_p и Π_n – реализуемая и потенциальная подвижность автомобиля.

Анализ показывает, что в условиях городского движения характеристики легковых автомобилей, близкие к потенциальным, практически не реализуются, значение $t_{\text{орг}}$ может превышать время чистого движения и стоянок. В результате эффективность обычного легкового автомобиля составляет не более $K_s = 0,2-0,4$ [1, 5]. В то же время эффективность других транспортных средств, например общественного транспорта, находится на уровне не ниже чем $K_s = 0,7-0,8$ [3, 5]. Частное влияние на эффективность автомобиля оказывает организация движения [3]. Однако определяющее влияние на повышение эффективности автомобиля оказывает его важное комплексное эксплуатационное свойство – маневренность, зависящее от его поворотливости и управляемости, в свою очередь являющихся функцией конструктивной схемы, базовых параметров и схемы управления (рис. 1).

На основе рассмотрения характерных ситуаций (объезд, обгон, разворот и особенно маневрирование при парковке) предлагаются следующие положения развиваемой концепции. Для согласованности габаритных размеров мини-автомобиля и его маневренности с характеристиками магистралей, транспортных потоков и парковок необходимо выполнение следующих требований:

- 1) ширина машины не должна превышать 1-1,2 м;
- 2) мини-автомобиль должен иметь поворотливость и управляемость, обеспечивающие при движении со скоростями до 40 км/ч минимальные радиусы поворота, а при необходимости маневрирования на малых скоростях (до 10 км/ч) – поворот на месте.



Рисунок 1 – Блок-схема реализации концепции мини-автомобиля на ранних стадиях проектирования

Так как эти требования не могут быть выполнены в традиционных конструкциях мини-автомобилей, то для их реализации на стадии проектирования необходимы разработка и анализ нетрадиционных конструктивных схем, определение рациональных базовых параметров и схем управления (синтез рациональных конструктивных решений).

Для реализации развиваемой концепции мини-автомобиля использовались следующие методы и средства.

Метод **морфологического ящика** [9] позволил составить матрицу «функция – средство реализации», учитывающую различные варианты конструктивных схем мини-автомобиля (по числу колес, расположению ведущих и управляемых колес, способу задания движения колес и т.д.). Синтез конструктивных решений с помощью матрицы показал, что развиваемая концепция может быть реализована более чем в 2000 вариантах.

Метод **экспертных оценок** [9], реализованный за счет привлечения высококвалифицированных экспертов, позволил отсеять подавляющее количество вариантов. Детальному анализу для синтеза наиболее рациональных конструктивных решений были подвергнуты следующие шесть схем, часть из которых представлена на рис. 2.

1. Традиционные трех- или четырехколесные схемы мини-автомобилей (трициклы или квадрициклы), имеющие передние или задние ведущие колеса и управляемое переднее колесо или колеса.

2. Схема, имеющая два задних ведущих мотор-колеса, силовой (бортовой) поворот и передние шаровые опоры (концепткар фирмы Peugeot).

3. Четырехколесная схема, имеющая силовой (бортовой) поворот.

4. Схема, имеющая четыре ведущих мотор-колеса с независимым управлением (концепткар фирмы Toyota и консорциума «СКАТ»).

5. Схема, имеющая неповоротные колеса и ломающуюся раму.

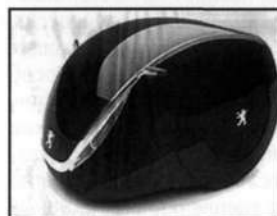
6. Схема, имеющая два передних ведущих мотор-колеса, силовой (бортовой) поворот и заднее ведомое ролярное колесо (шаровую опору).



а



б



в



г

Рисунок 2 – Типовые схемы мини-автомобилей:

а) концепткар Volkswagen GX3, выполненный по схеме – заднее ведущее колесо и передние управляемые колеса;

б) легковой автомобиль особо малого класса Tango (США) выполнен по классической схеме;

в) концепткар фирмы Peugeot выполнен по схеме – два задних ведущих мотор-колеса, силовой (бортовой) поворот и передняя шаровая опора;

г) концепткар фирмы Toyota выполнен по схеме – четыре ведущих мотор-колеса с независимым управлением.

Следует отметить, что схема 4 (концепткары фирмы «Тойота» и консорциума «СКАТ») в наибольшей степени удовлетворяет требованиям и ограничениям. Она позволяет не только реализовать алгоритм регулирования крутящего момента на колесах в зависимости от степени их сцепления с грунтом, но и обеспечить наибольшие возможности маневрирования (боковое движение). Тем не менее эту схему, также наиболее предпочтительную по поворотливости на высокой скорости движения, на данном этапе развития отечественной техники трудно считать рациональной для мини-автомобиля вследствие ее сложности и высокой стоимости. Использование метода экспертных оценок [9] позволило выбрать для последующего детального исследования наиболее рациональные с точки зрения соотношения цены и качества схемы 2 и 6, сравниваемые с традиционными схемами 1.

Очевидно, схемы 2 и 6, обеспечивающие поворот на месте при маневрировании на малых скоростях, предпочтительнее традиционных. Однако устойчивость движения мини-автомобилей (схемы 2 и 6) в условиях стационарного поворота с малыми радиусами на скоростях порядка 40 км/ч вызывает определенные сомнения и требует исследования. К сожалению, существующие в теории автомобиля аналитические модели не позволяют исследовать движение мини-автомобилей нетрадиционных схем [1].

Для определения области допустимого изменения их базовых параметров и характеристик схем управления, обеспечивающих заданные требования и ограничения, разработана аналитическая модель движения и стационарного поворота мини-автомобиля, применимая для описания движения с малыми радиусами поворота при скоростях до 40 км/ч и при маневрировании со скоростью до 10 км/ч, включая поворот на месте. Основу модели составляет система уравнений равновесия, геометрических и кинематических связей, учитывающая схему мини-автомобиля, его базовые параметры и способ задания движения колес или опор (ведомые, ведущие, управляемые, неуправляемые и т.д.). При составлении модели принимался ряд упрощающих допущений, касающихся взаимодействия колеса с грунтом: абсолютно жесткое колесо; коэффициент сцепления всех опорных элементов с дорожным покрытием одинаков; дорожное покрытие – асфальт.

Схема активных и реактивных сил, действующих на мини-автомобиль при повороте, показана на рис. 3.

Расчетный метод позволил на ранних стадиях проектирования проанализировать и оценить эффективность представленных схем мини-автомобилей и обоснованно выполнить синтез рациональных конструктивных решений исходя из заданных требований и ограничений.

Экспериментальные методы позволили оценить справедливость допущений и адекватность модели, а также получить ряд существенных результатов по закономерностям движения и маневрирования мини-автомобилей.

Дистанционно управляемые трансформируемые модели с изменяемыми конструктивной схемой, базовыми параметрами и схемами управления обеспечивают физическое подобие кинематике и динамике движения полноразмерных мини-автомобилей, позволяют на стадии проектирования конкретизировать требования к их эксплуатационным свойствам и разработать ряд конструктивных решений по их реализации.

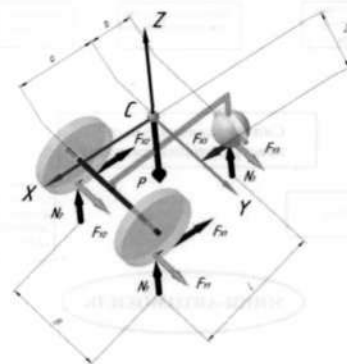


Рисунок 3 – Схема активных и реактивных сил, действующих на мини-автомобиль при повороте:

C – центр масс машины; Z_c – высота центра масс; B – колея машины; L – база машины; a – расстояние от центра заднего колеса до центра масс; b – расстояние от оси вращения шара до центра масс; P – вес машины; F_{x1}, F_{x2} – силы тяги на ведущих колесах; $F_{y1}, F_{y2}, F_{y3}, F_{y4}$ – силы трения, действующие на ведущие колеса и шар; N_1, N_2, N_3, N_4 – реакции колес и шара.

На основе сформулированных требований и положений теории колесных и гусеничных машин разработаны конструкции экспериментальных моделей для проведения активного эксперимента, позволяющие исследовать основное свойство мини-автомобиля – маневренность – и ее составляющие: управляемость, поворотливость и устойчивость в функции изменяющихся конструктивных схем, базовых параметров и схемы управления [1, 5, 8, 10]. При разработке модели учитывались основные конструктивные факторы, влияющие на поворотливость и устойчивость мини-автомобиля (см. рис. 1). Для детального исследования указанных свойств модели имеют конструкцию, позволяющую изменять в процессе эксперимента базу и дорожный просвет.

Ниже представлены два варианта моделей, обеспечивающих требуемые характеристики движения со скоростью до 45 км/ч и возможность поворота на месте при скорости движения до 10 км/ч. Модели выполнены по схеме, имеющей два задних ведущих мотор-колеса, силовой (бортовой) поворот и передние шаровые опоры (рис. 4). Модели имеют модульную конструкцию, включающую угловые модули для крепления опорного шара и ведущих колес, модуль с манекенами. Положение оси и шара может изменяться по вертикали. Перемещением модулей относительно базовой пластины устанавливается база модели автомобиля. В моделях использованы трехмерные посадочные манекены, в конструкции которых учтены антропометрические характеристики людей. Манекены используются для определения базовых параметров и эргономики кузова мини-автомобиля. Для исследований модели имеют радиоуправляемый электропривод в виде мотор-колес и соответствующие приемно-передающие устройства.

Применение современных средств измерения [10] позволило с помощью рассмотренных моделей выпол-

нить ходовые испытания (эксперимент проводился на кафедре гусеничных машин КГУ) и обосновать рациональные конструктивные решения для последующего проектирования мини-автомобилей.

Таким образом, развита концепция мини-автомобиля, учитывающая его назначение и место в городской транспортной системе, разработаны соответствующие методы и средства. Это позволило на стадии раннего проектирования разработать ряд рациональных конструктивных решений, применимых в легковом автомобиле особо малого класса по обеспечению требуемых от него эксплу-

атационных свойств и эффективности как автомобиля, так и транспортной системы в целом. Для практической реализации рекомендована схема мини-автомобиля, имеющая два мотор-колеса, силовой (бортовой) поворот и ведомые шаровые опоры.

Она имеет существенное преимущество перед традиционными схемами, прежде всего по простоте изготовления и маневренности, что способствует повышению эффективности как мини-автомобиля, так и транспортной системы в целом.

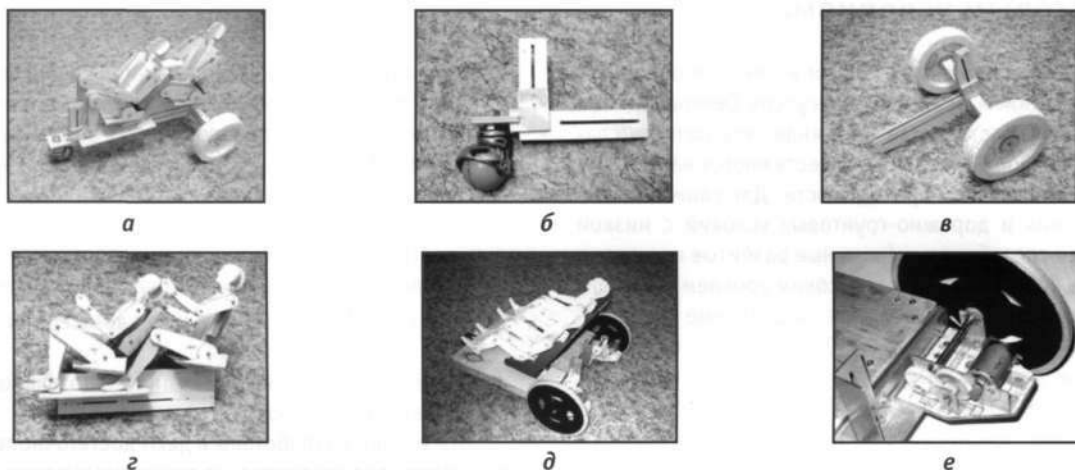


Рисунок 4 – Модели с двумя управляемыми колесами и передним опорным шаром: а – макетный образец, в котором манекены расположены друг за другом; б – крепление опорного шара; в – управляемая ось с колесами; г – модуль с манекенами; д – радиоуправляемая модель мини-автомобиля, вариант, в котором манекены расположены рядом; е – мотор-колесо модели.

Литература

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989.-240 с.
2. Златин П.А., Кеменов И.П., Ксенович В.А. Электромобили и гибридные автомобили. - М.: Агроконсалт, 2004. -416 с.
3. Мани Л. Транспорт, энергетика и будущее. - М.: Мир, 1987. - 160 с.
4. Электромобиль: Техника и экономика/ Под ред. В.А. Щетины. -Л.: Машиностроение, 1987. - 253 с.
5. Арав Б.Л., Руднев В.В. Концепция экологически безопасной комбинированной энергетической установки городского автомобиля. - Курган: КГУ// Вестн. Рос. акад. транспорта. - 2005. - Вып. 5. - С. 112-114.
6. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль. - М.: Машиностроение, 1987. - 320 с.
7. Умняшкин В.А. Автомобили особо малого класса (квадрициклы) с гибридной энергосиловой установкой /Умняшкин В.А. и др. - Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2004. -138 с.
8. Арав Б.Л., Костров В.Ю., Амелин Д.И. Анализ конструктивных схем мини-автомобилей // Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин: Сб. науч. тр. - 2006. - Вып. 18. - Челябинск: ЧВВАКИУ. - С. 129 - 134.
9. Лукашевич В.К. Модели и метод моделирования в человеческой деятельности. - М.: Наука, 1976. -15 с.
10. Держанский В. Б., Тараторкин И.А. Методика оценки управляемости быстроходных гусеничных машин по экспериментальным данным. - Курган: КГУ, 2006. - С. 7-34.

ЗАВИСИМОСТЬ БЫСТРОХОДНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ОТ ИХ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ

На основе исследования динамики управляемого движения разрабатывается метод прогнозирования быстроходности гусеничных машин по их динамическим свойствам и статистически заданным дорожно-грунтовым условиям.

Развитие экономики России во многом определяется освоением природных ресурсов Севера, Сибири и Дальнего Востока, где дорожная сеть развита слабо, а транспортные связи осуществляются наземными машинами высокой проходимости. Для сложных климатических и дорожно-грунтовых условий с низкой несущей способностью (влажные разбитые грунтовые дороги, болотистая или с высоким уровнем снежного покрова местность) создаются специальные транспортные машины ТМ-120, ТМ-130 или модернизируются образцы военных быстроходных гусеничных машин. Эти машины выполняют не только транспортную функцию. Они приспособлены для монтажа различного технологического оборудования.

При разработке перспективных и модернизации конструкции существующих транспортных машин одной из важных задач является прогнозирование их быстроходности, оцениваемой средней скоростью движения, определяющей производительность и градиент ее прироста. Кроме того, быстроходность во многом определяет своевременность доставки к месту работы вахтовых и ремонтных бригад в экстремальных ситуациях.

Без учета ограничений, связанных с решением технологических задач, т.е. в транспортном режиме, по характерным дорогам используются методы прогнозирования, основанные на изучении установившихся процессов, и быстроходность определяется как случайная величина на основе функции распределения скорости по пути [1]

$$F_S(V) = \prod_{i=1}^3 F_{Si}(V),$$

где $F_{Si}(V)$ – функция распределения скорости движения с учетом ограничений по тяговым качествам ($i=1$), по предотвращению заноса на криволинейных участках ($i=2$), по параметрам плавности хода на неровных участках дороги ($i=3$).

Расчет скорости движения производится на основе тягово-скоростной характеристики машины, ско-

ростной характеристики системы поддрессирования и функций распределения коэффициентов сопротивления движению $F_S(f)$, повороту $F_S(\mu)$, кривизны $F_S(k)$ и микропрофиля $F_S(h, a)$ или интенсивности микропрофиля $F_S(J_n)$.

При движении по ровным дорогам скорость ограничивается тягово-динамическими качествами машины и условиями движения в повороте – условиями бокового заноса $V \leq \sqrt{\mu \cdot g / k}$. Для характерных дорог

функции распределения кривизны k и коэффициента сопротивления повороту $F_S(\mu)$ известны.

Эти методы разработаны и дают достаточно точные результаты для сравнительно тихоходных машин и при движении по местности на деформируемых грунтах.

Особенность транспортных машин заключается в том, что они должны обладать не только высокой проходимостью, но и двигаться с большой (до 50-70 км/ч) скоростью на дорогах с малодеформируемым основанием (обледеленых или укатанных заснеженных), ограниченными тягово-сцепными свойствами и шириной.

Возможность движения в повороте транспортной гусеничной машины со сравнительно низкой скоростью обеспечивается при выполнении кинематических условий и тягового баланса для установившегося движения по траектории большой кривизны на грунтах с большим сопротивлением повороту. При движении с небольшой скоростью неопределенность реакции гусеничной машины на управляющее воздействие и самопроизвольное отклонение от заданной траектории движения не приводит к опасным ситуациям, т. к. водитель успевает компенсировать возникающие отклонения. С увеличением скорости движения транспортных гусеничных машин неопределенность реакции машины, боковой занос и др. динамические явления приводят к дивергенции – существенным отклонениям от заданной траектории движения, что нарушает вписываемость машины в ограниченный коридор движения. Управление таким движением требует высокого напряжения и квалификации водителя, что

приводит к его утомляемости, а безопасность обеспечивается снижением скорости движения.

Таким образом, быстроходность машин во многом ограничивается управляемостью. Это свойство характеризует все аспекты динамики системы «человек – машина – внешняя среда» и оценивается динамическими, кинематическими и силовыми характеристиками. Динамические характеристики определяются по качеству переходных процессов входа в поворот и выхода из него, т.е. по реакции машины как управляемого объекта.

В работах В.И. Красненькова [2] показано, что управляемость быстроходных машин адекватно можно оценить по фазово-частотным характеристикам. Им определены соответствующие зависимости для линейных систем, где аргументом принята частота процесса, определяемая параметрами кривизны тестовой «змейки» без учета выполнения водителем функции обратной связи. При движении по трассе со случайным изменением направления движения частоту процесса можно определить по цикличности включения механизма поворота. На основе исследования движения машины как непрерывного марковского процесса В.А. Савочкин [1] определил цикличность как число положительных выбросов кривизны нулевого уровня. Для повышения точности метода необходимо дополнительно учесть результаты исследования динамики управляемого движения, выполнение водителем функции звена обратной связи по компенсации отклонений.

Интенсификация рабочих процессов при росте скоростных качеств, применение принципиально новых конструктивных решений, получение дополнительных экспериментальных данных позволяют углубить понимание физических процессов, уточнить принимаемые ранее ограничения и допущения, дополнить математические модели движения с учетом реальных динамических свойств, интенсивности изменения и особенности формирования параметров управления, динамику системы управления движением, водителя как звена обратной связи системы и др. Учитывая тенденцию дальнейшего повышения скоростных качеств, совершенствование методов прогнозирования подвижности представляется актуальной задачей, что и определяет цель данной работы.

Переходные процессы при управлении поворотом машины, управляемость принято определять на тестовых испытаниях, таких как вход в поворот, «переставка» и движение по синусоидальной траектории – «змейке».

Динамические свойства гусеничной машины наиболее полно проявляются при движении по тестовой «змейке». На рис. 1 приведен фрагмент осцилло-

грамм, характеризующих изменение кинематических параметров угловой скорости ω и курсового угла φ .

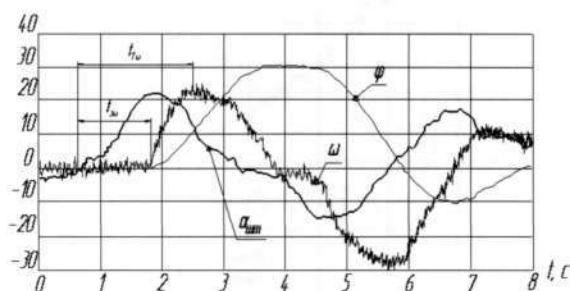


Рисунок 1 – Фрагмент осциллограммы с записью изменения кинематических параметров при движении по «змейке» (грунт, длина полуволны $\Delta S = 30$ м, IV передача, α – угол поворота штурвала; ω – угловая скорость; φ – курсовой угол)

Эти данные иллюстрируют существенное запаздывание реакции машины на управляющее воздействие $\alpha_{шт}$ по угловой скорости ω и курсовому углу φ . Динамические характеристики определяются по качеству переходных процессов входа в поворот, выхода из него и оцениваются следующими параметрами:

- время запаздывания реакции по угловой скорости t_{ω} и по курсовому углу t_{φ} как длительность времени от начала перемещения штурвала до начала изменения угловой скорости ω и курсового угла φ соответственно;

- быстродействие системы t_{ω} определяется по длительности от начала перемещения штурвала до момента, когда угловая скорость достигнет установившегося значения.

Обычно при оценке напряженности управляющей деятельности водителя в качестве основного показателя рассматривается время упреждения, при котором обеспечивается точность траектории движения. Применительно к рассматриваемому процессу время, соответствующее требуемому опережению задающего воздействия по отношению к изменению курсового угла, с увеличением скорости уменьшается. Это подтверждается исследованием механики управляемого движения гусеничной машины. Результаты обработки экспериментальных данных приведены на рис. 2 в виде зависимости длительности t_{ω} , t_{φ} от скорости движения. Как следует из рисунка, с увеличением скорости движения время запаздывания остается неизменным, а быстродействие системы управления поворотом снижается.

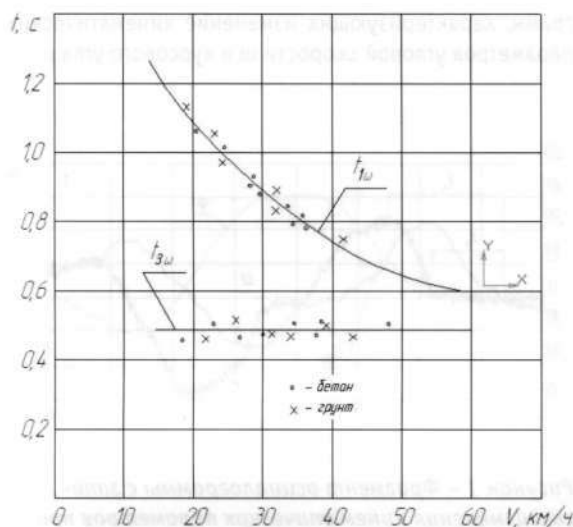


Рисунок 2 – Зависимость длительности процессов от скорости движения

Если быстроедействие рассматривать как показатель сложности регулирования направления движения, то следовало бы признать, что управлять движением машины по заданной «змейке» с неизменной длиной волны тем проще, чем выше скорость. Такое заключение противоречит опыту, так как с ростом скорости уменьшается время прохождения машиной одного цикла.

Исследования показывают, что человек как звено замкнутого контура управления может сравнительно легко изменить значение динамического коэффициента усиления в соответствии со сложившейся ситуацией, но ему трудно компенсировать отставание выходного сигнала по фазе Ψ_ϕ . В приводе управления поворотом машины нет форсирующих звеньев, которые могли бы способствовать изменению курсового угла (направления движения) с требуемым опережением; эта функция возлагается на водителя. Поэтому чем больше фазовый сдвиг, тем жестче требования, предъявляемые динамической системой «машина – внешняя среда» к водителю и исполнительным механизмам системы управления поворотом. При больших значениях фазового отставания водитель вообще не сможет вписаться в заданную кривую пути. В связи с этим критерием сложности управления принимается коэффициент фазовой напряженности регулирования направлением движения $k_\phi(V) = \Psi_\phi / \pi$.

Экспериментальная зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения при фиксированных значениях длины волны ΔS приведе-

на на рис. 3. Предельная скорость движения соответствует значению $k_\phi = 0,75$, при котором водитель в принципе может управлять направлением движения. По этим данным построена зависимость предельной скорости движения от длины волны ΔS тестовой «змейки» (график 1, рис. 4). На этом же рисунке приведены экспериментальные зависимости средней скорости движения от ΔS по бетону (график 2) и по грунту (график 3). Из сравнения данных на рис. 4 следует, что ограничение подвижности машины достаточно точно прогнозируется по коэффициенту фазовой напряженности.

Некоторое превышение ограничений можно объяснить обучаемостью водителя по созданию упреждающего управления при движении по тестовой трассе. При движении по дорогам со случайным изменением направления движения совпадение графиков 1 и 2, 3 может быть более близким.

Для прогнозирования подвижности в качестве аргумента целесообразно принять частоту процесса ω . При движении по тестовой «змейке» $\omega = \pi V / \Delta S$. Если рассматривать дорожную кривизну как случайную функцию, то предельную скорость движения также можно определить по коэффициенту фазовой напряженности. Частотная характеристика траектории определяется функцией частной производной курсового угла $d\phi$ по пути ds ($k = d\phi / ds$). В статистической динамике транспортных машин [1] показано, что курсовой угол ϕ , его производная $d\phi / ds$, следовательно, и кривизна являются стационарными случайными функциями, обладающими свойствами эргодичности. Если управляющее воздействие водителя соответствует производной курсового угла направления траектории движения $\alpha_{um} \approx d\phi(s)$, то оно является стохастической функцией. В силу стационарности случайной функции $k(s)$ ее

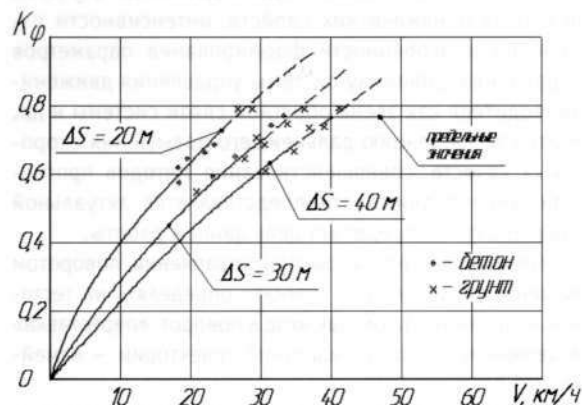


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения

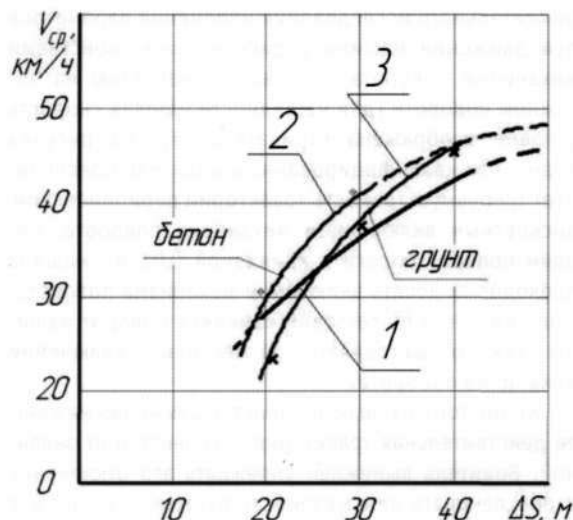


Рисунок 4 – Зависимость скорости движения от длины волны тестовой «змейки»

центрируют относительно математического ожидания $m_k = 0$. Реакцией гусеничной машины как линейризованной системы является случайная функция, спектральная плотность которой $S(\omega) = |W(\omega)|^2 \Phi(\omega)$. Фазово-частотная характеристика и в этом случае является детерминированной функцией. Предельную скорость движения также можно определить по зависимости коэффициента фазовой напряженности от частоты. Частота процесса определяется функцией числа включений механизма поворота как число положительных выбросов случайной стационарной функции кривизны траектории «нулевого уровня»

$$\omega = 2\pi \cdot N \cdot V,$$

где N – среднее число включений механизма поворота на единицу пути.

Как следует из экспериментальных данных, предельная частота включений механизма поворота даже высококвалифицированным водителем не превышает $[f] \leq 0,8 - 1,0$ Гц, т.е. $[\omega] < 5 - 6$ рад/с.

Корреляционная функция кривизны траектории k аппроксимируется экспоненциально-косинусоидальной зависимостью

$$R_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha \cdot |\tau|) \cos \beta \tau$$

или дважды дифференцируемой функцией

$$R_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha \cdot |\tau|) \left(\cos \beta \tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta \cdot |\tau| \right).$$

Последнее позволяет привлечь аппарат марковских процессов для исследования динамики системы. В соответствии с прямым преобразованием Фурье можно определить спектральную плотность $\Phi(\omega)$, имеющую вид дробной рациональной функции частоты

ты. Для машин с гидрообъемными механизмами поворота среднее число включений составляет [1]

$$N^* = (2\alpha_k^2 + \beta_k^2)^{0,5} / 4\pi\Phi_0(k_\phi / \sigma_k).$$

Для ступенчатых механизмов поворота с расчетной кривизной k_ϕ число поворотов машины и кривизна траектории существенно отличаются от дорожных. Если кривизна дороги $k_o(s)$ представляет собой стационарную случайную функцию пути s , то удельное число включений механизма поворота будет также представлять собой стационарную случайную функцию. Поэтому среднее число поворотов гусеничной машины со ступенчатым механизмом поворота, имеющим одну фиксированную кривизну поворота $k = k_\phi$, можно определить как математическое ожидание случайной функции удельного числа поворотов $N_{yo}(k_\phi)$ [1]

$$N_{yo}(k_\phi) = m_s[N_{yo}(k_o)] = \int_0^{k_\phi} \frac{k_o}{\beta(k_o)} \varphi_s(k_o) dk_o,$$

где $\varphi_s(k_o)$ – плотность вероятностей модуля дорожной кривизны $k_o = |k_o|$ ($0 \leq k_o \leq k_\phi$), определяемая по спектральной плотности или корреляционной функции дорожной кривизны $k_o = |k_o|$;

$\beta(k_o)$ – угол поворота машины, его определение приводится ниже.

Результаты экспериментального исследования показывают, что действительное число включений механизма поворота на единицу пути гораздо выше расчетного. Например, при движении гусеничной машины с удельной мощностью 17,0 кВт/т с дискретными свойствами системы управления поворотом ($k_\phi = 0,1$ м⁻¹) по обледенелой грунтовой трассе со случайным изменением направления движения (параметры корреляционной функции составляют ($\alpha_k = 0,05$ м⁻¹, $\beta_k = 0,07$ м⁻¹, $\sigma_k = 0,04$ м⁻¹) расчетные значения N^* с учетом вероятности движения на передачах с ростом скорости от 1,4 до 12,0 м/с увеличивается от 0,56 до 4,10 включений на километр (график 1, рис. 5), а суммарное число включений составляет 14,1 на км. Действительное число включений механизма поворота (график 2) гораздо выше расчетного, достигая 96 на км при скорости 10 м/с, и ограничивается психофизиологическими свойствами водителя как звена обратной связи. В этих же условиях движения для этой же машины с непрерывными свойствами системы управления поворотом действительное число включений механизма также превышает расчетное (графики 3-4).

Во многом это связано с принимаемыми допущениями:

– о соответствии кривизны траектории дорожной, при этом число включений механизма поворота опре-

деляется интенсивностью изменения направления движения;

– движение является полностью управляемым, т.е. продольная ось машины совпадает с касательной к требуемой траектории;

– водитель задает упреждающее управление, не учитывается выполнение им функций звена обратной связи по компенсации отклонения траектории.

Действительный процесс управления отличается от принятых допущений. Цикличность включения механизма поворота зависит не только от вероятностных свойств дорожной кривизны, но и от требуемой точности траектории, поэтому число управляющих воздействий, их частота существенно отличаются от числа поворотов дороги. При движении на затяжных поворотах ограниченной кривизны $k_0 \ll k_\phi$ кривизна траектории движения гусеничной машины не соответствует дорожной, число включений механизма поворота существенно превышает число поворотов дороги. На рис. 6 представлены результаты экспе-

риментального исследования изменения параметров при движении машины с дискретными свойствами механизма поворота с большой скоростью на затяжном повороте (для наглядности угловая скорость условно изображена отрицательной). Из рисунка видно, что квалифицированный водитель обеспечивает требуемую точность траектории периодическим, дискретным включением механизма поворота, т.е. один поворот дороги с кривизной $0,01 \text{ м}^{-1}$ машина проходит за десять включений механизма поворота. При движении по тестовой «змейке» поворот машины также осуществляется за несколько включений механизма поворота.

Кроме того, из-за особенностей движения машины ее действительная траектория отклоняется от заданной. Водитель вынужден упреждать это отклонение и обеспечивать вписываемость движения машины в заданный коридор.

Возникающие в процессе движения машин отклонения траектории от заданной вследствие недостаточной управляемости приводят к необходимости ограничения скорости движения по условиям вписываемости. Частота процесса и предельно допустимая скорость движения определяются на основе исследования динамики системы «гусеничная машина – водитель – внешняя среда» в процессе регулирования направления движения. При анализе регулирования направления движения учитывается, что водитель, основываясь на опыте вождения машины, определенным образом оптимизирует процесс криволинейного движения. Критерием оптимизации является требование поддержания максимально возможной скорости движения при ограничении числа включений механизма поворота. Этому требованию удовлетворяют следующие условия движения машины: прямолинейное движение в пределах ширины резерва проезжей части дороги на максимально возможном по длине участке

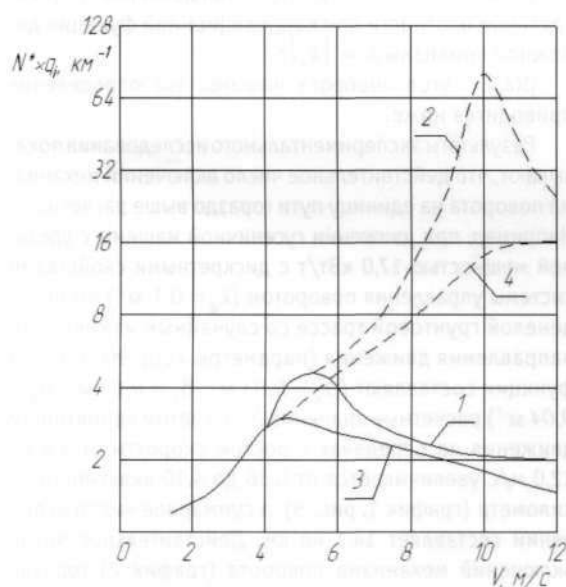


Рисунок 5 – Зависимость цикличности включения механизмов поворота от скорости движения при случайном изменении направления траектории (с учетом вероятности движения q , по передачам):

1, 2 – система управления поворотом с дискретными свойствами, соответственно расчетные и экспериментальные значения;

3, 4 – система управления поворотом с непрерывными свойствами, соответственно расчетные и экспериментальные значения.

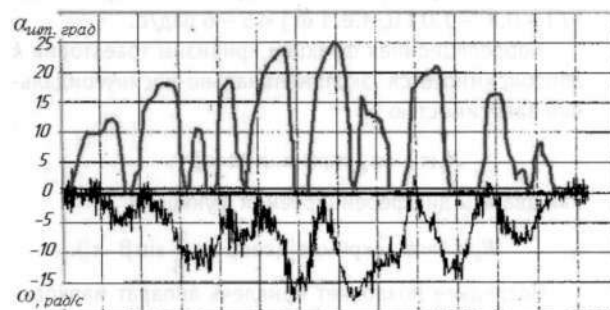


Рисунок 6 – Изменение кинематических параметров при движении на затяжных поворотах ограниченной кривизны

и поворот на некоторый угол β с постоянной кривизной k_ϕ . Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что нелинейность характеристик системы управления (СУ) приводит к существенному запаздыванию реакции машины на управляющее воздействие и не позволяет плавно регулировать направление движения. Траекторию движения машины с системой управления поворотом (СУП) с дискретными свойствами можно рассматривать как комбинацию хорд, дуг окружности фиксированной кривизны при повороте на некоторый угол β и переходных линий.

Для поворота гусеничной машины в процессе движения по дороге с шириной резерва проезжей части $b_0 = H - B - b$ водитель задает управляющее воздействие с необходимым упреждением в соответствии с интенсивностью изменения угла между касательной к желаемой траектории и вектором абсолютной скорости, т.е. угловую скорость поворота ω и кривизну траектории k_ϕ . Через определенное время гусеничная машина должна повернуться на расчетный угол $\beta(k_\phi, \alpha_{um})$ [1], пройдя путь

$$S = \int_0^t \dot{V} dt,$$

а координаты центра масс в проекциях по осям плоской декартовой системы координат составляют x, y, ψ .

$$\beta(k_\phi, \alpha_{um}) = 2 \arccos(k_\phi - a_1 k_\phi) / (k_\phi + a_2 k_\phi),$$

где $a_1, a_2 = 0,5b_0 k_\phi \pm 1, \quad b_0 = H - B - b_z$

H – ширина дороги;

B, b_z – ширина колеи и гусеницы;

b_0 – резерв ширины дороги.

Для обеспечения вписываемости цикличность с сокращением b_0 должна возрастать. При отсутствии резерва криволинейное движение машин со ступенчатыми механизмами в принципе невозможно. При испытаниях на «змейке» b_0 принимается равным 1,5 м, это значение и принято при численном моделировании.

Действительное положение центра масс отличается в силу дивергенции компонентов вектора траектории движения:

$$\Delta x = \int_0^t V \cos \Delta \psi dt + \int_0^t \dot{V}_x dt dt;$$

$$\Delta y = \int_0^t V \sin \Delta \psi dt + \int_0^t \dot{V}_y dt dt;$$

$$\Delta \psi = \int_0^t \Delta \dot{\psi} dt.$$

Проведенный анализ показывает, что дивергенция траектории движения с большой точностью определяется отклонением курсового угла $\Delta \psi$, который носит случайный характер, и боковым смещением Δy .

При движении с большой скоростью поворот гусеничной машины сопровождается боковым движением, к которому водитель адаптируется и в процессе управления компенсирует отклонение не курсового угла, а бокового (направляющего) и его производных. При стохастической оценке максимально возможную скорость движения по условию вписываемости, в зависимости от отклонения бокового угла, можно определить следующим образом.

Боковое смещение формируется центробежными силами при движении с большой скоростью и во многом определяется детерминированной и случайной составляющей бокового – направляющего угла θ – угла между направлением абсолютной скорости центра масс и касательной к требуемой траектории. Величина детерминированной составляющей бокового угла θ может быть определена по второму уравнению системы (3.22) [3]

$$mV \frac{d\theta}{dt} + \sum_{i=1}^n c_{yi} \theta_c + \left(mV + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n c_{yi} l_i \right) \omega_\phi = 0.$$

$$\text{Подставляя значения} \quad \frac{d\theta}{dt} = \frac{dV_y}{dt \cdot V},$$

получим

$$\theta_c = \omega_\phi \left(\frac{mV - V^{-1} \sum_{i,n} C_{yi} l_i}{\sum_{i,n} C_{yi}} \right) + \sum_{i,n} C_{yi} \frac{dV_y}{dt}.$$

Первое слагаемое бокового угла определяется угловой скоростью ω_ϕ и коэффициентом

$$K_{\theta c} = \left(\frac{mV - V^{-1} \sum_{i,n} C_{yi} l_i}{\sum_{i,n} C_{yi}} \right),$$

зависящим от скорости. Для гусеничной машины массой 19 т этот коэффициент с ростом скорости от 10 до 20 м/с экспоненциально возрастет от 0,01 до 0,25. Величина бокового угла $\theta_c(K_{\theta c})$ пропорциональна угловой скорости поворота и возрастает тем быстрее, чем больше значение линейной скорости. Вторая составляющая, формирующая боковой угол

$$\sum C_n \frac{dV_y}{dt},$$

для гусеничной машины пропорциональна боковому ускорению $\frac{dV_y}{dt}$.

Предельное по боковому заносу боковое ускорение $\frac{dV_y}{dt} = \mu q$,

и для сухого бетона ($\mu=0,8$) вторая составляющая приводит к отклонению бокового угла на $8,34 \cdot 10^{-1}$ рад (4,5 град), т.е. находится в пределах среднеквадратического отклонения курсового угла машины, движущейся с большой скоростью, и существенно влияет на точность траектории.

Случайная составляющая $\Delta\theta$ определяет необходимый запас, который учитывает динамические свойства гусеничной машины как объекта регулирования, необходимость компенсации случайных отклонений, формируемых взаимодействием гусеничного движителя с внешней средой и его динамикой, психофизиологических свойств водителя как звена обратной связи и их ограниченность. На рис. 7 показаны спектральные плотности процесса отклонения угловой скорости ω при движении по дороге с малодеформируемыми свойствами для быстроходной гусеничной машины.

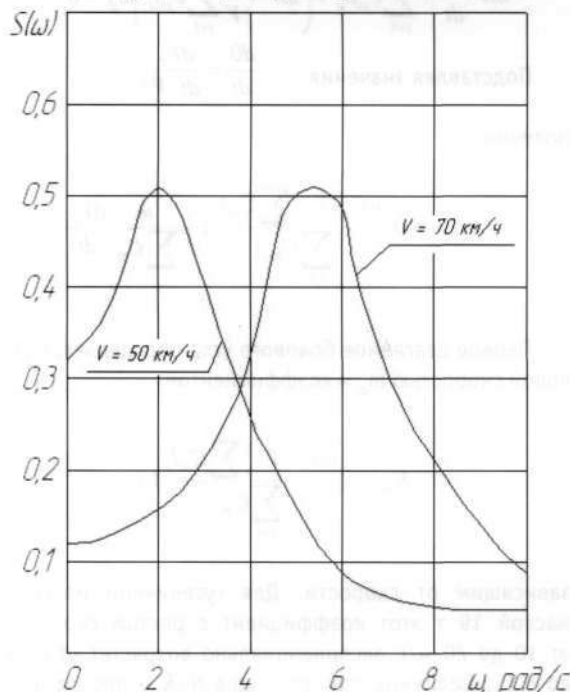


Рисунок 7 – Спектральная плотность процесса отклонения угловой скорости быстроходной гусеничной машины

Из рисунка видно, что с ростом скорости движения частота процесса превышает предельные возможности водителя. При движении по дороге с покрытием число «подруливаний» $n_a = 96$, в связи с этим компенсирующее управление эффективно при скорости движения $V \leq 36$ км/ч.

При большей скорости движения управляющие действия водителя являются ошибочными и приводят к росту отклонения бокового угла и соответствующему снижению скорости движения по условиям вписываемости в ограниченный коридор. Числовые характеристики величины отклонения определяются по экспериментальным данным случайной функции отклонения угловой скорости, по спектральной плотности

$$\sigma^2_{\Delta\omega} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{\omega} d\omega, \text{ а } \Delta\theta = \pm 3 \cdot K_{\theta C} \sigma_{\Delta\omega}.$$

При сходимости спектра координаты и ее производной среднеквадратическое отклонение курсового угла определяется по формуле

$$\sigma^2_{\Delta\varphi} = \frac{1}{\pi\omega^2} \int_0^{\infty} S_{\omega} d\omega$$

Из-за бокового смещения машины

$$\Delta Y = \int_0^t V \cdot \theta(V, t) dt,$$

определяемого этим углом, действительная траектория не совпадает с расчетной. Это несовпадение тем больше, чем выше скорости и продолжительнее поворот. На рис. 8 слева показано изменение кинематических параметров в процессе поворота при движении со скоростью 10 м/с (графики 1) и 15 м/с (графики 2), а справа – вид траектории движения. Даже при постоянном буксовании движителя одному и тому же управляющему воздействию соответствуют различные траектории движения центра масс, зависящие от скорости и свойств грунта. В наибольшей степени это явление сказывается на условии вписываемости при движении на затяжных поворотах. Предельное геометрическое положение гусеничной машины по условию вписывания определяется условием, чтобы точка, максимально удаленная от центра масс (ее угловая координата относительно продольной оси составляет θ_r), не выходила за пределы ширины проезжей части $\theta \leq [\theta]$

$$[\theta(v, \mu, H)] = \arccos(k(t) \cdot (\frac{B}{2 \sin(\theta_r)} - H)) \pm \theta_r$$

$$\theta_r = \arctg(B + b_r) / (L_i \pm \chi)$$

где L_i – габаритная длина машины;
 χ – продольное смещение полюса поворота.

При увеличении бокового угла условие $\theta(v, t) \rightarrow [\theta(v, \mu, H)]$ является ограничением по заносу.

Когда отклонение не превышает предельно допустимую величину, условие вписываемости выполняется. Ограничение скорости движения по условиям вписываемости в заданный коридор иллюстрируется графиками на рис. 9. Отклонение бокового угла машины при управлении водителем (график 1) с увеличением скорости от 5 до 20 м/с возрастает с 1,0 до 9,5 градусов при коэффициенте сопротивления повороту $\mu = 0,8$, а при $\mu = 0,4$ (график 2) величина отклонения значительно выше и достигает 10 градусов при скорости 12 м/с. Предельная скорость движения по условиям вписываемости машины определяется ординатами точек пересечений графиков 3 и 4 с линиями 1 и 2. Графики 3 и 4 характеризуют зависимость допустимого геометрического отклонения бокового угла $[\theta]$ от скорости движения для двух значений ширины проезжей части дороги.

При расчете принято значение ширины проезжей части $H_1 = 3,75$ м (график 3), что соответствует первой категории дорог по СНиП 2.05.02-85. При уменьшении ширины проезжей части дороги (график 4, $H_2 = 3,0$ м, четвертая категория дорог) допустимая скорость движения по условиям вписываемости существенно снижается.

Из-за бокового смещения действительный резерв ширины проезжей части необходимо уменьшить на величину ΔY , а величину угла $\beta(k_p, \alpha_{um})$ – на угол θ .

Кроме того, вследствие юза и буксования гусениц фактическая кривизна отличается от расчетной

$$k_\phi = k_p \cdot B/L.$$

Для обеспечения своевременной компенсации отклонения направления движения необходимо также ограничить путь, пройденный машиной до выхода на обочину дороги,

$$S = \int \dot{V}(t - \sum t_i) dt,$$

где $\sum t_i$ включает время, необходимое водителю для оценки отклонения движения (прогнозирования) и принятия решения; время двигательной реакции человека; время запаздывания в СУП; время продолжительности переходного процесса изменения направления движения.

Соответствующая величина, на которую уменьшается угол поворота машины, составляет

$$\Delta\beta_3 = k_\phi \int \dot{V} \cdot dt.$$

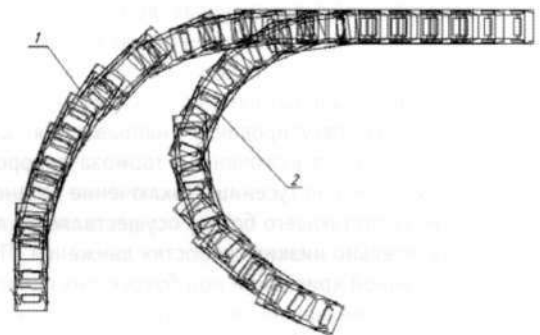
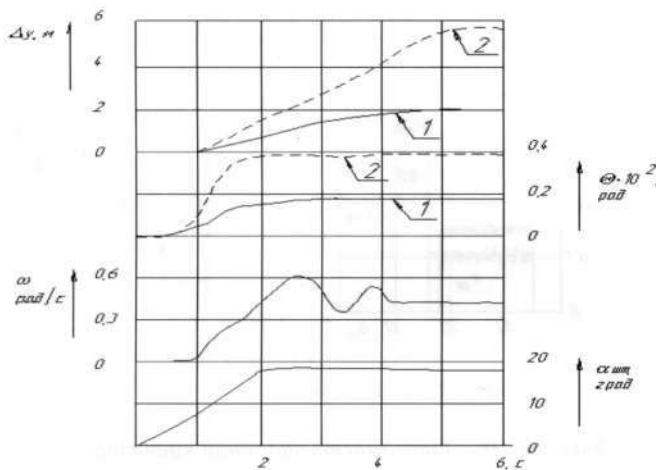


Рисунок 8 – Изменение кинематических параметров и траектория движения машины на затяжных поворотах ограниченной кривизны (1 – $V = 10$ м/с; 2 – $V = 15$ м/с)



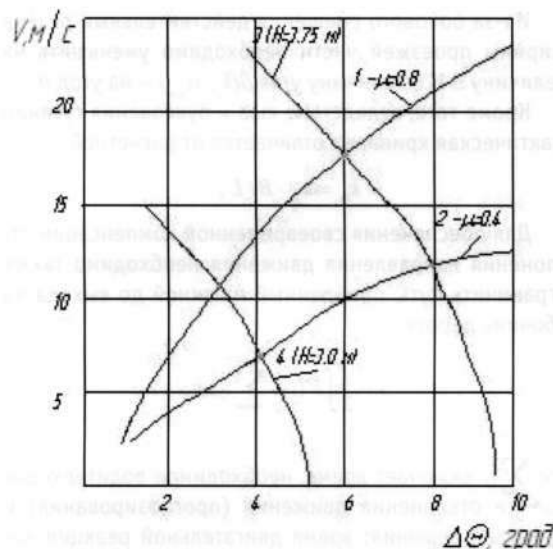


Рисунок 9 – Зависимость предельной скорости движения машины от отклонения направляющего угла

С учетом дивергенции отклонение вектора траектории движения, ограниченного быстродействием системы, – действительный угол поворота машины – гораздо меньше расчетного $\beta(k_\phi, \alpha_{\text{шт}})$ и составляет

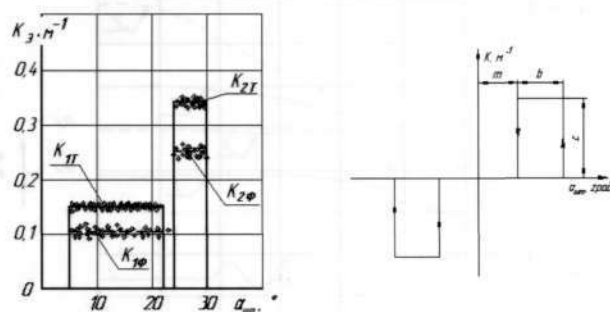
$$\beta_0 = \beta(k_\phi, \alpha_{\text{шт}}) - \theta - \Delta\beta_3 - \Delta\theta.$$

Аналитическую зависимость коэффициента фазовой напряженности k_ϕ от частоты можно определить по передаточной функции управляемого объекта с учетом динамики системы управления поворотом. Последнее определяется следующим образом. Как следует из экспериментальных данных, при движении с большой скоростью регулирование направления движения осуществляется включением тормоза поворота. Полное торможение гусеницы (включение остановочного тормоза отстающего борта) осуществляется лишь при сравнительно низких скоростях движения. Поворот с переменной кривизной при буксующих фрикционных элементах механизма поворота, ввиду неустойчивости процесса трения, применяется главным образом для компенсации увода машины от заданного направления. При движении с большой скоростью, когда актуально исследование управляемости и устойчивости по малодеформируемому грунту, эффективность таких управляющих воздействий незначительна.

Нелинейная характеристика системы управления поворотом определена в виде функции заданной кривизны k_3 траектории при установившемся движении от угла поворота штурвала. Для машины, оснащенной

системой управления с дискретными свойствами (например, ПМП), характеристика является существенно нелинейной, петлеобразной, с зоной нечувствительности и ограничением координаты (насыщением) (рис. 10). Параметры нелинейности составляют: зона нечувствительности $m = 5^\circ$; ширина петли $b = 22^\circ$; ограничение координаты $c = k_3$, при учете буксования движителя $k_{3\phi} = 0,10$, а без учета $k_{3\phi} = 0,15 \text{ м}^{-1}$ независимо от номера включенной передачи и соответствует релейной общей вида с опережающими петлями [4]. Угловая скорость поворота с увеличением номера передачи и подачи топлива (частоты вращения вала двигателя) возрастает.

Экспериментальные исследования показывают, что при положении $\alpha_{\text{шт}}$ в зоне нечувствительности характеристики СУП $\alpha_{\text{шт}} < 5^\circ$, когда выключается блокировочный фрикцион МП, а тормоз поворота еще не включен, траектория зависит от условий движения. При незначительном сопротивлении дороги с покрытием траектория является прямолинейной. В других условиях наблюдается самопроизвольное отклонение траектории движения машины от прямолинейного, в том числе возможно и в сторону, противоположную повороту штурвала при действии продольных сил, формируемых макропрофилем дороги или ускорением V . При движении с большой скоростью режим, при котором происходит поворот с расчетной кривизной $k_2(k_2 = B^{-1})$, не используется по условию предотвращения бокового заноса.



* - фактические значения

Рисунок 10 – Зависимость заданной кривизны поворота гусеничной машины от угла положения штурвала и схематизация нелинейной характеристики

При симметричном гармоническом управляющем воздействии

$$\alpha_{\text{шт}} = A \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

реакцией системы управления $k_3(\alpha_{um})$ является дискретная периодическая импульсная функция. Если рассматривать дорожную кривизну как случайную величину, то управляющая функция будет случайной импульсной функцией, со случайной протяженностью импульсов и случайными интервалами между ними по пути s .

Рассматривая дорожную кривизну $k_o(s)$ как вход системы управления, даже без учета динамических свойств водителя, можно сказать, что она осуществляет нелинейное преобразование дорожной кривизны в управляющую функцию k_3 , принимающую два дискретных значения 0 или k_1 , т.е.

$$k_3 = \phi(k_o(s)) = \begin{cases} 0, \\ |k_1| \end{cases}$$

Для исследования динамических свойств гусеничной машины с учетом дискретных свойств системы управления поворотом необходимо формальное описание релейной характеристики. В зависимости от способа решения характеристика системы задается в кусочно-линейной форме:

$$K_3(\alpha_{um}) = \begin{cases} 0, & \text{при } 0 \leq \phi \leq \phi_1; \\ k_1, & \text{при } \phi_1 < \phi \leq \phi_2; \\ 0, & \text{при } \phi_2 < \phi \leq \pi + \phi_1; \\ -k_1, & \text{при } \pi + \phi_1 < \phi \leq 2\pi - \phi_2; \\ 0, & \text{при } 2\pi - \phi_2 < \phi \leq 2\pi. \end{cases}$$

При приближенном решении (при гармонической линеаризации нелинейной характеристики) управляющая функция определяется по уравнению

$$k_3(\alpha_{um}) = e^{-\tau \cdot s} (q + q') \cdot \alpha_{um},$$

где q и q' – коэффициенты гармонической линеаризации [4]:

$$q(A) = \frac{2 \cdot c}{\pi \cdot A} \cdot \left(\sqrt{1 - \frac{b^2}{A^2}} + \sqrt{1 - \frac{m^2 \cdot b^2}{A^2}} \right);$$

$$q'(A) = \frac{2 \cdot c \cdot b}{\pi \cdot A^2} \cdot (1 - m) \text{ при } A > b.$$

На статической характеристике нет координаты времени, а петлеобразность характеристики отражает нелинейность координатного запаздывания реакции. Для учета запаздывания во времени вводится трансцендентное звено чистого запаздывания $e^{-\tau s}$.

Для машин, оснащенных системой управления поворотом с непрерывными свойствами – дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота, угловая скорость поворота является функцией двух

управлений α_{um} и α_{um} и не зависит от номера включенной передачи.

Теоретическая кривизна на различных передачах пропорциональна углу поворота штурвала, чувствительность кривизны

$$\frac{\partial k}{\partial \alpha_{um}}$$

с увеличением номера передачи снижается.

Максимальные значения кривизны на j -й передаче соответствуют условию движения без бокового заноса. Характеристика системы, т.е. зависимость заданной угловой скорости от угла поворота штурвала, также является существенно нелинейной и содержит зону нечувствительности, насыщения по расходу и давлению; является петлеобразной типа вязкого трения. Коэффициенты гармонической линеаризации этой характеристики отличаются от рассмотренной ранее [4].

Вторая составляющая фазового угла управляемого объекта определяется по дифференциальному уравнению вращательного движения. Для машин с гармонически линеаризованной характеристикой гидрообъемной передачи системы управления поворотом, а также нелинейной упругостью соединительных валов трансмиссии и рабочих ветвей гусениц она определяется отношением разности моментов поворачивающего и сопротивления к моменту инерции, скоростью движения, геометрической схемой расстановки опорных катков, а также податливостью элементов силового блока. Движение вокруг вертикальной оси описывается дифференциальным уравнением четвертого порядка [3]. Фаза реакции машины определяется по уравнению

$$\varphi_M(\omega) = \begin{cases} -\arctg \frac{A_1 \omega - A_3 \omega^3 + K_{OB} q'(a)}{\omega^4 - A_2 \omega^2 + A_0 + K_{OB} q(a)}, & \text{при } \omega^2 \leq \frac{E_M}{a_1}; \\ -\pi - \arctg \frac{A_1 \omega - A_3 \omega^3 + K_{OB} q'(a)}{\omega^4 - A_2 \omega^2 + A_0 + K_{OB} q(a)}, & \text{при } \omega^2 > \frac{E_M}{a_1}, \end{cases}$$

где $A_0 \dots A_4$ – коэффициенты дифференциального уравнения, определяемые параметрами конструкции машины и системы управления поворотом;

E_M/a_1 – соответственно приведенная жесткость системы и момент инерции относительно вертикальной оси.

Дифференциальное уравнение вращательного движения машины с дискретной системой управления поворотом определяется из общего при жесткой механической характеристике гидрообъемной передачи, т.е. без учета ее динамических свойств, а коэффициент усиления K_{OB} определяется по кинематической схеме трансмиссии. По сравнению с исходным порядком уравнения снижается до второго. Фаза определяется по уравнению



$$\varphi_M(\omega) = \begin{cases} -\arctg \frac{a_2 \omega}{E_M - a_1 \omega^2} - \frac{K_{OB} q'(a)}{A_0 + K_{OB} q(a)} - \frac{\Delta l}{B}, & \text{при } \omega^2 \leq \frac{E_M}{a_1}; \\ -\pi - \arctg \frac{a_2 \omega}{E_M - a_1 \omega^2} - \frac{K_{OB} q'(a)}{A_0 + K_{OB} q(a)} - \frac{\Delta l}{B}, & \text{при } \omega^2 > \frac{E_M}{a_1}; \end{cases}$$

Зависимость коэффициента фазовой напряженности от частоты для машин с различной удельной мощностью и системой управления поворотом приведена на рис. 11.

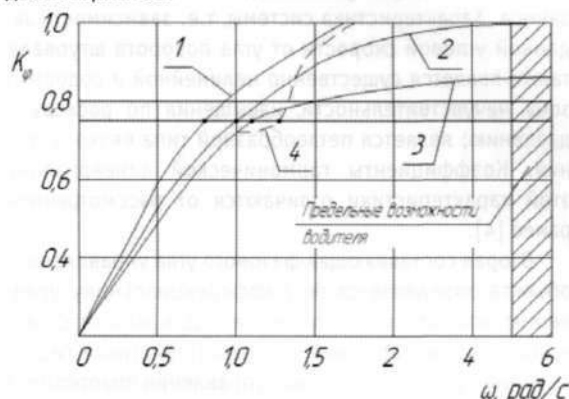


Рисунок 11 – Зависимость коэффициента фазовой напряженности реакции машины от частоты управляющего воздействия:

1 – удельная мощность 12,8 кВт/т, дискретная система управления поворотом; 2 – удельная мощность 17,0 кВт/т, дискретная система управления поворотом; 3 – удельная мощность 17,0 кВт/т, непрерывная система управления поворотом; 4 – то же, что и 3, при проявлении нелинейности системы управления поворотом «насыщения по давлению».

Для машины с низкой удельной мощностью (12,8 кВт/т, – график 1) и дискретной системой управления поворотом подвижность ограничивается значением функции $k_\phi(\omega)$ в точке с координатами $\omega_{np} = 0,8$ рад/с, $k_\phi(\omega) = 0,75$. При движении по тестовой «змейке» прогнозируемая скорость определяется по формуле

$$V = \omega_{np} \cdot \frac{\Delta s}{\pi} \quad (\text{км/ч}).$$

Результаты расчета для четырех значений длины полуволны Δs (20, 30, 40 и 50 м) приведены в табл. 1.

Аналогично прогнозируется скорость для других машин. С повышением на 25% удельной мощности машины (до 17,0 кВт/т, график 2) возрастает предельная частота процесса $\omega_{np} = 1,0$ рад/с, при которой $k_\phi(\omega) = 0,75$, соответственно и прогнозируемая скорость движения на тестовой «змейке». Эти данные согласуются с результатами экспериментальных исследований. Для машин с непрерывными свойствами СУП (график 3) $\omega_{np} = 1,1$, а расчетное значение скорости гораздо выше предыдущих значений и на 8 – 12% превышает экспериментальные значения (в таблице отмеченные знаком *).

Следовательно, при прогнозировании подвижности машин, оснащенных гидрообъемными механизмами поворота, необходимо учитывать ограничение скорости по тяговым возможностям.

Подвижность машин с различными СУП существенно отличается при движении по дороге с сухим малодеформируемым основанием и со случайной функцией изменения кривизны траектории. Для машин с дискретными свойствами СУП цикличность включения механизма поворота достигает 96 на км пути, $\omega_{np} = 5$ рад/с, а средняя скорость, ограниченная предельными возможностями водителя по компенсации быстрых отклонений, не превышает 35,8 км/ч.

На высших передачах установившегося криволинейного движения не наблюдается. Каждый поворот машина проходит за несколько периодических включений расчетной кривизны, что обеспечивает движение по траектории, близкой к требуемой. Для движения по дороге с допустимым отклонением от заданной траектории водитель должен создавать не только упреждающее управление, но и компенсировать отклонения, которые реализуются с запаздыванием. Чтобы обеспечить движение машины по требуемой траектории, водитель вынужден осуществлять управление по сложному закону периодическим включением и выключением механизма поворота. Для вывода машины из неустановившегося криволинейного движения необходимо не только «сбросить» управляющее воздействие, но и приложить пово-

Таблица 1 – Результаты прогнозирования быстроходности транспортной гусеничной машины

	Удельная мощность кВт/т	Система управления поворотом	Предельная цикличность включения ω_{np} (рад/с) при $k_\phi(\omega) = 0,75$	Средняя скорость движения (км/ч)						
				по тестовой «змейке» на деформируемом грунте при длине полуволны Δs , м.				по дороге с малодеформируемым грунтом и случайным изменением направления		
				20	30	40	50	N*	$V_{ср, км/ч}$	ω_{np} (рад/с)
1	12,8	дискретная	0,8	25	28	30	37	нет данных		
2	17,0	дискретная	1,0	26	35	45	47	96	35,8	6,0
3	17,0	непрерывная	1,1	24*	34,8*	46*	48*	16	46,0	1,3
				25,2	37,8	50,4	63			

N* - цикличность включения на километр пути

рачивающий момент противоположного знака. В результате машина из поворота выходит, но это состояние не фиксируется, а начинается поворот в противоположную сторону с непрерывно возрастающей скоростью, пока не изменится знак управления. Такое движение машины представляется как совокупность периодических бросков из одной стороны в другую от требуемой траектории. Движение машины в таком режиме оценивается водителем как трудноуправляемое. Вписывание в ограниченный коридор достигается снижением скорости движения. Кроме того, при движении по малодеформируемому грунту с ограниченными сцепными свойствами боковые ускорения при дискретном управлении приводят к существенным по модулю и быстрым, некомпенсируемым водителем, отклонениям траектории. Необходимая точность траектории достигается снижением скорости движения. Для машин с непрерывными свойствами СУП цикличность включения механизма поворота (МП) также связана с необходимостью компенсации отклонения траектории. Частота включения механизма поворота сокращается в шесть раз и составляет 16 на километр пути, а средняя скорость движения машины увеличивается лишь в 1,3 раза и составляет 46 км/ч. Это связано с проявлением существенной нелинейности характеристики СУП – насыщением по давлению (ограничение координаты). При высокой цикличности включения МП возрастает требуемый поворачивающий момент для преодоления инерционной составляющей момента сопротивления. Это приводит к перегрузке ГОП, срабатыванию предохранительных клапанов, переходу рабочей жидкости в двухфазное состояние (из-за аэрации, вспенивания или кипения) и соответственно к снижению механической жесткости характеристики и предельной частоты $\omega_{пр} = 1,3$ рад/с при $k_p(\omega) = 0,75$ (график 4).

На основе проведенных исследований предлагается следующая последовательность прогнозирования подвижности гусеничной машины при криволинейном движении. Исходными данными являются геометрические и упругоинерционные параметры машины, определяющие фазово-частотную характеристику, удельная мощность,

характеристики тяговая и системы управления поворотом; спектральная плотность дорожно-грунтовых условий движения, кривизна дороги $S_k(\omega)$ и ее ширина $S_{\mu}(\omega)$, а также коэффициент сопротивления повороту $S_p(\omega)$. На основе обратного преобразования Фурье определяются функции пути параметров дорожно-грунтовых условий $k(s)$, $H(s)$, $\mu(s)$.

В дальнейшем производится определение параметров нелинейности системы управления, динамических свойств $(t_{зв}, t_{ин})$ гусеничной машины и водителя, коэффициента фазовой напряженности $k_f(\omega)$, составляющих угла поворота машины $\beta(k_{др}, \alpha_{шп})$, цикличности включения механизма поворота и частоты процесса регулирования направления движения. Кроме того, вводятся ограничения: условия вписываемости, психологические свойства водителя, выполняющего функции звена обратной связи, перегрузки ГОП, буксование гусеницы забегающего борта, по тяговым возможностям и боковому заносу. На основе этих данных и имитационного моделирования движения машины производится расчет скорости движения как наименьшее по вышеприведенным ограничениям. Полученные результаты статистически обрабатываются, определяются спектральная плотность скорости движения и числовые характеристики функции распределения по пути.

Реализация такого подхода позволяет не только прогнозировать быстроходность машины по ее динамическим свойствам, но и решать обратную задачу повышения скоростных свойств дифференцированным сокращением отдельных ограничений при автоматизации управления движением. Сформулированы требования к автоматизированной системе, в частности, по созданию форсирующего управления, компенсации быстрых отклонений, сокращению цикличности включения механизма поворота водителем. Получены условия движения без снижения скорости по приближенной траектории – окружности предельной кривизны $k = \frac{V^2}{\mu \cdot g}$,

установлены зависимости для расчета эволюты – координат полюса поворота, предотвращающие боковой занос.

Литература

1. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых машин. - М.: Машиностроение, 1993. - 320 с.
2. Красненькое В.И. Основы теории управляемости гусеничных машин. - М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. - 82 с.
3. Благоднаров А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. - Курган: Изд-во КМИ, 1995. - 162 с.
4. Попов Е.П., Пальтов И.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. - М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит-ры, 1960.

ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРОКРУЧИВАНИЮ И ИЗНОС ДВИГАТЕЛЯ

В процессе исследований, проведенных в Уральской государственной сельскохозяйственной академии, ставилась задача выяснить зависимость величины среднего момента сопротивления от температуры окружающей среды и частоты вращения у двигателя Д-21 и установить влияние предпусковой прокачки масла на момент сопротивления и величину износа деталей цилиндропоршневой группы при холодном пуске у двигателя СМД-14БН.

В процессе опытов исследовалась зависимость величины среднего момента сопротивления при прокручивании двигателя с компрессией и без компрессии от температуры окружающей среды и частоты вращения. Как показали результаты опытов, представленные в виде графика на рис. 1, средний момент сопротивления с увеличением частоты вращения растет. Например, при прокручивании без компрессии, температуре окружающей среды -10°C и частоте вращения 150 об/мин он составил 40 Н·м, а с увеличением частоты до 300 об/мин возрос до 45 Н·м. Это объясняется тем, что с ростом частоты вращения увеличиваются силы инерции движущихся деталей и растут силы трения. С

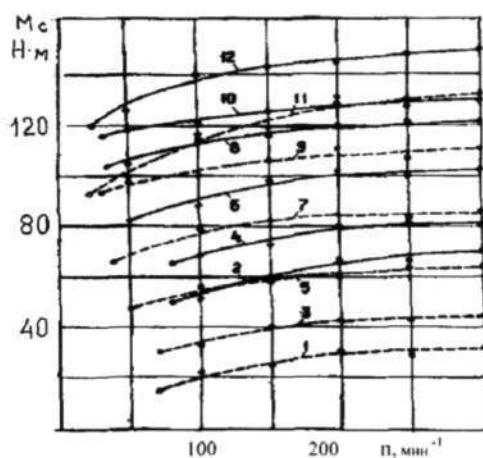


Рисунок 1 – Зависимость момента сопротивления при прокручивании двигателя от частоты вращения коленчатого вала при разной температуре окружающей среды:

– с компрессией; - - без компрессии; 1 и 2 температура среды 0°C ; 3 и 4 – минус 10°C ; 5 и 6 – минус 19°C ; 7 и 8 – минус 26°C ; 9 и 10 – минус 32°C ; 11 и 12 – минус 38°C .

увеличением относительной скорости движения трущихся частей возрастает сопротивление сдвигу между отдельными слоями масляной пленки [1].

Величина момента особенно сильно зависит от температуры среды. Так, при прокручивании двигателя с компрессией и частотой вращения 300 об/мин при температуре 0°C он был равен всего 70 Н·м. При понижении температуры среды до -38°C и при тех же остальных условиях он составил уже 150 Н·м. Это объясняется значительным увеличением вязкости масла и вследствие этого повышением силы трения.

Для исследования процесса нагрева масла и подачи его в подшипники и цилиндропоршневую группу (ЦПГ) в УрГСХА была создана установка и проведены эксперименты. Опыты показали, что температура масла в картере за 10 минут работы установки повысилась на 700°C независимо от температуры окружающей среды. При подаче масла к деталям КШМ и газораспределительного механизма в течение трех минут она снизилась на $30-35^{\circ}\text{C}$ за счет быстрой теплоотдачи деталям.

Продолжительность пуска со средствами и без средств облегчения определялась путем многократных пусков при разной температуре окружающей среды (от 0 до -25°C) и частоте вращения коленчатого вала двигателя от 100 до 300 min^{-1} . Пределы такой температуры приняты вследствие затруднительного пуска с понижением температуры окружающей среды.

В результате опытов оказалось, что с уменьшением частоты вращения коленчатого вала продолжительность пуска увеличивается. Это объясняется уменьшением температуры и давления в цилиндре, увеличением теплоотдачи в стенки цилиндра, увеличением потерь заряда, ухудшением уплотнения, снижением температуры топлива и ухудшением его распыливания.

Установлены зависимости момента сопротивления прокручиванию двигателя с подачей масла к тру-

щимся поверхностям и без нее; с компрессией и без компрессии. Результаты опытов показаны на рис. 2, из которого видно, что средний момент сопротивления прокручиванию с понижением температуры увеличивается во всех случаях, но по величине он различен. Опыты проводились при частоте вращения двигателя 150 мин⁻¹. Так, например, при -10°C средний момент сопротивления прокручиванию без компрессии и с опрессовкой равен 38 Н·м, а при -24°C он увеличился до 40 Н·м. Тот же момент, но при прокручивании с компрессией и опрессовкой разогретым маслом увеличился до 119 Н·м, а в дальнейшем с понижением температуры до -24°C возрос до 142 Н·м.

В результате экспериментов установлено также, что с понижением температуры окружающей среды момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала двигателя увеличивается, и это явление наблюдается независимо от того, прокручивается двигатель с компрессией или без нее, с опрессовкой маслом или без опрессовки.

Средства облегчения пуска применяются для запуска двигателей в условиях низких температур. Такие средства, как свечи накаливания или легковоспламеняющиеся жидкости, часто используются без разогрева картерного масла. Ввиду повышения его вязкости оно может своевременно не поступить к трущимся частям. Литературные данные по износу двигателей при пуске весьма противоречивы. Ряд авторов утверждает, что пусковые износы составляют 50-70% от общих износов двигателя и что один пуск по величине износа эквивалентен пробегу автомобиля в несколько сотен километров [2]. Однако анализ последних работ по исследованию износа двигателя при пуске в условиях низких температур, выполненный Ю.В. Микулиным и др., показал, что в определенных условиях, с применением загущенных, маловязких масел износ двигателя при пуске без разогрева масла зимой и летом почти одинаковый [2].

Эксперименты, проведенные Г.С. Лосавио [3], позволили получить и измерить износы двигателя отдельно в период пуска и прогрева. Например, в одной серии опытов было проведено 100 пусков при температуре окружающей среды -18°, -20°C. В процессе каждых 10 пусков двигатель не прогревался и работал без подачи смазки к трущимся поверхностям, имея между ними только первоначальную масляную пленку. При этом оказалось, что износы двигателя были невелики. Пленка надежно разделяла трущиеся детали. Ее прочность объясняется тем, что масло задерживается в неровностях и порах металла, надежно прилипает к поверхностям и при низких температурах затвердевает. Пленка начинает разрушаться в начальный период разогрева двигателя от действия высокой температу-

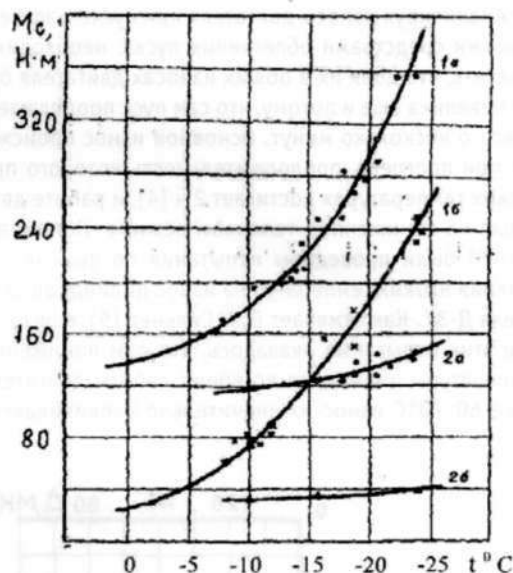


Рисунок 2 – Зависимость момента сопротивления прокручиванию двигателя от температуры среды:

а – декомпрессор выключен; б – декомпрессор включен; 1 – до опрессовки; 2 – после опрессовки маслом.

ры, и, пока не поступает масло от насоса, возможно появление сухого трения.

Таким образом, в период пуска трущиеся пары двигателя работают в условиях полужидкостного или даже полусухого трения. Состояние масляной пленки в течение пуска изменяется, и возможен переход от гидродинамической к граничной смазке.

Учитывая вышеизложенное, в УрГСХА были проведены эксперименты по определению влияния прокачки масла на износ двигателя. Для этого двигатель СМД-14БН запускался 100 раз с подачей масла обычным способом, от масляного насоса, и с предварительной прокачкой к деталям ЦПГ подогретого до 70°C масла в режиме холостого хода. Результаты опытов показали следующее (рис. 3, 4).

При обычном пуске износ цилиндра в поясе верхнего компрессионного кольца составил 60 мк, в нижнем поясе – 20 мк. Максимальный износ верхнего компрессионного кольца составил 100 мк, минимальный – 83 мк. Износ канавок поршня составил: верхней – 50 мк, второй – 30, третьей – 15 мк.

При пуске с предварительной прокачкой масла износ цилиндра в поясе верхнего кольца составил 12 мк, в нижнем – 4 мк. Максимальный износ верхнего кольца оказался 20 мк, минимальный – 15 мк. Установлено, что прокачка горячим маслом значительно снижает износы ЦПГ.

Анализируя износы двигателя при пуске с эффективными средствами облегчения пуска, необходимо отметить, что доля их в общих износах двигателя будет невелика еще и потому, что сам пуск продолжается всего несколько минут. Основной износ происходит при прогреве, продолжительность которого при низких температурах достигает 2 ч [4], и работе двигателя на пониженном тепловом режиме. Например, в НАТИ были проведены испытания по выяснению влияния низких температур на износ цилиндров двигателя Д-37. Как отмечает В.В. Сильнев [5], в результате этих испытаний оказалось, что при понижении температуры цилиндров во время работы двигателя ниже 60-70°C износ их значительно увеличивается

по сравнению с износом цилиндров у нормально прогретого двигателя.

Но даже общий износ при пуске и прогреве двигателя невелик по сравнению со всем эксплуатационным износом. Например, для дизеля ЯМЗ-238 этот износ при отрицательных температурах составил всего 6,75% от всего эксплуатационного износа [2].

Таким образом, для уменьшения пусковых износов необходимо ускорять не только пуск, но и прогрев двигателя, тогда при определенных условиях эти износы будут незначительны.

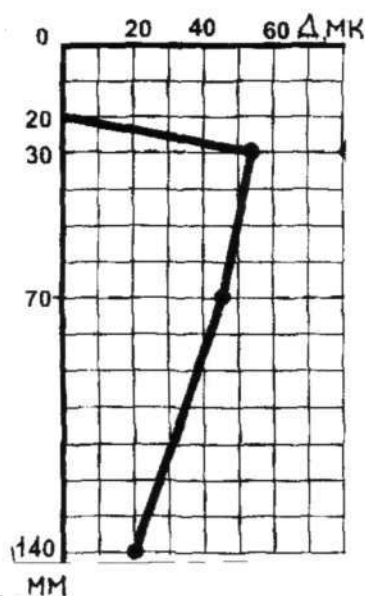


Рисунок 3 – Износ цилиндров двигателя СМД-14 БН по высоте после 100 пусков при обычной подаче неподогретого масла из системы смазки (износ в мк, средний по диаметру)

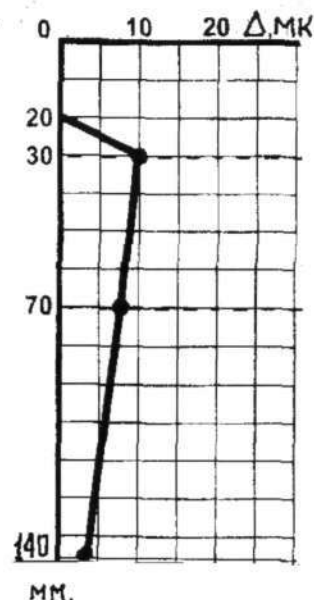


Рисунок 4 – Износ цилиндров двигателя СМД-14 БН по высоте после 100 пусков при предварительной прокачке подогретого масла перед пуском (износ в мк, средний по диаметру)

ЛИТЕРАТУРА

1. Минкин М.Л. Пуск автотракторных дизелей. - М.: Машгиз, 1948.
2. Копылов Ю.М. О подготовке двигателя к пуску/Копылов Ю.М., Пасечников Н.С., Болгов И.В. - М., 1964.
3. Лосавио Г.С. Пуск автомобильных двигателей без разогрева. - М., 1965.
4. Менделевич Я.А. Сопротивление прокручиванию тракторных двигателей при холодном электростартерном пуске // Автотракторное электрооборудование и приборы: Науч.-техн. сборн. - 1963. - Вып. 1.
5. Сильнев В.В. Износ цилиндров дизеля Д-37// Тракторы и сельхозмашины. - 1971. - № 2.

ТЕРМОДИНАМИКА ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЕ ПОРШНЕВОГО ДВС, ОБОРУДОВАННОЙ СТАБИЛИЗАТОРОМ ТЕМПЕРАТУРЫ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

В статье приводятся результаты анализа возможных вариантов процессов теплообмена в выпускной системе поршневого двигателя внутреннего сгорания, оборудованной стабилизатором температуры отработавших газов.

Температура отработавших газов поршневых ДВС существенно изменяется при работе на различных режимах. Это негативно сказывается на эффективности целого ряда систем, которыми может быть оборудован выпускной тракт двигателя (системы утилизации теплоты отработавших газов (ОГ) [1, 2 и др.], нейтрализации [3, 4 и др.] и т. п.).

В частности, при работе каталитического нейтрализатора (КН) температура начала процесса нейтрализации лежит в диапазоне 300-350 °C [3], что практически невыполнимо для большинства автомобилей на режимах холостого хода и малых нагрузок (при классическом расположении КН в системе выпуска ОГ). Вреден для КН и перегрев, который кроме ухудшения эффективности химических процессов может приводить и к прогоранию корпуса нейтрализатора.

Сохранение температуры ОГ в желаемом диапазоне возможно, если перед попаданием в КН (или в систему утилизации теплоты) ОГ будут проходить через стабилизатор температуры отработавших газов (СТОГ), содержащий теплоаккумулирующее вещество и работающий по принципу теплового аккумулятора с фазовым переходом [5-7 и др.]. Использование скрытой теплоты фазового перехода в процессах плавления-затвердевания теплоаккумулирующего вещества позволяет понижать температуру чрезмерно горячих ОГ, входящих в стабилизатор, и, наоборот, повышать ее, если она недостаточно высока. Подбор теплоаккумулирующего вещества с температурой фазового перехода, близкой к оптимальной температуре, необходимой для эффективного протекания процессов в КН, позволяет существенно снизить выбросы вредных веществ.

В процессе работы СТОГ принципиально возможны два случая.

В первом случае (рис. 1), когда $T_{ог. ср.} > T_{тав. ср.}$ (где $T_{ог. ср.}$ - средняя температура ОГ при их прохождении через стабилизатор температуры; $T_{тав. ср.}$ - средняя

температура теплоаккумулирующего вещества), часть энергии ОГ будет передаваться теплоаккумулирующему веществу в форме теплоты и увеличивать его внутреннюю энергию (происходит энергетический «заряд» СТОГ). При этом температура ОГ понижается.

Такая картина характерна для работы дизеля на больших нагрузках и высоких частотах вращения коленчатого вала.



Рисунок 1 – Принципиальная схема процесса стабилизации температуры отработавших газов в выпускном тракте дизеля, оборудованном стабилизатором температуры наддувочного воздуха при $T_{ог. ср.} > T_{тав. ср.}$

В случае, когда $T_{ог. ср.} < T_{тав. ср.}$ (режимы малой нагрузки и холостого хода), процесс энергообмена протекает в обратном направлении. Запасенная рабочим телом стабилизатора температуры энергия передается потоку ОГ в форме теплоты, повышая их температуру. При этом происходит энергетический «разряд» СТОГ.

В каждом из рассмотренных случаев возможны четыре варианта.

Первый соответствует ситуации начального нагрева теплоаккумулирующего вещества после пуска двигателя от температуры окружающей среды, причем



теплоаккумулирующее вещество находится только в твердой фазе (т. е. теплоты, подводимой к нему от ОГ, недостаточно, чтобы оно начало плавиться).

Для второго варианта характерно двухфазное состояние теплоаккумулирующего вещества (т. е. оно нагрето до температуры плавления и одновременно имеются две фазы – жидкая и твердая).

В третьем варианте теплоаккумулирующее вещество находится только в жидкой фазе при температуре фазового перехода и в четвертом – только в жидкой фазе при температуре, превышающей температуру фазового перехода.

Рассмотрим первый вариант первого случая в координатах $T-s$ (рис. 2). Здесь площадь 1-2-7-8 под линией 1-2 изобарного охлаждения ОГ в СТОГ эквивалентна удельному тепловому потоку, переданному от него 1 кг теплоаккумулирующего вещества. Линия 3-4 отражает нагрев 1 кг теплоаккумулирующего вещества от температуры окружающей среды при практически неизменном объеме, а площадь 3-4-6-5 эквивалентна удельной энергии, полученной теплоаккумулирующим веществом в форме теплоты за единицу времени.

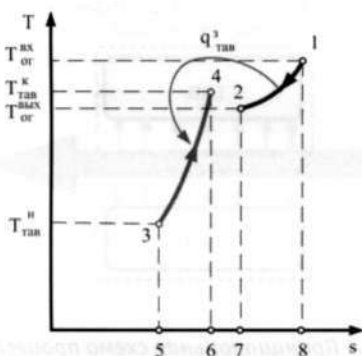


Рисунок 2 – Процессы охлаждения отработавших газов и нагрева теплоаккумулирующего вещества в случае, когда $T_{ог. ср.} > T_{тав. ср.}$ и теплоаккумулирующее вещество находится только в твердом состоянии

Второй вариант нагрева теплоаккумулирующего вещества в случае его «заряда» показан на рис. 3.

На этом рисунке площадь 1-2-7-9 под линией 1-2 изобарного охлаждения ОГ в СТОГ эквивалентна удельному тепловому потоку, переданному от него 1 кг теплоаккумулирующего вещества. Линия 3-4 отражает нагрев 1 кг теплоаккумулирующего вещества при практически неиз-

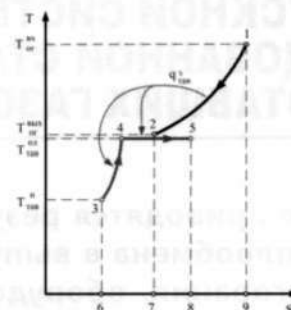


Рисунок 3 – Процессы охлаждения отработавших газов и нагрева теплоаккумулирующего вещества в случае, когда $T_{ог. ср.} > T_{тав. ср.}$ и теплоаккумулирующее вещество нагревается до двухфазного состояния

менном объеме до температуры плавления, линия 4-5 – процесс перехода части теплоаккумулирующего вещества из твердой фазы в жидкую. Площадь 3-4-5-8 эквивалентна удельной энергии, полученной теплоаккумулирующим веществом в форме теплоты за единицу времени.

Обсудим третий вариант нагрева теплоаккумулирующего вещества от ОГ при $T_{ог. ср.} > T_{тав. ср.}$. Теперь теплоаккумулирующее вещество в результате нагрева полностью расплавляется, но находится еще при температуре плавления.

Графическая интерпретация этого случая в координатах $T-s$ внешне ничем не отличается от диаграммы, представленной на рис. 3, только точка 5 будет соответствовать моменту полного расплавления теплоаккумулирующего вещества.

Четвертый вариант нагрева теплоаккумулирующего вещества от ОГ при $T_{ог. ср.} > T_{тав. ср.}$ имеет место, когда теплоаккумулирующее вещество нагревается до жидкой фазы и его температура становится выше температуры плавления (рис. 4).

На диаграмме площадь 1-2-9-12 под линией изобарного охлаждения ОГ в СТОГ 1-2 эквивалентна удельному тепловому потоку, переданному от них 1 кг теплоаккумулирующего вещества.

Линия 3-4 отражает нагрев 1 кг теплоаккумулирующего вещества при практически неизменном объеме до температуры плавления, линия 4-5 – процесс перехода теплоаккумулирующего вещества из твердой в жидкую фазу, и линия 5-6 – перегрев теплоаккумулирующего вещества выше температуры плавления.

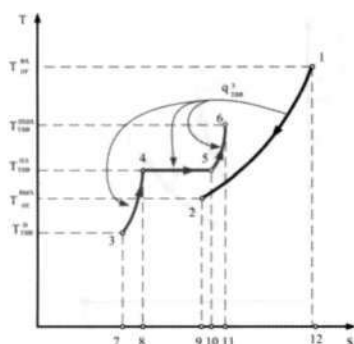


Рисунок 4 – Процессы охлаждения отработавших газов и нагрева теплоаккумулирующего вещества в случае, когда $T_{ог. ср.} > T_{тав. ср.}$ и теплоаккумулирующее вещество нагревается до жидкой фазы, причем его температура становится выше температуры плавления

Площадь 3-4-7-8 эквивалентна удельной энергии, затраченной на нагрев теплоаккумулирующего вещества до начала плавления, площадь 4-5-10-8 – удельной энергии, затраченной на полное расплавление теплоаккумулирующего вещества, площадь 5-6-11-10 – удельной энергии, затраченной на перегрев теплоаккумулирующего вещества до максимальной температуры.

Перейдем теперь к рассмотрению процесса теплообмена в ситуации, когда температура ОГ ниже температуры теплоаккумулирующего вещества, т.е. когда в стабилизаторе температуры происходит энергетический «разряд» теплоаккумулирующего вещества (рис. 5).

При этом в принципе также возможны четыре варианта.



Рисунок 5 – Принципиальная схема процесса стабилизации температуры отработавших газов в выпускном тракте дизеля, оборудованном стабилизатором температуры отработавших газов

Первый соответствует случаю, когда теплоаккумулирующее вещество начинает отдавать теплоту при температуре, превышающей среднюю температуру ОГ, но это охлаждение не приводит к его полному превращению в твердое состояние (рис. 6).

Во втором случае «разряд» СТОГ начинается с температуры плавления, и охлаждение теплоаккумулирующего вещества также не приводит к его полному затвердеванию (рис. 7).

В третьем случае охлаждение начинается в двухфазном состоянии, и в результате теплоаккумулирующее вещество переходит в твердое состояние (рис. 8).

Четвертый случай соответствует остыванию теплоаккумулирующего вещества только в твердом состоянии (рис. 9).

Рассмотрим перечисленные случаи.

В первом случае (см. рис. 6) на диаграмме T-s площадь 1-2 под линией изобарного охлаждения ТАВ, находящегося в жидком перегретом состоянии, эквивалентна удельному тепловому потоку, передаваемому от 1 кг теплоаккумулирующего вещества к ОГ.

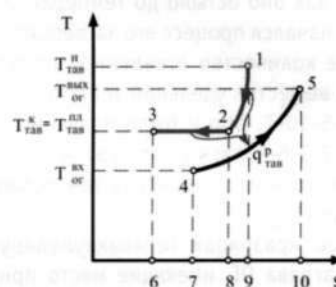


Рисунок 6 – Процессы нагрева отработавших газов и охлаждения теплоаккумулирующего вещества в случае, когда $T_{тав. ср.} > T_{ог. ср.}$, но это охлаждение не приводит к полному превращению его в твердое состояние

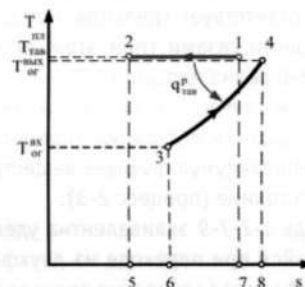


Рисунок 7 – Процессы нагрева отработавших газов и охлаждения теплоаккумулирующего вещества в случае, когда $T_{тав. ср.} = T_{ог. ср.}$

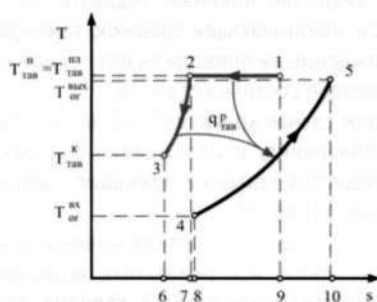


Рисунок 8 – Процессы нагрева отработавших газов и охлаждения теплоаккумулирующего вещества в случае, когда $T_{гв\text{ ср.}} > T_{ог\text{ ср.}}$ и оно последовательно переходит из двухфазного состояния в твердое

К ним же продолжает подводиться теплота (площадь 2-3-6-8) от теплоаккумулирующего вещества и после того, как оно остыло до температуры фазового перехода и начался процесс его затвердевания (линия 2-3). Общее количество отведенной от теплоаккумулирующего вещества удельной теплоты эквивалентно площади 4-5-10-7. Оно и было получено ОГ, поэтому площадь 1-2-3-6-9 равна площади 4-5-10-7. Результатом рассмотренных процессов теплообмена явился нагрев ОГ до $T_{ог}^{внх}$.

Процессы «разряда» теплоаккумулирующего вещества и нагрева ОГ, имеющие место при затвердевании теплоаккумулирующего вещества (которое, однако, не заканчивается полным переходом теплоаккумулирующего вещества в твердое состояние) (см. рис. 7), протекают следующим образом. Площадь 1-2-5-7 эквивалентна отводимой от теплоаккумулирующего вещества удельной теплоте («скрытой» теплоте фазового перехода), которая передается ОГ. Площадь 3-4-8-6 соответствует удельной теплоте, полученной отработавшими газами (при этом, естественно, площадь 3-4-8-6 равна площади 1-2-5-7).

В третьем случае (см. рис. 8) охлаждение начинается в двухфазном состоянии (процесс 1-2), и в результате теплоаккумулирующее вещество переходит в твердое состояние (процесс 2-3).

Площадь 1-2-7-9 эквивалентна удельной энергии, выделившейся при переходе из двухфазного состояния в однофазное (полностью твердое), площадь 2-3-6-7 – удельной теплоте, отведенной от остывающего

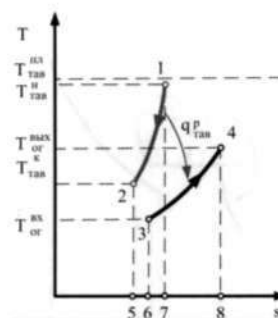


Рисунок 9 – Процессы нагрева отработавших газов и охлаждения теплоаккумулирующего вещества в случае, когда $T_{гв\text{ ср.}} > T_{ог\text{ ср.}}$ и оно находится только в твердом состоянии

твердого теплоаккумулирующего вещества. Площадь 4-5-10-8 эквивалентна полученной ОГ удельной теплоте, в результате чего они нагрелись до температуры $T_{ог}^{внх}$.

В последнем, четвертом, случае нагрев отработавших газов осуществляется твердым теплоаккумулирующим веществом (см. рис. 9).

Здесь от теплоаккумулирующего вещества отводится удельная теплота, эквивалентная площади 1-2-5-7, которая передается нагреваемым отработавшим газам. Последние получают эту теплоту в изобарном процессе 3-4. Площадь 3-4-8-6 эквивалентна указанному количеству удельной теплоты.

Следует отметить, что все рассмотренные выше случаи принципиально возможны, но не должны иметь место при нормальной работе стабилизатора температуры отработавших газов.

Нормальная работа стабилизатора температуры должна протекать таким образом, чтобы на переменных режимах функционирования поршневого ДВС теплоаккумулирующее вещество в процессе «заряда» не расплавлялось полностью, а в процессе «разряда» не переходило полностью в твердое состояние.

Происходящий таким образом процесс «заряда» стабилизатора температуры отработавших газов показан на рис. 10.

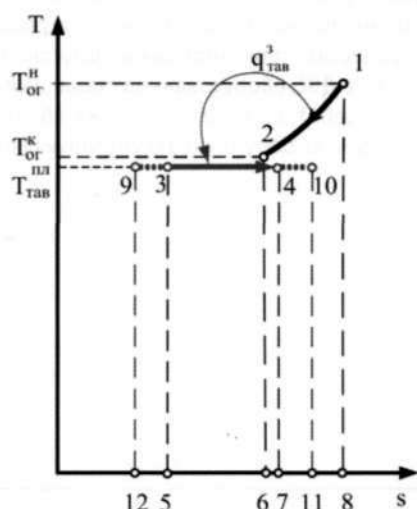


Рисунок 10 – Процессы охлаждения отработавших газов и нагрева теплоаккумулирующего вещества, находящегося в состоянии фазового перехода, в случае, когда $T_{ог.ср.} > T_{тав.пл.}$.

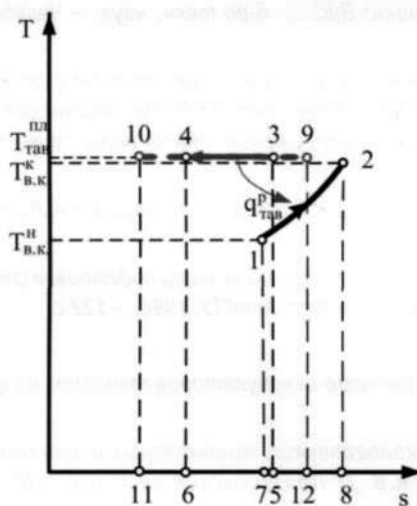


Рисунок 11 – Процессы нагрева отработавших газов и охлаждения теплоаккумулирующего вещества, находящегося в состоянии фазового перехода, в случае, когда $T_{тав.пл.} > T_{ог.ср.}$.

На этом рисунке 1 кг ОГ передает теплоаккумулирующему веществу теплоту, эквивалентную площади 1-2-6-8. Полученная теплоаккумулирующим веществом теплота на рисунке представлена площадью 3-4-7-5. Точка 9 соответствует состоянию начала плавления, точка 10 – полному расплавлению теплоаккумулирующего вещества. Площадь 9-10-11-12 эквивалентна теплоте, необходимой для расплавления теплоаккумулирующего вещества из твердого состояния (только что достигшего температуры плавления) до полного жидкого состояния (но еще при температуре плавления).

Соответствующий процесс «разряда» СТОГ приведен на рис. 11. На этом рисунке 1 кг теплоаккумулирующего вещества переходит из состояния 3 в состояние 4, выделяя при этом некоторое количество «скрытой» теплоты фазового перехода (площадь 3-4-6-5). Эта теплота переходит к отработавшим газам и нагревает их от состояния 1 до состояния 2. Количество удельной теплоты, полученной ОГ, эквивалентно площади 1-2-8-7.

Точка 9 соответствует жидкому состоянию теплоаккумулирующего вещества при температуре плавления, а точка 10 – твердому состоянию при этой же температуре. Площадь 9-10-11-12 эквивалентна «скрытой» теплоте фазового перехода, которая выделилась бы при переходе 1 кг теплоаккумулирующего вещества из жидкого состояния в твердое при температуре плавления.

Реализовать показанные на рис. 10 и 11 варианты работы СТОГ можно подбором теплоаккумулирующего вещества, соответствующего количеству этого вещества с высокой теплотой фазового перехода.

При рассмотренном характере работы стабилизатора уровень температуры ОГ, направляющихся в КН, устанавливается близким к температуре фазового перехода теплоаккумулирующего материала.

Обеспечить температуру газов, поступающих в каталитический нейтрализатор, на необходимом для его эффективной работы уровне можно, подобрав теплоаккумулирующее вещество с соответствующей температурой фазового перехода.

К настоящему времени предложены материалы, обеспечивающие практически любое значение температуры плавления в диапазоне температур отработавших газов [8, 9 и др.]. На наш взгляд, для решения задачи стабилизации температуры отработавших газов поршневых ДВС на уровне, обеспечивающем эффективную работу каталитического нейтрализатора, предпочтение следует отдать гидроксиду лития. При

температуре плавления 471°C он обладает высокой теплотой фазового перехода и, кроме этого, самой высокой удельной теплоемкостью в сравнении с другими, приведенными в таблице, веществами, а также очень маленькой разницей плотностей (2,8%) в твердом и жидком состояниях [6].

Выводы. Представленные в статье материалы дают достаточно полное представление о термодинамических процессах, происходящих в выпускной системе поршневого ДВС, оборудованной стабилизатором температуры отработавших газов, а также об обоснованном подходе к выбору теплоаккумулирующего вещества.

Литература

1. Кукис В.С. Системно-термодинамические основы применения двигателей Стирлинга для повышения эффективности силовых и теплоиспользующих установок мобильной техники: Дис. ... д-ра техн. наук. - Челябинск, 1989. - 461 с.
2. Коваленко Ю.Ф. Математическая модель процесса теплообмена в тепловом аккумуляторе с фазовым переходом для системы утилизации теплоты отработавших газов ДВС/ Коваленко Ю.Ф., Разношинская А.В., Шибанова В.А. // Современные тенденции развития военной техники и вооружений: Материалы науч.-техн. конф. - Омск: Омск. гос. ун-т, 2003. - С. 27-31.
3. Новоселов А.Л. Основы инженерной экологии в двигателестроении: Учеб. пособ. / Новоселов А.Л., Мельберг А.А., Беседин С.Л. - Барнаул: АлтГТУ, 1993. - 99 с.
4. Новоселов А.Л. Снижение токсичности автотракторных дизелей: Учеб. пособ. по целевой подготовке специалистов ДВС/ Новоселов А.Л., Новоселов С.В., Мельберг А.А., Унгефук А.В. - Барнаул: АлтГТУ, 1996. - 122 с.
5. Левенберг В.Д. Аккумуляция тепла. - М.: Наука, 1991. - 83 с.
6. Котенко Э.В. Разработка математической модели и методики расчета аккумуляторов теплоты на фазовом переходе: Дис. канд. техн. наук. - Воронеж, 1996. - 125 с.
7. Кукис В.С. Тепловой аккумулятор как средство повышения экологических, мощностных и экономических показателей ДВС/ Кукис В.С., Коваленко Ю.Ф., Разношинская А.В. // Ползуновский вестник. - № 1-2/ АлтГТУ. - Барнаул, 2003. - С. 82 - 85.
8. Теплофизические свойства теплоаккумулирующих материалов. Кристаллогидраты / Мозговой А. Г. и др. - М.: ИВТАН АН СССР, 1990. - 82 с.
9. Куколев М.И. Проектный анализ тепловых аккумуляторов: Дис. канд. техн. наук. - Киев, 1996. - 113 с.

ПЫЛЕСВЯЗЫВАЮЩИЙ СОСТАВ ДЛЯ АВТОДОРОГ УГОЛЬНЫХ РАЗРЕЗОВ

На основе исследований физико-технических характеристик пылесвязывающих (ПСВ) составов (вторичные продукты переработки) выявлены их эксплуатационные возможности в условиях низких температур, определены основные требования и факторы, влияющие на качество ПСВ.

Проблема борьбы с пылью на автодорогах угольных разрезов стоит особенно остро в районах с резко континентальным климатом, например в Южной Якутии, где период отрицательных температур составляет 220 дней. Высокая повторяемость штилевой погоды и низкие скорости ветра (0,6-0,7 м/с) создают неблагоприятные условия труда при погрузке-разгрузке угля и движении мобильных средств в разрезах. Уголь при низких температурах и незначительной влажности (на дорогах разрезов – от 2 до 12%) подвергается вымыванию и легко разрушается, в результате чего запыленность воздуха в рабочих зонах значительно превышает санитарные нормы. Пылеобразующая способность при таких условиях составляет 0,0021-0,003 кг/Кдж, а уровень запыленности воздуха у обочин автодорог и в кабинах водителей достигает десятков и сотен мг/м³. Помимо вредного влияния на здоровье водителей, пылевые частицы даже в незначительном количестве совместно с выхлопными газами способны образовывать ядра конденсации влаги, присутствие которых значительно усиливает процессы туманообразования в периоды неблагоприятной метеорологической обстановки при отрицательных температурах воздуха.

Все эти факторы приводят к снижению безопасности движения автомобилей, их транспортной скорости и увеличению интервалов между ними, а в конечном счете – к уменьшению технико-экономических показателей разрезов. В связи с этим вопрос обеспыливания автодорог в зимних условиях является весьма актуальным.

Из анализа литературных и патентных источников [1] выявлено, что для борьбы с пылью на автодорогах наиболее целесообразно использовать органические вещества, обладающие высокими поверхностно-активными и связывающими свойствами.

Исследования, проведенные Г.И. Фуксом, Н.М. Черножуковым и другими [2, 3], свидетельствуют о том, что наиболее рациональный путь получения пылесвязывающих веществ на органической основе с низкой температурой застывания – это введение депрессорных добавок при сохранении оптимального

соотношения в композиции вяжущих компонент (масла, смолы-асфальтены).

Из большого многообразия исследованных органических веществ выбраны промпродукты Уфимского НПЗ: экстракты селективной очистки масляной фракции, легкие газойли коксования и каталитического крекинга. В качестве депрессоров исследовались гудроны, дисциллатный и остаточный крекинг-остатки. Настоящий уровень развития нефтехимической промышленности создает возможность получения веществ с требуемыми свойствами. Исходя из опыта разработки ПСВ типа «Универсин-А» [4], за основные критерии оценки пригодности низкозастывающих органических веществ в качестве пылесвязывающих принимались их температурно-вязкостные и смачивающие свойства, летучесть, агрессивность к протекторной резине и др.

Одним из основных факторов, влияющих на качество ПСВ при низких температурах, является температура их застывания, определяемая в данной работе как гостовскими методами, так и разработанным нами структурно-электрофизическим методом (5) (рис. 1).

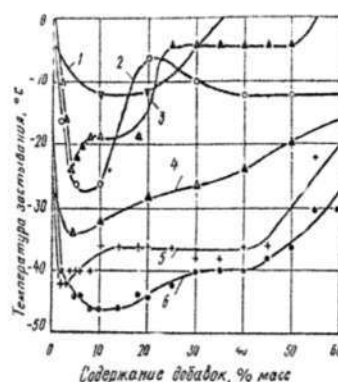


Рисунок 1 – Зависимость температуры застывания композиций от содержания депрессоров:

1 – «Универсин-А»; 2 – «Универсин-Б»; 3 – экстракт масла+крекинг-остаток; 4 – ГКК+гудрон; 5 – ГКК+крекинг-остаток; 6 – ГКК+ крекинг-остаток.

Из представленных данных видно, что вводимые депрессирующие добавки наиболее эффективно снижают температуру застывания композиций в интервале малых концентраций (около 10% массы). Например, экстракты селективной очистки масел при введении крекинг-остатка снижают температуру застывания смеси на 20°C, а гудрона – на 10°C. Механизм этого явления объясняется тем, что при добавлении относительно малого количества депрессатора (2-8%) содержащиеся в них асфальтосмолистые вещества как наиболее поверхностно-активные, по-видимому, адсорбируются на ребрах и вершинах кристаллов, одновременно являясь и центрами кристаллизации, вокруг которых ориентируются кристаллы парафиновых углеводородов в виде своеобразных скоплений – друз [6, 7]. При этом депарафинизированная часть жидкой фазы приобретает более высокую подвижность, а у всей композиции в целом снижается температура застывания. Дальнейшее увеличение содержания тяжелых остатков в базовых фракциях приводит к взаимодействию отдельных друз между собой и увеличению структурирования системы, в результате чего становится возможным (при соблюдении оптимального соотношения ингредиентов компаундированной смеси) применение их для целей пылеподавления.

Исследование зависимости температуры вспышки (ГОСТ 4333-48) анализируемых композиций от концентрации депрессаторов показало, что за счет снижения содержания легколетучих базовых фракций газойлей (90°C) температура вспышки смеси в целом повышается до 100°C и более. Из низкозастывающих смесей наиболее пожароопасна композиция газойлей каталитического крекинга и гудронов.

Результаты исследования температурного влияния на кинематическую вязкость композиций показали, что при температуре от минус 20°C и выше ПСВ обладают вязкостью до 2,10 м²/с, что позволит производить их розлив без предварительного подогрева.

Смачиваемость композиций изучалась по данным поверхностной активности и кинетике капиллярного проникновения [8]. Установлено, что композиции на основе газойлей коксования плюс крекинг-остатки и газойли каталитического крекинга плюс гудроны имеют скорость смачивания угольной пыли соответственно 0,0253 и 0,025 мДж/м² при оптимальном соотношении депрессоров. При этом скорость пропитки угольной пыли в значительной степени зависит от концентрации депрессорных добавок. Например, увеличение их концентрации на 10% понижает скорость пропитки почти в 4 раза.

Работа адгезии ПСВ к различной пыли определялась по величине краевого угла смачивания и при температуре минус 20°C составила 60 мДж/м².

В результате исследования кинетики испарения низкозастывающих ПСВ установлено, что наибольшую скорость испарения ($i = 0,2\%$) имеют легкие газойли каталитического крекинга с добавкой крекинг-остатка. Значительно меньшую испаряемость ($i = 0,1\%$) имеет та же базовая фракция в смеси с гудроном, что объясняется его высокими когезионными свойствами.

Оценка влияния низкозастывающих ПСВ на автомобильные шины производилась по степени набухания и изменению прочностных характеристик протекторной резины при их взаимодействии. Результаты исследований показали незначительную агрессивность к автомобильной резине при отрицательных температурах воздуха (степень контактного набухания составила 0,1-0,2%).

Поиск оптимального расхода ПСВ можно производить, например, с помощью тепловых методов смачивания субстрата (угольная пыль) адгезивом (ПСВ). Наиболее полное смачивание характеризуется максимальным тепловым эффектом на кривых дифференциально-термического анализа (ДТА). С увеличением количества адгезива тепловой эффект вначале возрастает, но уже при удвоенном его количестве он достигает предельного значения, и дальнейшее увеличение ПСВ не вызывает заметного возрастания теплового эффекта. Тогда за оптимум расхода ПСВ принимается то количество вещества, после которого увеличение теплоты не происходит, т. е. когда все частицы пыли полностью оказались смоченными, а часть вещества проникла в их трещины и поровые образования. Оптимальное соотношение субстрата к адгезиву составляет примерно 2:1.

Лабораторно-практические исследования низкозастывающего ПСВ на основе выбранных композиций показали возможность использования его при температуре окружающей среды до минус 25°C.

С целью разработки пылесвязывающих веществ для использования их при более низких температурах были проведены дополнительные исследования в лабораторных и промышленных условиях по определению оптимума содержания ингредиентов. На основании экспериментальных данных электрофизических исследований подобных нефтепродуктов [9], а также их технических параметров в качестве одного из практических примеров проводился поиск низкозастывающего ПСВ на основе легкого газойля замедленного коксования (ЛГЗК) с добавками крекинг-остатка (КО) и дисциллатного крекинг-остатка (ДКО). Основные физико-технические требования к ПСВ, применяемые в условиях до минус 40°C, представлены в табл. 1.

Приведенные в таблице параметры теснейшим образом связаны как с компонентным составом в целом, так и с концентрацией каждой из компонент.

Таблица 1 – Основные физико-технические требования к ПСВ

Показатели	Единицы измерения	Значение показателей
1. Температура начала кристаллизации	°C	не > -15
2. Температура застывания	°C	не > -40
3. Вязкость (при $t = -20$ °C)	м ² /с	не > 10 ⁻⁴
4. Краевой угол смачивания (при $t = -20$ °C)	град	не > 30
5. Скорость пропитки	м/с	не > 0,01
6. Температура вспышки	°C	не < 100

Разработка новых низкозастывающих веществ на нефтяной основе охватывает, как правило, и явления, связанные с процессами агрегатных превращений в нефтепродуктах [7, 10]. Поэтому в качестве откликов физико-технических показателей разрабатываемых ПСВ на специально созданных установках [11, 12] исследовались такие структурно-чувствительные параметры, как диэлектрическая проницаемость, тангенс угла потерь, наведенный потенциал, электропроводность, вязкость, смачивание и другие характеристики. Установлено, что оптимум содержания ингредиентов в ПСВ имеет экстремальное значение перечисленных параметров [7].

Для определения оптимального соотношения депрессаторов в пылесвязывающем веществе был использован метод симплекс-решетчатого планирования эксперимента, который позволяет варьировать одновременно всеми концентрациями ингредиентов (ЛГЗК, ДКО, ОКО).

Результаты эксперимента и их статистическая обработка были представлены в виде полинома – неполного квадратичного уравнения третьей степени:

$$y = b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3,$$

где: y – исследуемое свойство (отклик);

b_i – коэффициент уравнения регрессии;

x_i – кодированные факторные переменные.

По уравнениям регрессии, соответствующим каждому из откликов, были построены изолинии свойств химического состава растворов в тройных координатах. После совмещения площадей, ограниченных предельными значениями изолиний, определялась площадь их взаимного пересечения, которая и будет соответствовать области оптимальных концентраций отдельных ингредиентов в смеси на рис. 2.

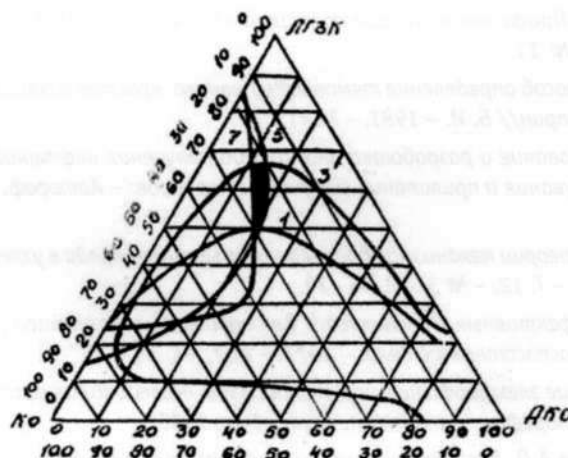


Рисунок 2 – Совмещенная диаграмма состояния системы ЛГЗК с добавками ДКО и КО

Оптимум содержания ингредиентов в ПСВ оказался следующий. Легкий газойль замедленного коксования – 50-65% масс; остаточный крекинг-остаток – 20-305% масс; дистиллятный крекинг-остаток – 12-20% масс.

Опытная партия пылесвязывающего вещества, разработанного совместно с Уфимским нефтяным университетом и Ново-Уфимским нефтеперерабатывающим заводом, была испытана на автодорогах угольных разрезов ПО «Экибастузуголь» и «Якутуголь». Для широкого внедрения разработанного ПСВ на разрезах институтом НИИОГР (Челябинск) создан самоходный поливочный агрегат (СПА), который позволяет производить очистку полотна автодорог от пыли и просыпей, рыхление верхнего слоя и розлив ПСВ под давлением. Агрегат выполнен на базе автомобиля БелАЗ-540А и включает в себя

гидромонитор, бак емкостью 25 м³, раскладной коллектор с форсунками, два насоса ЦВ-6,3/160, многорезцовый рыхлитель, щелевые оросители, отвал и электрогидравлическую систему уравнивания дорожного полотна. Самоходный поливочный агрегат успешно прошел междоуведомственные испытания и рекомендован к промышленному производству.

Срок обеспыливающего действия разработанного ПСВ зависит от интенсивности движения автотранспорта и составляет от 5 до 30 сут.

В результате испытаний установлено, что разработанное вещество является эффективным пылесвязывающим средством и может применяться в зимний период года при температурах воздуха до минус 40°C.

Литература

1. Токмаков М.А., Купин А.Н. Борьба с пылью при работе роторных экскаваторов и автосамосвалов на разрезах // *Технология добычи угля открытым способом*. - М., 1977. - 87 с.
2. Фукс Г.И. Вязкость и пластичность нефтей. - М. -Л.: Гостоптехиздат, 1951.
3. Чернотуков Н.М. Производство масел и присадок к смазочным маслам. - М. -Л.: Гостоптехиздат, 1944.
4. А.с. 507702 (СССР). Профилактическое средство «Универсин»/ П.Л. Ольков, З.И. Сюняев, А.П. Зиновьев и др.// Б. И. - 1976. - № 11.
5. А.с. 879420 (СССР). Способ определения температур начала кристаллизации и застывания и устройство для его осуществления/ В.А. Куприн// Б. И.-1981.- № 41.
6. Зиновьев А.П. Исследование и разработка технологии получения нефтяного универсального покрытия против пылеобразования, выдувания и прилипания сыпучих материалов: -Автореф. ... канд. техн. наук. -Уфа, 1975. -20 с.
7. Куприн В.А. Вопросы теории механизма образования объемного заряда в углеводородных смесях// *Башкирский химический журнал*. - 2005. - Т. 12. - № 3. -С. 35- 39.
8. Киринов Б.Ф. Выбор эффективных смачивателей для подавления витающей угольной пыли// *Техника безопасности, охрана труда и горноспасательное дело*. - 1973. - № 7. - С. 24 - 25.
9. Куприн В.А. Применение электрофизических методов для исследования низкотемпературных свойств нефтяных дисперсных систем: Автореф. ... канд. техн. наук. -Уфа, 1986.
10. Куприн В.А., Ставров А.П. Исследование низкотемпературных свойств дизельных топлив электрофизическими методами//*Химия и технология топлив и масел*. - 1979. - № 6. -С. 33- 35.
11. Куприн В.А., Тамбовцев В.И. Лабораторная установка для исследования температурных зависимостей диэлектрических характеристик//*Заводская лаборатория*. - 1978. - Т. 44. - № 12. - С. 1498 -1501.
12. Куприн В.А., Ольков П.Л., Гимаев Р.Н. Оценка низкотемпературных свойств нефтепродуктов потенциальным методом // *Химия и технология топлив и масел*. - 1982. - № 3. -С. 38- 40.

ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ СИЛОВЫМ ПРИВОДОМ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА ЭЛЕКТРОПОТРЕБЛЕНИЯ

В статье рассмотрены теория и методы оптимизации технологических режимов силового привода подвижного состава наземного городского электрического транспорта по критерию минимума электропотребления. Приведены основные результаты теоретических и экспериментальных исследований.

Электрический транспорт – один из основных потребителей электроэнергии, которая большей частью расходуется силовым приводом (СП) подвижного состава (ПС). Поэтому снижение удельного расхода электроэнергии (УРЭ) силовым приводом, а также других транспортных издержек при выполнении назначенного объема перевозок является наиболее важной экономической задачей транспортной отрасли в рамках реализации Федеральной целевой программы «Энергосбережение России».

Одно из основных направлений снижения удельного расхода электрической энергии ПС городского электрического транспорта (ГЭТ) – разработка и внедрение оптимальных технологических режимов СП по критерию минимального расхода электроэнергии [1-4].

Теоретические исследования в области оптимизации управления транспортными средствами получили широкое развитие и практическое применение после появления трудов Л.С. Понтрягина и Р. Беллмана, разработавших новые методы решения вариационных задач: принцип максимума и динамическое программирование [1, 4]. Для оптимизации управления электрическим транспортом используют как классическое вариационное исчисление, так и новые методы теории оптимального управления, большое внимание этому вопросу уделяется и за рубежом [1, 4].

Методы поиска оптимальных технологических режимов силового привода ПС имеют свои достоинства, недостатки и свою целесообразную область использования. Вариационное исчисление применимо при существенных допущениях, но с его помощью могут быть получены результаты, имеющие общий характер. Однако эти результаты касаются только траектории движения ПС, но не управлений, что несколько снижает их прикладную ценность.

Наиболее универсальным методом является динамическое программирование и его различные модификации (алгоритмы «киевский веник», «блуждающей трубки» и др.), которые позволяют получить глобаль-

ный минимум функционала. Ограничения на фазовые координаты и управления не усложняют, а, наоборот, упрощают расчеты, сокращая количество сравниваемых вариантов. Тем не менее поиск оптимальных технологических режимов этими методами требует больших вычислительных мощностей, и проведение оптимизационных расчетов на эксплуатационных предприятиях с помощью данных методов довольно затруднительно. Менее трудоемким является метод локальных вариаций, основанный на использовании нетрадиционного способа интегрирования уравнений движения ПС. Наименьшие затраты машинного времени с приемлемой точностью могут быть получены с помощью принципа максимума. Полная классификация методов поиска оптимальных технологических режимов силового привода ПС приведена в [1]. При проведении оптимизационных расчетов использованы алгоритм «киевский веник» и принцип максимума Понтрягина.

В решении задачи оптимизации технологических режимов СП исходными данными выступают: тип и масса ПС, время движения по перегонам, заданное расписание движения, план и профиль маршрутов. Если допустить, что режим движения данной тяговой единицы (ТЕ) на каком-либо перегоне между двумя остановками не влияет на режимы работы тяговых единиц, следующих на других участках маршрутов, то сумма расходов по перемещению одной ТЕ по этому перегону в функции скорости движения и потребления электроэнергии приближенно может быть выражена в виде

$$C_{nn} = c_1 A_e + c_2 A_w + c_3 A_t + c_4 T_x, \quad (1)$$

где c_1 – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии; A_e – расход электроэнергии на тягу ПС; c_2 – стоимость ремонта ПС и пути, приходящаяся на единицу работы сил сопротивления движению; A_w – работа сил сопротивления движению; c_3 – стоимость ремонта ПС и пути, приходящаяся на единицу работы тормозных сил; A_t – работа тормозных сил ПС за время движения по пе-

региону; c_4 – стоимость одного поезд-часа; T_x – время прохождения перегона.

Для упрощения задачи считаем, что расходы на ремонт ПС и пути пропорциональны расходу электрической энергии на тягу:

$$C_{nn} \approx c_1 \sum_{i=1}^n [(F_k(v, \xi_i) + \alpha B_T(v, \xi_i)) \cdot (\xi_i) + \beta] M_i, \quad (2)$$

где $B_T(v, t)$, $F_k(v, t)$ – тормозная сила и сила тяги ПС; $\alpha = c_3 k_T / c_1$, $\beta = c_4 / c_1$ – безразмерные коэффициенты; n – число участков дискретизации отрезка времени $[0, T_x]$; M_i – длительность i -го участка.

В качестве критерия оптимизации технологических режимов СП принят УРЭ на тягу ПС. Задача поиска оптимальных технологических режимов СП имеет следующую постановку: управление ПС должно обеспечивать минимум целевой функции при его движении из начального пункта в конечный, при этом должны выполняться краевые условия задачи и ограничения, накладываемые на технологические режимы, которые в некоторых случаях снимаются введением штрафных функций.

На технологические режимы силового привода ПС наложены следующие ограничения:

- температура перегрева тяговых электродвигателей (ТЭД) не должна превышать заданной максимальной величины;
- ограничения по устойчивости движения ПС в рельсовой колее;
- ограничения по сцеплению, определяемые риском возникновения разносного боксования;
- продольные усилия в ПС не должны превышать максимальной величины.

В решении поставленной задачи ПС рассматривается как пространственная механическая система, на которую действует пространственная система внешних сил. Выбор расчетной схемы ПС для математического моделирования прежде всего связан с выбором критериев достоверности модели и с проблемой оптимальной степени ее детализации. Однако усложнения модели, позволяющие получить более точные результаты расчетов, не всегда являются целесообразными. В работе приняты обычные допущения, используемые в динамике ПС: кузов, тележки, колесные пары и якоря тяговых электродвигателей являются твердыми телами. По алгоритму уравнений Лагранжа второго рода получена система нелинейных дифференциальных уравнений, описывающая динамическое поведение системы двух тяговых единиц [1].

В задаче описания динамических процессов тяговых электродвигателей существует два крайних подхода: на базе теории поля и теории электрических цепей. Первый развивается на основе уравнений

Максвелла, а второй использует схемы замещения и уравнения Кирхгофа. Задача усложнена тем, что на большинстве ПС установлены ТЭД постоянного тока, имеющие щеточно-коллекторный узел.

Различные формы уравнений асинхронных ТЭД получены в предположении, что на данные системы налагаются голономные связи. Уравнения связей, налагаемых на переменные, вытекают из предположения о квазистационарном характере электрических процессов в цепях ТЭД, и являются следствиями законов Кирхгофа. Поэтому эти связи изначально носят кинематический характер. При неизменной топологической структуре цепей, уравнения связей интегрируемы. Иначе в цепях ТЭД постоянного тока, где связи, налагаемые на токи секций якорной обмотки, вследствие коммутации носят неголономный характер. По уравнениям Лагранжа – Максвелла получена следующая система уравнений ТЭД постоянного тока смешанного возбуждения [3]:

$$\begin{cases} L_a \dot{i}_a + R_a i_a + \chi \dot{\gamma} (i_a + i_{\omega}) = U, \\ M_{\omega} = \chi i_a i_{\omega}, \\ M_{\omega} = \frac{\chi U^2}{R_a^2} \cdot \frac{R_a - \chi \omega}{R + \chi \omega}. \end{cases} \quad (3)$$

где $\chi = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \gamma} \sum^{(k)} m(\theta_v)$; $m(\theta_v)$ – взаимоиндуктивность

между i -й секцией и обмоткой возбуждения; M_{ω} – электромагнитный вращающий момент; L_a , R_a – индуктивность и сопротивление цепи якоря; L_{ω} , R_{ω} – индуктивность и сопротивление цепи возбуждения; γ – скорость вращения якоря; R – суммарное сопротивление последовательно соединенных обмоток якоря и возбуждения.

Расчет динамических режимов осуществляется поэтапным интегрированием уравнения вида (3) в межкуммутационном промежутке, и тех же уравнений с изменившимися значениями коэффициентов с присоединением двух уравнений для короткозамкнутых секций (во время коммутации) и включением соответствующих решений. Данный алгоритм является чрезвычайно трудоемким. Поэтому принята гипотеза о том, что при хорошо отлаженной коммутации ток в короткозамкнутых секциях во время коммутационного этапа изменяется по закону $i_v = g(\gamma) i_a$, где $g(\gamma)$ – гладкая функция, монотонно убывающая от значения $+1/2$ до $-1/2$. Таким образом, учитывается изменение направления обтекания током контура за время коммутационного этапа, когда замкнутый щеткой контур подготавливается к переключению без потерь из состава одной в состав другой параллельной ветви внутреннего участка цепи якоря [3].



Решение систем дифференциальных уравнений, описывающих ПС как сложную динамическую систему, является достаточно непростой задачей и без введения упрощающих предположений вряд ли разрешимой. Трудность численного исследования заключается в разнесении собственных частот системы, когда с малым шагом интегрирования приходится прорисовывать высокочастотные составляющие на больших временных интервалах. При исследовании задачи на больших характерных временах в уравнениях движения появляются малые параметры «слева» – уравнения приобретают сингулярно возмущенную форму.

В работе использована теорема А.Н. Тихонова о предельном переходе, которая позволяет исследовать модели ПС, у которых быстрые составляющие движения имеют затухающий характер, а воздействия на систему, зависящие явно от времени, – медленные. В результате составлены приближенные уравнения, которыми описываются быстрые и медленные составляющие движения по отдельности. Данные уравнения рассчитаны на ЭВМ – каждое в своем масштабе времени [1].

Оптимизация режимов движения в условиях многочисленных ограничений скорости.

Из-за значительного износа путевого хозяйства, контактной сети, подвижного состава, перегруженности городских автомобильных дорог службами эксплуатации предприятий ГЭТ вводятся ограничения скорости движения на городских маршрутах. Ограничения вводятся для обеспечения требований безопасности движения.

В результате действия многочисленных ограничений скорости движения возникла задача уточненной оценки экономичности режимов движения ПС. Анализируя трамвайные маршруты городов Казани, Самары, Перми, Уфы, Волгограда, Новочеркасска, Набережных Челнов, можно проследить, что наиболее часто встречаемые ограничения скорости – это локальные (5-15 км/ч) и по целым маршрутам (40 км/ч). Скоростные режимы при большом числе ограничений скорости характеризуются:

- частыми включениями тяговых электродвигателей из-за незначительного разгона подвижной единицы и высокого сопротивления движению;
- повышенным удельным расходом электроэнергии на тягу из-за больших пусковых потерь и незначительным по протяженности выбеге ТЭ;
- ускоренным износом ТЭД.

В связи с этим возникает задача разработки оптимальных режимов движения на городских маршрутах в условиях ограничений скорости. Задача обостряется для участков тяжелого профиля.

Скорости движения ПС до 15-20 км/ч являются нерациональными, так как поддержание таких скоростей вынуждает водителя делать частые включения ТЭД. Например, при ограничении скорости движения трамваев 5 км/ч – это одно включение ТЭД примерно на 50 м; а при неудовлетворительном состоянии путей или на участках тяжелого профиля из-за повышенного сопротивления движению – одно включение ТЭД на 20-30 м.

До скоростей 5-10 км/ч трамвайные вагоны разгоняются на маневровой позиции. Позиция является реостатной. Из-за возможного перегрева реостатов движение на маневровой позиции ограничено по времени. Следующие ходовые позиции разгоняют вагоны до больших скоростей, чем установленные ограничения 5-10 км/ч, поэтому в данном случае их использование исключается.

При движении по перегонам с ограничениями скорости 5-10 км/ч водители вынуждены производить частые переключения с маневровой позиции на выбег и наоборот. Кривая движения приобретает так называемую пилообразную форму. В данных режимах происходят большие потери электроэнергии в реостатах, частые включения контроллеров приводят к ускоренному износу ТЭД, а большинство времени работы ТЭД находятся в режиме пуска. Кроме того, ограничения скорости движения 5-10 км/ч вызывают недовольство пассажиров из-за медленного передвижения.

Имеют место случаи установки ограничений скорости 15 км/ч на участках с подъемом. Здесь водитель вынужден двигаться на реостатной позиции весь подъем либо разогнаться до больших, чем ограничение, скоростей, переходить на выбег и из-за высокого сопротивления движению производить частые переключения контроллера.

В связи с этим возникает вопрос о возможности устранения причин, по которым вынесены ограничения скорости на маршрутах. Причинами установки ограничений могут быть: неудовлетворительное состояние путевого хозяйства, контактной сети, износ подвижного состава, др. На таких маршрутах экономически целесообразным становится проведение капитальных ремонтов для устранения причин, вызвавших ограничения.

Рассмотрим в качестве примера трамвайный маршрут № 1 г. Казани. На данном маршруте практически нет перегонов без каких-либо ограничений, наложенных, согласно ПТЭ трамваев, службой эксплуатации транспортного предприятия. Рассматриваемый маршрут имеет протяженность 7,7 км. Общая протяженность участков с ограничением скорости 5 км/ч составляет 650 м (или 8,4% от общей протяженности маршрута), также имеются три пункта, где скорость должна быть



снижена до 5 км/ч. Данные о структуре ограничений скорости движения на маршруте приведены в табл. 1.

новые принципы оптимального управления технологическими режимами силового привода трамваев.

Таблица 1 – Ограничения скорости движения трамвайного маршрута № 1 г. Казани

Ограничение скорости, км/ч	Суммарная протяженность участков, м	Процент от общей длины маршрута, %
5	650	8,4
10	750	9,7
15	450	5,8
25	2600	33,8
30	500	6,5
без ограничений	2750	35,8

В целом по городу установлено ограничение скорости движения трамваев 40 км/ч. На рассматриваемом маршруте 23,9% его длины водитель должен двигаться со скоростью, не превышающей 15 км/ч.

Проведены экспериментальные исследования в различных эксплуатационных условиях режимов движения на трамвайных маршрутах с высокой долей участков, на которых скорость движения ограничена в 5-20 км/ч. Произведены многочисленные поездки по трамвайным маршрутам с реализацией оптимальных эксплуатационных режимов ТЭД с регистрацией времени хода и расхода электроэнергии на тягу вагонов.

Установленные на большинстве перегонов ограничения скорости являются завышенными. В связи с этим возрастает расход электроэнергии на тягу трамваев и снижается ходовая скорость. Данная ситуация вызвана перестраховкой ревизоров служб движения при установке ограничений.

На практике в большинстве случаев ограничения скорости 5-20 км/ч водителями не соблюдаются. Как показали экспериментальные исследования, если водитель будет соблюдать все установленные на маршруте ограничения скорости, он не уложится в расписание, будет опаздывать. Поэтому устанавливаемые по существующим методам, без учета дополнительных ограничений скорости, параметры расписания движения ПС вынуждают водителей нарушать эти ограничения. Так, например, в Новочеркасске для обеспечения безопасности движения по всем трамвайным маршрутам установлено ограничение скорости 25 км/ч. Помимо этого, действуют также другие ограничения – 5-20 км/ч. Очевидно, что не все ограничения водителями соблюдаются.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Для современных условий эксплуатации трамваев: высокого износа путевого хозяйства и контактной сети, наличия подвижного состава, выработавшего заданный ресурс, действия многочисленных ограничений по скорости движения и др. – предложены ос-

2. Проведен сравнительный анализ существующих расчетных схем ПС и математических моделей, используемых различными научно-исследовательскими организациями. В качестве объекта исследования принята система двух ТЭ, для которой составлены нелинейные системы обыкновенных дифференциальных уравнений, учитывающие жесткие воздействия.

3. Предложена методика математического упрощения системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы ПС, опирающаяся на теорему А.Н. Тихонова о предельном переходе, которая позволяет строго отделять «медленные» составляющие решения от «быстрых» и оценивать допускаемые при этом погрешности счета. В результате такой обработки уравнений каждая из подсистем может интегрироваться со своим шагом, что существенно снижает затраты машинного времени на выполнение оптимизационных расчетов. Кроме того, «вырождение» уравнений по «быстрым» переменным в несколько раз уменьшает ее порядок.

4. Учитываются следующие ограничения, накладываемые на фазовые состояния ПС: нагревание ТЭД, максимальная направляющая сила рельсовой колеи при прохождении кривых, устойчивость движения в рельсовой колее, нарушения скоростного режима движения по элементам продольного профиля пути, ограничения на силы тяги и торможения по условиям сцепления колес с рельсами, максимальный ток ТЭД в тяге и при торможении.

5. Разработаны алгоритм и методы оптимизации технологических режимов силового привода подвижного состава трамваев с учетом ограничений безопасности движения, минимизирующие функционал как функцию скоростей на элементах продольного профиля пути. Использование методики оптимизации технологических режимов силового привода подвижного состава трамваев на вычислительных машинах дает возможность построить тренажеры для водителей, работающие в режиме реального времени.

6. Предложена математическая модель расчета оптимальной среднеходовой скорости V_x движения ПС трамваев на перегонах с ограничениями скорости до 20 км/ч. Проведенный статистический анализ характеристик трамвайных маршрутов показал, что данные перегоны являются преобладающими на трамвайных маршрутах, особенно в центральной части крупных городов. Вместе с тем в существующих методах не уделяется должного внимания анализу характеристик режимов движения ПС трамваев на таких перегонах, что в конечном счете приводит к увеличению расхода электрической энергии на тягу ПС. Экспериментальные исследования, проведенные в различных эксплуатационных условиях, показали высокий уровень адекватности предложенной математической модели расчета среднеходовой скорости движения трамваев на перегонах с ограничениями скорости до 20 км/ч. Предложенная модель дает более точные оценки расчетных параметров, чем существующие методы, расхождение с экспериментальными значениями V_x не превышает 10%.

7. Разработана методика анализа параметров маршрутных систем городов на основе теории вероятностей и математической статистики, позволяющая анализировать объективные причины высокого уровня УРЭ силового привода трамваев, давать рекомендации и предлагать конкретные меры, направленные на снижение расхода электроэнергии ТЭД. Методика позволяет сравнивать энергетические показатели режимов работы тяговых электродвигателей трамваев и параметров маршрутной системы города с аналогичными параметрами других городов.

8. В результате аналитического исследования и анализа существующих методов расчета технологи-

ческих режимов силового привода трамваев установлено, что их использование приводит к недопустимому расхождению между расчетными и эксплуатационными значениями параметров режимов работы СП. Экспериментальным путем получены формулы для расчета УРЭ ТЭД на перегонах при реализации оптимальных технологических режимов силового привода трамваев. Результаты многочисленных экспериментальных исследований подтвердили адекватность предложенной математической модели расчета УРЭ на тягу трамваев реальным условиям эксплуатации. Расхождение расчетных и экспериментальных значений УРЭ не превышает 10%.

9. Предложены алгоритм и методика расчета режимных карт (РК) с учетом полученных зависимостей для оценки параметров оптимальных технологических режимов силового привода трамваев. Методика расчета РК реализована на ЭВМ. Разработана методика экспериментальных исследований технологических режимов СП на трамвайных маршрутах с использованием РК и бортовой системы учета параметров режима. Методика позволяет оценить энергетические и скоростные характеристики режимов движения трамваев, а также разработать нормы расхода электроэнергии на тягу ПС. Внедрение режимных карт, рассчитанных по предложенной методике расчета оптимальных технологических режимов силового привода, позволило получить до 3% экономии электрической энергии, расходуемой на тягу трамваев. Глубина экономии от реализации оптимальных технологических режимов СП составляет 12%.

Литература

1. Бакиров А.Р. Снижение электропотребления силового привода электрического транспорта: Научное издание. - Казань: Казан, гос. энерг. ун-т, 2005. - 256 с.
2. Бакиров А.Р. Разработка методики расчета рациональных эксплуатационных режимов тяговых электродвигателей трамваев: Дис.... канд. техн. наук. - Казань: КГЭУ, 2003. - 161 с.
3. Родюков Ф.Ф., Львович А.Ю. Уравнения электрических машин. - СПб.: Изд-во С.-Петербургского университета, 1997. - 272 с.
4. Петров Ю.П. Оптимальное управление движением транспортных средств. -Л.: Энергия, 1969. - 96 с.

ИНТЕГРИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ПРИВОДОМ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПОСТОЯННОГО ТОКА

Железнодорожный транспорт - крупный потребитель энергоресурсов. Главным энергоносителем для тяги поездов в ОАО «РЖД» является электроэнергия. Энергетической стратегией железнодорожного транспорта предусмотрено создание моторвагонного подвижного состава с плавным регулированием скорости, обеспечивающим экономию электроэнергии до 10 %.

Анализ состояния локомотивного парка показал, что в настоящее время моторвагонный подвижной состав обладает высокой степенью износа и высокой энергоемкостью. Физический износ эксплуатируемых электропоездов превышает 70%. Наряду с капитальными затратами на приобретение подвижного состава и расходами на текущее содержание значительную часть составляют расходы на электроэнергию. Их сокращение предусмотрено энергетической стратегией ОАО «РЖД» в период до 2020 г. [1]. Применение морально устаревших энергоустановок (реостатного пуска тяговых двигателей постоянного тока) является основной причиной повышенного расхода электроэнергии на тягу поездов [2].

Значительную долю расхода электроэнергии составляют потери при реостатном пуске

$$A = P_{\text{пуск}} t_{\text{пуск}},$$

где $P_{\text{пуск}}$ – электрическая мощность, потребляемая при пуске,

$$P_{\text{пуск}} = P_{\text{дв}} + P_{\text{реост}},$$

$P_{\text{дв}}$ – электрическая мощность, потребляемая тяговыми двигателями;

$P_{\text{реост}}$ – электрическая мощность, теряемая в пусковых резисторах;

$t_{\text{пуск}}$ – время разгона при пуске.

$$P_{\text{дв}} = EI_{\text{пуск}} + I_{\text{пуск}}^2 r_{\text{дв}},$$

где E – электродвижущая сила якорей тяговых двигателей;

$I_{\text{пуск}}$ – пусковой ток;

$r_{\text{дв}}$ – сопротивления обмоток тяговых двигателей.

$$P_{\text{реост}} = I_{\text{пуск}}^2 R_{\text{пуск}},$$

где $R_{\text{пуск}}$ – сопротивления пусковых резисторов.

Закон изменения сопротивления пускового реостата

$$R_{\text{пуск}} = R_1 \cdot \left(1 - \frac{V}{V_a}\right),$$

где V – текущее значение скорости;

V_a – скорость выхода на безреостатную характеристику тягового двигателя;

R_1 – сопротивление пускового реостата при $V=0$,

$$R_1 = \frac{U}{I_{\text{пуск}}} - r_{\text{дв}},$$

где U – подведенное напряжение.

Потери электроэнергии в пусковом реостате при постоянном ускорении

$$A_{\text{реост}} = \int_0^T I^2 R_{\text{пуск}} \cdot \left(1 - \frac{t}{T}\right) dt = \frac{I^2 R_{\text{пуск}} T}{2},$$

где t – текущее значение времени;

T – время пуска,

$$T = \frac{V_a}{a}.$$

Потери энергии зависят от пускового тока, времени разгона, числа остановок и других факторов. Потери при пуске уменьшают за счет выхода на безреостатную характеристику при меньшей скорости, что возможно при разгоне с большими пусковыми токами.

Использование современных полупроводниковых приборов позволяет реализовать схему плавного пуска, в которой пусковой ток соответствует максимальному значению силы тяги и ускорению, установленному для электропоездов.

Рассмотрим преимущества плавного пуска над реостатным ступенчатым на примере электропоезда ЭР2. На рис. 1 изображены законы регулирования для плавного и ступенчатого пуска. В первом квадранте приведена пусковая диаграмма электропоезда ЭР2, на которую нанесены прямые среднего тока $I_{\text{ср}} = 190 \text{ A}$.

реализуемого в схеме ступенчатого пуска, и пускового тока $I_{\text{пуск}} = 210 \text{ А}$ при плавном регулировании. При ступенчатом пуске электропоезда

$$I_{\text{ср}} = \frac{I_{\text{max}} + I_{\text{min}}}{2}.$$

Выход на скоростную характеристику происходит при скорости 48 км/ч (13,5 м/с) в точке А1.1 пусковой диаграммы электропоезда ЭР2, приведенной в первом квадранте рис. 1. В схеме плавного регулирования пускового тока при $I_{\text{пуск}} = I_{\text{max}}$ (210 А) вывод тяговых двигателей на автоматическую характеристику будет происходить в точке В1.1 при скорости 44,5 км/ч (12,4 м/с).

Время, необходимое для выхода на естественную характеристику тяговых двигателей, зависит от ускорения, с которым происходит разгон электропоезда,

$$t = \frac{V}{a},$$

где t , V – время и скорость выхода на естественную характеристику тяговых двигателей;

a – ускорение электропоезда.

Во втором квадранте рис. 1 приведена зависимость скорости электропоезда при разгоне от величины ускорения $V=at$. В свою очередь, ускорение зависит от силы тяги и силы сопротивления движению

$$a = \frac{F}{G} - (w_0 + i),$$

где F – сила тяги электропоезда;

G – вес электропоезда;

w_0 – основное удельное сопротивление движению электропоезда;

i – уклон элемента пути, по которому движется электропоезд.

Считая, что силы сопротивления движению электропоезда за время пуска постоянны и значительно меньше силы тяги, примем $a \approx F$. Так как

$$F = \frac{3,6 I_{\text{дв}} U \eta}{V},$$

где $I_{\text{дв}}$ – ток тягового двигателя;

U – напряжение на тяговом двигателе;

V – скорость электропоезда;

η – коэффициент полезного действия механической передачи,

то ускорение также пропорционально току тягового двигателя

$$a \approx I_{\text{дв}}.$$

Согласно пусковой диаграмме электропоезда ЭР2, приведенной на рис. 1, реализуемая величина тока плавного пуска будет больше, чем при реостатном. Соотношение пусковых токов плавного и реостатного пуска составит

$$K_{\text{пр.1}} = \frac{I_{\text{max}}}{I_{\text{ср}}} = \frac{210}{190} = 1,11,$$

соответственно приращение ускорения при плавном пуске

$$a_{\text{плав}} = a_{\text{реост}} K_{\text{пр.1}},$$

где $a_{\text{реост}}$ – ускорение электропоезда ЭР2 при реостатном пуске (0,65 м/с²);

$$a_{\text{плав}} = 0,65 \cdot 1,11 = 0,72 \text{ м/с}^2.$$

Зависимость скорости от ускорения при плавном и реостатном пусках электропоезда ЭР2 приведена во втором квадранте рис. 1. Прямая ОВ2.1 соответствует плавному пуску, прямая ОА2.1 – реостатному, точки А2.2 и В2.2 соответствуют переходу с последовательного соединения групп тяговых двигателей на параллельное. Время, необходимое для выхода тяговых двигателей на ходовую характеристику, составляет $\frac{13,5}{0,65} = 20,8$ с при реостатном пуске и $\frac{12,4}{0,72} = 17,2$ с

при плавном, соответственно точки А2.3 и В2.3.

В третьем квадранте рис. 1 показано распределение напряжения между тяговыми двигателями и пусковыми резисторами при разгоне. Энергия, затрачиваемая на пуск электропоезда с перегруппировкой тяговых двигателей с последовательного соединения на параллельное, изображена многоугольниками ОС3.1А3.2А3.3А3.1А2.3 и ОС3.1В3.2В3.3В3.1В2.3 для реостатного и плавного пуска соответственно. Прямые ОА3.1 и ОВ3.1 делят многоугольники на треугольники ОА2.3А3.1, ОВ2.3В3.1, площади которых пропорциональны электромагнитной энергии тяговых двигателей, и треугольники ОС3.1А3.2, А3.2А3.3А3.1 для реостатного пуска, ОС3.1В3.2, В3.2В3.3В3.1 – для плавного пуска, площади которых пропорциональны потерям энергии на резисторах. Как видно из диаграммы, потери в резисторах при пуске электропоезда составляют $\frac{1}{2}$ электромагнитной энергии тяговых двигателей и зависят от времени разгона.

Напряжение на тяговых двигателях при реостатном и плавном пуске равны, площади треугольников ОА2.3А3.1, ОВ2.3В3.1 пропорциональны времени разгона и соответствуют затраченной электромагнитной энергии, следовательно, относительная экономия при плавном пуске составит

$$K_{экон} = \frac{A_{реост}}{A_{плав}},$$

где $A_{реост}$, $A_{плав}$ – энергия, затрачиваемая при реостатном и плавном пусках:

$$A_{плав} = I_{\max} U t_{плав};$$

$$A_{реост} = I_{ср} U t_{реост};$$

$$K_{экон} = \frac{I_{ср} U t_{реост}}{I_{\max} U t_{плав}} = \frac{190 \cdot 20,8}{210 \cdot 17,2} = 1,09.$$

Экономия электроэнергии при плавном пуске составит 9%.

Полученные выражения показывают, что экономия электроэнергии при плавном пуске повышенными токами получается за счет более раннего выхода на автоматическую характеристику тяговых двигателей.

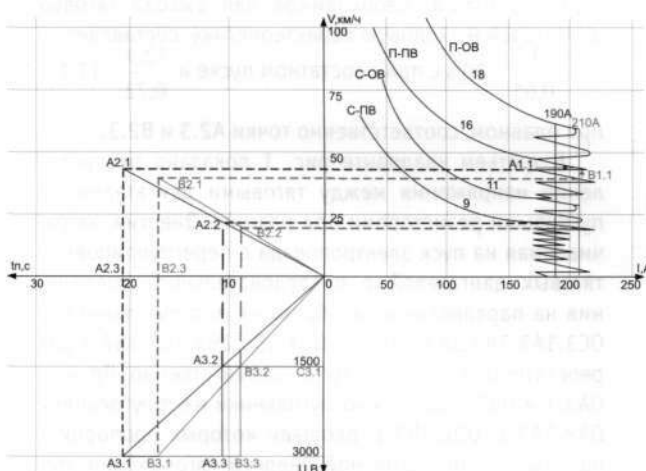


Рисунок 1 – Пусковая диаграмма

Применяемые на электроподвижном составе (ЭПС) схемы, построенные на реостатных контроллерах пуска (привод Л.Н. Решетова), не позволяют реализовать преимущества плавного пуска, так как для этого требуется увеличение количества позиций. В то же время в цифровой электронике с успехом применяются цифроаналоговые (ЦАП), аналого-цифровые (АЦП) преобразователи и программируемые резисторы, позволяющие относительно простыми средствами преобразовывать цифровой код в заданную величину тока

или напряжения и наоборот, при этом точность преобразования задается количеством разрядов преобразователя. Использование схемы программируемого резистора (ПР) в качестве реостатного контроллера дает возможность не только уменьшить число силовых ключей и резисторов, но и легко согласовать силовую схему со схемой управления, выполненной на современных микропроцессорных технологиях, позволяющих реализовать алгоритмы внутренней диагностики, предотвращения боксования, экономного ведения ЭПС и т.д.

Для реализации преимуществ плавного пуска с максимальными значениями пускового тока и ускорения на кафедре «Электрическая тяга» Петербургского государственного университета путей сообщения разработана схема интегрированного блока управления тяговыми двигателями для модернизации силовой схемы электропоезда ЭР2 при производстве капитального ремонта с продлением срока службы (КРП).

Функциональная схема интегрированного блока управления плавным пуском тяговых двигателей представлена на рис. 2. Для реализации режимов плавного пуска и ослабления возбуждения в предлагаемом устройстве используются одни и те же элементы: резисторы и полупроводниковые приборы, силовые IGBT-транзисторы, которые в начале пуска включаются последовательно с обмотками тяговых электродвигателей и ограничивают пусковой ток, а затем подключаются параллельно обмоткам возбуждения для регулирования ослабления возбуждения.

В режиме пуска тягового двигателя пусковой ток протекает от источника питания по цепи: якорная обмотка тягового электродвигателя ТД, резисторы R1-R3, ключевые элементы VT1-VT3 модуля силовых транзис-

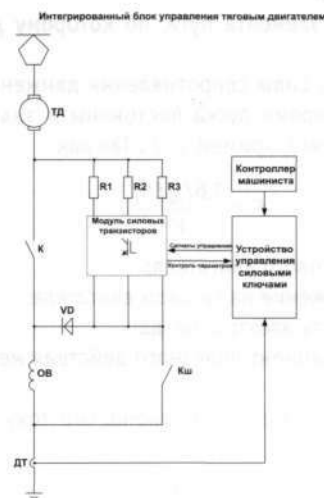


Рисунок 2 – Функциональная схема интегрированного блока управления

торов, диод VD, обмотка возбуждения тягового двигателя ОВ, датчик тока ДТ, земля. Последовательностью включений ключевых элементов VT1-VT3 регулируется общее сопротивление пусковых резисторов от максимального до минимального значений. При этом напряжение на тяговом двигателе увеличивается до выхода на автоматическую характеристику, и скорость вращения тягового двигателя начинает увеличиваться. Для дальнейшего увеличения скорости вращения тягового электродвигателя включаются контакторы К и Кш. Диод VD закрывается, а резисторы R1-R3 и ключевые элементы VT1-VT3 подключаются параллельно обмотке возбуждения ОВ тягового двигателя. Регулирование ослабления возбуждения, так же как и при пуске, обеспечивается последовательностью включений ключевых элементов VT1-VT3. Величина резисторов R1-R3 выбирается из условий, что пусковой ток и коэффициент ослабления возбуждения не превышает номинальной величины:

$$\begin{cases} R_{\max} = R_{\text{пуск}} = \frac{U_{\text{КС}} \cdot a}{I_{\text{пуск}} \cdot m} \\ R_{\min} = R_{\text{ш}} = \frac{\beta_{\min} \cdot R_{\text{ш}}}{1 - \beta_{\min}} \end{cases},$$

где $I_{\text{пуск}}$ – пусковой ток одного тягового двигателя;
 $U_{\text{КС}}$ – напряжение в контактной сети;
 a – число параллельных групп тяговых двигателей;
 m – число последовательно включенных тяговых двигателей в одной группе;
 $R_{\text{ш}}$ – сопротивление обмотки возбуждения.

R_{\max} соответствует сопротивлению в цепи младшего разряда R_i ПР, то есть наибольшему из сопротивлений. Сопротивление старшего разряда ПР (наименьшее из сопротивлений) должно соответствовать наименьшему сопротивлению ослабления возбуждения при $\beta = \beta_{\min}$. Величины R_{\max} и R_{\min} в схеме ПР связаны выражением

$$R_{\min} = R_{\max} \cdot \frac{1}{2^{n-1}},$$

где n – количество разрядов ПР.

Для выбранной схемы ПР эквивалентное сопротивление определяется следующей формулой

$$R_{\text{эkv}} = R_1 \cdot \frac{1}{2^{n-1} \cdot z_{n-1} + \dots + 2^1 \cdot z_1 + 2^0 \cdot z_0},$$

где R_1 – сопротивление в цепи силового ключа младшего разряда,

$$R_{\text{эkv}} = \frac{U}{I_{\text{пуск}}} - r_{\text{ов}},$$

z_i – состояние i -го силового ключа: включенному состоянию силового ключа соответствует 1, выключенному – 0.

Разрядность ПР определяют выбранным коэффициентом неравномерности пуска.

Литература

1. Гапанович В.А. Основные направления энергетической стратегии железнодорожного транспорта // Железнодорожный транспорт. - 2004. - № 8. - С.35-40.
2. Klose Ch., Unger-Weber F. // Elektrische Bahnen. - 2000. - № 11/12. - S. 441-447.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ВАГОНОВ-ПЛАТФОРМ ПОГРУЗОЧНОЙ ДЛИНОЙ 80 ФУТОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ КОНТЕЙНЕРОВ

Выполнен обзор новых моделей железнодорожных платформ для перевозки двух 40-футовых контейнеров. Проведен анализ особенностей эксплуатации новых вагонов в парке компаний-перевозчиков. Рассмотрены причины повреждений рам вагонов-платформ. Изложены рекомендации по повышению эксплуатационной надежности длиннорамных платформ.

Как следует из опыта российского вагоностроения, при постановке на производство принципиально новой конструкции грузового вагона необходима комплексная проверка параметров прочности и эксплуатационной надежности его конструкции. Для узлов новых моделей вагонов такая проверка традиционно проводилась при стендовых и натурных испытаниях, которые довольно длительны и требуют значительных материальных ресурсов.

Однако в последние 15 лет разработка новых видов подвижного состава осуществлялась в условиях крайнего дефицита времени и средств. На производство ставились грузовые вагоны, являющиеся близкими аналогами моделей, хорошо отработанных и проверенных в ходе многолетней эксплуатации. В их конструкции принципиально новые технические решения не использовались. Новизна заключалась лишь в незначительном изменении отдельных элементов.

Вместе с тем в период с 1995 по 2006 г. в России наметился рост объемов железнодорожных перевозок крупнотоннажных контейнеров, в первую очередь 40-футовых. При этом существующий парк контейнерных платформ с погрузочной длиной 40 и 60 футов не обеспечивал достаточной эффективности транспортировки. Возникла потребность в создании специализированной платформы для перевозки двух 40-футовых контейнеров.

Для решения этой задачи за последние несколько лет в России и на Украине были разработаны, поставлены на производство и поступили в эксплуатацию новые модели 80-футовых платформ. Кроме того, под перевозку контейнеров были переоборудованы длиннорамные платформы, ранее перевозившие лесные грузы (табл. 1).

Таблица 1 – Технические характеристики новых и модернизированных вагонов-платформ с погрузочной длиной 80 футов для перевозки контейнеров

Наименование	Обозначение модели					
	13-1281	13-1796	13-9751	13-2118	13-7024	23-469МЗ
Завод-изготовитель	Рузхим-маш	Азов-маш	Транс-маш	Алтай-вагон	Крюковский вагоностроительный завод	Днепро-вагон-маш
Грузоподъемность, т	69,5	70,0	68,4	70,0	71,5	67,0
Масса тары, т	24,5	23,5	25,6	24,0	22,0	26,8
Максимальная расчетная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН (тс)	230,5 (23,5)	230,5 (23,5)	230,5 (23,5)	230,5 (23,5)	230,5 (23,5)	230,5 (23,5)
Длина вагона по осям сцепления автосцепок, мм	25720	25690	25680	26220	25620	25220
Длина рамы вагона по концевым балкам, мм	24500	24530	24456	25000	25000	24000
База вагона номинальная, мм	19700	18500	18500	19000	18500	19000
Ширина вагона максимальная, мм	2560	2920	3100	3000	2520	3100
Количество опрокидывающихся упоров для крепления контейнеров	20	20	20	20	12	12
Количество стационарных упоров для крепления контейнеров	4	4	4	4	4	4
Габарит по ГОСТ 9238-83	02-ВМ	1-Т	1-Т	1-Т	02-ВМ	1-Т

Модели 80-футовых платформ, выпускаемые разными заводами, отличаются конструктивными схемами рам: с несущей хребтовой балкой; с несущими боковыми балками; комбинированной конструкции с одновременно несущей хребтовой и боковыми балка-

ми. В зависимости от технологии изготовления применяются конструкции с продольными балками, сваренными из листов, а также из катаных стандартных профилей (рис. 1).



Модель 13-1281, ОАО «Рузхиммаш»



Модель 13-2118, ОАО «Алтайвагон»



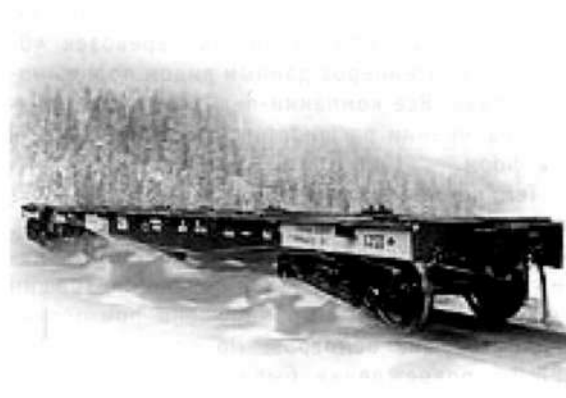
Модель 13-9751, ОАО «Трансмаш»



Модель 13-1796, ОАО «Азовмаш»



*Модель 13-7024,
ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»*



Модель 23-469МЗ, ОАО «Днепровагонмаш»

Рисунок 1 – Вагоны-платформы для перевозки контейнеров



Освоение производства новых моделей вагонов-платформ осуществлялось в очень сжатые сроки. К сожалению, это не позволило провести полную проверку надежности новых конструкций на стадии испытаний. К середине 2005 г. крупные перевозчики ОАО «ТрансКонтейнер», ОАО «Русская тройка», ОАО «Евросиб СПб. – Транспортные системы», ООО «ТрансФин» и ЗАО «Евротранс» начали использование платформ нового типа.

В парке компаний-перевозчиков платформы интенсивно эксплуатировались в составе маршрутных контейнерных поездов. Характерными особенностями такой эксплуатации являются среднесуточные пробеги до 700 км, низкий коэффициент порожнего пробега 0,3, преобладание перевозок двух загруженных до полной грузоподъемности 40-футовых контейнеров, а также сокращенное время простоя платформ при погрузке и выгрузке.

На момент поступления новых вагонов в эксплуатацию единых технических условий погрузки контейнеров на 80-футовые платформы не существовало. Поэтому схемы погрузки разрабатывались по требованию эксплуатирующих организаций и заводами-изготовителями не проверялись. Допускаемые схемы погрузки определялись без оценки технических возможностей, исходя из коммерческих целей: обеспечение перевозок как 40-футовых, так и 20-футовых контейнеров.

Более чем годовой период эксплуатации платформ нового типа позволил проанализировать результаты их внедрения. В качестве положительного опыта можно отметить высокую экономическую эффективность перевозок 40-футовых контейнеров данным видом подвижного состава. Все компании-перевозчики заявляют о намерении расширять парк длиннобазных платформ.

Тем не менее при такой интенсивной эксплуатации был обнаружен и ряд недостатков. Основной проблемой большинства новых моделей вагонов-платформ стало появление трещин в раме, которые были обнаружены при проведении текущих осмотров. По статистике ОАО «РЖД», повреждения были выявлены в 13% конструкций. (Пробеги этих платформ к этому моменту составляли от 8 тыс. до 190 тыс. км, сроки эксплуатации – от одного до девяти месяцев.)

Очевидно, повреждения конструкций были вызваны тем, что сжатые сроки освоения в производстве не позволили детально отработать применение новой технологии изготовления не-

сущих конструкций вагонов. Трещины в соединениях балок, как правило, являлись следствием нарушения технологии изготовления.

Наиболее опасным для эксплуатации стало появление усталостных трещин в нижних поясах и стенках продольных балок рамы (рис. 2) как в хребтовых, так и в боковых балках.

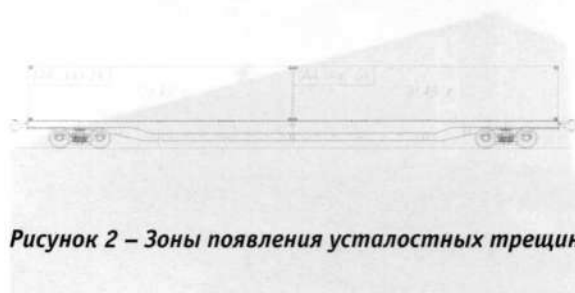


Рисунок 2 – Зоны появления усталостных трещин

Обычно трещина развивалась в районе сварного шва или от края нижнего пояса балки (рис. 3). Предварительная оценка показывает, что такие трещины являлись следствием накопления усталостного повреждения в конструкции.



Рисунок 3 – Трещина в нижней части хребтовой балки

По инициативе ОАО «РЖД» для определения причин повреждений конструкции и принятия мер к их устранению было проведено исследование особенностей усталостной прочности длиннобазных вагонов-платформ нового типа.

Основным руководящим документом для определения прочности на стадии разработки конструкции являются «Нормы расчета и проектирования вагонов» [1]. В них приведена методика оценки надежности конструкции по критерию усталостной прочности.

Оценка производится по коэффициенту запаса, который определяется как

$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,\dot{\epsilon}}} \geq [n], \quad (1)$$

где $\sigma_{a,N}$ – предел выносливости (по амплитуде) для контрольной зоны при симметричном цикле и установившемся режиме нагружения при базовом числе циклов $N_0=10^7$;

$\sigma_{a,\dot{\epsilon}}$ – величина амплитуды динамического напряжения условного симметричного цикла, приведенная к базовому числу циклов N_0 , эквивалентная по повреждающему воздействию реальному режиму эксплуатационных напряжений за расчетный срок службы;

$[n]$ – минимально допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости для выбранной зоны вагона.

При этом используется линейная теория накопления усталостных повреждений и теория снижения предела выносливости для элемента конструкции. Повреждающее воздействие определяется по формуле

$$N_{c2} \sum_j (\epsilon_{aj}^m)^m \cdot P_j^m, \quad (2)$$

где m – показатель степени в уравнении кривой усталости;

P_j^m – вероятность повторения напряжения;

ϵ_{aj}^m – амплитуда динамического напряжения;

N_{c2} – количество циклов динамических напряжений.

Динамические напряжения в конструкции определяются либо расчетом, либо по результатам динамических испытаний в соответствии с [2].

Как показывает практика, уменьшение фактического коэффициента запаса сопротивления усталости по сравнению с расчетным может быть следствием нескольких факторов: повышенные напряжения при превышении грузоподъемности; повышенные динамические напряжения при движении вагона; увеличенное число циклов действия нагрузки по сравнению с расчетным при интенсивной эксплуатации. Появление трещин может быть и результатом снижения фактического предела выносливости материала при повышенной концентрации напряжений.

Одной из возможных причин повышенных напряжений являются ошибки при разработке технических условий погрузки контейнеров на 80-футовую платформу. При эксплуатации были выявлены случаи загрузки вагонов с превышением их грузоподъемности. Такой перегруз вызывал ускоренное накопление усталостных повреждений и образование трещин.

Согласно расчетам, грузоподъемность проектируемой платформы позволяет перевозить два 40-футовых контейнера с полной массой брутто каждого по 30,46 т. Однако перевозка трех, а тем более четырех 20-футовых контейнеров полной массой брутто каждого по 24 т приведет к перегрузу вагона. При разработке руководства по эксплуатации вагонов-платформ были предусмотрены схемы погрузки трех и четырех 20-футовых контейнеров по фактической массе, так как по имеющейся информации средняя масса 20-футового контейнера, доставляемого по Российским железным дорогам, составляет 14-16 т. Однако надежного контроля веса перевозимых контейнеров налажено не было.

Таким образом, в ходе эксплуатации выяснилось, что для предотвращения превышения грузоподъемности необходимо установить контроль за полной массой вагона и разработать единые технические условия погрузки контейнеров на 80-футовые платформы.

Кроме того, анализ технического состояния универсальных платформ показал, что недостаточно изученными являются составляющие напряжений от действия динамических сил в средней части рамы длиннобазной платформы. Проведенное ВНИИЖТом исследование показало, что кроме коэффициента динамики для обрессоренных частей вагона необходимо учитывать динамическую добавку от вынужденных колебаний рамы с переменной амплитудой. На рис. 4 приведена осциллограмма динамических напряжений в средней части рамы, полученная при ходовых испытаниях. Также необходимо иметь в виду тот факт, что амплитуда динамических напряжений постоянно меняется и для расчета накопления усталостного повреждения использование максимального значения приводит к ошибке, правда, в безопасную сторону. Напряжения, полученные на основании пересчета по линейной теории суммирования повреждающего воздействия, и эквивалентные по повреждающему воздействию, составляют 70-80% от максимальных, зарегистрированных на испытаниях (см. рис. 4).

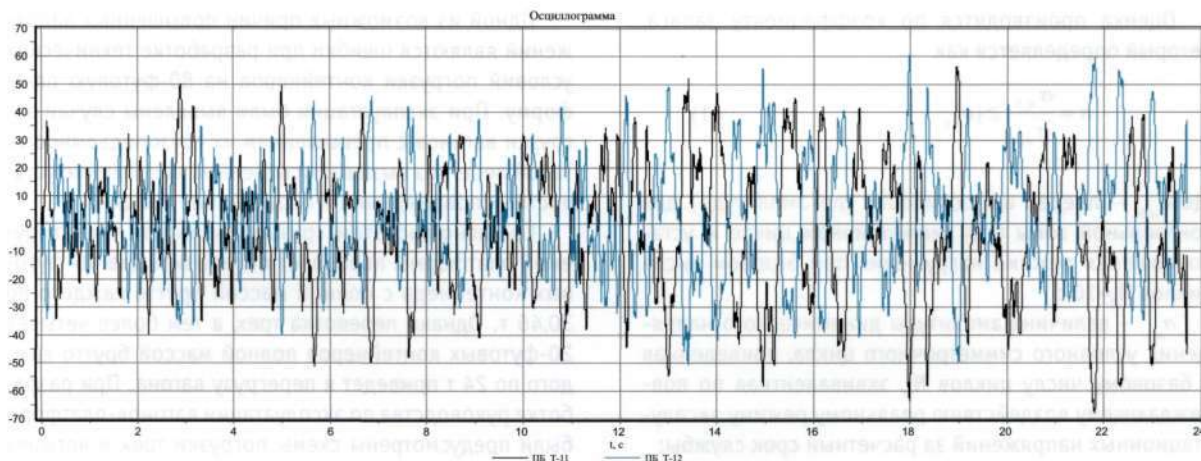


Рисунок 4 – Динамические напряжения в хребтовой балке при ходовых испытаниях:

-----, ----- напряжения в контрольных точках конструкции;

----- напряжения, эквивалентные по повреждающему воздействию.

Очевидно, что для обоснованного определения напряжений при расчете усталостной прочности на стадии проектирования необходимо проведение дополнительных исследований динамической нагруженности длиннобазной контейнерной платформы в процессе ее работы.

Другой причиной ускоренного накопления усталости является возросшая интенсивность эксплуатации платформ при использовании их в составе контейнерных поездов. На рис. 5 приведена кривая усталости для сварного балочного элемента конструкции (черная линия), построенная на основании результатов испытаний образцов сварных конструкций [3]. Испытания образцов конструкции проводились по типовой методике до базового числа циклов 2×10^6 . В диапазоне количества циклов от 2×10^6 до 10^9 кривая построена на основании данных о 10%-м снижении усталостной прочности при многоцикловых испытаниях. Кривая показывает значения напряжений, при которых происходит разрушение конструкции при данном числе циклов. На диаграмме также приведены значения напряжений, полученных расчетом на основании линейной теории накопления усталостного повреждения (зеленая кривая). Количество циклов действия нагрузки за срок службы контейнерной платформы, рассчитанное на основании статистической обработки данных о пробегах за первые 9 месяцев эксплуатации, составляет 2×10^8 .

Анализ диаграммы показал, что для характерного для контейнерной платформы числа циклов (отмечено синей линией) теория линейного накопления ус-

талостных повреждений дает существенную ошибку при приведении к базовому числу циклов 10^7 . В то же время для универсального полувагона расчетное количество циклов нагружения за срок службы составляет 2×10^7 .

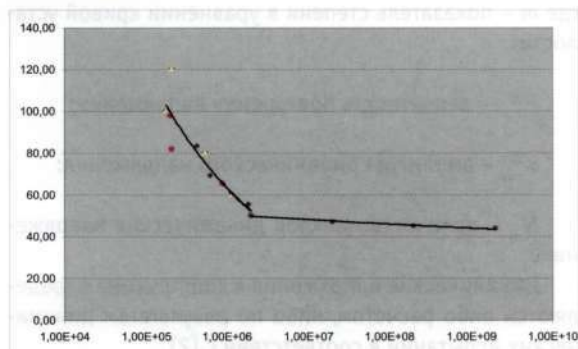


Рисунок 5 – Кривая усталости для элемента продольной балки:

----- кривая усталости;

----- число циклов за срок службы универсального полувагона;

----- число циклов за срок службы платформы для контейнеров;

----- допускаемые напряжения в соответствии с линейной теорией накопления усталостных повреждений.

Поэтому для прогнозирования усталостной прочности элементов конструкции вагонов-платформ для контейнеров необходимо дополнение к нормативной методике, учитывающее увеличенное число циклов нагружения за срок службы платформы.

Одной из распространенных причин повреждения вагонов-платформ явилось снижение фактического значения предела выносливости по сравнению с расчетным. Такое расхождение, как правило, было вызвано большим коэффициентом концентрации в реальной конструкции из-за отклонений в технологии выполнения сварного шва или неудачно выбранного конструкторского решения. Как показали ресурсные испытания рам платформ, сварные швы, выполненные в точном соответствии с нормативными документами, подтверждают расчетные характеристики. В то же время технология некоторых изготовителей не обеспечивала соответствие механических характеристик сварного шва принятым в расчете, что приводило к разрушению конструкции как на испытаниях, так и во время эксплуатации.

Таким образом, из анализа сложившейся ситуации следует, что для обеспечения усталостной прочности необходимо повышение качества изготовления конструкций и усиление контроля за их производством. Необходимо использование решений, направленных на снижение концентрации напряжений в узлах (рис 6).

Поврежденный подвижной состав был подвергнут модернизации по технологии, согласованной с ВНИИЖТом. Для подтверждения установленного срока службы вагонов-платформ, находящихся в эксплуатации, прошедших модернизацию с усилением конструкции, а также вновь разработанных ВНИИЖТом совместно с заводскими КБ, была подготовлена методика испытаний на усталостную прочность [4]. В соответствии с разработанной методикой выбор режима усталостных испытаний, обработка и оценка результатов осуществляются на основании:

- линейной гипотезы суммирования повреждений;

- кривой усталости в напряжениях в виде $\sigma_m N_i = const$, где N_i – количество циклов колебаний с амплитудой σ_i (без учета асимметрии цикла); m – показатель степени.

Испытания модернизированных платформ проводились на стенде резонансного типа с силовым возбуждением, который обеспечивает создание внешнего возбуждающего воздействия на испытываемую платформу и поддерживает режим колебаний. Схема установки вагона на стенде приведена на рис. 7. Испытания проводились с форсированием по нагрузке. При этом определялось число циклов до разрушения или достижения заданного числа циклов без разрушения, а также значения напряжений в исследуемой зоне. Простота стенда позволила провести испытания на всех вагоностроительных заводах, выпускающих платформы.

Оценка результатов испытаний и определение назначенного срока службы производились путем сравнения суммарного накопленного повреждающего воздействия, полученного в процессе испытаний, и прогнозируемого за период эксплуатации.

Повреждения вагонов-платформ, выявленные в процессе эксплуатации и при ресурсных испытаниях на стенде, показали недостаточную усталостную прочность конструкции, которая не обеспечивает работоспособность в течение назначенного срока службы. Однако результаты испытаний дали ОАО «РЖД» основание разрешить на ближайший период подконтрольную эксплуатацию платформ.

Очевидно, что это вынужденное временное решение и необходимо искать пути совершенствования конструкции длиннобазных платформ. Для исправления выявленных недостатков требуется доработка конструкции. Возможны следующие ее направления: снижение напряжений путем установки дополнительных конструктивных элементов; ограничение схем погрузки контейнеров для уменьшения изгибающего



Рисунок 6 – Узлы, применяемые в конструкциях зарубежных вагонов-платформ

момента, действующего на раму; снижение концентрации напряжений в опасных зонах.

При проектировании новых 80-футовых платформ должен быть учтен опыт создания и эксплуатации первых моделей. При разработке конструкции особое внимание следует уделить обеспечению эксплуатационной надежности. В целях уменьшения вероятности повреждения конструкции должны быть снижены напряжения в опасных зонах. Для длиннобазных платформ такими зонами являются средняя и консольная части рамы при действии вертикальных динамических нагрузок, а также шкворневой узел – при продольных. Одним из направлений повышения усталостной прочности конструкции может быть увеличение жесткости для снижения динамической составляющей напряжений при ее колебаниях в вертикальной плоскости.

Проведенный анализ позволяет сформулировать следующие выводы.

Первый опыт эксплуатации подтвердил высокую экономическую эффективность использования платформ длиной 80 футов для перевозки 40-футовых контейнеров. Несмотря на имеющиеся проблемы, компании-перевозчики намерены и в 2007 г., и в

дальнейшем пополнять парк новыми длиннобазными платформами.

Для обеспечения правильной загрузки вагонов в эксплуатации и обеспечения их прочности необходимо ввести в действие единые технические условия погрузки контейнеров на 80-футовые платформы, регламентирующие схемы погрузки контейнеров и обеспечивающие прочность платформы.

Для создания новых конструкций вагонов-платформ обоснована необходимость проведения комплексного исследования, направленного на разработку нормативной методики расчета усталостной прочности несущих конструкций вагонов с низкой жесткостью и повышенным пробегом.

Опыт, полученный разработчиками и изготовителями при создании первого поколения 80-футовых платформ, должен быть использован при создании следующих типов подвижного состава:

- 80-футовых платформ нового поколения для перевозки контейнеров;
- крытых вагонов для перевозки автомобилей;
- длиннобазных платформ для труб и листового проката.

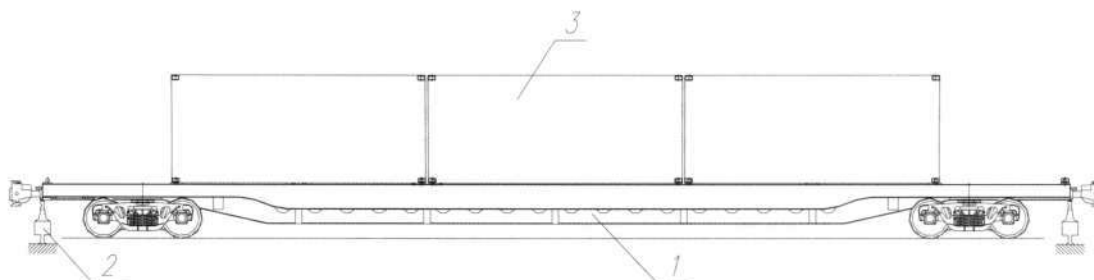


Рисунок 7 – Схема установки вагона при испытаниях:

1 – вагон; 2 – пневмомеханический возбудитель; 3 – загруженные контейнеры.

Литература

1. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). - М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996.
2. РД 24.050.37 95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. - М.: ГосНИИВ, 1995.
3. Разработка заключения о свойствах стали 09Г2С класса прочности 390 применительно к изготовлению котлов цистерн для светлых нефтепродуктов: информационный отчет. - М.: ВНИИЖТ, 2004.
4. Вагоны-платформы увеличенной длины: Типовая методика испытаний на сопротивление усталости. - ВНИИЖТ; ПГУПС; МЗТМ, 2006.

МЕТОД ПОЛНЫХ ДИАГРАММ В РАСЧЕТЕ РЕСУРСА ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Ключевая задача проблемы усталостной прочности по выявлению параметра циклического состояния материала решается на основании экспериментов с построением полных диаграмм деформирования (ПДД) нестандартных тренированных образцов. В обоснование взаимосвязи статических и циклических свойств материала приводятся результаты испытаний сталей 20ГЛ и 20ФЛ, применяемых для изготовления литых деталей тележек. Модель циклической деградации пластических свойств стали, построенная по результатам экспериментов, включается в объединительную методику расчета ресурса надрессорной балки. Проводится сравнение прогнозов числа циклов до появления усталостной трещины и ее устойчивого роста, полученных в расчете конечно элементной модели балки, с данными натурных стендовых испытаний.

Хрупкое разрушение вагонных осей из пластичной стали наблюдалось уже в первых систематических исследованиях явления усталости, проведенных Веллером. Сам факт охрупчивания металла с ростом наработки, подтвержденный множеством последующих экспериментов с материалами разных классов, можно считать априорным. В континуальной трактовке процесс перехода материала из пластичного состояния в предельное хрупкое логично назвать усталостным. Такое определение не противоречит современным физическим представлениям о природе усталости [1, 2] и опирается на имеющиеся экспериментальные данные о взаимосвязи статических и циклических свойств конструкционных материалов [3].

Ключевое значение для построения основ прикладной теории усталости имеет постановка базовых экспериментов по установлению параметров циклического состояния материала. Большой информатив-

ностью в плане определения параметров усталостного процесса отличаются испытания на растяжение тренированных образцов с построением ПДД. Реологически неустойчивые состояния материала, отвечающие падающей ветви ПДД, фиксируются в эксперименте при использовании однократных образцов и достаточно жесткого нагружающего устройств [4]. Падающая ветвь интегрально отражает протекающие в материале процессы накопления структурных повреждений при активном деформировании. Неудивительно, что именно параметры падающей ветви ПДД оказались чувствительными к циклической тренировке и накоплению усталостных повреждений. Так, для сталей 20ГЛ и 20ФЛ (рис. 1), применяемых для изготовления литых деталей тележек, характерно последовательное снижение пластичности с ростом наработки n_T на двух уровнях максимального напряжения цикла.

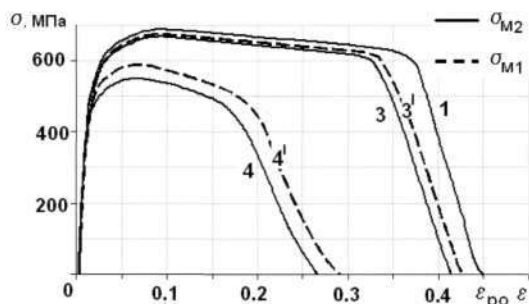
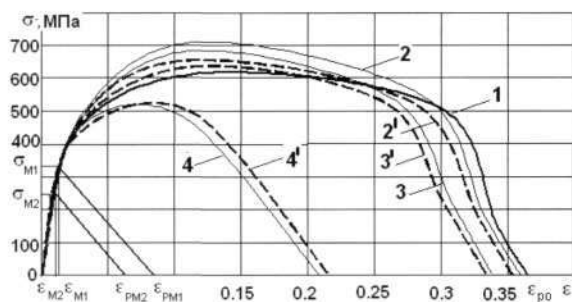


Рисунок 1 – Деградация ПДД сталей 20ГЛ и 20ФЛ с ростом наработки:

1 – $n_T=0$; 2 – $n_T=0.04$; 3 – $n_T=0.3$; 4 – $n_T=0.7$.

По ряду причин испытывались цилиндрические однократные образцы с размерами рабочей части $d = 2$ мм, $l = 2$ мм и радиусом переходной галтели 0,3 мм. Во-первых, падающая ветвь ПДД строится на коротких образцах. На стадии разупрочнения деформация локализуется по длине стандартного образца, а оставшаяся часть переходит в систему нагружения, существенно снижая ее жесткость. Во-вторых, ПДД материалов разных классов построены именно на таких образцах, что позволяет дать сравнительную оценку свойств вновь испытываемых материалов. В-третьих, при данных размерах рабочей части ПДД нетренированных образцов имеет наибольшую длину, по изменению которой оценивается циклическая деградация пластических свойств материала.

Зависимость длины ПДД от размеров образца не позволяет непосредственно использовать ее в краевой задаче по определению НДС, где требуются инвариантные характеристики материала. Но не препятствует, на наш взгляд, оценке кинетики процесса циклического охрупчивания материала. Тем более что возможность работы материала на падающей ветви вырожденной ПДД исключается из рассмотрения критерием усталостного разрушения. Полагается, что элемент материала разрушится от усталости при снижении сопротивления до уровня максимального напряжения цикла.

В деформационном подходе в качестве эволюционных уравнений усталостного процесса используются опытные кривые $\varepsilon_p(\varepsilon_M; n)$ или $\varepsilon_p(\varepsilon_M; n)$, где $\varepsilon_M = \sigma_M / E$ (рис. 1а). Соответственно критерий усталостного разрушения выразится равенством или равенством

$$\varepsilon_p(\varepsilon_M; N) = \varepsilon_{PM}, \quad (1)$$

где N – число циклов до разрушения на уровне стационарного напряжения цикла σ_M .

Конкретный вид экспериментальной зависимости $\varepsilon_p(\varepsilon_M; n)$, не задается изначально, а подбирается из условия подходящей аппроксимации. Например, для стали 20ГЛ, из которой отливаются надрессорная балка, получены выражения:

$$\begin{aligned} \varepsilon_p(\varepsilon_{M1}; n) &= 0.3884 - 0.3832(n/72800)^{1.9}, \\ \varepsilon_p(\varepsilon_{M2}; n) &= 0.3884 - 0.3815(n/45200)^{1.9} \end{aligned} \quad (2)$$

для двух уровней максимального напряжения цикла $\sigma_{M1} = 260$ МПа и $\sigma_{M2} = 345$ МПа. Эти зависимости получены на основе степенной функции

$$\varepsilon_p(\varepsilon_M; n) = \varepsilon_{P0} - k_\varepsilon n^m \quad (3)$$

и условия усталостного разрушения (1). Формула (3) удобна в обращении, в частности, при обобщении подхода на случай нестационарной нагрузки.

Экспериментальные кинетические кривые дают некоторое основание для совершенствования двух основных гипотез усталости и позволяют отразить эффект взаимодействия напряжений разного уровня. Нелинейный в общем случае характер функции (3) ставит повреждающее действие цикла напряжений в зависимость от места в спектре нагрузок, что ведет к поцикловому суммированию повреждений и отказу от спектрального анализа. Поврежденность материала и условие эквивалентности двух состояний материала при разной истории нагружения также определяются видом кинетических кривых (рис. 2). На примере ступенчатого изменения нагрузки нетрудно получить более общее выражение для суммарной долговечности, чем при линейном прогнозе.

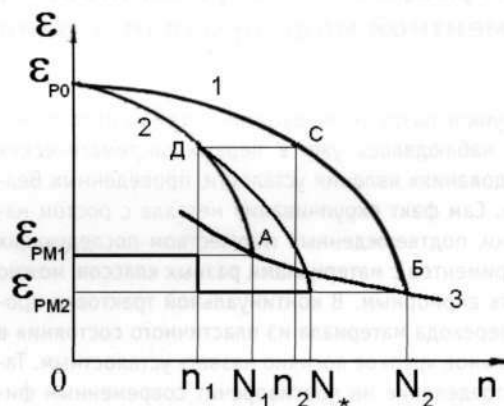


Рисунок 2 – Циклически эквивалентные состояния материала при разной истории нагружения

Пусть кривые 1 и 2 построены на уровнях максимальных деформаций цикла ε_{M1} и ε_{M2} по формуле (3). Точки А и Б на усталостной кривой 3 определяют долговечности N_1 и N_2 до разрушения в соответствии с критерием (1). В деформационном подходе постулируется, что два состояния материала, помеченные на рис.2 буквами Д и С, циклически эквивалентны при одной и той же длине ПДД. Условие эквивалентности при разной истории нагружения выразится равенством

$$\varepsilon_p(\varepsilon_{M1}; n_1) = \varepsilon_p(\varepsilon_{M2}; n_2). \quad (4)$$

Рассматривая совместно выражения (3) и (4), определяем эквивалентное число циклов n_* , которое потребовалось бы на уровне $\varepsilon_{M2} = \sigma_{M2}/E$ для такого же вырождения ПДД, что произошло на уровне $\varepsilon_{M1} = \sigma_{M1}/E$ за n_1 циклов. Затем находим долговечность N_* при ступенчатом изменении нагрузки

$$N_* = n_1 + (N_2 - n_2) = n_1 + N_2 - N_2 \left(\frac{n_1}{N_1} \right)^{\frac{1}{m}} \left(\frac{\varepsilon_{PO} - \varepsilon_{PM1}}{\varepsilon_{PO} - \varepsilon_{PM2}} \right)^m$$

Долговечность N_* в приведенной формуле отличается от долговечности, найденной по линейной гипотезе, последним множителем, отражающим эффект взаимодействия напряжений различного уровня. Известно, что линейное суммирование повреждений дает тем большую ошибку в прогнозе долговечности, чем больше разница в уровнях напряжений спектра.

В рассмотренной схеме учет истории нагружения сводился к определению деформации $\varepsilon_p(\varepsilon_{M1}, n_1)$. В общем случае для сложной истории изменения уровня деформаций цикла $\varepsilon_M(n)$ вместо формулы (4) получим условие эквивалентности при переходе на k -й уровень деформации

$$\varepsilon_p(\varepsilon_M(n); n_{k-1}) = \varepsilon_p(\varepsilon_{MK}; n_k). \quad (5)$$

Соответствующее обобщение получает и критерий усталостного разрушения (1), а именно

$$\varepsilon_p(\varepsilon_M(n); N) = \varepsilon_{PMK}. \quad (6)$$

Достоверность исходного постулата и полученных на его основе формул проверяется прямым экспериментом по определению долговечности N при ступенчатом изменении нагрузки. Для стали 20ГЛ полученные выражения оказались приемлемыми. Однако, при тех же исходных кривых аналогичные по смыслу выражения можно получить на основании других предпосылок. Например, из условия эквивалентности состояний материала, определяемого равенством интенсивности повреждений,

$$d\varepsilon_p(\varepsilon_{M1}, n_1)/dn = d\varepsilon_p(\varepsilon_{M2}, n_2)/dn.$$

Ясно, что приведенные формулы теряют при этом свою общность, но подход в целом получает определенную гибкость.

Перенос полученных на образцах результатов в расчет долговечности элементов конструкций сложной формы связан, как обычно, с выбором эквивалентных напряжений. Циклическое охрупчивание материала и направление развития усталостной трещины указывают на важную роль первого главного напря-

жения. На практике в основном используется напряжение Мизеса, учитывающее роль других главных напряжений в накоплении усталостных повреждений [5]. Микроструктурные исследования в сталях выявили единый характер накопления повреждений в течение инкубационного периода и в зоне разрушения на стадии развития трещины [2]. В методике расчета деталей на основе модели циклической деградации (3)-(6) использовались интенсивности напряжений и деформаций.

На примере расчета ресурса пластины с отверстием отработаны основные моменты методики оценки усталостной прочности деталей с концентратором напряжений [6]. Методика нацелена на расчет реальных элементов конструкций сложной формы, что определило ориентацию на использование численных методов поиска решений по определению НДС. В этом плане отметим совместимость усталостных моделей (3)-(6) со стандартными пакетами прикладных программ. Отраслевые методики по расчету прочности и ресурса изделий содержат настоятельные рекомендации по использованию современной вычислительной техники и апробированных вычислительных комплексов [7]. В расчете циклической прочности надрессорной балки задействованы следующие программные продукты. Объемный моделировщик Solid Works для построения твердотельной модели балки. Конечно-элементный пакет прикладных программ COSMOS Works для решения статической задачи по определению НДС. База данных Microsoft Access для авторской программы по расчету долговечности балки, написанной на языке программирования Visual Basic Applications. К преимуществам данного программного обеспечения можно отнести сравнительно низкую стоимость и простоту пользования, а также возможность применения обычных ПЭВМ.

В методике расчета долговечности балки задействована опытная информация о циклических свойствах материала, в частности усталостная кривая в виде, характерном для пульсирующих напряжений,

$$\sigma_M^\alpha N = \sigma_R^\alpha N_0, \quad (7)$$

где σ_M – интенсивность максимальных напряжений цикла, связанная с интенсивностью деформаций ε_M известным равенством $\sigma_M = 3G \varepsilon_M$, а модуль упругости второго рода G берется по справочным таблицам. Так же, как базовая долговечность N_0 и показатель степени α . Предел выносливости σ_R в ходе расчета корректируется по мере изменения асимметрии цикла, например, по формуле

$$\sigma_R = \frac{\sigma_{-1} + (1 - \Psi) \sigma_m}{k / q\beta}, \quad (8)$$

где σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле напряжений, Ψ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла; σ_m – среднее напряжение цикла. Коэффициенты k , q , β учитывают влияние концентрации напряжений, масштабный фактор и состояние поверхности. Данные коэффициенты вводятся в расчет числа циклов до появления трещины, которым рассматриваемая методика не ограничивается. Используя операцию «убивания» элементов, в которых выполняется условие усталостного (6) или статического разрушения, можно рассчитать также число циклов стабильного роста трещины.

Дальнейшие расчеты сводятся к определению состояний равновесия поврежденной пластины при продолжающемся вырождении свойств материала. «Убиваем» элемент с максимальной интенсивностью напряжений, задавая ему нулевые свойства, и определяем новое НДС балки с зародившейся трещиной. При этом в отдельных элементах возможно нарушение условия статической прочности. Не продолжая циклирования, «убиваем» данные элементы и снова решаем статическую задачу по определению НДС. Повторяем процедуру до тех пор, пока во всех элементах условие прочности будет выполнено, устанавливая тем самым новое положение равновесия балки. Характерные времена процессов циклической деградации и перераспределения напряжений несоизмеримо различны, поэтому полагается, что последний процесс протекает мгновенно. В то же время его динамика не учитывается ввиду локальности действия.

Перераспределение напряжений, вызванное усталостным разрушением наиболее нагруженного конечного элемента, приводит к нерегулярному нагружению уцелевших элементов даже при стационарной внешней нагрузке. По формулам (8) и (7) при новых параметрах цикла находятся значения σ_R и N в каждом элементе. По условию (5) находится эквивалентное число циклов n_{31} в каждом элементе и добавляется некоторое число циклов dn . По формуле (3), при $n=n_{31}+dn$ находится новое значение предельной деформации материала в каждом элементе и проверяется условие (6). Если разрушенных от усталости элементов нет, то добавляется еще dn циклов. При появлении разрушенного от усталости элемента циклирование прекращается, элемент «убивается», и проводится описанная выше процедура поиска нового состояния равновесия пластины с подросшей трещиной. Отсутствие такого состояния на некотором шаге расчета означает разрушение пластины.

Выбор схемы опирания и параметров цикла переменной нагрузки связан с возможностью последующей экспериментальной проверки расчетов в стендовых испытаниях балок. В расчете приняты те

же условия, что реализуются в испытаниях, регламентированных [8]. В отраслевом стандарте приводятся механические свойства стали 20ГЛ в нормализованном состоянии по результатам испытания стандартных образцов: предел текучести $\sigma_s = 340$ МПа; модуль упругости $E=2 \times 10^5$ МПа; коэффициент поперечной деформации $\nu=0,3$; предел выносливости гладкого полированного образца $\sigma_{-1}=215$ МПа; показатель степени кривой усталости $\alpha=3,5$ не зависит от асимметрии цикла.

Максимальная нагрузка цикла $P_{max} = 80$ тс действовала посередине балки по центру пятника. При минимальной нагрузке $P_{min} = 10$ тс средняя нагрузка цикла $P_m = 45$ тс. Расчетный предел выносливости σ_R , определенный по формуле (8), составил 132,6 МПа. При этом полагалось [8]: $\Psi=0,05$ – коэффициент чувствительности стали к асимметрии цикла; $k=1,5$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений, учитывающий снижение сопротивления усталости в связи с местными изменениями формы и размеров детали; $\varepsilon=0,75$ – коэффициент масштабного эффекта; $\beta=0,8$ – коэффициент влияния качества поверхности (для черновой поверхности с литейной коркой).

В модуле конечно-элементного анализа COSMOS Works, интегрированного в систему Solid Works, строилась конечно-элементная модель боковой рамы и по заданным нагрузкам цикла определялась соответствующая интенсивность напряжений в элементах рамы. По изложенному выше алгоритму создана новая рабочая программа для детерминированной оценки ресурса наддрессорной балки тележки.

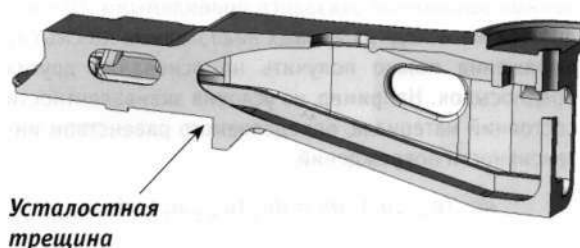


Рисунок 3 – Место зарождения усталостной трещины в наддрессорной балке



В результате расчета по предлагаемой инженерной методике количество циклов до появления усталостной трещины в надрессорной балке составило $N_{тр} = 1755100$, до разрушения $N_{разр} = 2065100$. Зарождение усталостной трещины прогнозируется на внутреннем ребре жесткости (рис. 3). По результатам усталостных испытаний 26 надрессорных балок среднее арифметическое значение чисел циклов до появления усталостной трещины составило $X = 1730000$, а до разрушения $X = 2330000$ циклов. Зарождение усталостных трещин в этих деталях действительно происходит на внутреннем ребре жесткости (см. рис. 3) с выходом на нижний пояс, а затем – на боковые стенки отливки.

Фактическое число циклов развития трещины, определяющее живучесть, или эксплуатационную надежность балки, оказалось выше расчетного. Методика на основе модели циклической деградации материала

дает консервативную оценку числа циклов развития усталостной трещины, в то время как проверочный расчет на основе линейной гипотезы суммирования повреждений дает прогноз живучести в десятки миллионов циклов.

В данной работе основополагающая идея о взаимосвязи статических и циклических свойств материала нашла отражение в постановке базовых экспериментов, выборе параметров циклического состояния материала, формулировке критериев усталостной прочности, в определении эквивалентных состояний материала при разной истории нагружения и в процедуре расчета долговечности элементов конструкций. Предлагаемая методика может быть полезна на стадии проектирования при альтернативной оценке ресурса и живучести элементов конструкций и деталей машин.

Литература

1. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. - М.: Металлургия, 1975. - 454 с.
2. Яковлева Т.Ю. Локальная пластическая деформация и усталость металла. - Киев: Наукова думка, - 2003. - 238с.
3. Миронов В.И., Стружанов В.В., Якушев А.В. Особенности усталостного процесса стали 35 // Заводская лаборатория. - 2004. - № 6. - Т. 70. - С. 51-54.
4. А.с.Г ОI №3/08. Устройство и способ для испытания образцов материалов на растяжение// Миронов В.И., Андронов В.А., Якушев А.В., Бамбулевич В.Б. // Б. И. - 2005 г. - № 13.
5. Воробьев А.З, Олькин Б.И., Стебеньев В.И. и др. Сопротивление усталости элементов конструкций. - М.: Машиностроение, 1990. - 240 с.
6. Миронов В.И., Якушев А.В., Лукашук О.А. Моделирование усталостного разрушения пластины с отверстием. Екатеринбург// Вестник УГТУ-УПИ. - 2006. -№- 11 (82). - С. 87-92.
7. Нормы расчета и проектирования грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм Российской Федерации: ФГУП ВНИИЖТ- ФГУП ГосНИИВ. - Введ. 01.01.2005. - М., 2005. -210 с.
8. Надрессорные балки и боковые рамы литые двухосных тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм. Методики испытания на усталость. - М.: ГУП «ГосНИИВ», 2000. -13 с.

ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ВАГОННОГО ХОЗЯЙСТВА

Руководитель современного вагонного хозяйства не может рассчитывать только на свою интуицию. Управленческие решения принимаются на базе точных расчетов, глубокого и всестороннего анализа текущей хозяйственной деятельности, перспективных планов, на изучении закономерностей развития экономики предприятия и выявлении имеющихся недостатков. Использование адаптивных механизмов функционирования вагонного хозяйства при принятии управленческих решений позволит намного эффективнее использовать технические и трудовые ресурсы, повысить экономическую ответственность и заинтересованность работников в улучшении финансово-экономических результатов работы предприятия.

Достижение корпоративной эффективности в условиях ускоренного изменения условий функционирования – фундаментальная задача вагонного хозяйства. Удовлетворение возрастающих требований пользователей к качеству транспортных услуг и гибкое реагирование на изменение спроса возможно на основе комплексной системы прогнозирования, планирования и стимулирования, за счет интеграции естественного и искусственного интеллекта вагонного хозяйства, то есть сочетания знаний, опыта и интуиции лиц, принимающих решения, с возможностями математических методов и имитационного моделирования.

Вагонное хозяйство при изучении его функционирования следует рассматривать как многоэлементное вагоноремонтное производство, к которому приписан весь парк вагонов. Так как стратегическая цель вагонного хозяйства – выживание и развитие в изменяющихся условиях функционирования железнодорожного транспорта, то при этом основными целями становятся: получение прибыли путем удовлетворения потребностей рынка в ремонте (деповским, капитальным ремонтом и их деталях) частных вагонов и парка ОАО «РЖД»; организация работ по созданию новых видов продукции, в том числе по модернизации основных узлов и деталей вагонов. Основными инструментами достижения этих целей являются заказы на производство ремонта частных вагонов, финансируемые заказчиком. Выполнение заказов должно быть направлено на постоянную

адаптацию к потребностям рынка в ремонте вагонов. Возникает необходимость организации качественно-ремонтного обслуживания на основе автоматизированного контроля правильности, своевременности и целесообразности принимаемых решений; при этом должны повышаться эффективность и конкурентоспособность вагоноремонтного производства.

Для проведения анализа системы функционирования вагонного хозяйства целесообразно использовать трехмерную пространственно-временную матрицу (рис. 1). Она позволяет выявить как перспективные, так и первостепенные задачи и в итоге задачи синтеза различных подсистем функционирования вагонного хозяйства.

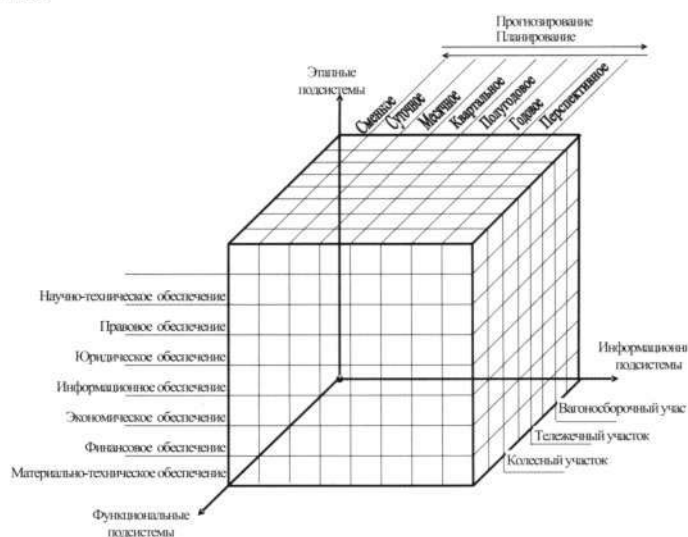


Рисунок 1 – Пространственно-временная матрица системы функционирования вагонного хозяйства

Использование пространственно-временной матрицы позволяет осмыслить проблемы вагонного хозяйства как с точки зрения научных исследований, так и с позиции реальной практики. В матрице выделены три основные группы подсистем: организационное, этапное (временное), функциональное обеспечение.

Первая группа подсистем (организационное обеспечение) позволяет ответить на вопросы: какие организации (или их подразделения) входят в вагонное хозяйство, каков их профиль работы (назначение), как они взаимосвязаны (административно, функционально, информационно или иначе)? Эта группа представляет организационные и экономические механизмы, которые являются объектом исследования в настоящей работе.

Вторая группа подсистем (этапные, временные) позволяет ответить на вопросы: каковы потенциальные возможности вагонного хозяйства, каков прогноз состояний вагонного хозяйства во времени, какими могут быть риски, какие меры нужно предпринять, чтобы они были адекватны прогнозируемым рискам, и в какое время?

Третья группа подсистем (функциональное обеспечение) характеризует все основные направления деятельности вагонного хозяйства и позволяет ответить на вопросы: как делать, каковы должны быть нормативы, какими должны быть научные исследования, инженерно-технические решения? При разворо-

те трехмерной матрицы можно однозначно ответить на вопросы: что делать, как делать и кто делает.

В настоящей работе не стояла задача в полной мере и достаточно детально проанализировать все проблемы, которые существуют в каждой подсистеме. Задача исследования – на основе общего представления научно-технического, правового и экономического обеспечения вагонного хозяйства разработать механизмы его функционирования.

Организационное обеспечение системы функционирования вагонного хозяйства представляет собой совокупность государственного управления, научно-исследовательских институтов РАН, государственных и частных предприятий. Такое разветвленное масштабное организационное обеспечение объясняется тем, что регулярное транспортное сообщение – необходимое условие производства. В систему организационного обеспечения входят почти все организации страны (для некоторых из них – это только одно из направлений деятельности, а для других – их основная деятельность). Управление системой функционирования вагонного хозяйства представляет собой совокупность организаций на трех уровнях – ОАО «РЖД» и его департаментов, дорог и их служб и дирекций, линейных предприятий (рис. 2). К указанным уровням может быть добавлен уровень отделения дороги, на котором выполняются оперативно-тактические функции по поручениям руководства отделения дороги и службы вагонного хозяйства дороги.



Рисунок 2 – Организационное обеспечение вагонного хозяйства

В организационном обеспечении постоянно происходят изменения, и поэтому необходимо целенаправленное научное исследование по его оптимизации (структура, полномочия), с тем чтобы исключить дублирование, улучшить условия подготовки и принятия управленческих решений на разных уровнях и в различных предприятиях.

В 1997 г. разработана Концепция информатизации железнодорожного транспорта России, на основе которой создано единое информационное пространство, охватывающее все области деятельности железнодорожного транспорта, в том числе и вагонного хозяйства, где результаты решений одних задач являются исходной информацией для решения других [1].

Информационное обеспечение системы функционирования вагонного хозяйства состоит: из главного вычислительного центра (ГВЦ), объединяющего и поддерживающего информационные базы для проведения общесетевой экономической деятельности и управления перевозочным процессом; информа-

ционно-вычислительного центра на дорогах (ИВЦ), реализующего комплексы информационных услуг; вычислительного, телекоммуникационного оборудования, обеспечивающего выполнение основных операций над информацией, поддерживающего системы передачи данных; инструментальных программных средств, предназначенных для использования в информационной среде. Информационное обеспечение имеет несколько уровней сбора, обработки и передачи информации, соответствует структуре организационного обеспечения (линейной, дорожной, сетевой) и связывает вагонное хозяйство с другими хозяйствами и подразделениями железнодорожного транспорта [2].

Между подразделениями вагонного хозяйства существуют информационные потоки: вертикальные – разных уровней управления и горизонтальные – между предприятиями одного уровня управления; эти потоки определяются технологией и организацией производства работ (рис. 3).

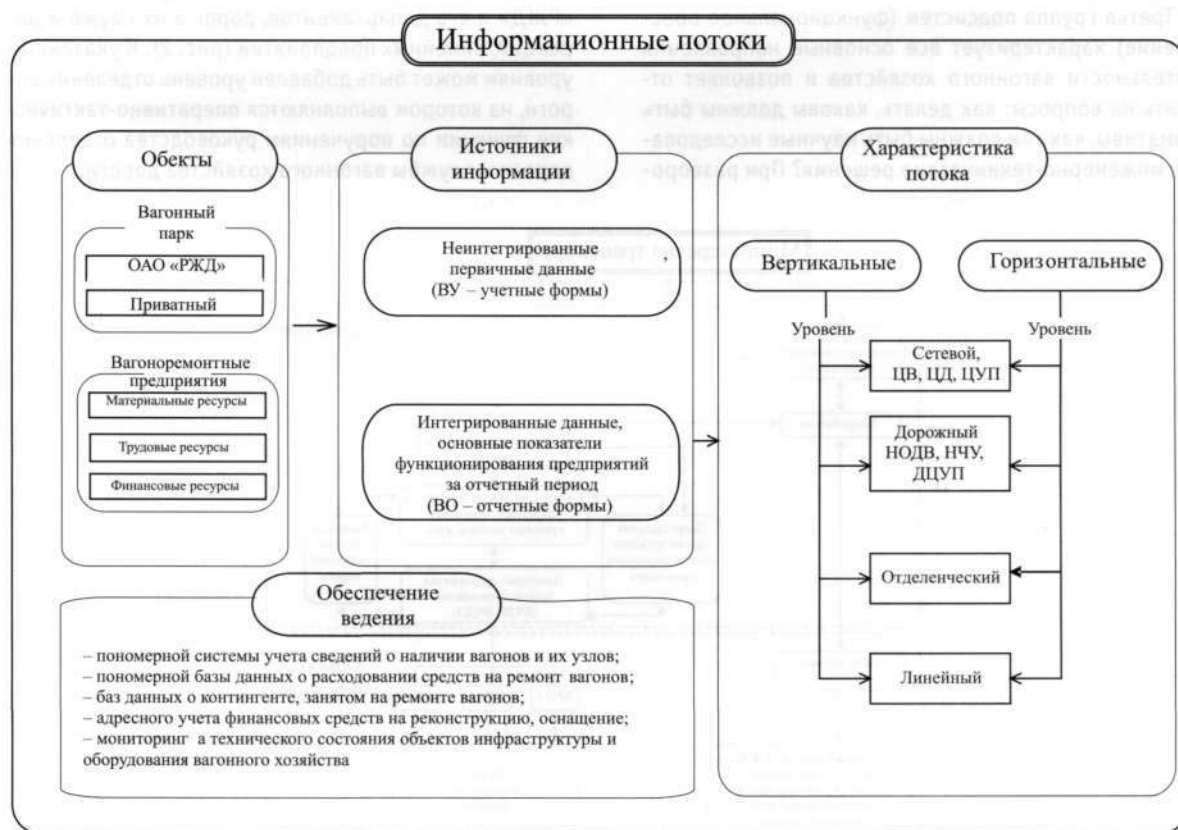


Рисунок 3 – Информационные потоки вагонного хозяйства



Вертикальные информационные потоки представляют две группы:

- совокупность документов, поступающих от департамента вагонного хозяйства (ЦВ), вагонной службы (В) и дирекции по ремонту грузовых вагонов (ДРВ), к линейным предприятиям (это нормативно-техническая документация (НТД), приказы, указания, распоряжения, запросы);

- совокупность документов, поступающих от линейных предприятий в адрес ЦВ, вагонной службы, ДРВ (данные от средств диагностики, паспортные характеристики вагонного хозяйства, учетные и отчетные формы, справки).

Информация передается по телеграфу, телефонным каналам и селекторной связи. Порядок учета информации регламентирован распоряжением ОАО «РЖД». Большинство форм рассчитано на ручную технологию заполнения и обработки информации. В настоящее время информационное обеспечение переходит на безбумажный способ передачи информации и формирования баз данных (БД). Информационные технологии на основе современных систем управления БД определяют эффективность их использования: многоуровневость, преемственность от существующих систем, однократность ввода информации и многократность ее использования, минимизация времени доступа к информации, представление информации в виде, удобном для пользователя, минимальность избыточной информации.

В настоящее время в ГВЦ и ИВЦ дорог созданы современные программно-технические комплексы, работающие в режиме информационных стандартов. Программно-технический комплекс ГВЦ включает современную вычислительную технику и операционную систему.

В качестве средств технической поддержки используются возможности комплексной информационно-вычислительной сети ОАО «РЖД» (КИВС), которая обеспечивает связи между сетевыми и дорожными уровнями через серверы ГВЦ. В качестве серверов дорожного уровня и ниже используются возможности ИВЦ дорог ОАО «РЖД». Основным элементом КИВС являются локальные вычислительные сети, созданные во всех структурных и организационных подразделениях ОАО «РЖД». Локальная вычислительная сеть включает в себя базовые серверы, на которых выполняются основные программы автоматизированной системы управления вагонным хозяйством и хранятся базы данных.

Управление вагонным парком осуществляется с помощью «Автоматизированной системы номерного учета, контроля дислокации, анализа использования и регулирования вагонного парка на железных до-

рогах России» (ДИСПАРК). ДИСПАРК – комплексная система, охватывающая все уровни управления; в ней задействованы различные службы железных дорог: вагонного хозяйства, управления перевозками, грузовой. Основные ее цели: контроль за соблюдением сроков доставки грузов, работой межгосударственных стыков, использованием «чужих» вагонов; постановка вагонов в ремонт по фактически выполненному объему работы; машинный учет общего наличного парка вагонов, резерва и неисправных вагонов; автоматизация отчетности о грузовой работе; анализ качества подготовки вагонов к погрузке. Эта система содержит три основных уровня: сетевой (ГВЦ ОАО «РЖД»), дорожный (ИВЦ железной дороги) и линейный (АСУ и отдельные АРМы на базе ПЭВМ для работников линейных предприятий). Информация (об операциях с поездами, вагонами или грузами) вводится в ДИСПАРК один раз; использовать ее можно многократно, это увеличивает ее достоверность и однозначность в различных приложениях. ДИСПАРК также позволяет отслеживать вагоны в режиме реального времени, а не в момент их нахождения в статическом положении на конец отчетных суток (18 часов Москвы). Основным элементом ДИСПАРКа является вагонная модель дороги.

В число главных задач управления железнодорожным транспортом входит обеспечение безопасности движения поездов. В соответствии с приказом Министра путей сообщения № 3 от 25.01.02 г. и постановлением расширенного заседания коллегии МПС РФ № 2 от 06.03.02 г. разработана концепция многоуровневой системы управления и контроля безопасности. Основные положения концепции распространяются на бортовые системы обеспечения безопасности, устройства железнодорожной автоматики, средств связи. В вагонном хозяйстве предусматривается взаимодействие устройств для контроля состояния вагонов с автоматизированной системой управления на уровне линейных подразделений и дорог. Весь комплекс решаемых в вагонном хозяйстве задач объединяется в АСУ-В, основное назначение которой заключается в формировании базы данных первичной информации о нарушениях безопасности движения. Полученная информация позволяет оперативно информировать работников ревизорского аппарата железных дорог и специалистов ЦРБ ОАО «РЖД» о расследованных случаях нарушений безопасности движения, их причинах и разрабатывать мероприятия по их предотвращению [2].

Прогнозирование и планирование – это этапные или временные подсистемы функционирования вагонного хозяйства. Прогнозирование определяет основные факторы, влияющие на объем перевозок



и развитие вагонного хозяйства в социальной, экономической и технологической сферах. От точности, качества, полноты и своевременности выполнения прогнозов зависит своевременность, полнота и объем планируемых мероприятий, которые должны максимально эффективно обеспечить привлекательность и сохранить лидерство отрасли на рынке транспортных услуг. Определение долгосрочных перспектив развития в меняющихся макроэкономических и геополитических условиях – это основополагающие направления деятельности вагонного хозяйства и транспорта в целом. От точности прогноза напрямую зависит принимаемое решение, планирование во времени и количество материально-технических, людских и финансовых ресурсов.

Механизм функционирования вагонного хозяйства – это совокупность процедур, регламентирующих вагоноремонтное производство. Он включает процедуры выделения ресурсов для выполнения ремонта вагонов, формирования плана и поощрений на основании разработанных нормативов. Его проектирование осуществляется на основе теории и техники адаптации, обучения и самоорганизации и представляет собой процесс создания исходного образца (прототипа) [3]. При этом главной задачей является достижение целей при максимальном использовании потенциала предприятия и его работников. Так как потенциал зависит не только от управляемых, а также от неуправляемых и неизвестных руководству случайных факторов, то возникает необходимость обеспечения адаптивности функционирования предприятия в системе «ОАО «РЖД» – Дирекция по ремонту грузовых вагонов – Вагоноремонтное предприятие – потребитель» (рис. 4).

При разработке механизма учитывается человеческий фактор: активность и дальновидность руко-

водства, работников и предприятия в целом. Дальновидность – способность видеть перспективы, а также учитывать последствия принимаемых решений, влияние изменений и случайных факторов. Активность проявляется в различной степени использования работниками собственного потенциала. Информированность дальновидного работника о процедурах адаптивного управления, применяемых руководством, позволяет ему видеть приоритеты и прогнозировать управленческие решения (планы, ресурсы, стимулы) в зависимости от показателей, выбранных дальновидным элементом сегодня. Дальновидный работник может выбирать показатели, не соответствующие истинному потенциалу, и не перевыполнять план в текущем периоде, с тем чтобы обеспечить предпочтительные планы в будущих периодах. Иными словами, он может занижать текущие показатели, чтобы при использовании руководством процедур адаптивного прогнозирования добиться низкой оценки своего потенциала и большего объема финансовых ресурсов. Процедуры адаптивного планирования и управления будут эффективны, если показатели дальновидного работника соответствуют его потенциалу. Чем больше дальновидный работник заинтересован в этом, тем выше эффективность управления.

При проектировании механизма вагонное хозяйство рассматривается как система, состоящая из объекта и субъекта управления, находящихся в постоянном взаимодействии (рис. 5). Элементами объекта управления служат эксплуатационные и ремонтные предприятия со всей своей инфраструктурой и вагонами. Субъект управления представляет собой совокупность кадров технической, технологической и организационной систем. Таким образом, вагонное хозяйство рассматривается как система, в которой работники (дальновидные элементы) обеспечивают своевремен-

ный выпуск качественной продукции установленного объема при максимальной эффективности, используя для этого производственный потенциал предприятия. Последний оценивается либо по объему работ в физических измерителях (количество отремонтированных вагонов капитальным, деповским, текущим ремонтом), либо по отдельным производственным показателям (средняя заработная плата, расход электроэнергии), которые обеспечивают выполнение этого объема.



Рисунок 4 – Архитектура системы функционирования вагонного хозяйства

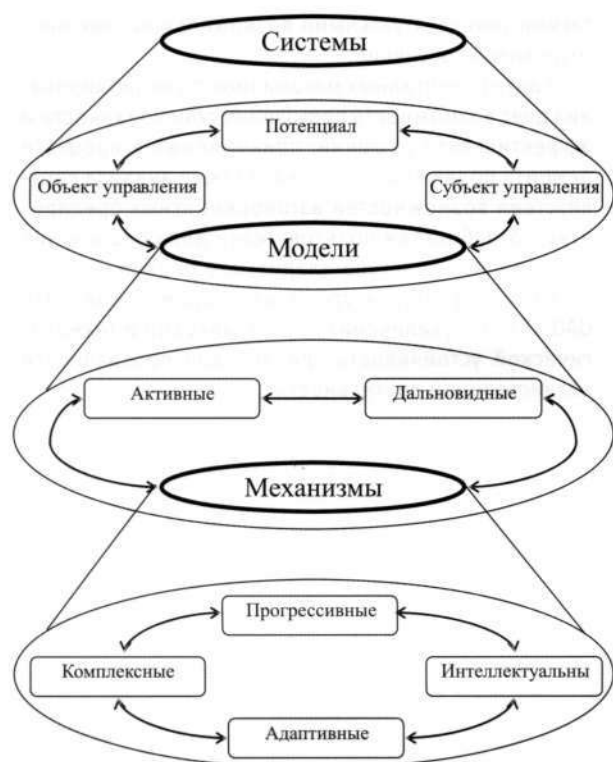


Рисунок 5 – Модели и механизмы вагонного хозяйства

Для максимального использования потенциала механизм должен обладать свойством прогрессивности. Прогрессивность функционирования – это увеличение дохода предприятия с ростом эффективности его работы. Прогрессивный механизм способствует активизации человеческого фактора и направлен на максимальную отдачу работников для выполнения плановых заданий. Этот механизм обеспечивает гибкость по отношению к специфическим условиям конкретных заказов на производство продукции различного объема.

Документооборот в механизме основан на машинно-ориентированных носителях информации и обеспечивает эффективное использование менеджментом современных математических методов принятия решений. Используются языки административно-управленческого персонала и лиц, принимающих решения (ЛПР), АСУ, экономической теории, теории организационного управления. При проектировании механизма используется целевой информационный язык описания данных и процедур их обработки человеком-оператором. Последний обеспечивает эффективное применение ЛПР формализованной и экспертной

информации, методов и процедур принятия решений. При этом обеспечивается возможность использования как формальной (статистической, бухгалтерской, оперативной и другой отчетности, объективных количественных данных), так и неформальной (эвристической) информации, субъективного опыта, интуиции и правил – всего, на что опирается эксперт в процессе принятия решений. Это говорит об интеллектуальности механизма функционирования. Достигается совместное использование интеллектуального потенциала экспертов (ЛПР) и элементов искусственного интеллекта, реализованных на ЭВМ.

В новых и быстроизменяющихся условиях функционирования нормы и нормативы вагонного хозяйства не могут быть жесткими, раз навсегда заданными, а должны формироваться и настраиваться по мере изменений в стратегии и тактике управления. Они должны быть гибкими, адаптивными и оптимальными для конкретных вагоноремонтных предприятий, что достигается в адаптивном механизме функционирования.

Необходимость применения адаптивного механизма возникает еще и в тех случаях, когда руководство работает в условиях неопределенности, то есть имеющаяся у него априорная информация настолько мала, что не дает возможность заранее спроектировать эффективный детерминированный механизм. В этом случае адаптивный механизм обеспечивает достижение поставленной цели вагонного хозяйства при минимальных временных и физических затратах на сбор, хранение и переработку информации о вагоноремонтном предприятии.

В соответствии с принципом комплексности механизм функционирования включает такие виды предплановой деятельности, как анализ, оценка и прогнозирование во взаимосвязи с процессами планирования и контроля последующей реализации планового задания.

Таким образом, важными принципами построения механизма функционирования становятся адаптивность, прогрессивность, комплексность, интеллектуальность (см. рис. 5).

На основе теории эволюционных систем возможна разработка концепции интеллектуального вагонного хозяйства. В рамках этой концепции создаются комплексные прогрессивные адаптивные механизмы функционирования вагонного хозяйства, управления его развитием и разрабатываются предложения по его инновационной привлекательности [4, 5]. При этом механизм функционирования может быть стохастическим, самоорганизующимся и интеллектуальным. Стохастические механизмы функционирования обеспечивают возможность оценки состояния и параметров потенциала вагоноремонтного предприятия

в динамике. Недостаток информации для планирования его выходных показателей восполняется за счет использования процедур стохастической аппроксимации. Информационное обеспечение руководства в стохастическом механизме функционирования осуществляется: использованием соответствующих процедур эконометрического прогнозирования временных рядов; оцениванием состояний; построением факторных (регрессионных) моделей. Для контроля и принятия обоснованных решений разрабатываются стохастические механизмы с распознаванием отклонений от нормального режима функционирования и их классификацией. Самоорганизующиеся механизмы функционирования организации обеспечивают совмещение оценки состояний (параметров) и планирование выходов дальновидного вагоноремонтного предприятия (подобно тому, как это делается в стохастических механизмах функционирования) с регулированием, то есть с воздействием на их потенциал. Интеллектуальные механизмы функционирования обеспечивают сочетание формальных процедур с использованием качественных указаний руководства и управление на их основе. Для их построения используются иерархические человеко-машинные системы с

такими интеллектуальными возможностями, как многоуровневое обучение.

Синтез адаптивных механизмов функционирования дает возможность повышения обоснованности и эффективности решений, принимаемых в процессе ремонта подвижного состава, а также анализа соответствия возможностей вагоноремонтных предприятий потребностям пользователей для обеспечения равномерного доступа владельцев подвижного состава к инфраструктуре и вагоноремонтной базе ОАО «РЖД»; увеличения его финансовой и технологической устойчивости, финансовой прозрачности хозяйственной деятельности.



Рисунок 2 – Модель механизма функционирования

Литература

1. Райков Г.В., Мартынюк Н.Г., Телешевская В.Я. Концепция автоматизированной системы управления вагонным хозяйством // Ж.-д. трансп.; Сер.: Вагоны и вагонное хозяйство. Ремонт вагонов. - ОИ/ЦНИИТЭИ. - 2003. - Вып. 2-3. С. 1-68.
2. Задорожный В.В., Орлова Е.Ю. Комплексная АСУ хозяйством автоматики и телемеханики // Автоматика, связь, информатика. - 2006. - N 9. - С. 23-25.
3. Саридис Дж. Самоорганизующиеся стохастические системы управления: Пер. с англ. - М.: Наука, 1980.
4. Бурков В.Н., Еналеев А.К., Щепкин А.В. и др. Большие системы: моделирование организационных механизмов. - М.: Наука, 1989.
5. Цыганов В.В. Адаптивные механизмы в отраслевом управлении. - М.: Наука, 1991.

СЛОЖНОСТЬ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРУДА ПОЕЗДНОГО ДИСПЕТЧЕРА

Эффективность функционирования перевозочного комплекса напрямую зависит от правильности выбора, позволяющего в коротком промежутке времени принять верное решение. В управлении перевозочным комплексом такая роль отведена поездному диспетчеру, профессиональная деятельность которого связана с разработкой и реализацией большого числа задач.

За время существования теории принятия решений разработан ряд методов для наиболее часто встречающихся задач. Почти любая ситуация может быть отнесена к тому или иному классу, надо лишь знать их характерные признаки (рис. 1).

В настоящее время отсутствует универсальная классификация задач принятия решений, но во многих изданиях, посвященных этим вопросам, фигурируют следующие классификационные признаки:

- число лиц, принимающих решение;
- вид показателя эффективности (скалярный или векторный);
- степень определенности информации о системе;
- зависимость характеристик системы от времени (статические и динамические).

Что касается показателя эффективности (векторного), то тут используют методы, позволяющие свести



Рисунок 1 – Схема содержания управленческого решения

этот показатель к скалярному, и ведут оценку решения по множеству скалярных показателей эффективности. Сложность оценки и выбора при этом состоит в том, что некое решение может превосходить остальные по одним показателям и уступать им по другим.

Методы принятия решения по векторному показателю условно делятся на две группы. К первой относятся эвристические методы, ко второй – аксиоматические.

В эвристических методах преобразования компонент векторного показателя эффективности в скалярный производятся на основе «здравого смысла» или интуиции и опыта:

- метод обобщенного показателя, исходя из характера задачи, допускает, что абсолютное уменьшение одного из показателей компенсируется суммарным абсолютным увеличением других;
- метод «затраты – эффект» ориентирует на то, что одни показатели (как правило, целевой эффект) желательно увеличивать, а другие (как правило, затраты на его достижение) – уменьшать;
- метод целевого программирования имеет основой свертывание частных показателей эффективности в обобщенный показатель, который представляет собой расстояние до «идеальной точки» в пространстве значений показателя эффективности;
- метод главного показателя предполагает, что целевой эффект достижим в основном вследствие увеличения одного («главного») частного показателя эффективности.

Процедура принятия решений, как известно, предполагает наличие прямой и обратной задач исследования операций. Прямая задача сводится к определению показателей эффективности операции, и накопленный научный и модельный потенциал позволяет здесь достигать результата во всех областях железнодорожного строительства.

Обратная задача заключается в поиске такого решения, которое обеспечит заданное или экстремальное значение показателя эффективности операции. Поэтому для принятия эффективного производственно-управленческого решения можно принять способ оптимизации многокритериальных задач, который является комбинацией первых двух. Организационно-технологическое решение (ОТР), принимаемое диспетчером, будем характеризовать показателем X , элементы которого (x_1, x_2, \dots, x_n) представляют собой организационно-технологические параметры решения (например, срок выполнения работ, технологические схемы их выполнения, длина в км обслуживаемого участка и т.д.).

Операцией в данном случае является выполнение работ по управлению перевозочным комплексом железной дороги. Показателем эффективности этой

операции принят вектор F , элементы которого (f_1, f_2, \dots, f_n) будут определять качество принятого решения и могут представлять собой, допустим, срок выполнения работ, трудоемкость их выполнения.

В результате вектор $F(X)$ характеризует эффективность решения с параметрами x в некоторой, заданной наперед производственной ситуации.

Если считать, что производственная ситуация фиксирована и в качестве критериальной базы используется вектор F_0, T_0 , коэффициент качества решения для j -го компонента критериальной базы определяется

$$k_j = \frac{F_{0j} - F_j(x)}{F_{0j}}. \quad (1)$$

Из этой формулы, k_j лежит в пределах от 0 до 1. Чем ближе k_j к 1, тем дальше отстоит ОТР, определяемое вектором X , от решения, обеспечивающего получение максимального критерия F_{0j} , так как эффективность ОТР должна определяться по всем компонентам критериальной базы по формуле

$$W(x, \lambda) = \frac{F_0 - F_j(\lambda)}{F_0}. \quad (2)$$

Выражение в правой части представляет собой максимальное отклонение показателей эффективности ОТР, задаваемое множеством параметров X . При этом j , соответствующий этому максимальному отклонению, покажет, по какому именно критерию оно достигнуто.

В рассматриваемом нами варианте сменная работа диспетчера делится на формализованные и неформальные шаги, то есть на выполняемые компьютером и человеком. Диспетчер формирует концептуальные планы решений. План состоит из выполняемых в определенной последовательности подзадач, для каждой из которых задаются варианты ее выполнения. После этого соответствующая программа, просматривая сформированное пространство решений, осуществляет поиск оптимального. Представить с помощью сетевой модели концептуальный план решения и составляющих его процедур можно, используя различные АСУ управления перевозочным процессом.

Предложенный понятийный аппарат для выбора оптимальных организационно-технологических и управленческих решений поездным диспетчером достаточно универсален. С другой стороны, рассмотренные процедуры оптимизации нельзя квалифицировать как всеобъемлющие для такого рода задач. Хотя и при всем этом следует полагать, что они отвечают реальным потребностям современных технологических процессов в организации движения поездов.

Трудовой процесс поездного диспетчера при управлении перевозочным процессом на диспетчерском участке может стать основой для определения численности штата и распределения зон управления. Коэффициент загрузки поездного диспетчера, определяемый как

$$k_3 = \frac{T_y}{T_c} 100 \%, \quad (3)$$

где: T_y – затраты времени на решение задач по управлению движением поездов и организацию местной работы в наиболее загруженную смену;

T_c – продолжительность смены, равная 720 мин.

Объем рабочего времени в идеальном случае не должен превышать 90% от продолжительности смены (дежурства) с учетом 10% оперативного времени на отдых и личные надобности. При недостаточной занятости поездного диспетчера ($T_3 < 90\%$) в границы дис-

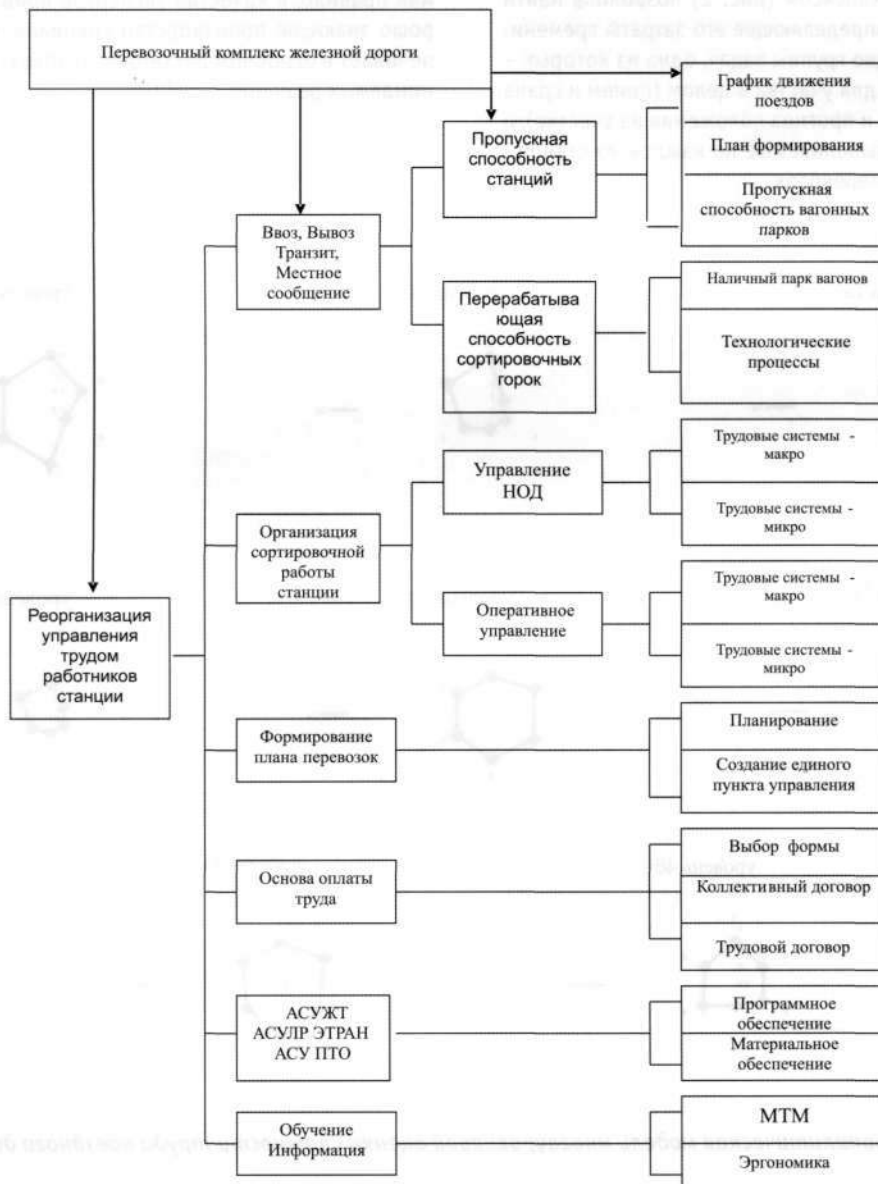


Рисунок 2 – Технологическая модель управления ПХК железной дороги

петчерского участка рекомендуется включить дополнительные станции. В случае превышения допустимой нормы ($TЗ > 90\%$) необходимо провести организационные или технические мероприятия по сокращению затрат труда и пересмотреть границы участка.

В условиях ДЦУП дополнительно необходимо обеспечить примерное равенство загрузки всех поездных диспетчеров, что технически легко реализуемо при использовании компьютерных систем диспетчерского управления (ГИД, ДЦ).

Предложенная модель технологии управления перевозочным комплексом (рис. 2) позволила найти решение задачи, определяющее его затраты времени. Можно выделить две группы задач, одна из которых – задачи, решаемые для участка в целом (прием и сдача дежурства, оценка и прогноз положения на участке), а вторая – задачи, выполняемые по каждой из станций с учетом объемов перевозок.

Исследование оценки сложности труда в условиях железнодорожного транспорта показывает, что эта проблема выходит за рамки отрасли в связи с большим многообразием профессиональных групп. По существу, это установление межотраслевых соотношений в оплате труда. Для оценки сложности труда ряда руководящих работников, специалистов и служащих, занятых в производственных процессах, могут применяться методы, которые используются для оценки сложности труда рабочих. Широкое применение на транспорте получил метод экспертных оценок с разработкой тарифно-квалификационных справочников. Как правило, в качестве экспертов привлекаются хорошо знающие производство специалисты, что обеспечивает в основном достаточную объективность принимаемых решений.

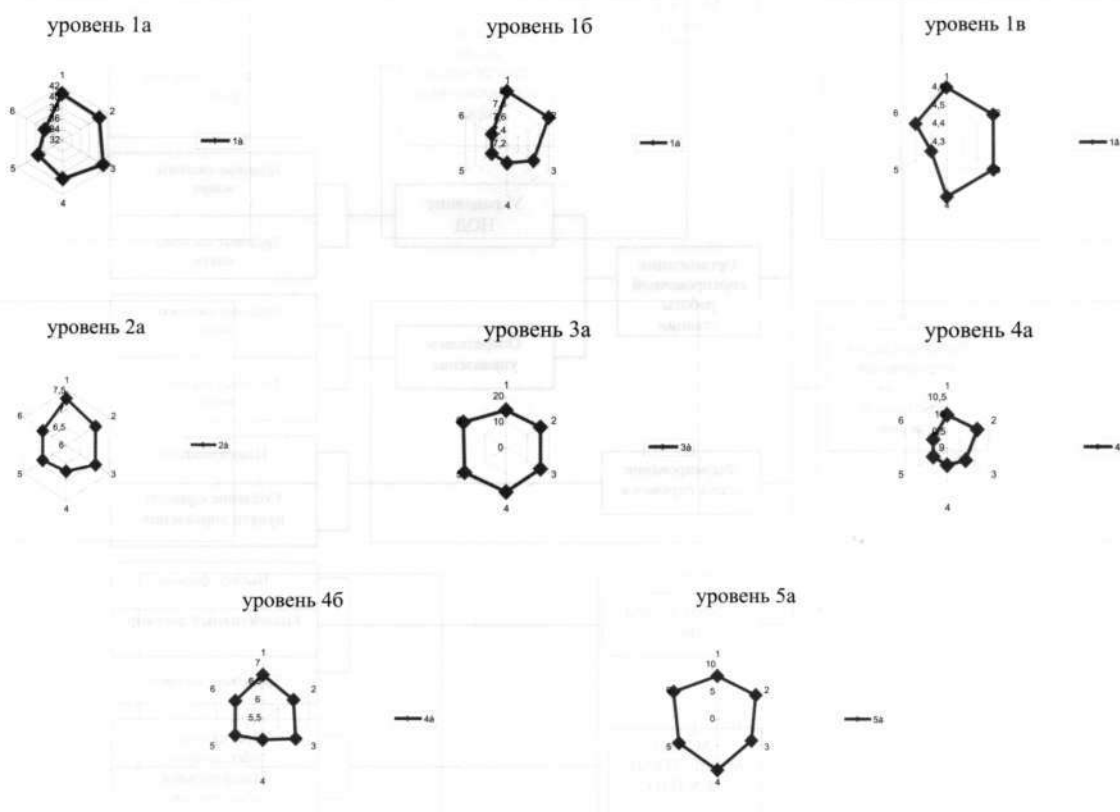


Рисунок 3 – Графоаналитическая модель многоуровневой оценки сложности труда поездного диспетчера

Изменения, происходящие в технике и технологии, учитываются на различных этапах совершенствования заработной платы. Однако отсутствие количественных оценок не всегда позволяет этим методом с необходимой полнотой учитывать изменения в сложности труда, обусловленные научно-техническим прогрессом, новым уровнем образования и подготовки кадров. Поэтому за последние годы в промышленности начинают применять аналитический метод оценки сложности труда (в технологическом варианте).

При аналитическом методе действующий технологический процесс подразделяют по степеням сложности, учитывая наличие механизации, автоматизации, приборной оснащенности и необходимости проведения расчетов. Устанавливается также степень сложности труда по подготовке рабочих и руководства другими лицами. Выделяется в качестве самостоятельного критерия ответственность за жизнь и сохранность материальных ценностей.

Оценка сложности труда по аналитической методике, разработанной НИИ труда России, производится по следующим основным группам.

1. Рабочие, руководители, специалисты и служащие, занятые на предприятиях.

2. Руководители, специалисты и служащие аппарата управления.

Критерии, характеризующие сложность труда, и их качественная оценка должны быть едины и увязаны по этим группам работников. Это позволит более объективно принимать решения по установлению соотношений в оплате труда.

При применении аналитического метода оценки сложности труда работников железнодорожного

транспорта необходимо учитывать дополнительно специфические транспортные нагрузки. Оценка сложности труда в конечном счете предназначается для определения обоснованных соотношений, которые должны быть использованы при установлении тарифных ставок и окладов. На графической интерпретации заштрихованная зона-масштаб показывает учет специфических транспортных нагрузок диспетчеров (рис. 3).

Общий диапазон шкалы балльных оценок по степеням сложности труда составляет 1 : 4 (150 : 600). Изменения шкалы соответствуют разрядной тарифной сетке, которая применяется на железнодорожном транспорте для оценки труда дежурных по станции и поездных диспетчеров (табл. 1).

Анализ шкалы балльных оценок показывает, что диапазон по каждому критерию принят 1 : 2,5; 1 : 3,8, т.е. нарастание баллов по степеням сложности не имеет четко выраженной закономерности. Прирост количества баллов при переходе от одной степени сложности к последующей составляет 24–38%. Из приведенной таблицы видно, что характер изменения данных по степеням сложности свидетельствует в основном о стабильности доли критериев в общей сумме баллов. Доля специфических нагрузок возрастает с увеличением степеней сложности при одновременном уменьшении сложности выполнения технологических операций.

Специфические транспортные нагрузки определяют содержание и условия труда поездных диспетчеров. К ним относятся: воздействие шума и вибрации, температурных режимов, выполнение работ в рабочие смены продолжительностью 12 ч, со значительной долей ночных дежурств, восприятие большого объема информации и принятие необхо-

Таблица 1 – Шкала баллов по критериям и сложности труда поездных диспетчеров, %

Критерии оценки сложности труда										Уровень подготовки и срок стажировки (5)
Степень сложности труда	Сложность выполнения технологических операций			Всего по критерию (1)	Руководство работой других лиц (2)	Специфические транспортные нагрузки (3)	Ответственность за сохранность		Всего по критерию (4)	
	По технике исполнения (1а)	По сложности измерения приборов (1б)	По подготовке работы и рабочих мест (1в)				Здоровья и жизни людей (4а)	Материальных ценностей (4б)		
1	40,7	8,0	4,6	53,3	7,3	14,7	10,0	6,7	31,4	8,0
2	40,2	8,0	4,6	52,8	7,0	16,1	10,1	6,5	32,7	8,5
3	40,9	7,7	4,6	53,2	7,0	15,8	9,7	6,6	32,1	7,7
4	39,0	7,5	4,6	51,1	6,7	17,3	9,5	6,1	32,9	9,3
5	37,4	7,5	4,4	49,3	6,8	19,2	9,5	6,4	35,1	8,8
6	35,8	7,5	4,5	47,8	6,8	19,8	9,5	6,4	35,7	9,7

димых решений в условии ограниченности времени (поездной диспетчер) и т.д. Наличие этих нагрузок обуславливает повышенные требования к уровню квалификации, состоянию здоровья, влияет на режим труда и отдыха работников железнодорожного транспорта. Поездные диспетчеры работают со сложными устройствами, наблюдают за многими быстро меняющимися во времени процессами, осваивают большой объем разнообразной информации и принимают решения в условиях дефицита времени.

Специалисты считают, что диспетчеры работают с большим нервным напряжением, так как незначительные отклонения от графика, непредвиденные помехи, ошибки, технические неполадки и т.д. могут вызвать аварийные ситуации. Их рабочие смены предельно уплотнены. Количество операций по приему и передаче информации, число переключений с одного вида деятельности на другой составляет в среднем 1500-2800 за смену. Поездные диспетчеры одновременно выполняют несколько операций.

Различные сложности труда объясняются условиями выполнения эксплуатационной работы, главными из которых являются однопутные и двухпутные линии, количество пар поездов (эти факторы учитываются при распределении участков по категориям), степень использования наличной пропускной способности участков.

При очередных этапах повышения заработной платы и обеспечения правильных соотношений в оплате труда предприятий предлагается на основании исследований профессора, доктора экономических наук М.М. Толкачевой увеличить диапазон изменения должностных окладов всех категорий. Для отражения сложности выполнения перевозочной работы в должностных окладах руководителей, специалистов и служащих необходимо расширить перечень показателей, учитываемых при отнесении железных дорог, отделений железных дорог, линейных предприятий к группам оплаты труда.

Литература

1. Архипов В.М. Стратегическая эффективность управленческих решений // Проблемы теории и практики управления. - 1996. - № 5. - С. 117-122.
2. Громов Н.Н., Персианов В.А. Управление на транспорте. - М.: Транспорт, 1990. - 336 с.
3. Левин Д.Ю. Диспетчерские центры и технология управления перевозочным процессом. - М.: Маршрут, 2005. - 760 с.
4. Файоль А., Эмерсон Г., Тэйлор Ф., Форд Г. Управление - это наука и искусство. - М., 1992.
5. Шепитько Т.В. Оптимизация управленческих решений. -2005. - № 1.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ДВУХУРОВНЕВОЙ МОДЕЛИ ЦЕНТРА ОБСЛУЖИВАНИЯ ВЫЗОВОВ

Анализируя работу любого ЦОВ, необходимо отслеживать поведение абонентов. В работе [1] рассмотрены вопросы, связанные с реакцией абонентов на качество обслуживания. В данной статье рассмотрен вопрос создания центра обслуживания вызовов, учитывающего особенность работы справочных служб железных дорог.

От психологических качеств абонента зависит количества ошибок и преждевременный отказ от установления соединения, причем реакция абонента может быть двух типов: сознательная и неосознанная.

Реакции абонентов на различные изменения условий при установлении соединений или разговоре в совокупности обозначают термином «поведение абонентов». Здесь психологические факторы переплетаются с социальными. Так, наблюдения за нагрузкой, проведенные в Финляндии, показали, что регулярных часов наибольшей нагрузки (ЧНН) не существует [1]. Пики нагрузки возникают в результате самых разнообразных причин: наличие

праздничных или выходных дней, период пропадания электроэнергии, эпидемия заболевания. Это необходимо учитывать при расчете количественных показателей работы центров обслуживания вызовов, так как социальные и психологические последствия (неудовлетворение потребностей в коммуникации, вред, наносимый отрицательными эмоциональными реакциями, и т.п.) оценить количественно труднее, но они значительны.

В свою очередь, параметры работы центров обслуживания вызовов рассчитывают на основе первой формулы Эрланга или ее модификаций, где учитывается, что абонент, получив отказ, не возобновляет попытку позвонить снова. Но на

Таблица 1 – Количество попыток и длительность обслуживания

Количество попыток	Длительность справки, сек.	Количество попыток	Длительность справки, сек.	Количество попыток	Длительность справки, сек.	Количество попыток	Длительность справки, сек.
1	23	4	15	1	123	1	20
1	57	1	90	1	67	2	37
5	138	1	82	2	21	4	134
1	71	1	25	1	195	6	70
3	125	1	33	1	37	4	56
12	95	4	35	4	61	1	89
3	70	5	23	3	194	1	20
1	29	1	51	1	34	7	105
3	160	3	47	2	26	1	17
5	32	3	38	1	31	1	28
1	200	1	20	2	16	1	23
		1	67	4	230	3	97
2	27	2	95	1	51	1	42
3	49	1	81	4	23	1	39
1	215	4	20	1	34	1	136
4	20	1	23	1	21	1	15
5	43	7	34	5	33	1	78
2	69	2	56	3	18	1	40
1	177	1	21	8	46	3	34
1	34	1	30	2	87	4	148
3	50	1	123	13	35	2	100
8	300	1	115	4	27	3	45
10	21	1	183	5	19	2	174

основе проведенных опытов было установлено, что при отказе дозвониться в справочную службу абоненты совершают несколько попыток, т.е. звонят, пока не получают ответа оператора, что приводит к несоответствию между проектными показателями, рассчитанными по формуле Эрланга, и результатами измерений на сети [2-4].

В работе [4] проведено исследование поведения абонента и выявлено, через какие интервалы времени абонент производит повторные попытки, как долго длится занятие в зависимости от исхода набора номера и с какой вероятностью он прекращает повторные попытки. По данным исследований, 65-70% интервалов между наборами номера не превышает 5 с. Абонентам, звонившим на телефон справочной службы вокзала станции Свердловск-Пассажирский, задавался вопрос, с какой попытки дозвонились, с какого телефона (мобильного или стационарного), и определялась длительность обслуживания заявки.

На основании исследований получены результаты по работе справочной службы.

1. Примерно 50% попыток дозвониться до справочной службы у абонентов оказывались успешными, из них 30% звонков было сделано с сотовых телефонов через АМТС.

2. Примерно 6% от общей выборки дозвонились со второй попытки.

3. 3% дозвонились с 6 попытки, и более 3% не дозвонились совсем.

Абоненты задают вопросы, ответы на которые составляют в среднем от 26 до 40 с. Помимо прочего, существуют абоненты, продолжительность обслуживания которых требует больших временных затрат.

Для определения сложности справки и оптимизации работы справочной службы предложен алгоритм, представленный на рис. 1. Рассмотрим этапы работы данного алгоритма.

1. Заявка поступает в систему.

2. Определяем занятость оператора справочной службы. Если оператор справочной службы свободен, то заявка немедленно становится на

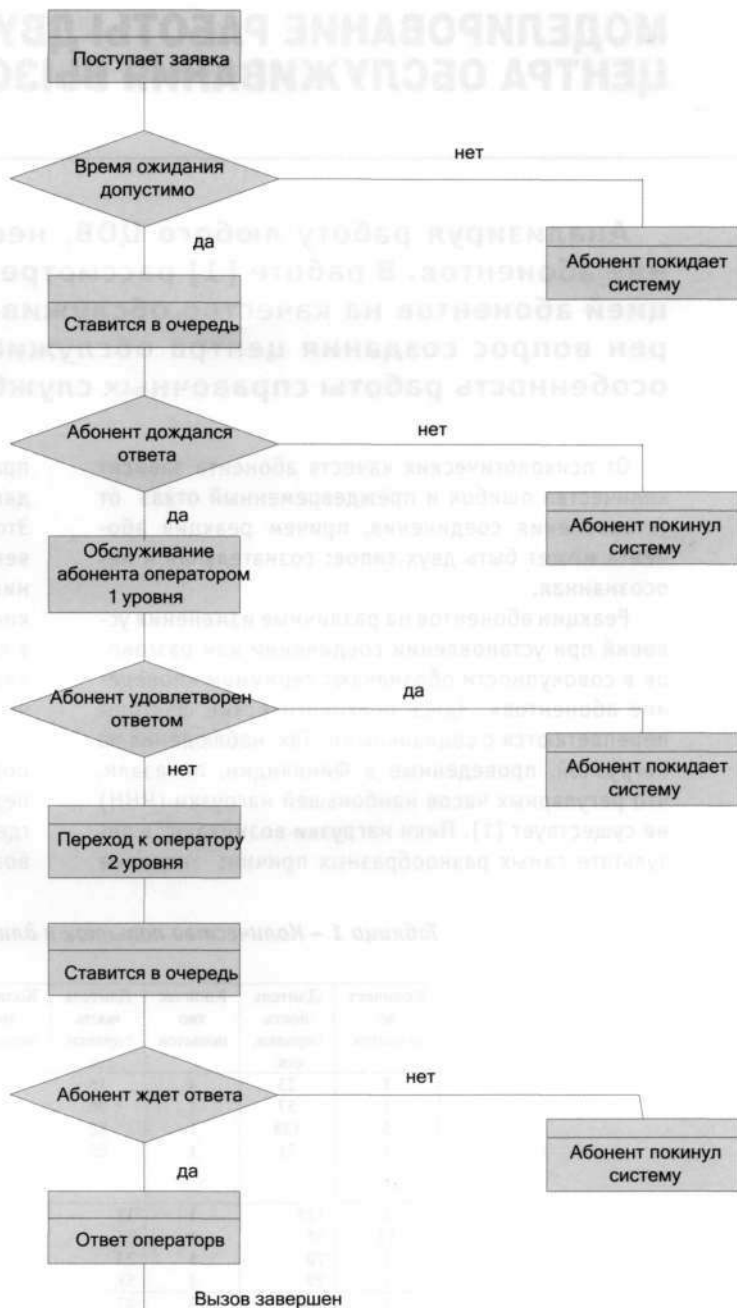


Рисунок 1 – Алгоритм обслуживания заявок двойной сложности

обслуживание. При занятости всех операторов заявка становится в очередь на ожидание.

3. Определяется время нахождения заявки в очереди. Если данное время больше, чем «время терпения абонента», то заявке отказано в обслуживании, абонент получает сигнал «занято». Если расчетное время ожидания не превышает «времени терпения абонента», то заявка занимает свое место в очереди.

4. Определение нахождения заявки в очереди. Не дождавись ответа, абонент может покинуть систему. Если абонент дождался ответа оператора, то заявка поступает на обслуживание.

5. При ответе оператора заявка поступает на обслуживание к оператору первого уровня.

6. Заявка обслужена в полном объеме, абонент покидает систему.

7. Заявка не удовлетворена, вызов направляется к оператору второго уровня.

8. При переходе от одного оператора существует очередь, время нахождения в которой при идеальной модели стремится к нулю, при превышении времени нахождения в очереди «времени терпения абонента» заявка покидает систему.

9. Заявка дождалась ответа оператора второго уровня, абонент получает ответ и покидает систему, вызов завершен. По завершении обслуживания заявка тарифицируется.

Литература

1. Котов А.В. Человеческие факторы в телефонии. - М.: Связь, 1980. - 80 с.
2. Лившиц В.С., Фидлин Я.В., Харкевич А.Д. Теория телефонных и телеграфных сообщений. - М.: Связь, 1971. - 304 с.
3. Лившиц В.С., Пшеничников А.П., Харкевич А.Д. Теория телетрафика. - М.: Связь, 1979. - 224 с.
4. Шнепс М.А. Системы распределения информации. Методы расчета: Справочное пособие. - М.: Связь, 1979. - 344 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕТОДА РЕАЛИЗАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ КОНТРОЛЛЕРОВ В СИСТЕМЕ АПК-ДК

Современная стратегия обслуживания устройств автоматики предполагает переход на обслуживание их по состоянию. Комплекс мониторинга должен обеспечивать достоверной информацией о техническом состоянии устройств обеспечения безопасности всех участников процесса технического обслуживания. В связи с этим задача самодиагностики аппаратных и программных средств системы приобретает актуальность.

Развитие хозяйства Российской Федерации во многом определяется качеством работы транспорта, в том числе и железнодорожного. Это требует от работников данного вида транспорта совершенствования процессов управления, отвечающих требованиям существующей экономической модели, эффективного использования имеющейся и новой техники, изыскания способов регулирования пропускной и провозной способности дорог в соответствии с потребностями в перевозках пассажиров и грузов при минимальных капитальных вложениях.

Одним из решений вышеуказанной задачи является развитие технической диагностики. На сегодняшний день есть опыт внедрения систем и средств диагностирования, предназначенных для контроля систем железнодорожной автоматики и телемеханики (СЖАТ).

По программе ресурсосбережения на сети дорог вводятся в эксплуатацию следующие системы диагностики и мониторинга устройств ЖАТ: АПК-ДК, АДК-СЦБ, АСДК. Внедрение этих систем направлено на совершенствование технической эксплуатации систем и устройств ЖАТ через централизацию диагностики на уровне дистанции и единого диспетчерского центра управления (ЕДЦУ) дороги [1].

Однако, как не раз отмечалось в различных статьях [2–5], требования к этим системам очень высоки, и они пока не обеспечивают в необходимом объеме контроль качественных показателей технического обслуживания СЖАТ. Большую роль в успешном решении данной задачи играет возможность систем диагностики и мониторинга осуществлять прогнозирование отказов благодаря развитию вычислительной техники и смещению акцентов с аппаратной части на интеллектуальное программное обеспечение. Сложность этих систем контроля возрастает пропорционально растущим функциональным возможностям.

Под технической диагностикой понимается область знаний, охватывающая теорию, методы и средства определения технического состояния объекта [6]. Основной задачей технической диагностики является определение состояний технических объектов. В период эксплуатации технического объекта необходимо осуществлять контроль его параметров (работоспособное состояние). При возникновении отказов требуется зафиксировать факт отказа, определить место его возникновения и осуществить замену неисправного элемента или блока (неработоспособное состояние).

Собираемая таким образом статистическая информация необходима для оценки надежности и качества эксплуатации технического объекта.

В рамках разработанных теорий [6] предлагается три метода диагностирования:

- тестовое;
- функциональное;
- тестово-функциональное.

Для диагностики выбранных элементов (контроллеров) наиболее эффективен метод тестового диагностирования, так как он не требует изменения существующей аппаратуры. Он позволяет осуществлять диагностирование уже находящегося в эксплуатации технического объекта. Необходимо только время от времени коммутировать входы объекта диагностирования с обработки рабочих сигналов на обработку сигналов тестового набора и следить за результатами теста. Выполнение данной функции необходимо возложить на отдельный модуль под управлением программного обеспечения. При организации тестового диагностирования основной является задача построения тестов.

При использовании этого варианта процесс диагностирования сводится к некоторой последовательности операций, каждая из которых предусматривает

подачу на входы объекта некоторого воздействия и определения на выходах реакции на это воздействие. Очевидно, для решения данной задачи вполне достаточно последовательно подавать на выбранные функциональные входы два набора: сначала сигнал логического нуля, а затем логической единицы.

Из комплекса программно-аппаратных средств системы мониторинга (АПК-ДК) выберем объект (например, контроллер ПИК-120) [7, 8]. Для оценки работоспособности этого устройства разработаем методику. На сегодняшний день известно множество методов и средств диагностики, позволяющих обнаруживать в современных микропроцессорных (МП) устройствах неисправности различного происхождения (по виду оказываемого воздействия). Ранее были перечислены неисправности, которые могут быть обнаружены при организации системы диагностирования для данного устройства. Таким образом, ситуация, связанная с необходимостью прогнозирования появления неисправных элементов в МП-устройстве, а также с оценкой риска эксплуатации в условиях неполноты и неопределенности информации о качестве и состоянии МП-устройств, является постоянно действующим фактором. Одним из возможных способов реализации прогноза в условиях неопределенности исходной информации является вероятностный подход [9]. Структура данного устройства представлена на рис. 1.

конструктивно объединены в группы по 8 выходов в каждой, образуя, таким образом, массив из k числа групп. Если рассматривать один комплект микропроцессорного устройства, подлежащего диагностированию, то $k=15$. Время, отводимое для диагностики (т.е. время, за которое необходимо произвести выявление возможного отказа в одной группе функциональных выходов (ФВ)), регламентируется технологической ситуацией на участке контроля. Обозначим время периода диагностирования буквой τ .

Для упрощения задачи прогноза рассмотрим ошибки одного типа, а систему контроля ошибок этого типа задаем как интервал времени, за который опрашивается группа функциональных выходов $\tau_{пор}$. Отказ на выходах такой группы будет обнаружен с вероятностью $P_1(\tau_{пор})$ за счет диагностирования устройства или не обнаружен с вероятностью

$$H_1(\tau_{пор}) = 1 - P_1(\tau_{пор}) .$$

Для оценки вероятности отказа в МП-устройстве по результатам диагностики необходимо уметь вычислять вероятность необнаружения неисправностей $H(\tau)$.

Пусть процесс поиска отказов в группах функциональных выходов состоит из независимых событий, поступающих через случайные промежутки времени.

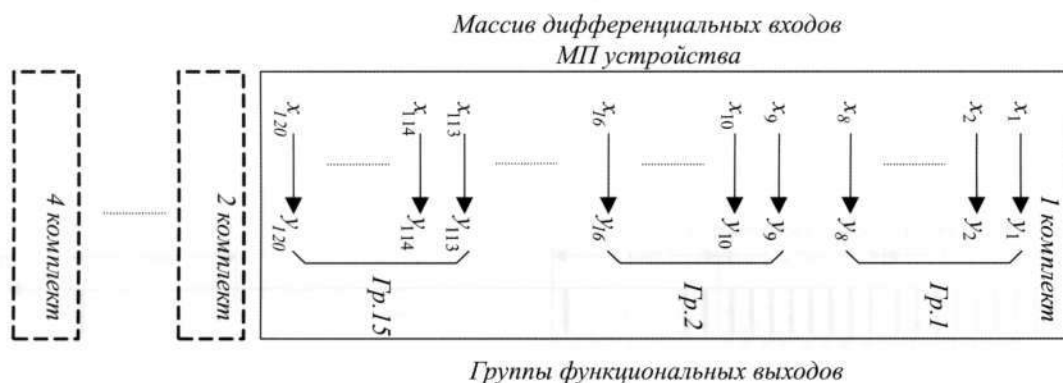


Рисунок 1 – Структура диагностируемого устройства

Постановка задачи

Требуется определить для выбранного метода организации тестового диагностирования вероятность необнаружения отказа. Пусть на некотором числе функциональных выходов (см. рис. 1) имеются ошибки различных типов (константы нуля, константы единицы). Для удобства представления информации, считываемой с этих функциональных выходов, они

Событием будем считать необнаружение одиночной ошибки на выходе микропроцессорного устройства с помощью теста. Под понятием одиночной ошибки понимаем, что за время Δt (рис. 2) данная ошибка – единственная в выбранной группе выходов. Это легко обеспечить, достаточно выбрать интервал Δt сравнительно малым. Тестовое воздействие может не обнаружить ошибку в любой из k групп, составленных из

любого сочетания m числа функциональных выходов (рис. 2), причем выбор выходов, включаемых в тестируемые группы, происходит случайно. Свободные от рабочих сигналов от объектов контроля функциональные выходы объединяются в группы, тест подается на всю сформированную группу одновременно. На время проведения теста вся сформированная группа физически отключена от рабочих сигналов устройством коммутации. Тест представляет собой последовательную генерацию двух векторов, состоящих из логических нулей и единиц, по числу выбранных ФВ.

Чтобы для описания процесса поиска отказов можно было использовать один из законов распределения теории вероятности, введем несколько допущений.

Будем считать, что поток событий неограничен во времени и непрерывен (хотя понятно, что есть перемены между циклами тестирования).

Интересующее нас событие (необнаружение ошибки) может наступать по следующему ряду причин:

- либо тест не является полным, т.е. обнаруживает не все 100% неисправностей микропроцессорных устройств (МПУ) (например, на один из выбранных входов не поступил тестовый вектор, так как устройство коммутации подало на него рабочий сигнал);
- либо за время тестирования тестовый набор не поступил на вход МПУ.

Рассмотрим требования, при которых поток является простейшим:

- стационарность (вероятность возникновения того или иного числа событий в равные промежутки времени одинакова, т.е. $\tau_1 = \tau_2$). Это требует допущения, что в промежутки времени τ_1, τ_2 на вход МПУ поступают одни и те же тестовые воздействия;

- ординарность (вероятность появления двух событий на малом промежутке времени Δt пренебрежимо мала). Это требует допущения, что на одном тестовом воздействии, которое обнаруживает ошибки одновременно на нескольких выходах МПУ, не может произойти необнаружение ошибки более чем на одном выходе;

- полное отсутствие последствия (возникновение одного события не влечет за собой возникновения другого). Это требование выполняется без дополнительных допущений.

Надо сделать еще одно допущение, чтобы использовать закон Пуассона: не исключено, что за время τ может произойти сколь угодно много событий. Это обусловлено тем, что выбор выходов, объединяемых в группу, происходит случайным образом, а сам процесс тестирования повторяется циклично, т.е. происходит перебор всех возможных сочетаний выходов в сформированной группе, следовательно, множество этих событий образует Пуассоновский поток.

Можно заметить, что один из классических примеров, демонстрирующий, как Пуассоновский закон распределения описывает вероятность наступления случайных событий, – это работа АТС, где событием является поступление заявок на обслуживание от абонентов (рис. 3).

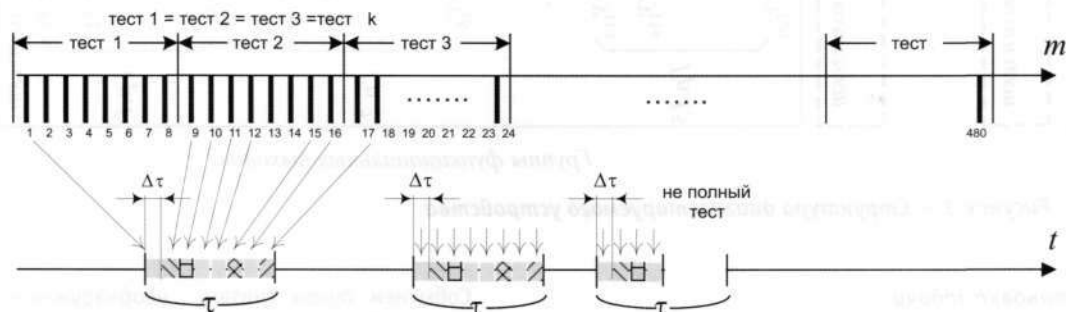


Рисунок 2 – Модель проведения тестирования.

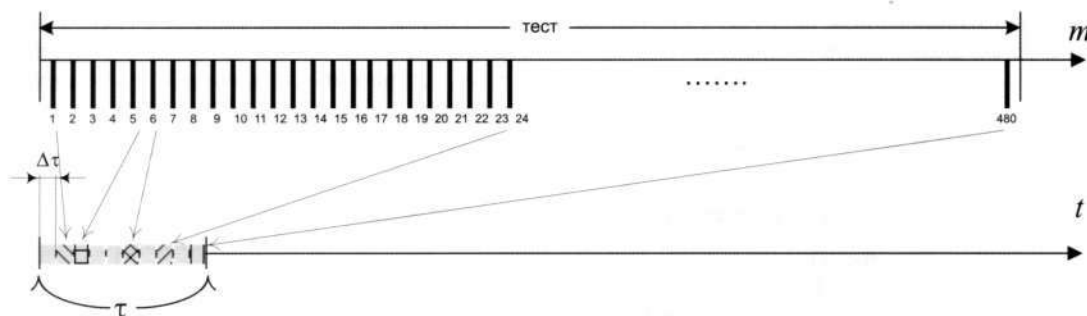


Рисунок 3 – Модель появления событий (работа АТС)

Для этого потока вероятность необнаружения n ошибок $Q_n(\tau)$ вычисляется по формуле

$$Q_n(\tau) = \frac{v^n(\tau)}{n!} * e^{-v(\tau)}, \quad n = 0, 1, 2, \dots, \quad (1)$$

где $v(\tau)$ – математическое ожидание числа необнаруженных в результате контроля ошибок в группе ФВ за время τ .

Тогда вероятность $H(\tau)$ необнаружения хотя бы одной ошибки в группе ФВ за время τ вычисляется как

$$H(\tau) = \sum_{n=1}^{\infty} Q_n(\tau) = 1 - Q_0(\tau) = 1 - e^{-v(\tau)}. \quad (2)$$

Обозначим через $\mu(\tau)$ математическое ожидание общего числа ошибок определенного типа в группе ФВ за время τ , а через $P_o(\tau)$ обозначим вероятность обнаружения одной ошибки в группе за время τ . Тогда (2) будет выглядеть так:

$$v(\tau) = \mu(\tau) [1 - P_o(\tau)]. \quad (3)$$

Поскольку в результате теста можно подсчитать только обнаруженные ошибки, то их математическое ожидание, очевидно, равно

$$n(\tau) = \mu(\tau) - v(\tau) = \mu(\tau) * P_o(\tau),$$

откуда с учетом (3) следует, что

$$v(\tau) = n(\tau) \frac{1 - P_o(\tau)}{P_o(\tau)}. \quad (4)$$

В итоге для вероятности $H(\tau)$ получим

$$H(\tau) = 1 - e^{-n(\tau) \frac{1 - P_o(\tau)}{P_o(\tau)}}. \quad (5)$$

В формулы (3)–(5) входит вероятность $P_o(\tau)$ обнаружения наугад взятой ошибки в группе за время τ . Эта вероятность зависит от вероятности $P_{st}(\tau)$ обнаружения ошибки за время τ , а также от распределения ошибок по (2):

$$P_o(\tau) = \frac{1}{1 - F(\tau)} \int_1^{\tau} P_{st}(\tau) * p(\tau) d\tau, \quad (6)$$

где $F(\tau)$ – функция распределения времени по поиску отказов;

$p(\tau) = dF(\tau)/d\tau$ – соответствующая плотность вероятности.

Вероятность $P_{st}(\tau)$ оценивается статистически путем испытаний с заданным числом ошибок и временем, необходимым для их диагностирования.

Ее статистическая оценка равна отношению числа обнаруженных ошибок за отведенное время к их общему числу. Вполне понятно, что для выбранного времени диагностирования и для каждого типа ошибок имеется свой порог обнаружения τ_{nop} , для которого ошибки за время $\tau \leq \tau_{nop}$ не обнаруживаются с вероятностью, близкой к 1. В качестве аппроксимации для функции $P_{st}(\tau)$ можно взять экспоненциальную зависимость

$$P_{st}(\tau) = \begin{cases} 0, & \tau \leq \tau_{nop} \\ 1 - e^{-\eta(\tau - \tau_{nop})}, & \tau > \tau_{nop} \end{cases} \quad (7)$$

с параметром η , который оценивается экспериментально. Например, если в результате испытаний получена оценка математического ожидания τ_{nop} обнаруженных ошибок, то в качестве оценки для параметра η можно взять величину

$$\eta_{ekc} = \frac{1}{(\tau_{ekc} - \tau_o)}.$$

Итак, в зависимости от времени опроса ФВ и вида ошибок вероятность наступления события при наличии системы диагностики будет равна

$$H(\tau_{nop}) = 1 - e^{-n(\tau_{nop}) \frac{1 - P_o(\tau)}{P_o(\tau)}}. \quad (8)$$

Полученные соотношения нетрудно обобщить на случай, когда имеются ошибки различного вида. Пусть число таких типов ошибок равно l , а ошибки каждого

типа образуют Пуассоновский поток (1) с суммарной интенсивностью, равной сумме интенсивностей:

$$\nu(\tau_{\text{пор}}) = \sum_{i=1}^l \nu_i(\tau_{\text{пор}i}),$$

где $\tau_{\text{пор}i}$ – предельное время поиска для ошибки i -го типа.

Результаты поиска ошибок в группах (ФВ) при различных значениях $\tau_{1,2,3,\dots,n} \leq \tau_{\text{пор}}$ приведены в табл. 1. При выборе значений τ (учитывается, что команды, получаемые ПИК 120М от «ХОСТ-процессора», передаются с максимальной скоростью

Таблица 1 – Результаты поиска ошибок в группах ФВ

Время поиска (τ)	$\tau_{\text{пор}}$	τ_1	τ_2	τ_3	τ_4	τ_5
$P_{oi}(\tau)$, %	99.3	98.1	97.4	96.6	95.2	94.5
Число необнаруженных ошибок ($n_{\text{ош}}$), %	0	0.3	0.6	0.7	1	1.4

Суммарная вероятность появления ошибки будет иметь вид:

$$H(\tau_{\text{пор}}) = 1 - e^{-\sum_{i=1}^l \nu_i(\tau_{\text{пор}i})}, \quad (9)$$

а интенсивность потоков, пропущенных при тестировании ошибок, можно найти, модифицируя формулу (4),

$$\nu_i(\tau) = n_i(\tau) \frac{1 - P_{oi}(\tau)}{P_{oi}(\tau)}.$$

Соответствующие вероятности обнаружения находятся по формуле (6):

$$P_{oi}(\tau) = \frac{1}{1 - F_i(\tau)} \int_0^{\tau} P_{mi}(\tau) * p_i(\tau) d\tau.$$

Данное выражение содержит функцию $F_i(\tau)$ распределения времени поиска i -й ошибки и плотность вероятности $p_i(\tau)$.

9600 бот) $\tau_{\text{пор}}$ производится последовательным уменьшением времени относительно предыдущего значения (начиная с порогового $\tau_{\text{пор}} = 10$ мс) на 2%.

Из вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1. При создании диагностического теста необходимо учитывать статистическую информацию о частоте появления ошибок в функциональных узлах МПУ.

2. Требуется создание семейства тестов, позволяющих целенаправленно выявлять в группах функциональных выходов только определенные ошибки (цифровых дифференциальных входов оптронного преобразователя, соединительных проводов, портов С и Е микроконтроллера, микроконтроллера).

3. Для повышения эффективности таких тестов удобным критерием для сортировки ошибок, на наш взгляд, служит статистическая информация. Выбор теста, очередности запуска того или иного теста происходит согласно установленному протоколу [5].

Литература

1. Терентьев В.Л. Комплекс перегонных и станционных технических средств // Автоматика, связь и информатика. - 2000. - № 9. - С. 15-18.
2. Смирнов М.И. Проблемы разработки новых систем ЖАТ // Автоматика, связь + информатика. - 2005. - № 3. - С. 48.
3. Кияткин Н.А., Сепетых А.А. Совершенствование технологии технической эксплуатации устройств ЖАТ // Автоматика, связь + информатика. - 2005. - № 8. - С. 3 - 7.
4. Каменев А.И. Новые технологии в организации технического обслуживания современных средств ЖАТ // Автоматика, связь + информатика. - 2005. - № 11. - С. 2 - 5.
5. Сапожников В.В., Сапожников Вл.В. Основы технической диагностики. - М.: Маршрут, 2004. - 318 с.
6. АВБЛ.468152.001 РЭ. Устройство УКС-4: Руководство по эксплуатации. - М., 2000. - 18 с.
7. АВБЛ.488212.021-01 РЭ ПИК 10.2: Руководство по эксплуатации. - М., 2000. - 18 с.
8. Маталыцкий М.А. Элементы теории случайных чисел. - ГрГУ, - 2004. - 326 с.
9. Григорьев СИ., Осадчий Г.В. Использование метода тестовой диагностики для контроля состояния контроллеров аппаратно-программного комплекса диспетчерского контроля (АПК-ДК) // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. - 2005. - № 1. - С. 89-94.

РАЗРАБОТКА МЕТОДОЛОГИЧЕСКИХ И СИСТЕМОТЕХНИЧЕСКИХ ПРИНЦИПОВ ПРОИЗВОДСТВА ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ДЛЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Поскольку совершенствование тормозной техники в нашей стране, как правило, происходило вследствие изменения условий эксплуатации подвижного состава, это вызывало некоторое отставание в создании необходимых по характеристикам тормозных приборов. В течение ряда лет приходилось пользоваться устаревшими тормозными устройствами, в результате чего снижалась безопасность движения поездов.

Так произошло, например, в 40-50 гг. XX столетия при переходе с паровой на тепловую и электрическую виды тяги. Используемые тогда на грузовых паровозах краны машиниста Казанцева усл. № 183, 184 имели диаметр питающего тормозную магистраль отверстия 7 мм, что не позволяло водить поезда длиной более 600-700 м по условиям устойчивого отпуска тормозов. Однако до разработки нового крана машиниста усл. № 222 с высокими питающими способностями и постановки его на серийное производство после 1957 г. вынужденно пользовались предыдущими конструкциями этого прибора, что снижало управляемость тормозами поездов и затрудняло их эксплуатацию.

Аналогичная проблема в этот период возникла и с двумя другими важными тормозными устройствами: краном вспомогательного тормоза локомотива 4 ВК и воздухораспределителем усл. № 135. Первый не обладал свойством прямодействия, необходимым для надежного удержания поезда после остановки на спуске, а второй имел невысокую скорость тормозной волны и ограничивал длину составов по допустимым продольно-динамическим усилиям.

Наконец, совершенно нетерпимая ситуация возникла с оборудованием тормозами карьерных поездов, эксплуатируемых на открытых горных разработках со спусками до 60‰ включительно. Несмотря на исключительно отличные от магистральных поездов условия торможения, на горно-обогатительных комбинатах использовались те же тормозные устройства, что и на сети дорог: краны машиниста усл. № 222, 394, воздухораспределители усл. № 270-002, 270-005, 483, авторежимы усл. № 265.

Автором с группой специалистов УЭМИИТа в 80-е гг. для карьерного транспорта была проведена существенная модернизация по ускорению темпов действия воздухораспределителей усл. №

270-005 и 483, согласованная с заводом-изготовителем Трансмаш, а также обоснована целесообразность использования кранов машиниста усл. № 326 и гребневых композиционных тормозных колодок на тяговых агрегатах. Указанное изменение характеристик воздухораспределителей используется в настоящее время практически на всех горно-обогатительных комбинатах.

Таким образом, как показано выше, тормозные устройства не разрабатывались заблаговременно на перспективу, хотя во многих случаях она была достаточно очевидна. Первые электровозы и тепловозы, например, появились в нашей стране еще в 30-е гг., а разработка тормозных устройств под их тяговые свойства произошла только в 50-е гг.

В настоящее время некоторые характеристики воздухораспределителей, такие, например, как скорость тормозной волны (300 м/с), достигли своего физического предела. Это накладывает ограничения на длину грузовых поездов, которая при существующих автосцепках должна составлять не более 1400 м, что подтверждают следующие расчеты:

$$L_n = \frac{RV_{TB}t_u}{A \sum_{i=1}^n K_p \varphi_{кр}} = \frac{1000 \times 300 \times 25}{1 \times 28000 \times 0,19} \approx 1400 \text{ м} \quad (1)$$

где R – допустимая регулярная продольно-динамическая реакция в поезде, кН;

V_{TB} – скорость тормозной волны, м/с;

t_u – время наполнения тормозных цилиндров, с;

A – коэффициент, учитывающий предтормозное состояние поезда, диаграмму наполнения тормозных цилиндров и износ автосцепок;

K_p – расчетное нажатие тормозных колодок, кН;

$\varphi_{кр}$ – расчетный коэффициент трения тормозных колодок.

Таким образом, существующие тормозные средства позволяют устойчиво управлять поездами из 100 условных вагонов, или длиной около 1400 м. Для увеличения длины поезда можно усилить автосцепку и улучшить ее параметры, изменить характеристики тормозных колодок, удлинить приемо-отправочные пути и внести ряд других изменений, которые, однако, на ближайшую перспективу вряд ли оправданны. Скорее всего, в грузовом движении при весе составов 60-80 тыс. кН будет происходить постепенный рост скорости до 100 км/ч и более с широким использованием средств автоматизации процессов, в том числе тормозных, и возможным применением однопроводного электропневматического тормоза.

Такая же перспектива, но с большими темпами роста скорости до 300-400 км/ч ожидает и пассажирские поезда. Решение этих задач привычными пневмомеханическими средствами при наличии источников электропитания нецелесообразно, поэтому имеющаяся тормозная техника должна претерпеть существенные изменения. С учетом этого на каждом локомотиве или пассажирском вагоне должен быть размещен специализированный комплекс безопасности, включающий определенный набор тормозных и других устройств с возможностью его расширения в зависимости от условий эксплуатации.

В частности, на пассажирских локомотивах этот комплекс должен выполняться при помощи современных высоконадежных микропроцессоров с включением электронных кранов машиниста поезда и вспомогательного, электронных автостопа, противоюзно-противобоксовочного устройства, скоростного регулятора тормозного нажатия сигнализатора обрыва и закупорки тормозной магистрали на базе расходомера, скоростемера с регистрацией всех интересующих процессов, встроенной диагностики систем САУТ, УЗОТ и т.д. Эти устройства должны быть выполнены по единой технологии, увязаны между собой в общем блоке и размещены на локомотиве так, чтобы всегда оставалась возможность перейти на ручной способ управления тормозами через краны машиниста усл. № 395, 254.

На пассажирских вагонах в комплекс безопасности должны включаться, например, электропневматические тормоза, электронные противоюзные, скоростные и авторежимные регуляторы, датчики нагрева букс, пожарная сигнализация, регуляторы температуры, влажности, встроенная диагностика и т.д. При этом каждое устройство, являясь автономным, должно в сочетании с другими реализовывать

оптимальное, заложенное в оперативную память управление соответствующими процессами с возможностью адаптации под них.

На тормозную магистраль в этом случае возложены две важные функции: доставка сжатого воздуха в запасной резервуар каждого вагона и реализация свойства автоматичности тормозов при возможном обрыве поезда. Воздухораспределители при этом могут быть упрощены, по существу, до ускорителя экстренного торможения.

В зависимости от категории поезда локомотивы и вагоны могут иметь различный набор устройств или их алгоритмов в комплексе безопасности, которые должны легко стыковаться через специальные разъемы и иметь индивидуальный источник электрического питания. Кроме оптимальных зависимостей по регулированию процессов, в памяти электронных устройств должен быть предусмотрен контроль их исправного состояния с автоматической заменой вышедших из строя узлов для обеспечения высокой надежности комплексов безопасности.

Грузовые поезда в перспективе, так же как и пассажирские, должны получать электрическое питание на каждый вагон от локомотива, и, таким образом, на них будут использованы аналогичные комплексы безопасности с оценкой состояния ходовых частей, автосцепок, тормозного оборудования и управления важнейшими процессами. Применение электронной техники на подвижном составе, в особенности на пассажирских и грузовых вагонах, принципиально меняет привычные способы конструирования и внешний вид тормозных приборов, таких как воздухораспределители, авторежимы, противоюзные устройства и т.д.

Воспринимающая, или измерительная, часть в них, должна состоять из электрических датчиков, логическая, или обрабатывающая, — из миниатюрного микропроцессора, а исполнительная из электропневматических вентилях, резервуара и реле давления (повторителя). Быстродействие и точность, а также компактность и надежность таких устройств должны быть весьма высокими, что существенно улучшит качество процессов регулирования. Проблемы защиты электроники от дестабилизирующих воздействий, в частности, перепадов температур, особенно на грузовых вагонах, со временем будут решены схемотехническими способами.

Основным критерием степени совершенства рассмотренных выше комплексов безопасности является предложенный ранее автором коэффициент использования сцепления. Графически он может быть представлен соотношением площадей



зависимостей изменения тормозных сил поезда и потенциальных сил сцепления колес с рельсами, в соответствии с выражением

$$\eta_v = \frac{\int_{t_1}^{t_2} [B_T(t) + W_0(t)] dt}{\int_{t_1}^{t_2} F_{cu}(t) dt},$$

$$\eta_v = \frac{\int_{t_1}^{t_2} B_T(t) dt}{\int_{t_1}^{t_2} F_{cu}(t) dt} < 1, \quad (2)$$

где $B_T(t)$ – процесс изменения тормозных сил поезда за период $t1 - t2$;

$W_0(t)$ – изменение сопротивления движению за период $t1 - t2$;

$F_{cu}(t)$ – процесс изменения потенциальных (табличных) сил сцепления колес поезда с рельсами за этот же период.

Этот интегральный коэффициент после ряда преобразований разделяется на три сомножителя: V_p – тормозной расчетный коэффициент, η_v – коэффициент темпа тормозного нажатия и $\eta_{\phi/\psi}$ – коэффициент отношения трения-сцепления. Последние легко рассчитываются, в том числе для вновь создаваемых тормозных устройств.

Это позволяет заранее оценить возможность их применения на подвижном составе с целью достичь заданные условия его эксплуатации. Кроме этого, создаются пути для анализа и корректировки параметров тормозных систем, а также поиска оптимальных характеристик их элементов.

Таким образом, через предложенный критерий можно определить необходимый набор тормозных устройств в комплексе безопасности для их эффективного использования в рамках предъявленных требований, например, по максимальной скорости движения, величине уклона и другим условиям. Поскольку в коэффициенте использования сцепления учтены основные свойства тормозных систем, он является общим для всех видов подвижного состава. Это позволяет использовать универсальные номограммы длин тормозных путей любых поездов, зависящие только величины уклона.

С учетом этого в настоящее время разрабатываются технические требования для комплексов безопасности поездов разных категорий. Это позволит быстро и своевременно оснастить подвижной состав необходимыми тормозными средствами для любых условий его эксплуатации.

Литература

1. Асадченко В.Р. Оценка эффективности торможения транспортных средств. // Вестник ВНИИЖТ. -1993.-№ 6.-С. 43-46.
2. Асадченко В.Р. Оценка использования сцепления колес с рельсами и эффективные режимы работы тормозных устройств. // Вестник. ВНИИЖТ. - 1988. - № 8. - С. 42-44.

ОРГАНИЗАЦИЯ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА КАРЬЕРНОМ ТРАНСПОРТЕ

В 80-е годы прошлого столетия автором с группой специалистов были разработаны методики по изменению параметров воздухораспределителей (ВР) № 483 для безопасной эксплуатации подвижного состава на спусках различной крутизны, вплоть до 60‰.

Эта модернизация была согласована с заводом-изготовителем ВР ОАО «Трансмаш» и широко используется до настоящего времени на большинстве горно-обогатительных комбинатов (ГОК). К сожалению, приходится признать, что специальных – быстродействующих, неистощимых, теплоустойчивых тормозов для эксплуатации на крутых спусках за эти годы так и не создано, несмотря на многочисленные обращения автора в причастные организации и выступления в открытой печати.

Пути решения данной проблемы частично рассмотрены нами в предыдущих публикациях [1], однако все они ориентированы на увеличение и ускорение тормозного нажатия, зачастую без учета других обстоятельств и не оговоренных инструкциями ситуаций. К таковым можно отнести тепловую устойчивость тормоза, ослабление натяга банджа, пониженную эффективность чугунных тормозных колодок, создающую опасность так называемого «разносного» торможения, продольно-динамические усилия и ряд других нестандартных положений, понижающих безопасность движения.

Что касается нагрева колес композиционными тормозными колодками, то расчеты показывают [2, 3], что при остановочном торможении груженой «вертушки» со скорости 20 км/ч на расстоянии 300 м на уклоне 40‰ недопустимых температур более 400°C на поверхности трения не возникает. Однако, если по какой-либо причине груженный поезд весом 18000 кН будет тормозить на данном спуске на расстоянии 1000 м, то указанная температура будет существенно превышена и вызовет появление сетки микротрещин, ослабляющих поверхность катания колеса и способствующих его быстрому выходу из строя.

Чтобы избежать повреждения колесной пары (КП), нужно либо снизить скорость движения по такому спуску до 10 км/ч, либо увеличить диаметр колес до 1,5 м для улучшения конвекции, что вряд ли приемлемо.

Несмотря на хороший отвод тепла чугунными тормозными колодками, применяемыми на тяговых агре-

гатах, при высоких удельных нажатиях до 130 Н/см² на груженом режиме ВР в указанных выше условиях торможения может возникнуть ослабление натяга банджа и, как следствие, его проворот с последующим сползанием, вызывающим аварийную ситуацию.

В настоящее время низкая эффективность и тепловая устойчивость колесного тормоза локомотивов в большинстве случаев в грузовых поездах не проявляет себя остро, так как компенсируется соответствующими параметрами составов, оборудованных композиционными колодками. Однако в условиях ГОКов не исключена возможность формирования сцепов исключительно из тягового подвижного состава и выхода их на крутые спуски 35‰ со скоростью 30 км/ч, как, например, это произошло в Асбесте 30 марта 1998 г. Учитывая, что за долгие годы практику вождения «вертушек» машинист привыкает тормозить составом, в этой ситуации он может не избежать «разносного» торможения.

В этих случаях в соответствии с рекомендациями [4] большую роль играет скорость выхода на такие уклоны и необходимое превышение на 20% численного значения удельной тормозной силы над величиной уклона.

Расчеты для указанного выше случая показали, что сцеп из тепловоза ТЭМ2 и тягового агрегата ПЗМ общим весом 4000 кН при средней нагрузке на КП 220 кН перед выходом на спуск 35‰ должен был иметь скорость не более 17,7 км/ч (была 30 км/ч) и удельную тормозную силу 42 Н/кН (вместо 27 Н/кН). Средняя допустимая скорость движения этого сцепа на спуске по тепловым режимам не должна превышать 29 км/ч (вместо 48 км/ч). Чтобы преодолеть такой спуск при недостаточных тормозных средствах, приступить к торможению нужно уже при скорости 6 км/ч (но не 30 км/ч), что и привело к неуправляемому торможению и серьезной аварии.

Кроме указанных параметров, лимитирующими в сложных условиях оказываются и выход штока ТЦ – h , и минимальная толщина тормозных колодок – H_{\min} , и максимально допустимое передаточное число тормоз-

ной рычажной передачи (ТРП) – n_{max} . Последние находятся по достаточно простым выражениям [2, 3, 4]:

$$h=180-0,3 i L \text{ мм} \quad (1)$$

где i – значение уклона, ‰;

L – длина тормозного пути, км;

$$H_{min}=10+0,03 i L \text{ мм} \quad (2)$$

$$n \leq \frac{l_{max}-l_{упр}}{2V} + \Delta_c \quad (3)$$

где l_{max} и $l_{упр}$ – максимальный и дополнительный выход штока поршня за счет упругих деформаций (принять соответственно $l_{max} = 180$ мм, $l_{упр} = 60$ мм для грузовых, 70 мм – для пассажирских вагонов и 30-35 мм для локомотивов);

V – объемный износ тормозных колодок (250 см³ чугунной тормозной колодки, 83 см³ композиционной тормозной колодки);

F_k – площадь тормозной колодки;

Δ_c – зазор между тормозной колодкой и поверхностью катания колеса в отпущенном состоянии тормоза (5-8 мм).

Качественная оценка правильности выбора диаметра ТЦ и объема запасных резервуаров (ЗР) с позиций неистощимости тормоза производится по выражению

$$P_{зр} = \frac{P_n V_{зр} - P_n (V_{зр} + V_n) + P_{атм} V_{зр}}{V_{зр}} \geq (P_n - \Delta P_{мст}), \text{ МПа} \quad (4)$$

где P_n – величина абсолютного зарядного давления, МПа;

$P_{атм}$ – атмосферное давление (0,1 МПа).

$V_{зр}$ – объем вредного пространства ТЦ, заполненный при отпущенном тормозе атмосферным воздухом (принять 0,002 м³);

$V_{зр}$, V_n – объемы запасного резервуара и ТЦ, м³;

$\Delta P_{мст}$ – глубина разрядки ТМ при ПСТ, МПа.

Другим важным обстоятельством, приводящим к нарушению безопасности движения, являются продольно-динамические усилия. Они возникают из-за конечной скорости тормозной волны и последовательного набегания вагонов, начиная с головы поезда. Наибольшие реакции при этом возникают в первой фазе торможения, когда идет процесс наполнения ТЦ, а также в последней, третьей, части поезда.

Несмотря на то, что поезда карьерного транспорта имеют сравнительно небольшую длину, случаи схода подвижного состава, особенно порожнего, в кривых малого радиуса происходят постоянно. Из опыта эксплуатации грузового подвижного состава известно,

что длительно действующее продольное усилие в поездах, в том числе соединенных, не должно превышать 500 кН при наличии порожних или малозагруженных вагонов (до 100 кН/ось) по условиям их схода, особенно в кривых участках пути, и 1000 кН при грузовых нагруженных вагонах.

В связи с этим особое внимание правильному торможению поезда нужно уделять в случаях неравномерной загрузки состава, если один или несколько думпкаров оказались порожними в груженой «вертушке». При этом несоосное расположение автосцепок создает обезгруживание легких вагонов и повышает вероятность их схода при резком торможении. Поскольку коэффициент трения колодок возрастает при низких скоростях движения, то и продольные реакции в карьерных составах достигают значительных величин.

Поэтому перспективным для использования в «вертушках» может оказаться достаточно разработанный и испытанный однопроводный ЭПТ, структурная схема которого приведена на рис. 1 [2].

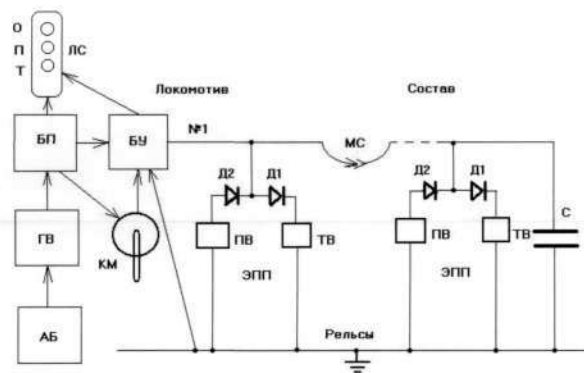


Рисунок 1 – Структурная схема однопроводного ЭПТ

Для управления тормозами поезда по электрическому проводу предусмотрены электропневматические приставки (ЭПП) из двух электромагнитных вентилях ВТ и ВП с диодами Д1, Д2 к воздухораспределителям №483, которые легко устанавливаются между двухкамерным резервуаром и магистральной частью этого прибора. Работа данного тормоза происходит следующим образом.

От аккумуляторных батарей (АБ) на локомотиве через главный выключатель (ГВ) в блоке питания (БП) вырабатываются два рода тока: постоянный для управления и переменный – контрольный. В режиме отпуска через блок управления (БУ) в электрический провод подается переменный ток, который замыкается через конденсатор С в конце поезда на рельсы

и возвращается по ним при исправной линии на локомотив. На ламповом сигнализаторе (ЛС) при этом горит лампа О, что означает готовность тормоза к работе. Электромагнитные вентили на переменный ток высокой частоты не реагируют из-за их высокого индуктивного сопротивления.

При торможении в рабочий провод вместе с переменным подается постоянный ток прямой полярности, и вентили ВТ на всех приставках возбуждаются, сообщая золотниковые камеры ВР с атмосферой и вызывая торможение. Дополнительно к лампе О загорается лампа Т.

При обратной полярности тока вентили ВТ обесточиваются, а ВП возбуждаются, что приводит к изоля-

ции золотниковых камер ВР и положению перекрыши. Вместо лампы Т включается лампа П. Переменный ток по-прежнему подается в линию для проверки ее исправности.

Поскольку тормозная магистраль при исправном ЭПТ не разряжается, это обеспечивает повышенную неистощимость тормоза и ускорение процессов отпуща, как, впрочем, и торможения, благодаря существенному снижению продольно-динамических усилий. Это снимает все ограничения по длине и весовой норме поездов и позволяет выходить на спуски в 60‰ и выше.

Литература

1. Асадченко В.Р. Совершенствование тормозных устройств// Транспорт Урала. - 2005. - № 3. - С. 45-53.
2. Асадченко В.Р. Автоматические тормоза подвижного состава: Учебное пособие. - М.: Маршрут, 2006. - 392 с.
3. Асадченко В.Р. Расчет пневматических тормозов железнодорожного подвижного состава: Учебное пособие. - М.: Маршрут, 2004. - 120 с.
4. Иноземцев В.Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава. Вопросы и ответы. - М.: Транспорт, 1986. - 283 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ УКРУПНЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ ПРИГОРОДНОГО ПАССАЖИРСКОГО КОМПЛЕКСА

В ходе структурной реформы на железнодорожном транспорте выявилась необходимость обоснования новых производственных и организационно-управленческих структур отрасли. Вслед за укрупнением дорог и отделений встал вопрос и о том, как быть с предприятиями (подразделениями) пассажирского комплекса: сколько таких подразделений целесообразно сохранить, по какому принципу их объединять, как распределять управленческие функции и т.д.

Однако учебно-методическая база решения этой важной задачи остается по многим вопросам недостаточно изученной. Некоторые рекомендации носят описательный характер, в то время как структурная реформа требует довольно четких методических указаний, подкрепленных технико-экономическими расчетами. При этом должно быть максимально полно учтено, что речь идет, по существу, о выборе производственной структуры пассажирского комплекса в увязке с системой управления, которая, как известно, зависит от особенностей организации и технологии перевозок, объема работы, состояния технической базы, возможностей информатизации перевозочного процесса – автоматизированного сбора, передачи и обработки информации для обоснования управленческих решений.

Авторы опирались на методические разработки отечественных ученых и практических работников, стараясь возможно более полно и объективно оценить и использовать не только практический опыт дорог, но и теоретический багаж различных научных школ.

В теоретических разработках отечественных и зарубежных ученых содержится достаточно много рекомендаций, позволяющих на основе количественных оценок определить эффективность укрупнения производства. Большая часть этих рекомендаций опирается на трудовую теорию стоимости. С развитием экономико-математических методов (ЭММ) появилась возможность отыскивать группы вариантов укрупнения, являющихся оптимальными или близкими к оптимальным. Компьютеризация в различных сферах человеческой деятельности, включая сферу производства и услуг, способствовала резкому повышению возможностей эффективного управления большими системами, к числу которых в полной мере

можно отнести и транспорт, на основе современных информационных технологий.

Информационные технологии получили наибольшее применение при построении бизнес-процессов предприятия [1, 2]. В общем виде процесс объединения состоит из нескольких этапов. Основным этапом процесса бизнес-моделирования является описание состояния компании «как есть» и «как нужно».

С описания перечня продуктов и услуг начинается и сценарий объединения. Описываются виды услуг сливающихся компаний, затем функции, поддерживающие оказание услуг, и исполнительные звенья, за которыми были закреплены данные функции.

Первый вариант модели новой компании получается путем простого объединения этих трех параметров и построения матриц проекций «услуги – функции» и «функции – звенья». Естественно, что в такой модели наверняка окажутся дублирующие продукты, функции и организационные звенья, матрицы проекции наглядно покажут это.

Все дублирующие компоненты модели последовательно анализируются, и принимается решение о способе их объединения и устранении дублирования. При наличии нескольких вариантов объединения критерии отбора ищут в стратегии компании.

В результате укрупнения любого производства, как правило, достигается экономия эксплуатационных и строительных расходов за счет ликвидации дублирования ряда устройств и лучшего использования трудовых, материальных и финансовых ресурсов. В этом отношении железнодорожный транспорт подчиняется тем общим закономерностям, которые свойственны всякому производству вообще.

Схематично объединение организационных моделей компании показано на рис. 1.

Экономия капиталовложений и эксплуатационных расходов, получаемая в результате укрупнения объектов железнодорожного транспорта, складывается в основном за счет [3]:

1) ликвидации дублирования ряда устройств – станционных путей, маневровых средств, оборудования депоовского хозяйства, зданий и сооружений, подсобных производств и др.;

2) сокращения расходов на содержание штата и элементов инфраструктуры, не зависящих от пассажирооборота (административно-управленческий персонал, амортизационные отчисления по части постоянных устройств и др.);

3) лучшего использования подвижного состава, маневровых средств, путевого развития станций и узлов, ремонтной базы, систем энергообеспечения и других устройств.

При строительстве новых укрупненных объектов снижается стоимость строительных работ на единицу пассажиропотока, сокращаются сроки строительства и т.д., а при переходе на новую технику и технологию перевозок создаются благоприятные условия для применения более эффективных средств и методов управления, внедрения средств автоматизации и телемеханики, современных информационных технологий.

Анализ проектных материалов и эксплуатационных отчетов предприятий транспорта показывает, что экономия от укрупнения объектов может быть теоретически обоснована и получена расчетным путем. Зависимость приведенных затрат по объектам транспорта от размеров пассажирооборота показывает, что в их составе может быть выделена группа расходов (E_o), не зависящих (или малозависящих) от объема работы. При наличии на рассматриваемом полигоне сети

n объектов приведенные затраты по каждому из них составят:

$$\text{по 1-му объекту } E_1 = E_{o1} + e_1 \Gamma_1,$$

$$\text{по 2-му объекту } E_2 = E_{o2} + e_2 \Gamma_2,$$

$$\text{по 3-му объекту } E_3 = E_{o3} + e_3 \Gamma_3,$$

$$\dots\dots\dots$$

$$\text{по } n\text{-му объекту } E_n = E_{on} + e_n \Gamma_n,$$

$$\text{а в целом по железной дороге } \sum_{i=1}^n A_i = \sum_{i=1}^n E_{oi} + \sum_{i=1}^n e_i \Gamma_i. \quad (1)$$

Допустим, что в результате укрупнения объектов вся производственная и управленческая деятельность сосредоточена в одном пункте. В этом случае суммарные затраты по всем рассматриваемым объектам составляют

$$E_1 = E_{oi} + \sum_{i=1}^n e_i \cdot \tilde{A}_i. \quad (2)$$

Следовательно, экономия от укрупнения объектов ориентировочно будет равна:

$$\Delta E_1 = \sum_{i=1}^n E_{oi} - E_{oi}. \quad (3)$$

Величина экономии (эффекта) будет зависеть от того, в каком из возможных пунктов произведено объединение производственных и управленческих функций.

Так, при объединении функций

$$\text{в пункте 1 - } E_1 = \sum_{i=2}^n E_{oi},$$

$$\text{в пункте 2 - } E_2 = E_{oi} + \sum_{i=3}^n E_{oi},$$

$$\text{в пункте 3 - } E_3 = E_{oi} + \sum_{i=4}^n E_{oi} \text{ и т.д.} \quad (4)$$

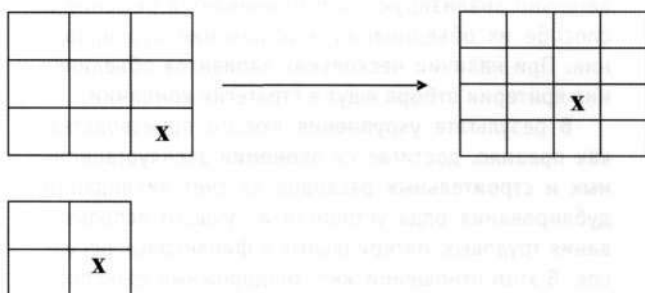
Так как процесс укрупнения не может не повлиять на величину независимых затрат по базовому объекту (E_{oi}), то в данном случае можно говорить лишь об ориентировочной величине экономии, причем во всех случаях $\Delta E_i > 0$.

Что касается эффекта от улучшения использования имеющихся производственных мощностей, то он будет существенным при объединении родственных (однородных) производственных процессов и управленческих функций. Эффект будет достигаться за счет экономии на расходах, как не зависящих, так и зависящих от размера пассажирооборота.

Распространенной формой представления затрат на единицу пассажирооборота является равносторонняя гиперболола

$$f = a + \frac{\beta}{x}, \quad (5)$$

где f - затраты на единицу грузооборота;



X - обозначены одинаковые функции

Рисунок 1 – Реструктуризация при объединении

x - величина грузооборота ($x > 0$);

α и β - константы.

В этом случае суммарные затраты так же, как и формулах (4), выражаются линейной зависимостью вида

$$\rho = \alpha x + \beta. \quad (6)$$

В целом зависимость удельных затрат от величины пассажирооборота может быть выражена несколькими отрезками гипербол для последовательных интервалов значений пассажирооборота (x).

При $x_1 < x \leq x_2$

$$f = \alpha + \frac{\beta}{x}. \quad (7)$$

При $x_2 < x \leq x_3$

$$f = \alpha'' + \frac{\beta''}{x} \quad \text{и т.д.}$$

Имеется и другой путь обобщенного выражения величины затрат в функции пассажирооборота, когда в затратах есть такие, которые по своей природе хотя и увеличиваются с ростом перевозок, но с отставанием. Этот подход, учитывающий нелинейный характер связей, более полно соответствует реальной структуре и динамике затрат на перевозки. В этом случае:

$$\rho = a_1 x + a_2 x^\lambda + \beta; \quad (8)$$

$$f = a_1 + \frac{a_2}{x^{1-\lambda}} + \frac{\beta}{x},$$

где a_1, a_2, β, λ - константы, причем $0 \leq \lambda < 1$.

Анализ зависимости затрат от объема пассажирооборота позволяет производить ориентировочные расчеты по определению эффекта от укрупнения производственных и управленческих функций.

Задача, к решению которой приступили Российские железные дороги, уникальна, сложна, многопланова и труднопрогнозируема. В подобных масштабах, условиях и сроках проведения такие задачи не решались ни в одной стране мира. Являясь жизненно важной практической задачей, определяющей условия работы транспорта огромной страны, она не может быть решена чисто теоретическим путем. Общей теории для решения подобных задач во всей их полноте нет. Отсутствует и какая-то универсальная экономико-математическая модель, в которую можно вписать проблему реструктуризации системы управления железными дорогами и успешно с ней справиться.

Сказанное, однако, не означает, что нельзя подойти к выбору лучшего варианта укрупнения на основе достаточно строгой количественной меры. Для решения задачи возможны принципиально разные научно-методические подходы.

Первый подход. Повариантное сравнение возможных моделей управления исходя из предложения, что дорога является детерминированной системой. Отбираются несколько вариантов укрупнения объектов, для которых методом эскизного проектирования определяются стоимостные и натуральные показатели работы при различных прогнозных уровнях объема перевозок и их структуры. Лучший вариант принимается к реализации после того, как для него разработан детальный организационный проект и еще раз определены уточненные показатели финансово-экономической деятельности. В качестве инструмента, с помощью которого устанавливается внутренняя взаимозависимость между объемными и финансовыми показателями, может быть использован факторный анализ.

Второй подход. Исследование возможных вариантов реструктуризации дорог (до и после укрупнения линейных подразделений, с отделениями и при безотделенческих структурах и т.д.) исходя из предположения, что дорога является стохастической (вероятностной) системой. Как и при первом подходе, рассматриваются несколько вариантов, однако взаимозависимость между показателями работы дороги оценивается принципиально иным способом - с помощью корреляционно-регрессионного анализа. Лучший вариант определяется и рекомендуется к реализации после тщательной проверки ожидаемых результатов путем разработки организационного проекта [3, 4].

Применение данного подхода требует обширной, накопленной за длительный период эксплуатационно-экономической статистики для принципиально разных дорожных структур, отличающихся не только внешними (величина), но и внутренними (структура) параметрами. К сожалению, такими данными за достаточно длительный промежуток времени мы не располагаем. Полная статистика в динамике о состоянии линейных подразделений отсутствует, и корреляционно-регрессионный анализ для определения виртуального уровня показателей по вариантам модели полностью не реализуем.

Тем не менее, математический инструментарий корреляционно-регрессионного анализа может быть практически полезным, если предварительно расчленив задачу на несколько блоков (метод декомпозиции) и рассматривать их самостоятельно. Так, в задаче реформирования пассажирского комплекса можно выделить два следующих блока:

1) выбор числа, размещения и специализации структурных звеньев (выбор варианта объединения линейных подразделений, определение их количества и специализации по выполняемым производственным и управленческим функциям);

2) определение эксплуатационно-экономических показателей работы укрупненных подразделений предприятия.

Для решения задач первого блока используют различные виды программирования, включая линейное. Возможно применение методов динамического программирования и их разновидностей, например комбинаторного анализа, который предполагает решение задачи в следующей формулировке: необходимо выбрать такой вариант укрупнения однородных линейных подразделений, при котором суммарная экономия от сокращения независимых расходов «закрываемых» объектов за вычетом дополнительных затрат, возникающих в результате объединения (в частности, в связи с развитием инфляционно-вычислительных сетей), была бы минимальной.

Искомый оптимальный вариант определяется максимальной разностью

$$\max K = \max \left[\sum_{i=1}^n P_i - \sum_{j=1}^m \min i_p(t_{ij}) \right], \quad (9)$$

где K – критерий варианта, определяющий размер экономии, получаемой при осуществлении данного варианта, по сравнению с исходным вариантом, который предполагает сохранение существующих структур;

i_3 – номера «закрываемых» объектов;

i_p – номера остающихся объектов, по которым определяется работа (расчетный пассажирооборот и информационные потоки $j=1, 2, \dots, m$).

Исходные данные задачи удобно задать матрицей

$$\begin{array}{cccccc} t_{11} \dots t_{12} \dots & t_{11} \dots & t_1 & P_1 \\ t_{11} \dots t_{12} \dots & t_{21} \dots & t_2 & P_2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ t_{11} \dots t_{12} \dots & t_{ij} \dots & t_i & P_i \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ t_{ni} \dots t_{n2} \dots & t_{nj} \dots & t_n & P_n \end{array} \quad (10)$$

Элементы матрицы определяются из выражения

$$t_y = t_y' - \min(t_y), \quad (11)$$

где $i=1, 2, 3, \dots, n$ – количество объектов;

t_y' – приведенные затраты за расчетный период, зависящие от производственной и организационно-управленческой структуры рассматриваемого полигона сети, при выполнении j -й работы i -м объектом;

t_y – увеличение указанных затрат при переносе j -й работы на i -й элемент рассматриваемой структуры.

Элементы P_i характеризуют размер экономии, которая может быть получена при «закрытии» i -го объекта и переклещении его функций (работы) на другие объекты рассматриваемого полигона сети.

В практических условиях при небольшом числе комбинаций решение задачи сводится к сплошному просмотру возможных вариантов. В более сложных случаях задачу целесообразно решать таблично-графическим методом по имеющимся алгоритмам.

Учитывая, что эксплуатационно-экономическая статистика для дорог, работающих при новых структурах, практически отсутствует, второй блок задач на первых порах может решаться методом подобия, т.е. распространения уравнения регрессии по аналогичным объектам за те годы, когда наблюдался устойчивый экономический рост, на будущее.

Корреляционно-регрессионный анализ, как известно, основан на рассмотрении параллельных рядов, каждый из которых характеризуется тем или иным факториальным признаком. В качестве таких рядов, например, могут выступать изменяющиеся во времени показатели рентабельности, производительности труда, пассажирооборота, среднесуточной производительности вагонов и локомотивов. Любой из этих показателей (допустим, рентабельность какого-то вида работ или услуг) выражается линейными или нелинейными зависимостями вида

$$y_i = f_i(X_1^a, X_2^b, \dots, X_n^m), \quad (12)$$

где y_i – прогнозируемый уровень рентабельности;

x_1, x_2, \dots, x_n – величина значений соответствующих факторов.

При аппроксимации с использованием многофакторных моделей возможно применение кусочно-линейных и любых других функций. Выбор функции регрессии зависит от характера изучаемого случайного процесса. При этом необходимо, чтобы факторы были выражены независимыми переменными величинами, что исключает так называемую мультиколлинеарность параллельных рядов. Из уравнений регрессии легко могут быть определены коэффициенты эластичности.

Допустим, необходимо выяснить, как зависит рентабельность пассажирских компаний, работающих примерно в одинаковых эксплуатационных условиях, от степени укрупнения подразделений. Используя отчетные данные о работе предприятий с разной степенью укрупнения подразделений за ряд лет, находим усредненные рентабельности Y_1, Y_2, \dots компании с номерами $1, 2, \dots$, размеры которых соответствуют x_1, x_2, \dots . Положение точек на графике дает основание предположить существование той или иной зависимости y от x . Возможно, она будет представлена многочленом второй степени вида $y = a(x - x_0)^2 + b$, где a, b и x_0 – независимые величины, которые отыскиваются методом наименьших квадратов. При этом предлагается, что отклонение значений y , полученных статистически, от кривой подчинены нормальному распределению и в совокупности статистически независимы.

Корреляционно-регрессионный анализ в задачах второго блока может применяться в сочетании с другими приемами и методами. Интересным приложением их к задачам оценки последствий реструктуризации железнодорожной сети является метод малых приращений [5].

Детальное изучение параллельных динамических рядов с использованием статистических материалов дорожного уровня на последующих этапах исследования должно показать, повлияет ли объединение предприятий пассажирского комплекса на эксплуатационно-экономические показатели их работы, а если повлияют, то в какой степени.

Сохраняют практическую значимость методы определения числа опорных промежуточных станций на участках, разработанные в 50-60-е годы. Задача, как известно, чаще всего решалась методами повариантного сравнения возможных схем размещения опорных промежуточных станций на участке. Количество опорных станций определялось исходя из конкретных особенностей каждого участка: размещения пунктов (точек) приема и отправления грузов, наличия автомобильных дорог, производственных мощностей существующих промежуточных станций и др. Оптимальным считался вариант, при котором затраты по транспортному обслуживанию клиентуры, тяготеющей к рассматриваемому участку, железнодорожным ($E_{ж}$) и автомобильным ($E_{а}$) транспортом минимальны

$$E_{ж} + E_{а} \rightarrow M_{in}. \quad (13)$$

Расходы по железнодорожному транспорту определялись с учетом изменения издержек как по движению, так и по начально-конечным операциям. Чем выше степень укрепления промежуточных станций, тем выше затраты на перевозки с использованием автотранспорта, в которых преобладают движущие расходы, зависящие от дальности перевозок. Средняя дальность перевозок пассажиров автомобильным транспортом ($L_{а}$, км) в зоне транспортного тяготения участка выражается зависимостями вида

$$L_{а} = k * \left(\frac{F}{2n} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (14)$$

где F – площадь зоны транспортного тяготения рассматриваемого участка, км²;

n – число опорных промежуточных станций на участке;

k – эмпирический коэффициент, характеризующий конфигурацию (геометрическую форму) зоны тяготения и размещение на ней пунктов зарождения и погашения пассажиропотоков.

Формула (14) отражает нелинейный характер зависимости средней дальности перевозок (а следовательно, и пробегных расходов) от количества опорных станций на участке.

На первый взгляд, задача выбора степени укрупнения линейных структурных единиц (в данном случае – промежуточных станций) тривиальна и без труда может быть решена с использованием метода линейного программирования. В действительности дело

обстоит гораздо сложнее. Нелинейный характер зависимости затрат на движущие и начально-конечные операции от степени укрупнения делает проблематичным получение надежных результатов на основе применения линейного программирования.

Рассмотренные выше подходы к решению задачи укрупнения линейных подразделений основаны на математическом моделировании, недостаточно полно учитывают особенности железнодорожного транспорта и его места в социально-экономическом развитии страны. В исследованиях, выполненных в последнее время в связи с реструктуризацией железнодорожного транспорта, было убедительно показано, что железнодорожный транспорт России представляет комплексную производственно-финансовую систему, выступающую на транспортном рынке в качестве важнейшего фактора обеспечения региональных экономических связей.

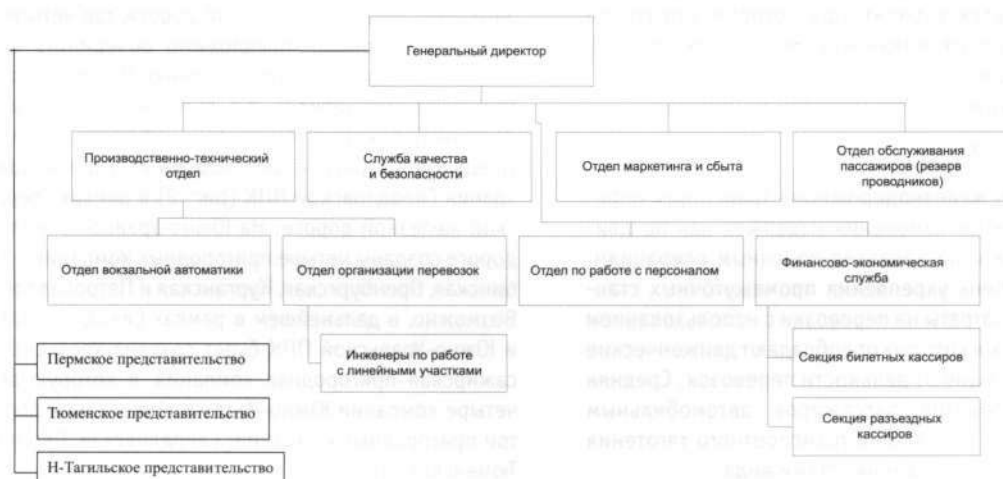
В качестве примера отметим положительный опыт Западно-Сибирской железной дороги, где четыре пригородные компании предложено объединить в одну Сибирскую пригородную компанию. Преимущества такого решения очевидны, т.к. они основаны на вышеизложенных фактах, в том числе и «эффекте масштаба». Предлагается рассмотреть подобный вариант для создания Свердловской ППК (рис. 2) в рамках Свердловской железной дороги. На Южно-Уральской железной дороге созданы четыре пригородных компании – Челябинская, Оренбургская, Курганская и Петропавловская. Возможно, в дальнейшем в рамках Свердловской ППК и Южно-Уральской ППК будет создана Уральская пассажирская пригородная компания, в которую войдут четыре компании Южно-Уральской железной дороги и три пригородные компании: Свердловская, Пермская и Тюменская [6].

При этом функции управления будут переданы Свердловской ППК. Будут ликвидированы дублирующие функции управления, уменьшатся затраты на административно-управленческий персонал. Ожидаемый ежемесячный экономический эффект составит 468 000 руб., из них 135 750 руб. – по Тюменской ППК, 153 000 руб. – по Пермской ППК и 166 250 руб. – по Нижнетагильскому подразделению. Предложенная организационная структура (рис. 3) будет более оперативно принимать решения, в комплексе осуществлять перевозку пассажиров, делая системную увязку по каждому региону.

Таким образом, сократится многозвенность и многоступенчатость управления пассажирским комплексом в пригородном сообщении за счет объединения оперативно-производственных и финансово-экономических рычагов управления в едином производственном центре.



**Рисунок 2 – Объединенная организационная структура
ОАО «Уральская пригородная компания»**



**Рисунок 3 – Организационная структура управления
ОАО «Уральская пригородная компания»**

Литература

1. Шеер А.В. Моделирование бизнес-процессов/Пер. с англ.; Изд. 2-е. - М.: Изд-во «Весть - Мета Технология», 2000. - 206 с.
2. Ойхман Е.Г., Попов З.В. Реинжиниринг бизнеса: реинжиниринг организации и информационных технологий. - М.: Финансы и статистика, 1997. - 150 с.
3. Персианов В.А., Курбатова А.В., Мартынов А.Г., Самуйлов В.М. Методические рекомендации по укрупнению и повышению эффективности управления работой объединенных линейных предприятий железнодорожного транспорта. - Екатеринбург: УрГАПС, 1999.
4. Персианов В.А., Скалов К.Ю., Усков И.С. Моделирование транспортных систем. - М.: Транспорт, 1972, - 208 с.
5. Громов Н.Н., Персианов В.А. Управление на транспорте. - М.: Транспорт, 1990.
6. Самуйлов В.М., Рачек С.В. и др. Региональный пассажирский комплекс: организация и управление (на примере железнодорожного транспорта). - Екатеринбург: Изд-во Уральского университета, 2005. - 224 с.

Олег Николаевич Дунаев, профессор Финансовой академии при Правительстве РФ, д.э.н., академик Российской академии транспорта, Артем Петрович Дзигунов, соискатель Государственного университета управления (г. Москва), руководитель проектов консалтинговой группы «Активные Формы» (г. Екатеринбург)

СТРАТЕГИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ КОМПАНИЙ НА РЫНКЕ ПЕРЕВОЗОК ГРУЗОВ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ

В данной статье рассматриваются отраслевые аспекты транспортно-логистической стратегии металлургических предприятий, а также особенности развития транспортных компаний на рынке перевозок металлургических грузов на каждом из этапов реформирования ОАО «РЖД».

Роль логистики как фактора конкурентоспособности предприятия на металлургическом рынке в последние годы заметно увеличилась. Металлургические компании осознали необходимость управления логистическими затратами и начали активно создавать специализированные логистические подразделения и транспортные компании, заключать стратегические соглашения с перевозчиками, потребителями и поставщиками. Консолидация предприятий черной металлургии, обостряющаяся конкуренция на внутреннем рынке и реформа РЖД усилили эту тенденцию и стали толчком для активных действий в области логистической политики.

Дальнейшее развитие транспортных компаний на рынке перевозок грузов черной металлургии во многом будет связано с реформированием ОАО «РЖД» и развитием конкурентного рынка железнодорожных перевозок грузов металлургической промышленности. Особенности транспортно-логистической стратегии металлургических предприятий и тенденции развития транспортных компаний на каждом из этих этапов представлены на рис. 1 [1, 2].

Дореформенный период (1991-1998 гг.). Все железнодорожные перевозки осуществляются МПС, на рынке перевозок грузов металлургической промышленности наблюдалось полное доминирование МПС.

Тенденция создавать собственную транспортную компанию, избегая тем самым использования услуг внешних перевозчиков, появилась впервые в конце 90-х гг. Работа МПС и входящих в него структур зачастую оставляла желать лучшего. Поэтому крупные производители, стремясь достичь относительной технологической независимости в сфере грузоперевозок, начали задумываться об организации аффилированных перевозочных компаний. Так, первой из металлургических компаний собственную транспортную компанию создало ОАО «Северсталь»: в 1996 г. была образована группа компаний «Северстальтранс», где первые 50% акций принадлежало группе «Северсталь», вторые 50% акций контролировались менеджментом самой компании.

1-й этап (1999-2003 гг.). Подготовка реформы. Первый этап реформы предусматривал подготовку МПС РФ к разделению функций регулятора и



Рисунок 1 – Этапы реформирования ОАО «РЖД» и формирования системы взаимодействия транспортных компаний с промышленными предприятиями

хозяйствующего субъекта экономики и заключался в разработке нормативной документации и урегулировании финансовых вопросов на предприятиях, подчиненных министерству. Итогом первого этапа реформы стало образование ОАО «Российские железные дороги».

В этот период на рынке перевозок грузов металлургической промышленности происходит формирование большинства транспортных компаний металлургических предприятий. Свои транспортные компании создают ОАО «ММК» (ООО «ММК-Транс»), ОАО «Мечел» (ООО «Мечел-Транс»), ОАО «НЛМК» (ООО «Независимая транспортная компания»). Большую часть перевозок по-прежнему осуществляет МПС, транспортные компании металлургических предприятий берут на себя функцию организации перевозок и постепенно формируют свой парк вагонов, начиная перевозить часть грузов собственным транспортом.

В 2003 г. топ-менеджерами компаний «Северстальтранс» и «ММК-Транс» создается ОАО «Новая перевозочная компания» (НПК). Компания становится первым крупным частным оператором на рынке перевозок грузов металлургической промышленности, независимым от РАО «РЖД» и от грузовладельцев.

2-й этап (2004-2006 гг.). Корпоративное строительство ОАО «РЖД» и развитие конкуренции. В 2004-2006 гг. происходит корпоративное строительство ОАО «РЖД» и заканчивается формирование частных операторов на рынке перевозок грузов металлургической промышленности: последним из ведущих металлургических предприятий свою транспортную компанию в 2004 г. создает «Евразхолдинг» («Евразтранс»). Практически все перевозки организовываются через независимые или аффилированные к металлургическим предприятиям транспортные компании. Частные операторы испытывают бурный рост и активно инвестируют в покупку подвижного состава. Доля парка и перевозок металлургических грузов транспортом частных операторов достигает 30%, 70% перевозок приходится на РАО «РЖД».

Созданные в этот период транспортные компании становятся основным элементом транспортной системы металлургического предприятия. В своей деятельности такие компании ориентированы в первую очередь на потребности материнских структур и избавлены от необходимости поиска новых клиентов. Соответственно объем их бизнеса напрямую связан с масштабом деятельности материнской компании. Дополнительным их преимуществом является доступность финансовых ресурсов для покупки подвижного состава (порой материнская компания выступает в качестве гаранта в лизинговых операциях). Типичными примерами таких компаний на сегодня на рынке перевозок металлургических грузов являются

«ММК-Транс», «Мечел-транс», «Евразтранс» («Евразхолдинг»).

3-й этап (2007-2010 гг.). Формирование и развитие конкурентного рынка. По мнению авторов, с 2007 г. начнется новый этап развития рынка перевозок металлургических грузов. Главным событием на рынке грузовых перевозок в этот период должно стать создание на базе ОАО «РЖД» собственной перевозочной компании. ОАО «РЖД» планирует передать часть активов в отдельную компанию и продать часть ее акций стратегическому инвестору. На рынке перевозок грузов металлургической промышленности ожидается рост конкуренции между частными операторами и перевозочными компаниями ОАО «РЖД». Транспортные компании металлургических предприятий будут развивать смежные направления перевозок и диверсифицировать свой бизнес. Активно начнут развиваться процессы слияний и поглощений, формирования стратегических альянсов. Возможно появление совместных предприятий ОАО «РЖД» и частных операторов.

Данные тенденции подтверждает анализ функционирования систем взаимодействия компаний транспорта с грузовладельцами ведущих предприятий металлургической промышленности. Так, проведенный анализ показал, что на данный момент наиболее развитая транспортная система наблюдается у компании «Северсталь» (рис. 2).

Группе компаний «Северстальтранс» подконтрольны такие транспортные компании, как ЗАО «Северстальтранс», ведущий российский перевозчик нефтеналивных грузов ООО «БалтТрансСервис», ООО «Севтехнотранс», ООО «Фирма «Трансгарант» и ОАО «Новая перевозочная компания». Эти компании независимы друг от друга, поэтому подобная структура активов позволяет одновременно достичь конкуренции за грузы ЗАО «Северсталь-групп» и диверсифицировать перевозки грузов. «Северстальтранс» также владеет пакетами акций ведущих стивидорных компаний и контейнерных терминалов в ведущих портах России: ЗАО «Первый контейнерный терминал» (порт Санкт-Петербург), ЗАО «Нева-Металл» (порт Санкт-Петербург), ОАО «НУТЭП» (порт Новороссийск), ООО «Восточная стивидорная компания» (Восточный порт) и ЗАО «Восточный международный контейнерный сервис» (Восточный порт) [3].

В 2004-2005 гг. группа «Северстальтранс» продала часть транспортных активов (ОАО «Восточный порт», ОАО «Туапсинский морской торговый порт», а также ОАО «Коломенский завод», монополиста по производству тепловозов и дизельных двигателей), сосредоточила свои усилия на расширении возможностей в предоставлении клиентам комплексного сервиса по перевозке различных видов грузов во

внутреннем и международном сообщении. В частности, в планах группы – дальнейшее расширение парка собственных вагонов и локомотивов, развитие специализированных контейнерных терминалов на территории России и другие проекты.

С диверсификацией бизнеса транспортных компаний металлургических предприятий, ростом их независимости и самостоятельности, а возможно, и их продажей изменится схема взаимодействия компаний транспорта с грузовладельцами предприятий металлургической промышленности: усилится конкуренция между независимыми перевозчиками, транспортными компаниями, созданными металлургичес-

кими предприятиями, и перевозочными компаниями ОАО «РЖД» (рис. 3). Металлургические предприятия будут постепенно избавляться от непрофильных транспортных активов или сделают их самостоятельным бизнесом.

Таким образом, предлагаемая на рис. 3 схема взаимодействия компаний транспорта с грузовладельцами предприятий металлургической промышленности во многом является перспективной для прочих металлургических предприятий («Евразхолдинг», ММК, НТМК, «Мечел») и может быть использована при формировании транспортной системы данных компаний.

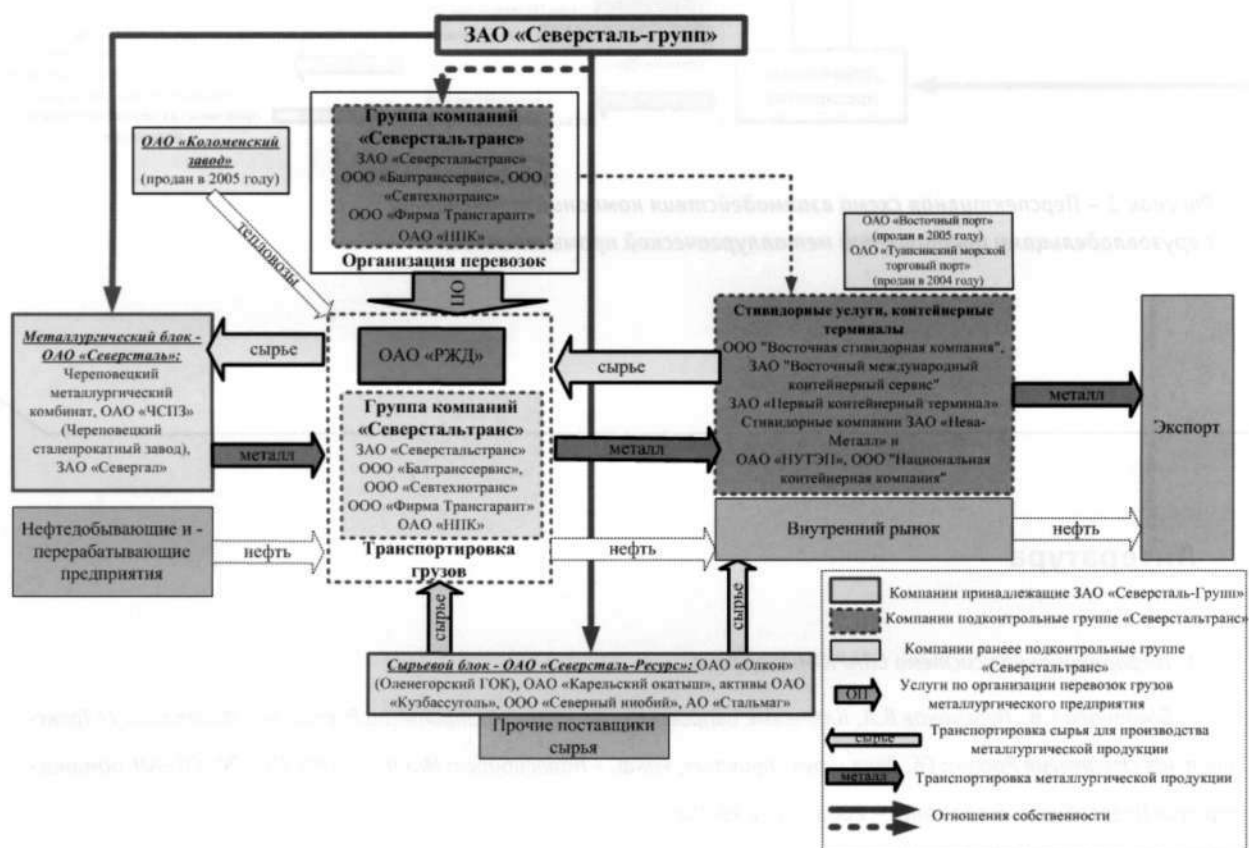


Рисунок 2 – Схема взаимодействия компаний транспорта с ЗАО «Северсталь-групп»

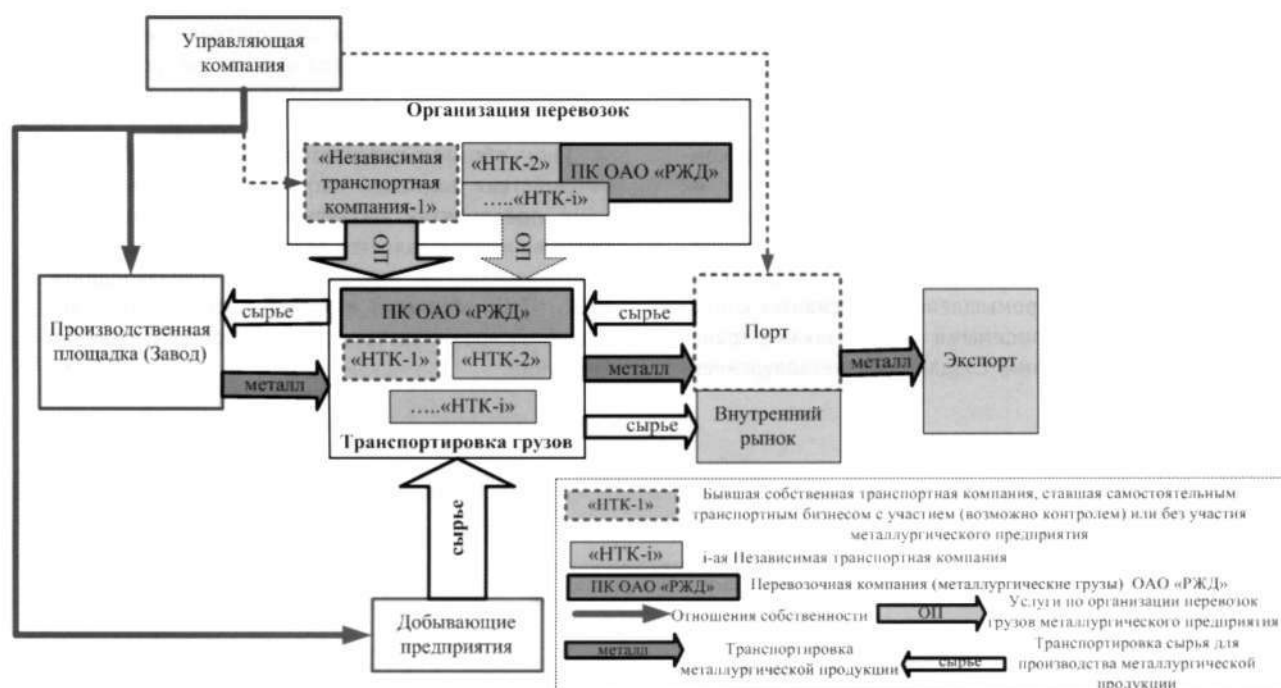


Рисунок 3 – Перспективная схема взаимодействия компаний транспорта с грузовладельцами предприятий металлургической промышленности

Литература

1. Информационная система СПАРК-Интерфакс.
2. Богданова Т.В., Персианов В.А. Ключевые вопросы транспортной стратегии Российской Федерации// Транспортная стратегия России: Сб. докл. науч.-практич. конф. - Новосибирск: Минтранс РФ, МПС РФ, СО РАН, администрация Новосибирской области. - 2003. - С. 299-308.
3. Дунаев О.Н., Кулакова Т.В. Стратегия развития транспорта при участии России в ВТО// Логинфо. - 2005. - №12. - С. 4-12.

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНОЙ ЗАДАЧИ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ОТХОДОВ ПОТРЕБЛЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ ПЕРМСКОГО КРАЯ

Количество и частота транспортных потоков, связанных с транспортированием отходов потребления до мест их окончательного захоронения, оказывает серьезное влияние на экономическую, экологическую и социальную составляющие системы управления обращением с отходами.

Особую значимость транспортный фактор имеет в производственных системах, связанных с созданием и эксплуатацией территориально рассредоточенных объектов [1].

Анализ состояния проблемы и практики свидетельствует о том, что управление движением отходов потребления должно основываться на базовом логистическом подходе, который рассматривает все стадии производственно-коммерческой деятельности как единый непрерывный процесс трансформации и движения материальных потоков (здесь отходов потребления), традиционно называемых твердыми бытовыми отходами (ТБО) [2].

Условия образования и движения отходов требуют комплексного подхода к объединению источников образования ТБО, объектов переработки, транспортных организаций и объектов захоронения путем создания транспортно-логистических цепочек (ТЛЦ). При этом эффективность управления возрастает при устранении географических, отраслевых и внутри-корпоративных препятствий. Ключевым элементом объединения в ТЛЦ является совместный информационный ресурс.

Построение информационно-логистической системы (ИЛС) для участников (ТЛЦ) позволяет достичь преимуществ, связанных с разделением бизнес-рисков, повышением качества транспортного обслуживания, со снижением затрат, уменьшением экологической нагрузки на регион.

Потребность в адаптации действующих методов и средств построения ИЛС к существующим условиям объясняется необходимостью:

- повышения эффективности деятельности субъектов – участников ТЛЦ путем рационального управления материальными, финансовыми, информационными потоками;
- реформирования отрасли и совершенствования процессов управления обращением ТБО;
- построения современной информационной системы управления участниками ТЛЦ на основе стандартов открытых систем;
- сертификации предприятий–участников ТЛЦ по международным стандартам управления качеством продукции (услуг) ISO 9001/2000, международным экологическим стандартам ISO 14000.

Это определяет необходимость внедрения процессного управления участниками ТЛЦ [3].

Проведенный анализ состояния управления движением отходов потребления на территории Пермского края свидетельствует об отсутствии логистического подхода, заключающегося в «обеспечении цепи транспортирования с оптимизацией результативных показателей», что обеспечит более рациональное управление материальными, финансовыми потоками. Это связано с отсутствием единой структуры, отвечающей в целом за процесс движения отходов потребления и его синхронизацию. Каждое муниципальное образование решает проблему вывоза и дальнейшего перемещения отходов потребления к месту захоронения самостоятельно, исходя из существующих возможностей. При этом не используется логистический ресурс, позволяющий централизованно эффективно управлять материальными потоками.

Недостатки существующей децентрализованной системы управления заключаются в отсутствии логистических связей между источниками образования, транспортировки, переработки и захоронения отходов. Это связано с отсутствием связанных баз данных об обращении с отходами, ограниченном применении новых информационных технологий, недостаточно развитой и частично устаревшей инфраструктурой, сложностью прогнозов объема потоков ТБО и их воздействия на окружающую среду при прохождении по всей логистической цепочке.

Возникает логистическая задача построения цепочки движения ТБО. Выбор границ логистической системы обусловлен анализом существующего отечественного и зарубежного опыта построения систем управления движением отходами. Логистическая система охватывает территорию всего региона; в качестве примера рассмотрена территория Пермского края.

Решение логистической задачи заключается в оптимизации региональной схемы транспортирования ТБО и размещения объектов их захоронения.

Процесс оптимизации региональной схемы управления движением [1] ТБО на территории Пермского края, который должен проходить поэтапно, включает шесть этапов и представлен на рис. 1.

В настоящее время процесс обращения с отходами делится на стадии образования, накопления и временного хранения, транспортировки до мест утилизации и захоронения.

Выбор оптимального варианта транспортировки и захоронения ТБО заключается в минимизации приведенных затрат при достижении заданного уровня экологической безопасности.

Структура нормативных затрат на вывоз ТБО из домовладений на место обезвреживания (полигон) представлена на рис. 2 [4].

Согласно представленной схеме, средневзвешенные по предприятию нормативные затраты на вывоз ТБО из домовладений на полигон складываются из затрат на прямой вывоз ТБО (минуя мусороперегрузочную станцию), затрат на двухэтапный вывоз ТБО через мусороперегрузочную станцию (МПС), экологических платежей за загрязнение окружающей среды и затрат на мытье и обеззараживание автотранспорта и эстакады.

При двухэтапной схеме вывоза транспортировка ТБО из домовладений на эстакаду производится собирающими мусоровозами типа КО-413, а с эстакады на полигон – транспортными мусоровозами типа КО-415 и КО-416.

На территории Пермского края применяется двухэтапная система вывоза отходов, которая включает в себя сбор и транспортировку ТБО от мест их образования и накопления собирающими мусоровозами на МПС и далее до мест их обезвреживания с использованием различных технических средств для дальнейшей транспортировки.

Решение задачи оптимизации размещения полигонов на территории Пермского края требует построения модели транспортировки отходов в

зависимости от величины удельных затрат на транспортировку от расстояния.

На основании проведенного анализа все мусоровозы, по своим технико-экономическим показателям были разделены на 4 группы:

- малые собирающие мусоровозы (емкость 15- 20 м³) типа КО -413;
- большие собирающие мусоровозы (емкость 45-48 м³) типа КО-415;
- малые транспортные мусоровозы (емкость 48 м³) типа КО-415 без загрузчика;
- большие транспортные мусоровозы (емкость 100 м³) типа КО-416.



Рисунок 1 – Логическая схема процесса оптимизации региональной схемы транспортирования отходов потребления

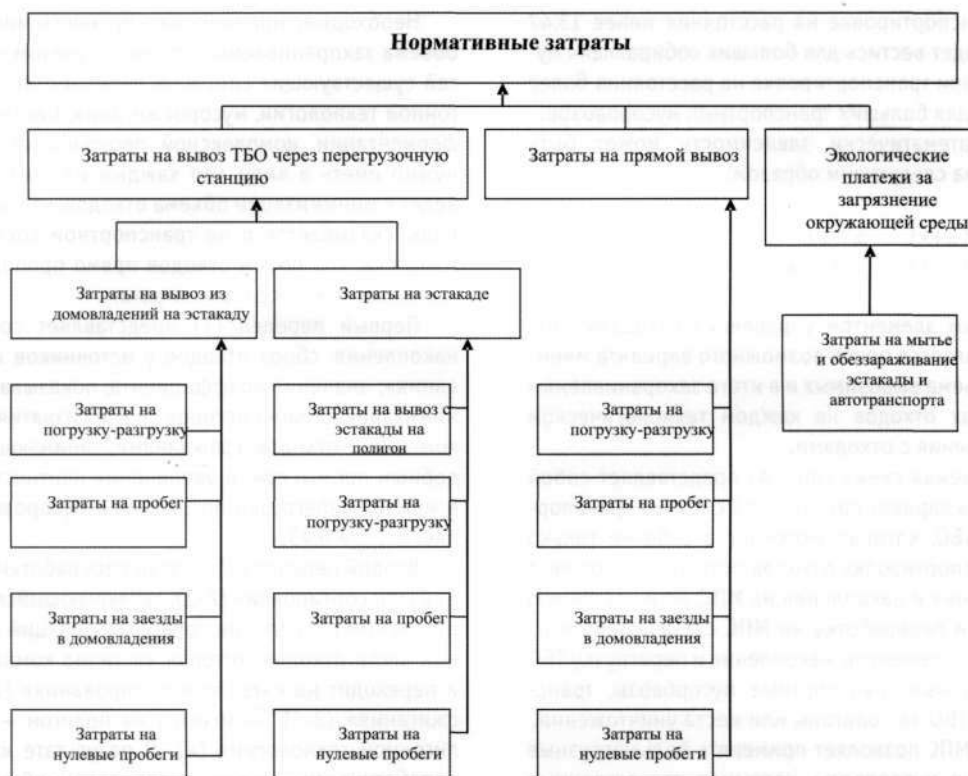


Рисунок 2 – Структура нормативных затрат на вывоз ТБО из домовладений на полигон

Удельные затраты на транспортировку определены как функция от расстояния (в километрах). При транспортировке транспортными мусоровозами учитываются затраты на перегрузку на мусороперегрузочных станциях. На основании методики расчета нормативных затрат [4] на вывоз отходов на территории г. Перми были определены удельные затраты для каждой группы мусоровозов:

- малые собирающие мусоровозы = $2,32 \times S$;
 - большие собирающие мусоровозы = $0,78 \times S$;
 - малые транспортные мусоровозы = $6,45 + 0,72 \times S$;
 - большие транспортные мусоровозы = $4,85 + 0,42 \times S$,
- где S – расстояние, на которое транспортируются отходы.

Как видно из рис. 3, наименьшие экономические затраты при транспортировке имеют большой собирающий мусоровоз и большой транспортный мусоровоз.

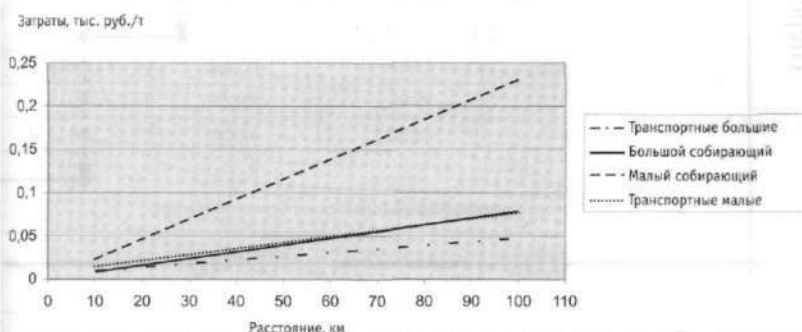


Рисунок 3 – Зависимость удельных затрат на транспортировку ТБО от расстояния для разных видов мусоровозов

При транспортировке на расстояния менее 13,47 км расчет будет вестись для больших собирающих мусоровозов, при транспортировке на расстояния более 13,47 км — для больших транспортных мусоровозов.

Тогда математически зависимость может быть представлена следующим образом:

$$\varphi(L) = \begin{cases} L \leq 13,5 & 0,78 \times L \\ L > 13,5 & 4,85 + 0,42 \times L \end{cases} \quad (1)$$

Ключевым элементом управления отходами потребления является поиск возможного варианта минимизации объема вывозимых и в итоге захораниваемых на полигонах отходов на каждом технологическом этапе обращения с отходами.

Предлагаемая схема (рис. 4) представляет собой «идеальный» вариант двухэтапной системы транспортирования ТБО, которая включает в себя не только сбор и транспортировку отходов потребления от мест их образования и накопления на МПС, но и частичную сортировку и переработку на МПС с извлечением из них утильных элементов, накопление и перегрузку ТБО в большегрузные транспортные мусоровозы, транспортировку ТБО на полигоны или места уничтожения.

Обычно МПС позволяет применять большегрузные транспортные мусоровозы, например отечественные типа КО-416 с вместимостью кузова 40 м³, грузоподъемностью 16000 кг и дополнительным устройством, позволяющим уплотнить ТБО более чем в три раза.

Необходимо моделировать процессы минимизации объема захораниваемых отходов с учетом особенностей существующих способов переработки ТБО: полигонной технологии, мусоросжигания, биотермической ферментации, комплексной переработки. При этом нужно иметь в виду, что каждый из этих переделов ведет к минимизации объема отходов, что, в свою очередь, сказывается и на транспортной составляющей процесса, т.к. объем отходов прямо пропорционален удельным транспортным затратам.

Первый передел (1) представляет собой «этап накопления, сбора отходов у источников их образования»; значение коэффициента, показывающего минимизацию объема отходов за счет изъятия «ценных» компонент отходов, гражданами, занимающимися подобным промыслом, и увеличения плотности отходов в момент перегрузки последних в мусоровоз, составляет $k_{\text{сбора}} = 0,93$.

Второй передел (2) — «этап переработки», включает «этап сортировки» (2-1), заключающийся в предварительном разделении товарных фракций и балластной части отходов, которая частично компактируется и переходит на «этап компостирования» (2-2), «этап сжигания» (2-3), вывозится на полигон — «этап полигонной технологии» (4). В результате «этапа переработки» мы можем с определенной уверенностью говорить, что суммарное снижение величины объема отходов потребления составит 70,4%, соответственно $k_{\text{сорт}} = 0,648$, $k_{\text{комп}} = 0,91$, $k_{\text{сжиг}} = 0,91$. Эффективность «этапа переработки» заключается в приме-

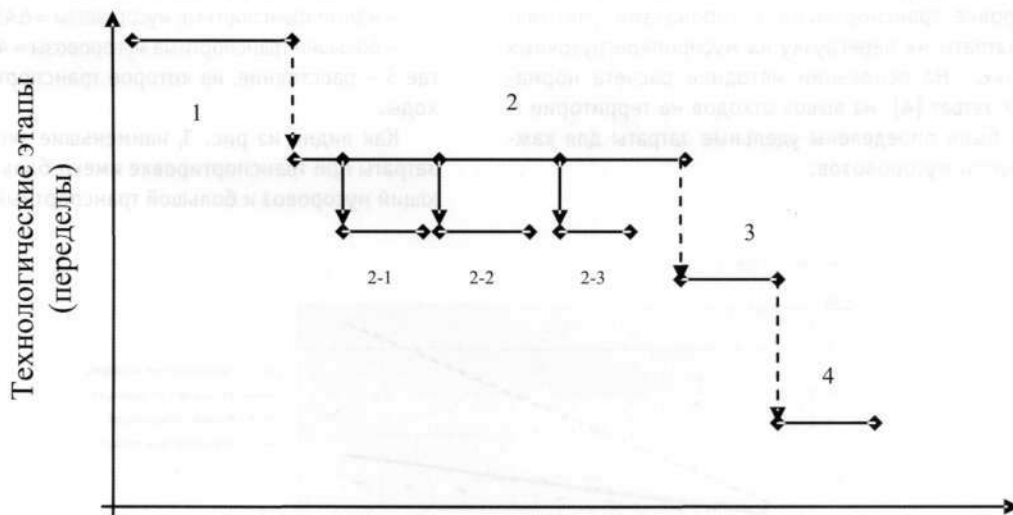


Рисунок 4 – Технологические этапы (переделы) управления утилизацией ТБО



нении технологии, позволяющей компактировать ТБО путем прессования в тюки, обвязанные проволокой, в результате чего объем отходов, по сравнению с технологией утрамбовывания уменьшается в два раза, что позволяет как увеличить погрузку отходов на полигоне до 20 т на м², так и увеличить эффективность объемной перевозки отходов, уменьшив затраты.

Территориальное рассредоточение объектов захоронения ТБО на территории Пермского края и результаты исследования (см. рис. 3) обуславливают существование 3-го передела - этапа «мусороперегрузочной станции», на котором происходит вывоз балластной части отходов на полигон; отсортированных отходов к местам их окончательной переработки; отходов к сжиганию и компостированию в соответствующие отведенные для этого места. В данном случае минимизация объема транспортируемых отходов максимальна с учетом предыдущего технологического этапа.

Последний передел - «этап полигонной технологии» (4) - позволяет на основании выполнения предыдущих технологических этапов говорить об установлении коэффициента минимизации объема размещаемых отходов в размере - 0,50.

В результате применения подобной технологической схемы управления движением ТБО сокращается объем отходов, вывозимых на полигоны, достигается максимальный выход продукции в виде товарных продуктов и стандартного вторсырья, происходит переход сферы переработки отходов из затратной в доходную статью бюджета, тем самым предотвращается рост тарифов на вывоз и захоронение отходов.

Минимизация объема отходов на каждом переделе упрощает задачу оптимизации управления движением отходов.

Следующим шагом решения задачи оптимального размещения и транспортирования отходов потребления является анализ существующей схемы размещения ТБО, которая характеризуется наличием нескольких объектов на территории одного муниципального образования. Чаще всего они представляют собой стихийные несанкционированные свалки, являющиеся источниками мощного негативного воздействия на состояние окружающей природной среды и санитарно-эпидемиологическую обстановку как муниципальных образований, так и региона в целом.

По результатам проведенных исследований при разработке Федерального кадастра объектов захоронения ТБО на территории Пермского края обнаружено 743 объекта захоронения ТБО, в т.ч. 171 объект расположен на территориях муниципальных образований, 572 - на территориях поселковых образований. Общая площадь, занимаемая объектами захоронения ТБО Пермского края, составляет 6 тыс. га. Объемы об-

разования ТБО, определенные исходя из норм образования ТБО на территории Пермского края, составляют 994 тыс. т ТБО/год.

Ущерб, наносимый полигонной технологией окружающей среде, целесообразно рассматривать с некоторой долей условности, с позиции трех составляющих проблемы ТБО: экономической, экологической и социальной. «Временная методика определения предотвращенного экологического ущерба» Государственного комитета Российской Федерации по охране окружающей среды 1999 г. позволяет это сделать. Результаты расчетов показывают, что общий ущерб, наносимый окружающей среде путем захоронения отходов потребления, в среднем для Пермского края составляет 3199,9 млн руб. в год.

Для решения оптимизационной задачи предложен эколого-экономический критерий, учитывающий принципы создания региональных схем размещения объектов захоронения ТБО. Критерием выбора оптимальной схемы размещения объектов является решение задачи минимизации затрат при транспортировке, захоронении ТБО с учетом экологического ущерба и стоимости изъятия земель под размещение объектов.

С использованием предлагаемого метода [5] проведены исследования существующей в Пермском крае схемы размещения объектов захоронения ТБО. Границами схемы являются границы края. Источниками образования являются население, городская инфраструктура, промышленные предприятия, расположенные на территориях 48 выделенных муниципальных образований Пермского края.

Формально задача построения модели полигона захоронения отходов потребления с учетом критериев и ограничений выглядит следующим образом.

Множество $I = \{1, \dots, N\}$ - возможные минимизированные объемы отходов;

множество $J = \{1, \dots, M\}$ - места - источники отходов;

a_j - количество отходов, образующихся в j -м источнике;

V_i - объем отходов, предназначенный для захоронения на данном полигоне;

$$\sum_{i \in I} V_i \leq \sum_{j \in J} a_j;$$

g_{ij} - затраты на захоронение V_i объема отходов из j -го источника на данном полигоне;

$i \in I, j \in J$.

Необходимо найти минимальные

$$V_i \subseteq I, V_i \neq 0, V_j \neq V_i,$$

которые бы обеспечивали захоронение отходов при минимальных затратах

$$F(V_i) = \sum_{j \in J} g_{ij} \rightarrow \min_{V_i \subseteq I} \quad (2)$$

Удельные затраты на захоронение на полигоне зависят от количества отходов, поступающих на захоронение и переработку, а также транспортировку к месту захоронения.

$$g_{ij} = (\varphi(L_j) + f(V_i) + \psi(V_{\text{сорт}})) \times x_{ij}, \quad (3)$$

где $\varphi(L_j)$ – величина, зависящая лишь от места нахождения источника ТБО и связанная с транспортными расходами;

$V_{\text{сорт}} = V_j - V_i$, т.е. разница между объемом отходов на входе за минусом отходов на выходе;

x_{ij} – отходы отдельного j -го источника (мест накопления) для захоронения на данном полигоне i -го объема отходов.

$$\psi(V_{\text{сорт}}) = \sum (\psi(V_{\text{компас}}) + \psi(V_{\text{сжиг}}) + \psi(V_{\text{перераб}}) + \psi(V_{\text{полиг}})). \quad (4)$$

Критерий оптимальности принимает вид

$$F(V_s) = \sum (\varphi(L_j) + f(V_i) + \psi(V_{\text{сорт}})) \times x_{ij} \rightarrow \min_{V_i \in I}, \quad (5)$$

где $f(V_i)$ – функциональная зависимость удельных затрат на захоронение от объема ТБО, доставленных на данный полигон.

Или критерий оптимальности имеет следующий вид:

$$F(V_s) = \sum (\varphi(L_j) + f(V_i) + \psi(V_j - V_i)) \times x_{ij} \rightarrow \min_{V_i \in I}. \quad (6)$$

Необходимо найти оптимальный объем захораниваемых отходов (V_i) при следующих ограничениях:

$\sum_{i \in I} x_{ij} = a_j$ – все отходы должны вывозиться из источника образования,

$i \in I, j \in J$;

a_j – количество отходов, образующихся в j -том источнике, $j \in J$;

$$V_i \leq \sum x_{ij}; \quad V_i \leq V_{\text{данного полигона}}.$$

Допустимое решение состоит из M переменных, $x_{ij} = a_i$ и N переменных V_i , все остальные переменные $x_{ij} = 0$, что означает, что отсутствуют отходы к транспортировке на МПС и полигон.

Для решения этой задачи разработан метод, который является модификацией метода поко-

ординатного спуска. Метод дает хорошую сходимость, решение определяется за $N^2 \times M$ итераций. Решение этой задачи перебором возможно за N^M итераций. Недостатком метода является то, что он определяет локальный экстремум и для поиска глобального экстремума необходимо изменять начальное и допустимое значение.

Если принять $V_j = J$, это означает, что все отходы данного населенного пункта полностью захораниваются на полигоне. В этом случае все суммарные расходы на сортировку и переработку равны нулю, а затраты на захоронение достигают максимального для данного полигона значения. Это можно считать начальным допустимым решением, что не является оптимальным вариантом по условию задачи.

Допустим, что m -й источник захороняет на данном полигоне оптимальный объем отходов (V_n), тогда затраты составят

$$(\varphi(L_m) + f(V_n) + \psi(V_m - V_n)) \times a_m. \quad (7)$$

Если будет захороняться V_k объем, то затраты составят

$$(\varphi(L_m) + f(V_k) + \psi(V_m - V_k)) \times a_m. \quad (8)$$

Изменение затрат на захоронение отходов с учетом минимизации отходов составит:

$$\sum_{j \in J} (f(V_k + a_m) - f(V_k)) \times x_{ij} \text{ и } \sum_{j \in J} (f(V_n - a_m) - f(V_n)) \times x_{nj}, \quad (9)$$

если $f(V_j)$ – убывающая функция, то изменение затрат с уменьшением V_k будет отрицательным.

$$\Delta_{mk} = (\varphi(L_m) + f(V_k) + \psi(a_m - V_k)) \times a_m - (\varphi(L_m) + f(V_n) + \psi(a_m - V_n)) \times a_m + \sum_{j \in J} (f(V_n - a_m) - f(V_n)) \times x_{nj}, \quad (10)$$

где Δ_{mk} – изменение критерия при изменении объема, захораниваемых отходов потребления с V_n на V_k для m -го источника отходов.

Итог расчетов показан схематично на рис. 5.

На основе разработанной модели проведен расчет оптимальной схемы размещения объектов захоронения отходов потребления на территории Пермского края (рис. 6).

Расчет был произведен разработанным методом при различных начальных условиях, а также (размерность задачи это позволила) простым перебором всех возможных решений.



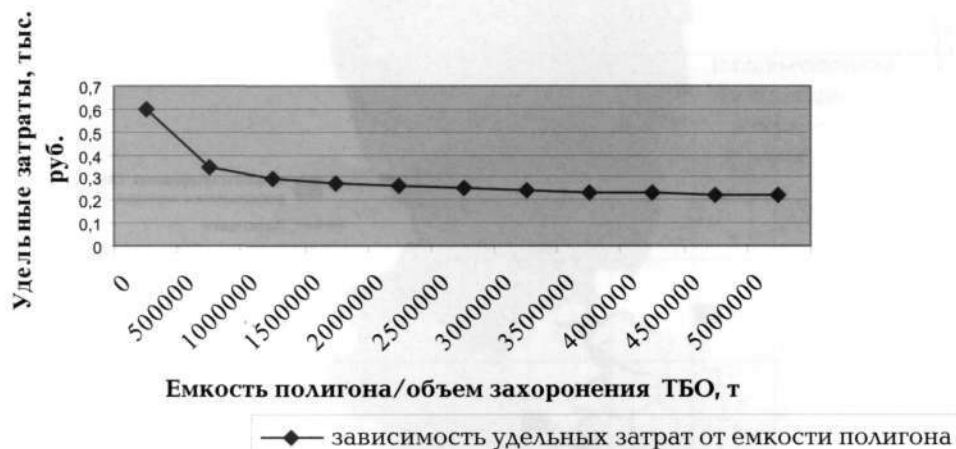


Рисунок 5 – Зависимость удельных затрат на захоронение от емкости полигона и объема захораниваемых отходов

Решение задачи дало следующие результаты.

Пять объектов захоронения отходов – полигоны в городах: Пермь емкостью 9761,72 тыс. т; Чусовом – 1163,84 тыс. т; Березниках – 2627,66 тыс. т; Чайковском – 593,18 тыс. т; Кудымкаре – 750,76 тыс. т. Суммарные капитальные затраты на сооружение полигонов – 963 млн руб. Средние удельные затраты на захоронение – 224,33 руб./т. Средние удельные затраты на транспортировку – 33,43 руб./т. Средние удельные затраты на захоронение и транспортировку – 257,76 руб./т.

Для сравнения полученных результатов используется схема, при которой каждый населенный пункт имеет собственный полигон. Реализация региональной схемы размещения объектов захоронения позволяет сократить капитальные затраты на создание объектов за счет снижения количества, получить экономический эффект по капитальным затратам 1700 млн руб. (67%), по удельным затратам на обезвреживание 1 т ТБО – 92 руб. (28%); сократить площади территорий, занятых или отводимых под объекты захоронения ТБО, на 53%. С использованием предлагаемого метода оптимизации авторами решена задача оптимизации региональной схемы транспортирования и захоронения ТБО Пермского края.

Полученные результаты исследований позволяют сделать вывод о том, что задача управления транспортными потоками в сфере обращения ТБО на территории Пермского края решается на основе устаревших методических подходов. В настоящее время требуется комплексный системный подход в управлении, базирующийся на инструментах логистики, подразумевающий включение сферы обращения с твердыми отходами, образующимися в результате потребления товаров, в систему сквозного управления материальными, информационными и финансовыми потоками. Эффект достигается в результате реорганизации существующей децентрализованной системы управления, с разрозненными центрами управления в отдельных муниципальных образованиях в систему с наличием единого центра управления, обеспечивающего синхронность действий всех участников логистических цепочек, с централизованным управлением, направленным на рационализацию и оптимизацию потоковых процессов (материальных, финансовых, информационных) при соблюдении критериев оптимальности: минимизации экологического ущерба, максимизации экономического эффекта, минимизации совокупных затрат всех участников логистической системы.

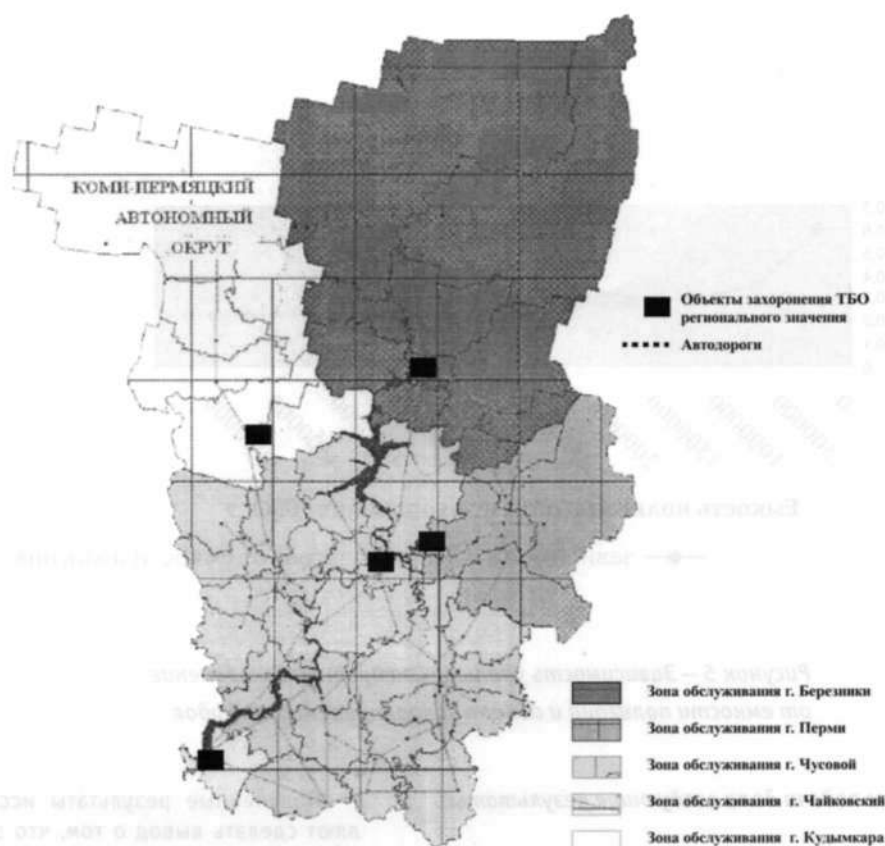


Рисунок 6 – Схема зон обслуживания объектов захоронения ТБО Пермского края

Литература

1. Швецов А.В. Совершенствование организации транспортно-технологического обеспечения рассредоточенных производственных объектов: Автореф. ... дис. канд. техн. наук. - Екатеринбург, 2004. - 18 с.
2. Логистические цепи сложнотехнологических производств: Учебное пособие/ Миротин Л.Б., Корчагин В.А., Ляпин С.А., Некрасов А.Г. - М.: Изд. «Экзамен», 2005. - 288 с.
3. Фирстов С.В. Построение стратегической архитектуры регионального информационно-логистического центра/ Труды 2-й Межд. науч. практ. конф. «Системная логистика и центр консолидации грузопотоков». - Самара, 2003.-С. 76-81.
4. Вайсман Я.И. Методика расчета тарифа на вывоз твердых бытовых отходов (ТБО) // Вайсман Я.И., Коротаев В.Н., Стафейчук И.Б., Чечкин С.Б. / Кафедра охраны окружающей среды Пермского государственного технического университета.
5. Коротаев В.Н. Оптимизация региональной схемы транспортирования отходов потребления с целью окончательного размещения/ Коротаев В.Н., Стафейчук И.Б., Чечкин С.Б. // Транспорт Урала. - 2004. - №3. - С. 24-30.

ОЦЕНКА ЭКОЛОГИЧЕСКОГО РИСКА АВАРИЙ НА ТРУБОПРОВОДНОМ ТРАНСПОРТЕ

Трубопроводный транспорт – это источник существенного влияния на состояние окружающей среды. Несмотря на то что одной из важных составляющих природоохранной деятельности нефтедобывающих предприятий является предупреждение аварийности на нефтепродуктопроводах, основные проблемы экологического характера связаны с разливами нефти в местах ее добычи и транспортировки.

В настоящее время нефтедобывающие предприятия Пермского края эксплуатируют тысячи километров трубопроводов различного назначения. Большая часть трубопроводов относится к нефтепроводам, из них:

- нефтепроводов – более 60% от общей протяженности трубопроводов;
- водоводов – более 30%;
- газопроводов и метанолопроводов – около 10%.

Транспортировка нефти и нефтепродуктов по трубопроводам сопровождается возникновением аварийных ситуаций с разливами нефти и нефтепродуктов, происходящими в результате коррозии труб, нарушения технических условий при строительстве, воздействия внешних сил и т.д. При этом аварийные ситуации на нефтепроводах ведут к тяжелым экологическим последствиям. Это обусловлено выходом большого количества нефти с загрязнением почвы и водоемов.

На рис. 1 представлено распределение отказов трубопроводов по назначению.

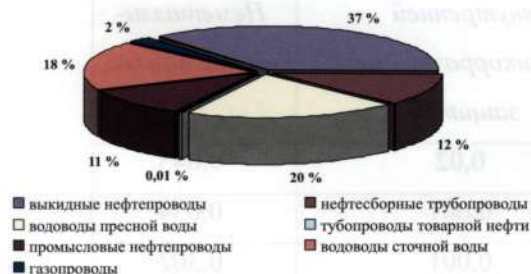


Рисунок 1 – Распределение отказов по назначению нефтепромысловых трубопроводов

Наибольшее количество отказов регистрируется на выкидных нефтепроводах (37%), по которым перекачивается высокообводненная коррозионно-активная газодонефтяная смесь. Трубопроводы такого типа строятся с применением стальных (черных) труб

без внутреннего изоляционного покрытия. Кроме того, большое число отказов на выкидных трубопроводах обусловлено низким объемом их замены и отсутствием применения ингибиторной защиты.

На рис. 2 представлено распределение отказов по возрасту нефтепромысловых трубопроводов.

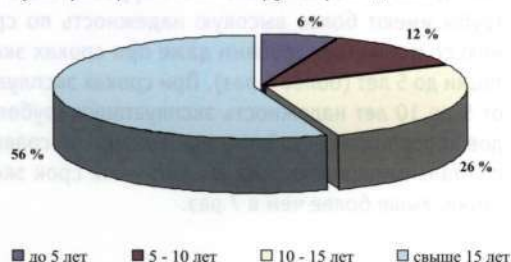


Рисунок 2 – Распределение отказов по возрасту нефтепромысловых трубопроводов

Очевидно, что значительный рост числа аварий наблюдается на трубопроводах, которые эксплуатируются дольше нормативного срока.

Наибольшее число отказов на объектах трубопроводного транспорта происходит из-за внутренней коррозии стенки трубы (рис. 3). Протяженность трубопроводов, построенных с применением коррозионно-стойких труб, в последнее время возрастает и в среднем составляет около 10% общей протяженности трубопроводов.

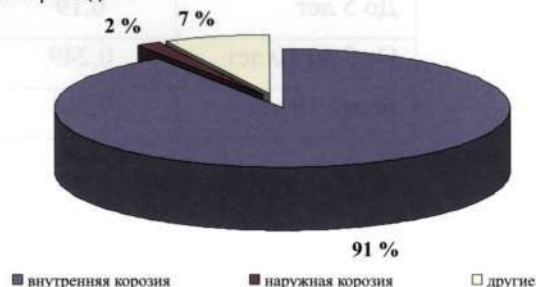


Рисунок 3 – Распределение отказов нефтепромысловых трубопроводов по причинам

В последнее время на предприятиях нефтедобычи увеличивается процент использования труб антикоррозионного исполнения. В настоящее время на пермских предприятиях нефтедобычи он составляет свыше 12% от общей протяженности промышленных трубопроводов. Срок эксплуатации трубопроводов коррозионно-стойкого исполнения на объектах нефтедобычи превышает 10 лет.

Для сравнения надежности эксплуатации трубопроводов коррозионно-стойкого исполнения со стальными трубопроводами проанализированы отказы трубопроводов (табл. 1) с учетом сроков их эксплуатации и удельной аварийности. Под удельной частотой отказов понимается отношение количества отказов, произошедших за календарный год, на 1 км рассматриваемых трубопроводов.

Согласно полученным данным, удельная аварийность стальных трубопроводов выше аналогичного показателя по коррозионно-стойким трубопроводам, вне зависимости от срока их эксплуатации. Приведенные данные показывают, что коррозионно-стойкие трубы имеют более высокую надежность по сравнению со стальными трубами даже при сроках эксплуатации до 5 лет (более 4 раз). При сроках эксплуатации от 5 до 10 лет надежность эксплуатации трубопроводов коррозионно-стойкого исполнения по сравнению со стальными, имеющими аналогичный срок эксплуатации, выше более чем в 7 раз.

Процентное распределение причин отказов стальных трубопроводов с внутренней антикоррозионной защитой представлено на рис. 4.

Согласно статистическим данным, основными причинами отказов стальных трубопроводов с внутренней антикоррозионной защитой являются некачественное проведение строительно-монтажных работ и коррозия сварных швов.

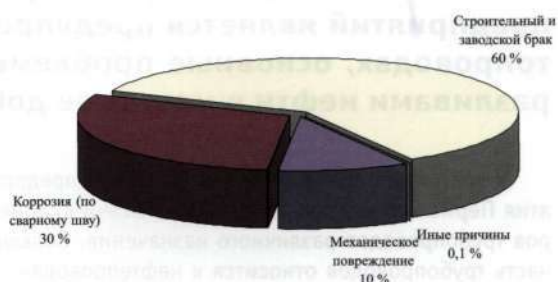


Рисунок 4 – Причины отказов стальных трубопроводов с внутренней антикоррозионной защитой

Таблица 1 – Удельная аварийность нефтепроводов

Срок эксплуатации	Удельная аварийность, шт./год км		
	Стальные «черные» трубы	Стальные трубы с внутренней антикоррозионной защитой	Неметаллические трубы
До 5 лет	0,19	0,02	0,045
От 5 до 10 лет	0,249	0,001	0,034
Более 10 лет	0,261	0,001	0,302

Причины отказов неметаллических трубопроводов представлены на рис. 5.

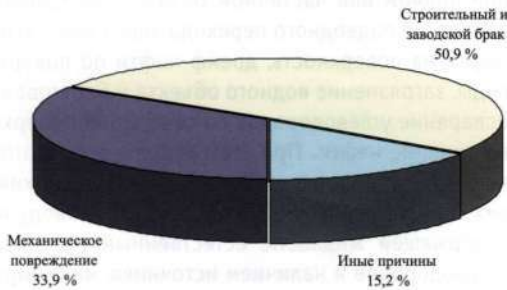


Рисунок 5 – Причины отказов неметаллических трубопроводов

Согласно данным по отказам неметаллических трубопроводов, в последнее время наблюдается снижение количества отказов неметаллических трубопроводов и соответственно удельной аварийности с

0,061 шт./км до 0,042 шт./км за последние три года. Основной причиной отказов неметаллических трубопроводов является некачественное проведение строительно-монтажных работ и заводской дефект трубной продукции, это 50,9% от общего числа отказов.

Второй основной причиной отказов неметаллических труб, порядка 33,9%, является их механическое повреждение при выполнении земляных работ.

По другим причинам, к которым относятся отказы, произошедшие по причине гидравлических ударов, отложений АСПО и т.д., происходят до 15,2% отказов неметаллических труб.

На основании данных об отказах, произошедших на промысловых трубопроводах, находящихся в эксплуатации предприятиями нефтедобычи Пермского края, а также литературных данных и экспертных оценок было разработано «дерево отказов» и определены вероятности реализации событий, которые могут привести к порыву трубопровода и попаданию нефти или нефтепродукта в окружающую среду (рис. 6).

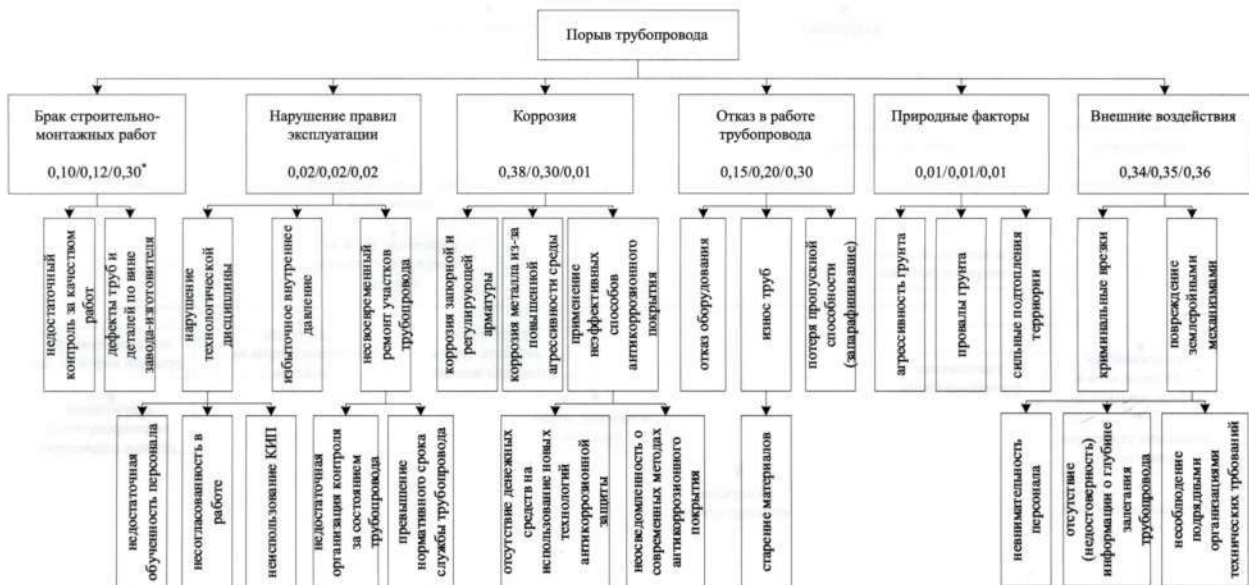


Рисунок 6 – Причины возникновения аварийных ситуаций на промысловых трубопроводах:

* – вероятности возникновения отказов на нефтепроводах стальных / стальных с защитой / неметаллических

Порыв на трубопроводе наносит значительный экономический и экологический ущерб. Так, затраты на ликвидацию одной аварии на трубопроводах системы нефтесбора составляют в среднем 35 тыс. руб., а количество разлитой нефти достигает 6 т.

Аварийные ситуации, связанные с истечением нефтесодержащей жидкости из трубопровода, могут развиваться следующим образом (рис. 7):

1. Истечение нефтесодержащей жидкости при полном или частичном разрушении подземного участка трубопровода, нефтенасыщение грунта и продвижение нефти по рельефу, выход нефти на поверхность земли, загрязнение почвы, накопление нефти в понижениях рельефа, испарение углеводородов со свободной поверхности, возгорание нефти.

2. Истечение нефтесодержащей жидкости при полном или частичном разрушении подземного участка трубопровода, нефтенасыщение грунта и продвижение нефти в сторону реки, просачивание нефти в воду, дрейф нефти по поверхности воды, загрязнение водного объекта и береговой зоны, испарение угле-

водородов со свободной поверхности, возгорание нефти.

3. Истечение нефтесодержащей жидкости в воду при полном или частичном разрушении трубопровода в месте подводного перехода через реку, всплытие нефти на поверхность, дрейф нефти по поверхности воды, загрязнение водного объекта и береговой зоны, испарение углеводородов со свободной поверхности, возгорание нефти. При этом вероятность возгорания нефти определяется особенностями физико-химических свойств перекачиваемой по трубопроводу нефтесодержащей жидкости, естественным рассеиванием углеводородов и наличием источника, инициирующего возгорание.

Оценка последствий разливов нефти и нефтепродуктов для окружающей среды складывается из двух составляющих:

- причинения вреда здоровью и жизни людей;
- экологического ущерба компонентам окружающей среды.

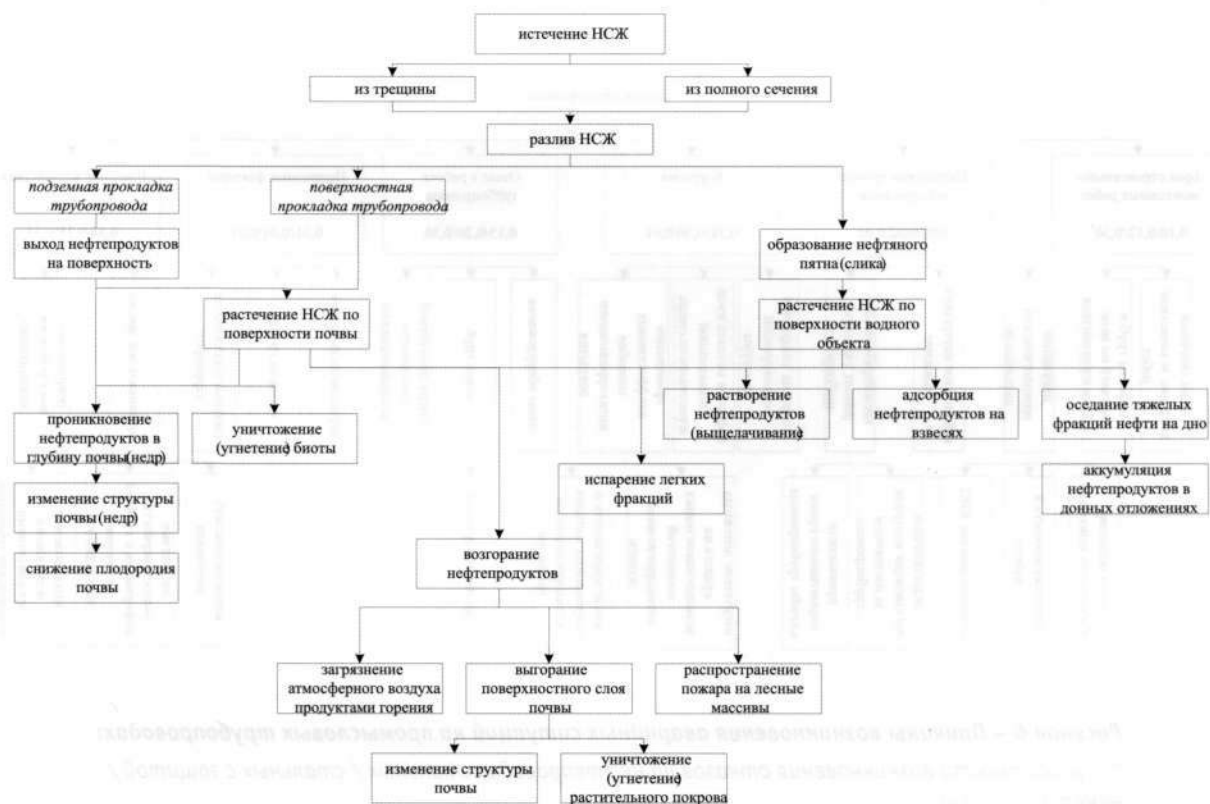


Рисунок 7 – Последствия аварийных разливов нефти и нефтепродуктов

Так как в большинстве случаев объекты трубопроводного транспорта расположены на достаточном расстоянии от зон проживания людей, порывы на промысловых нефтепроводах не наносят вреда жизни и здоровью людей, и первая составляющая не принимается во внимание.

В случае причинения вреда окружающей среде количественной характеристикой экологического риска является величина среднегодового ущерба, причиненного компонентам окружающей среды (среднегодовая сумма платежей за нарушение природоохранного законодательства). При этом необходимо учитывать, что воздействие на окружающую среду происходит как непосредственно при попадании нефти и нефтепродуктов в окружающую среду, так и при проведении мероприятий по ликвидации последствий аварийных ситуаций. В последнем случае экологический ущерб связан с переработкой нефтезагрязненных грунтов, образующихся при разливах нефти и нефтепродуктов на землю.

В общем случае структура полного экологического ущерба будет иметь вид, представленный на рис. 8.

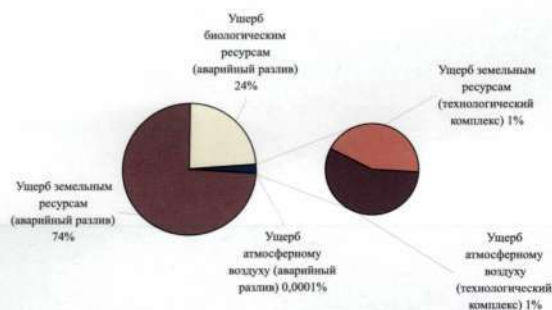


Рисунок 8 – Структура полного экологического ущерба

Знание двух составляющих – частоты возникновения аварийных ситуаций на нефтепроводах и величины ущерба, нанесенного окружающей среде, позволяет оценить экологический риск транспортировки нефти на промысловых трубопроводах.

В общем случае экологический риск, вызванный эксплуатацией промысловых нефтепроводов (R), характеризуется функцией, зависящей от вероятности возникновения порыва трубопровода (p) и последствий данного порыва с точки зрения нанесенного ущерба (u),

$$R = f(p, u). \quad (1)$$

Функция экологического риска для отдельных участков промысловых нефтепроводов различна ввиду того, что вероятности аварийных ситуаций и последствия прорыва неодинаковы. В общем виде может иметь место следующее соотношение для определения функции экологического риска:

$$R(x) = p(x) \cdot u(x), \quad (2)$$

где $p(x)$ – функция распределения вероятностей аварийных ситуаций по длине нефтепровода;

$u(x)$ – функция распределения возможных последствий по длине нефтепровода.

Ввиду того что показатели риска неодинаковы для различных участков нефтепроводов, то суммарный риск на текущий момент времени может быть представлен в виде суммы рисков для участков нефтепровода с одинаковой вероятностью аварийной ситуации и величины ущерба:

$$R = \sum_i p_i u_i. \quad (3)$$

В дальнейшем будем рассматривать нефтепровод определенного типа (или его участок) с условно одинаковой вероятностью порыва и последствий этого порыва с точки зрения нанесенного ущерба.

Величину экологического риска участка трассы трубопровода можно определить, используя формулу

$$R_i = P_{\text{авар}} \cdot L \left(\sum_{i=1}^j u_{\text{зем } i} L_{\text{зем } i} + \sum_{j=1}^j u_{\text{вод } j} L_{\text{вод } j} \right), \quad (4)$$

где: $P_{\text{авар}}$ – вероятность возникновения аварии на участке трубопровода;

L – длина участка;

$u_{\text{зем } i}$ – экологический ущерб при загрязнении нефтью (нефтепродуктами) земель i -той экологической уязвимости;

$L_{\text{зем } i}$ – протяженность трубопровода, проходящего по территории земель i -й экологической уязвимости;

$u_{\text{вод } j}$ – экологический ущерб при загрязнении (нефтепродуктами) j -го водного бассейна;

$L_{\text{вод } j}$ – протяженность трубопровода, пересекающего или проходящего вдоль j -го водного бассейна.

Рассчитанные усредненные значения экологического риска для промысловых трубопроводов Пермского края варьируются от 0,7 тыс. руб./год для стальных трубопроводов с внутренней антикоррозийной защитой до 14,6 тыс. руб./год для стальных «черных» труб со сроком эксплуатации более 10 лет (табл. 2).

Таблица 2 – Экологический риск функционирования промышленных нефтепроводов Пермского края

Срок эксплуатации	Экологический риск аварии, тыс.руб./год
Стальные «черные» трубы со сроком эксплуатации	
до 5 лет	10,594
от 5 до 10 лет	13,884
более 10 лет	14,553
Стальные трубы с внутренней антикоррозионной защитой	0,725
Неметаллические трубы	2,342

Полученные данные о степени экологического риска аварий на промышленных трубопроводах позволяют оптимизировать затраты на предотвращение аварийных ситуаций, определять срок службы трубо-

проводов и тем самым предотвращать возникновение аварийных ситуаций на промышленных трубопроводах и минимизировать их последствия для окружающей среды.



Научно-технический журнал «Транспорт Урала». Издание зарегистрировано в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций 27 мая 2004 г. Свидетельство ПИ № 77-18098.

Адрес редакции: Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66. Тел. (343) 245-31-88, 245-31-04

E-mail: vsay@nis.usurt.ru, LNeverova@nis.usurt.ru

Учредитель: Уральский государственный университет путей сообщения.

Редакция журнала не несет ответственности за представленные рекламные материалы.

С 1 января 2007 г. журнал включен ВАКом в перечень периодических научных и научно-технических изданий, выпускаемых в Российской Федерации, в которых рекомендуется публикация основных результатов диссертаций на соискание ученой степени доктора наук.



©ИД «Лазурь», 2007, фото на обложку, дизайн, верстка. г. Екатеринбург. Тел. (343) 213-26-19. www.idlazur.ru

Отпечатано в типографии «Лазурь» (г. Реж). Заказ №. тираж 1000 экз. Подписано в печать 26.04.07

Открывается подписка на научно-технический журнал «Транспорт Урала». Стоимость одного номера 180 рублей. Периодичность 4 номера в год.

Министерство связи Российской Федерации		Ф СП - 1																														
АБОНЕМЕНТ на _____		46463 <small>(индекс издания)</small>																														
Транспорт Урала		Количество комплектов 																														
На 2007 год по месяцам																																
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>12</td> </tr> <tr> <td style="height: 20px;"></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> </table>			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12																		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12																					
Куда <small>(почтовый индекс)</small> <small>(адрес)</small>																																
Кому _____																																
Линия отреза																																
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">П</td> <td style="text-align: center;">В</td> <td style="text-align: center;">место</td> </tr> <tr> <td colspan="2"></td> <td style="text-align: center; font-size: 8px;">ли- тер</td> </tr> </table>					П	В	место			ли- тер	ДОСТАВОЧНАЯ КАРТОЧКА 46463 <small>(индекс издания)</small>																					
П	В	место																														
		ли- тер																														
На _____																																
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td rowspan="2" style="width: 10%; text-align: center; font-size: 8px;">Стои- мость</td> <td style="width: 10%; text-align: center; font-size: 8px;">подписки</td> <td style="width: 10%; text-align: center; font-size: 8px;">руб.</td> <td style="width: 10%; text-align: center; font-size: 8px;">коп.</td> <td rowspan="2" style="width: 10%; text-align: center; font-size: 8px;">Количество комплектов</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; font-size: 8px;">перед- рассовки</td> <td style="text-align: center; font-size: 8px;">руб.</td> <td style="text-align: center; font-size: 8px;">коп.</td> </tr> </table>			Стои- мость	подписки	руб.	коп.	Количество комплектов	перед- рассовки	руб.	коп.																						
Стои- мость	подписки	руб.		коп.	Количество комплектов																											
	перед- рассовки	руб.	коп.																													
На 2007 год по месяцам																																
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>12</td> </tr> <tr> <td style="height: 20px;"></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> </table>			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12																		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12																					
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">почтовый индекс</td> <td colspan="4"></td> </tr> <tr> <td style="height: 20px;"></td> <td colspan="4"></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">код улицы</td> <td colspan="4"></td> </tr> <tr> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> <td style="width: 20px; height: 20px;"></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">дом</td> <td style="text-align: center;">корпус</td> <td style="text-align: center;">квартира</td> <td colspan="2"></td> </tr> </table>								почтовый индекс										код улицы										дом	корпус	квартира		
почтовый индекс																																
код улицы																																
дом	корпус	квартира																														
город _____ село _____ область _____ район _____ улица _____ Фамилия И. О. _____																																

