

06
154

ISSN 1993-9175

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ



ВІСНИК

**Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна**

Випуск 15

**Дніпропетровськ
2007**

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

В І С Н И К
Дніпропетровського
національного університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Випуск 15

Дніпропетровськ
2007

Редакційна колегія:

Головний редактор д-р техн. наук *Пишійко О. М.*
Заступник головного редактора д-р техн. наук *Мямлін С. В.*
Члени редколегії: д-р біолог. наук *Дворецький А. С.*;
д-ри техн. наук *Блохін Є. П., Бобровський В. І., Боднар Б. Є., Босов А. А.,*
Браташ В. О., Вакуленко І. В., Гетьман Г. К., Дубинець Л. В.,
Жуковицький І. В., Заблудовський В. О., Загарій Г. І., Казакевич М. І.,
Колесов С. М., Коротенко М. Л., Костін М. О., Курган М. Б.,
Петренко В. Д., Пунагін В. М., Радкевич А. В., Разгонов А. П., Рибкін В. В.,
Скалозуб В. В., Хандецький В. С., Шафіт Є. М.;
д-ри фіз.-мат. наук *Гаврилюк В. І., Кравець В. В.*;
д-ри хім. наук *Біляєв М. М., Нейковський С. І., Федін О. В.*;
д-ри екон. наук *Бабіч В. П., Драгун Л. М., Зайцева Л. М.*
Крамаренко В. Д., Покотілов А. А.;
Відповідальний секретар канд. техн. наук *Корженевич І. П.*

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації КВ № 7704.
Видане Державним комітетом телебачення і радіомовлення України 08.08.2003 р.

Друкується за рішенням вченої ради Дніпропетровського національного університету
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна від 27.03.2007, протокол № 10

Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка
В53 В. Лазаряна. – Вип. 15. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна,
2007. – 271 с.

У статтях наведені наукові дослідження, виконані авторами в Дніпропетровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна та інших організаціях. Статті присвячені вирішенню актуальних питань залізничного транспорту за такими напрямками: автоматизовані системи керування на транспорті, економіка транспорту, електричний транспорт, залізнична колія, моделювання задач транспорту та економіки, ремонт та експлуатація засобів транспорту, рухомий склад і тяга поїздів, транспортне будівництво.

Вісник становить інтерес для працівників науково-дослідних організацій, викладачів вищих навчальних закладів, докторантів, аспірантів, магістрантів та інженерно-технічних працівників.

В статтях отражены научные исследования, выполненные авторами в Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна и других организациях. Статьи посвящены решению актуальных вопросов железнодорожного транспорта по следующим направлениям: автоматизированные системы управления на транспорте, экономика транспорта, электрический транспорт, железнодорожный путь, моделирование задач транспорта и экономики, ремонт и эксплуатация транспортных средств, подвижной состав и тяга поездов, транспортное строительство.

Вестник представляет интерес для работников научно-исследовательских организаций, преподавателей высших учебных заведений, докторантов, аспирантов, магистрантов и инженерно-технических работников.

ББК 39.2

ЗМІСТ

ГАЛУЗЬ ТЕХНІЧНИХ НАУК

РОЗДІЛ «АВТОМАТИЗОВАНІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НА ТРАНСПОРТІ»

Б. М. БОНДАРЕНКО (ДИИТ) СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ РЕЛЕ	7
В. В. МАЛОВІЧКО, В. І. ГАВРИЛЮК (ДІІТ) ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ КОЛІЙНИХ ПРИСТРОЇВ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЦЕНТРАЛІЗАЦІЇ	11
В. И. ПАРФЕНОВ, А. П. РАЗГОНОВ (ДИИТ), М. А. КОВРИГИН (Приднепровская ж. д.) АНАЛИЗ ДЕФЕКТОВ И ВОЗМОЖНОСТИ ДИАГНОСТИКИ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ	16

РОЗДІЛ «ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ»

Д. С. БІЛУХІН (ДІІТ) КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ РЕГУЛЯТОРІВ НАПРУГИ ВІТЧИЗНЯНОГО ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ	19
Н. Г. ВІСІН, І. Ю. АФАНАСЬЄВ (ДІІТ) МОДЕРНІЗАЦІЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ РЕКУПЕРАТИВНИМ ГАЛЬМУВАННЯМ ДЛЯ ЕЛЕКТРОВОЗІВ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ ЗІ СТАТИЧНИМИ ПЕРЕТВОРЮВАЧАМИ	23
В. А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, А. А. БУРЯК, С. А. ЗЕЛЬДИНА (Институт транспортных систем и технологий НАН Украины) О ВОЗМОЖНОСТИ САМОСТАБИЛИЗАЦИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В СИСТЕМЕ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЛЕВИТАЦИИ	27
А. А. МАТУСЕВИЧ (ДИИТ) ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ АППАРАТУРЫ И ЗАЩИТЫ ИНФОРМАЦИИ ТЕЛЕМЕХАНИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ	32
О. М. ПОЛЯХ (ДІІТ) ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ ВІДСОТКА ВІНОСУ МЕТАЛА ПІДЗЕМНІЙ ЧАСТИНИ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ОПОР	36
О. И. САБЛИН (ДИИТ) СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СЛУЧАЙНЫХ ФУНКЦИЙ ТЯГОВОГО ТОКА И НАПРЯЖЕНИЯ НА ТОКОПРИЕМНИКЕ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА	41
Д. В. УСТИМЕНКО (ДІІТ) СУЧАСНІ МІКРОКОНТРОЛЕРИ В СХЕМАХ РУХОМОГО СКЛАДУ	47

РОЗДІЛ «ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ»

И. П. КОРЖЕНЕВИЧ (ДИИТ) МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЛАНА СУЩЕСТВУЮЩЕГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ	50
---	----

РОЗДІЛ «МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОНОМІКИ»

В. В. АРТЕМЧУК, А. А. БОСОВ (ДИИТ) ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКОГО ПОКРЫТИЯ	52
Г. Н. КОДОЛА (УкрГХТУ) ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ОГРАНИЧЕНИЙ В ЗАДАЧЕ УЧЕТА СПРОСА НА ПАССАЖИРСКИЕ ПЕРЕВОЗКИ	57

Н. А. ЛОШКАРЕВ (ПГАСА) ПОПЫТКА РЕКОНСТРУКЦИИ ВОЗМОЖНОГО ДОКАЗАТЕЛЬСТВА П. ФЕРМА ЕГО «ВЕЛИКОЙ ТЕОРЕМЫ»	61
В. В. СКАЛОЗУБ, О. В. ВЕТРОВА (ДПТ) МЕТОД ОПТИМАЛЬНОГО ПЛАНУВАННЯ НА ОСНОВІ МОДЕЛІ НЕЧІТКОЇ ТРАНСПОРТНОЇ ЗАДАЧІ	63

РОЗДІЛ «РЕМОНТ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ»

Ю. Я. ВОДЯННИКОВ, С. В. КУКИН, К. Л. ЖИХАРЦЕВ (ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения») ВЫБОР ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПАССАЖИРСКИХ И ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ПО ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМОМУ КОЭФФИЦИЕНТУ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ	72
А. В. ДОНЧЕНКО (ДП Український науково-дослідний інститут вагонобудування) ОБНОВЛЕННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ	75
А. В. ДОНЧЕНКО, Л. С. ОЛЬГАРД, С. В. БОНДАРЕВ, Л. Г. ВОЛКОВ (ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения») ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ИСЧЕРПАВШИХ СВОЙ РЕСУРС	83
Н. И. ЛУХАНИН (Укрзалізниця), Г. И. МУЗЫКИНА, П. В. БЕХ (ДИИТ) ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ УКРАИНСКОГО РЫНКА ТРАНСПОРТНЫХ УСЛУГ	88
О. О. МАТВИЄНКО (Українська державна академія залізничного транспорту) ТЕХНОЛОГІЯ ВІДНОВЛЕННЯ РІЗЬБОВОГО КРІПЛЕННЯ БУКСОВОГО ВУЗЛА ВАГОНА.....	93
П. Є. МИХАЛІЧЕНКО (ДПТ) ПОРІВНЯННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ПРЕСОВОГО З'ЄДНАННЯ БУКСОВОГО ВУЗЛА, ВІДНОВЛЕНОГО РІЗНИМИ МЕТОДАМИ	96
Ю. А. ПАНИН, В. С. КОССОВ, А. В. ТРИФОНОВ (ФГУП ВНИКИ, Россия) СНИЖЕНИЕ БОКОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПУТЬ КАК РЕЗУЛЬТАТ ПРИМЕНЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ЛУБРИКАЦИИ РЕЛЬСОВ	102
А. Л. РЕДИН (РГОТУПС, Россия) ОПТИМИЗАЦИЯ УСТРОЙСТВ ОСУШКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА В ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ	107
Н. В. РОГОВ (Донецкая ж. д.) ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ РАЗДЕЛЕНИЯ ОТЦЕПОВ НА СТРЕЛКАХ	114
В. И. СЕНЬКО, Е. П. ГУРСКИЙ (Белорусский государственный университет транспорта) ВОПРОСЫ КАЧЕСТВЕННОГО И КОЛИЧЕСТВЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИНВЕНТАРНОГО ПАРКА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ	120
В. И. СЕНЬКО, И. Ф. ПАСТУХОВ, М. И. ПАСТУХОВ (Белорусский государственный университет транспорта) ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ ОБРАЗЦОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ	126
С. Д. СЫЧЕВ (ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения») РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ КОМПЛЕКСОВ НА БАЗЕ КОМПЬЮТЕРА	131
Г. А. ФЕДЯЕВА (Брянский государственный технический университет, Россия) ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ В ТЯГОВОМ ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ ТЕПЛОВЗОВ	135
С. В. ШМАКОВ (ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения») ПРИМЕНЕНИЕ КРИТЕРИЯ ПОНЯТНОСТИ РЕЧИ ДЛЯ КЛАССИФИКАЦИИ ПАССАЖИРСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ ВАГОНА ПО УРОВНЮ ШУМА	140

РОЗДІЛ «РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ»

Г. Г. БАСОВ, В. И. КАШУБА, И. Ю. ПЛОТНИКОВ (ОАО «ХК Лугансктепловоз») РЕЗУЛЬТАТЫ ТОРМОЗНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТЕПЛОВОЗА ТЭП 150	143
А. П. БОЛДЫРЕВ, А. М. ГУРОВ, Э. А. ФАТЬКОВ (Брянский государственный технический университет) ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ПОГЛОЩАЮЩИХ АППАРАТОВ В ПОЕЗДНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ	146
В. Л. ГОРОБЕЦ (ДИИТ) О НАЗНАЧЕНИИ РЕЖИМОВ СТЕНДОВЫХ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ	154
В. А. ПОЛЯКОВ, Н. М. ХАЧАПУРИДЗЕ (Институт транспортных систем и технологий НАН Украины) АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОЕЗДА С ЛИНЕЙНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ	159
В. И. ПРИХОДЬКО (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод») МОДЕЛИРОВАНИЕ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА И РЕЛЬСА	167
Н. А. РАДЧЕНКО, Т. И. КУЗНЕЦОВА (Институт транспортных систем и технологий НАН Украины), О. В. ЗВОНАРЕВА (ДИИТ) ДИНАМИКА СЦЕПОВ ТРЕХ СОЧЛЕНЕННЫХ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИХ ЭКИПАЖЕЙ	170

РОЗДІЛ «ТРАНСПОРТНЕ БУДІВНИЦТВО»

П. А. ДОНЧЕНКО, Д. В. ГРЕЦКИЙ, В. М. КОНОВАЛ (Черкаський державний технологічний університет) ЕФЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ВЛАШТУВАННЯ ПАЛЬОВОГО ФУНДАМЕНТУ З АНТИФРИКЦІЙНИМ ШАРОМ У ПРОСАДОЧНИХ ҐРУНТАХ II ТИПУ	175
В. В. ГРИНЁВ, В. Д. ГРИНЁВ, В. И. АТРАХИМОВИЧ (Полоцкий государственный университет, Республика Беларусь) ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ПРОЧНОСТЬ КАМЕННОЙ КЛАДКИ	179
Г. С. ЖЕЛЕЗНЯК, К. И. СОЛДАТОВ, Р. С. ЖЕЛЕЗНЯК (ДИИТ) ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ КВАЗИРЕГУЛЯРНОЙ ТРЕХПРОЛЕТНОЙ БАЛКИ НА УПРУГИХ ОПОРАХ	183
Л. Б. КРАВЦІВ, Е. В. ЧЕРЕМИСИНА (Украинская государственная академия железнодорожного транспорта) ДЕФОРМАТИВНІ І ПРОЧНОСТНІ СВОЙСТВА СТАЛЕБЕТОННИХ БАЛОК ПРИ СИЛОВИХ І ТЕМПЕРАТУРНИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ	190
А. Г. КРЮК, К. І. СОЛДАТОВ (ДІПТ) РОЗРАХУНОК ЧАСТОТ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ МЕТАЛЕВИХ АРОЧНИХ МОСТІВ МЕТОДОМ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ	194
Н. И. НЕТЕСА (ДИИТ) СНИЖЕНИЕ ПУСТОТНОСТИ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ ПОДБОРОМ РАЦИОНАЛЬНОГО ЗЕРНОВОГО СОСТАВА КОМПОНЕНТОВ	200
О. М. ПІШНЬКО, А. М. ЗІНКЕВИЧ, Т. І. АФАНАСЬЄВА (ДИИТ), М. В. САВИЦЬКИЙ, Б. Г. КЛОЧКО (ПДАБА) МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ІН'ЄКЦІЙНИХ КОМПОЗИЦІЙ НА ОСНОВІ ЦЕМЕНТУ	205
Н. А. СТОРОЖУК, Т. М. ПАВЛЕНКО (ПГАСА) ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ ВАКУУМИРОВАНИЕМ	209
Б. Д. СУХОРУКОВ, М. К. ЖУРБЕНКО (ДИИТ) СТАТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОДОРОЖНОГО МОСТА С ОПЫТНЫМИ ПРОЛЕТНЫМИ СТРОЕНИЯМИ ИЗ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО НАПРЯЖЕННЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ П-ОБРАЗНЫХ БАЛОК ДЛИНОЙ 18 М	213
А. П. ФИЛИМОНОВ (Украинская государственная академия железнодорожного транспорта) ВЫВОД МАТРИЦЫ ЖЕСТКОСТИ КОНЕЧНОГО ЭЛЕМЕНТА СТАЛЕБЕТОННОЙ ПЛИТЫ	220

ГАЛУЗЬ ЕКОНОМІЧНИХ НАУК

РОЗДІЛ «ЕКОНОМІКА ТРАНСПОРТУ»

Ю. С. БАРАШ, О. О. КАРАСЬ (ДІТ)

ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ ОРГАНІЗАЦІЙНОЇ СТРУКТУРИ

УПРАВЛІННЯ ПАСАЖИРСЬКИМ ГОСПОДАРСТВОМ

НА РІЗНИХ ЕТАПАХ СТРУКТУРНОЇ РЕФОРМИ УКРЗАЛІЗНИЦІ 225

А. В. ІЛЬМАН, В. М. ІЛЬМАН (ДІТ)

МОДЕЛЮВАННЯ ДЕЯКИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПОВЕДІНКИ

ЕКОНОМІЧНИХ СИСТЕМ У ДВОВИМІРНОМУ ПРОСТОРІ 232

А. В. КАЛИНИЧЕНКО, Л. Т. КАЛИНИЧЕНКО (ДІИТ)

УЧЕТ ЗАТРАТ И КАЛЬКУЛИРОВАНИЕ СЕБЕСТОИМОСТИ

В ФИНАНСОВОМ И УПРАВЛЕНЧЕСКОМ УЧЕТАХ 237

С. А. КОРЕЦКАЯ (ДІИТ)

ВЫЯВЛЕНИЕ РЕЗЕРВОВ СНИЖЕНИЯ ИЗДЕРЖЕК УПРАВЛЕНИЯ

НОРМИРУЕМЫМИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫМИ ЗАПАСАМИ

МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА 241

Н. М. МИХАЙЛИЧЕНКО (Донбаська державна машинобудівна академія)

АДАПТИВНА СИСТЕМА ПЛАНУВАННЯ І КОНЦЕПЦІЯ СТРАТЕГІЧНОГО МИСЛЕННЯ 245

Р. В. САВЧУК (НМетАУ)

МОДЕЛЬ ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНОЇ СИСТЕМИ

УПРАВЛІННЯ ІННОВАЦІЙНИМИ ПРОЕКТАМИ НА РЕГІОНАЛЬНОМУ РІВНІ 250

І. Г. СОКИРИНСЬКА, Л. М. САВЧУК (НМетАУ)

ІНСТИТУТИ СПІЛЬНОГО ІНВЕСТИВАННЯ ЯК ДЖЕРЕЛО ЗАЛУЧЕННЯ ІНВЕСТИЦІЙ 253

Н. В. ХВОРОСТЯНАЯ (ДІИТ)

ЭКСПЛУАТАЦИЯ: ФЕНОМЕН ОБЩЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

И ЭКОНОМИЧЕСКОГО СОЗНАНИЯ 256

И. М. ЦАРЕНКОВА (Белорусский государственный университет транспорта)

ЛОГИСТИЧЕСКИЕ ПОТОКИ В ДОРОЖНОМ ХОЗЯЙСТВЕ 260

О. В. ЦИБЕНКО (Українська державна академія залізничного транспорту)

ІНВЕСТИЦІЙНІ ПОТРЕБИ ТРАНСПОРТНОЇ ІНФРАСТРУКТУРИ УКРАЇНИ 265

СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ РЕЛЕ

Розглянуто спосіб визначення механічних і електричних параметрів електромагнітних реле без зняття захисного кожуха. В основу покладено допускний контроль діагностичних сигналів, одержаних по трьох інформаційних каналах: електричному, оптичному і акустичному. Описана процедура контролю і наведені результати вимірювань параметрів, висловлені принципи комп'ютерної технології перевірки реле.

Рассмотрен способ определения механических и электрических параметров электромагнитных реле без снятия защитного кожуха. В основу положен допускной контроль диагностических сигналов, полученных по трем информационным каналам: электрическому, оптическому и акустическому. Описана процедура контроля и приведены результаты измерений параметров, изложены принципы компьютерной технологии проверки реле.

A method of mechanical and electric parameters control of electromagnetic relays without removal of protective casing is expounded in the article. Control of diagnostic signals obtained by three informative channels: electric, optical and acoustic has been put in the basis. An installation diagram which realizes the proposed method has been provided.

Проблема автоматизации контроля и обеспечения надежности релейных систем железнодорожной автоматики и телемеханики сегодня решается с помощью тщательного технологического контроля механических и электрических параметров электромагнитных реле в ремонтно-технологических участках дистанции сигнализации и связи. Вместе с тем, решение этой задачи до сих пор производится без применения компьютерных технологий и без применения современной компьютерной техники.

Продолжает существовать необходимость вскрытия блоков, ручное измерение механических параметров, с применением большого числа квалифицированных специалистов.

Задача современной технологии диагностики и профилактического ремонта аппаратуры должна включать тестовый компьютерный контроль электрических и особенно механических параметров электромагнитных реле, а также оптимизацию межремонтного периода.

В последних работах [1; 2] указанного направления, рассматриваются устройства контроля механических параметров реле, которые используют только электрические каналы сбора информации, ограниченные по динамическому режиму контроля параметров, например, физические зазоры, характерные точки механической характеристики и т. п., особенно для медленнореагирующих реле.

Целью исследования является анализ предложенного способа определения механических, электрических и временных параметров электромагнитных реле по нескольким измерительным каналам без снятия защитного кожуха.

Результаты исследования получают с помощью автоматизированного рабочего места (АРМ-РТУ-Р), реализующего этот способ диагностики реле, путем ряда последовательно-параллельных измерений динамических характеристик реле (без снятия кожуха) по трем каналам – электрическому, оптическому и акустическому [3; 4]. Информация получается с помощью внешних датчиков, а обработка данных выполняется пакетом специальных программ. После этого выдается результат о величинах параметров испытуемого прибора, их сравнение с допусками, заложенными в базе данных для данного типа реле. Сравнение этих данных с допусками позволяет определить остаточный ресурс и сделать вывод о дальнейшей эксплуатации прибора по его состоянию [5; 6].

После очередной поверки результаты всех измерений сохраняются в базе данных и распечатываются для документации.

С помощью оптического канала получают характеристику изменения воздушного зазора между якорем и сердечником реле за время притяжения или отпадания якоря.

Акустический канал позволяет получить акустическую характеристику работы реле.

Электрический канал позволяет производить измерения электрических параметров реле, снятие динамических характеристик реле в процессе его работы параллельно с работой оптического и акустического канала, а также формирование и регистрацию временных меток включения и отключения питания, замыкания и размыкания контактов реле.

Рассмотрим уравнение движения подвижной системы реле

$$F_3 = m_1 \frac{d^2 \delta}{dt^2} + f_{тр} \frac{d\delta}{dt} \pm a\delta + F_0, \quad (1)$$

где F_3 – сила притяжения, действующая на якорь; m_1 – приведенная масса движущихся частей реле; δ – перемещение якоря; $f_{тр}$ – удельная сила сопротивления движению якоря и движущихся частей реле; a – приведенная жесткость контактных и возвратных пружин; F_0 – начальное значение электромагнитной противодействующей силы [7].

Для приближенного решения этого нелинейного дифференциального уравнения используют графо-аналитический метод последовательных приближений. Заметим, что аналитический метод решения нелинейного уравнения (1) крайне затруднителен, поскольку требует аналитического представления зависимости δ от времени. Проблема упрощается, если ход якоря в процессе движения определять косвенным экспериментальным методом и вводить его в уравнение.

При снятии динамических характеристик с помощью АРМ-РТУ-Р используется устройство [8] и способы [3; 4], предложенные и реализованные в нем.

Общий вид устройства для контроля параметров электромагнитного реле представлен на рис. 1. Устройство подключается к компьютеру

и может работать как со специальным программным обеспечением, так и в режиме ручного управления.

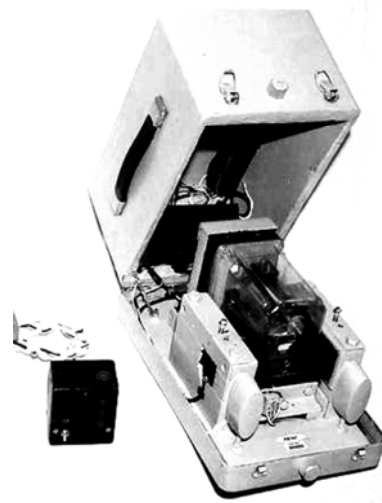


Рис. 1. Устройство для контроля параметров электромагнитного реле

На рис. 2 представлены экспериментально полученные параллельные во времени динамические характеристики для реле НМШ2-900:

- а) изменения величины физического зазора;
- б) изменения амплитуды и частоты акустических шумов, возникающих при работе реле;
- в) изменения амплитуды тока в обмотке реле;
- г) изменения амплитуды напряжения на подвижных группах контактов;
- д) изменение величины контактного сопротивления.

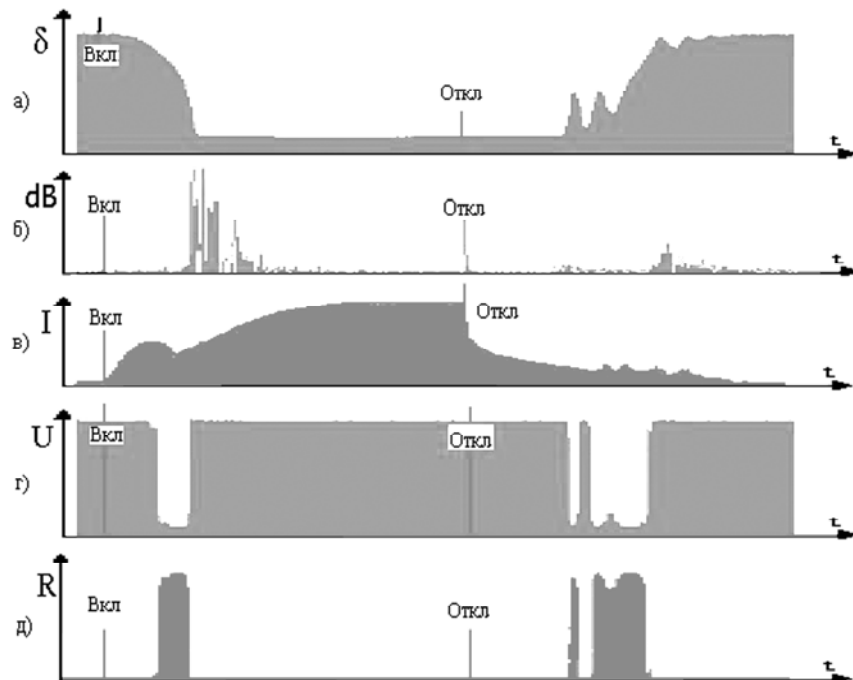


Рис. 2. Экспериментально полученные динамические характеристики процесса работы реле НМШ2-900

Снятые параллельно во времени динамические характеристики реле содержат в себе изменения любого механического или электрического параметра в сопоставлении с процессами, происходящими в данный момент времени работы реле. Сопоставление полученных таким образом совокупностей динамических характеристик дает возможность осуществления более глубокой диагностики работоспособности реле. А экспериментально полученные из динамических характеристик данные могут быть использованы для решения аналитических уравнений, определяющих параметры реле.

На рис. 3 представлена сравнительная динамика изменения величины физического зазора в процессе притяжения и отпадания якоря для разных типов реле. Различная динамика изменения величины физического зазора также характерна для исправного и для неисправного электромагнитного реле. Так, при многократном повторении и регистрации динамики процессов, происходящих при включении и от-

ключении реле (притяжении и отпадании якоря), для одного типа реле, с последующим сравнением снятых динамических характеристик между собой, можно судить об их аутентичности первоначально зарегистрированным и о стабильной (нормальной) работе реле.

Экспериментально полученная характеристика изменения величины воздушного зазора (см. рис. 2, а, рис. 3) полностью подтверждает теорию переходных процессов в электромагнитном реле. Результаты дают наглядную картину движения якоря реле в совокупности с сопровождающими процесс акустическими шумами (см. рис. 2, б) и одновременно снятыми электрическими характеристиками с обмотки (см. рис. 2, в) и с контактных групп реле (см. рис. 2, г, д).

Механические процессы, происходящие при работе реле, сопровождаются акустическими колебаниями (шумами). Эти колебания имеют определенную структуру и форму для разных типов (см. рис. 2, б), а также для исправного и для неисправного электромагнитного реле.

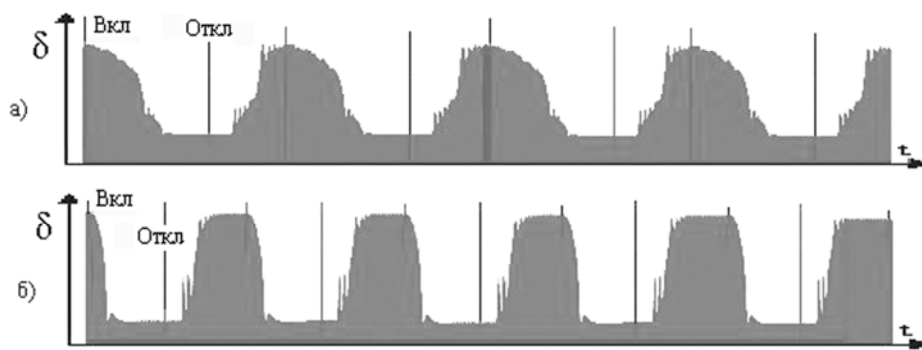


Рис. 3. Динамика изменения величины физического зазора в процессе притяжения и отпадания якоря для разных типов реле:
а – для реле НМШ-М; б – для реле НМШ2-900

Все динамические характеристики, представленные выше, получены с помощью устройства для контроля параметров электромагнитного реле, подключенного к компьютеру, и работающих совместно со специальным программным обеспечением.

Использование этого устройства с соответствующим программным обеспечением предоставляет возможность, не снимая кожуха, получить акустическую и механическую (оптическую) диаграмму работы реле, а также соответствующие им во времени электрические характеристики работы реле, снять электрические параметры, автоматически проанализировать полученные данные и вычислить механические параметры реле. Кроме того, использование устройства открывает возможности для более глубокой диагностики реле, в частности, делать выводы о состоянии поверхностей контактных

групп, а в итоге об общей работоспособности реле и об оптимальном периоде последующих проверок.

В перспективе, по динамике переходных процессов, полученных экспериментально через определенные промежутки времени, можно судить о возможных отклонениях в нормальной работе электромагнитного реле, прогнозировать его наработку до отказа.

Предложенный метод компьютерного контроля работоспособности электромагнитного реле путем параллельной регистрации динамики изменения параметрических характеристик реле в совокупности с динамическими характеристиками изменения величины физического зазора, а также с сопровождающими процесс акустическими колебаниями создает возможности для тестового контроля работоспособности реле.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Разгонов А. П. Стенд для автоматизированной проверки параметров реле // Автоматика, телемеханика и связь. 1991. – № 2. – С. 41–43.
2. Гаврилюк В. И. Автоматизированное измерение механических параметров реле железнодорожной автоматики / В. И. Гаврилюк, В. И. Профатилов // Сборник научных трудов ДИИТа. 2001. – № 7. – С. 23–25.
3. Разгонов А. П. Спосіб визначення механічних параметрів електромагнітного реле / А. П. Разгонов, А. В. Андреевских, Б. М. Бондаренко, Д. А. Безрукавый // Декларационный патент на полезную модель №11888. – Бюллетень № 1. 2006.
4. Разгонов А. П. Спосіб діагностики роботи контактних груп багатоконтактного реле / А. П. Разгонов, А. В. Андреевских, Б. М. Бондаренко, Д. А. Безрукавый // Декларационный патент на полезную модель № 11179. – Бюллетень № 12. – 2005.
5. Разгонов А. П. Выбор допусков // Автоматика, телемеханика и связь. 1988. – № 6. – С. 38–39.
6. Андреевских А. В. Оптимизация контроля механических параметров электромагнитных реле // Автоматика, информатика и связь. 2003. – № 1. – С. 63.
7. Витенберг М. И. Расчет электромагнитных реле. – Л.: Госэнергиздат. – 1975.
8. Разгонов А. П. Пристрій для вимірювання механічних параметрів електромагнітного реле. / А. П. Разгонов, А. В. Андреевских, Б. М. Бондаренко, Д. А. Безрукавый // Декларационный патент на полезную модель № 7850. – Бюллетень № 7. – 2005.

Поступила в редколлегию 25.07.2006.

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ КОЛІЙНИХ ПРИСТРОЇВ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЦЕНТРАЛІЗАЦІЇ

Проведено аналіз основних експлуатаційних факторів, які необхідно враховувати для раціонального вибору параметрів та побудові алгоритмів контролю і діагностування пристроїв електричної централізації.

Проведен анализ основных эксплуатационных факторов, которые необходимо учитывать для рационального выбора параметров и построения алгоритмов контроля и диагностирования устройств электрической централизации.

Analysis of main exploitation factors which are necessary for rational choosing of the parameters and development control and diagnostic algorithm for electric centralization devices are provided.

Вступ

Електрична централізація стрілок та сигналів, що використовується на залізницях України для управління рухом поїздів є складною територіально розгалуженою системою, від роботи якої залежить безпека і ефективність роботи залізничного транспорту [1]. Значна кількість систем електричної централізації (ЕЦ) на залізницях України працюють більше 25 років, в тому числі є системи, що використовуються сорок і більше років. У процесі експлуатації пристрої ЕЦ підлягають періодичній перевірці та обслуговуванню згідно з інструкцією та технологічними картами [2–4]. Підвищити експлуатаційну надійність та зменшити час відновлення пристроїв ЕЦ можливо за рахунок своєчасного виявлення відхилень їх параметрів від нормативних значень шляхом організації безперервного контролю [3; 4]. Типові рішення ЕЦ передбачають безперервний контроль стану рейкових кіл, положення стрілок, справності світлофорних ламп, запобіжників. Використання сучасних комп'ютерних технологій дозволяє розробити автоматизовану систему безперервного контролю [2; 3].

У [5–7] описані системи технічного діагностування ЕЦ великих та малих станцій. Запропоновано такий набір параметрів для контролю та діагностування систем ЕЦ: значення напруги на лампах світлофорів (вхідних, станційних), на акумуляторній батареї (станційній при максимальному навантаженні, робочій, резервній, батареї вхідного світлофора), на колійних реле, напруги основного джерела живлення ПХ–ОХ, перетворювача частоти ПЧ 25/50 БПШ, резервного джерела живлення, ізоляції монтажу і кабелю, зсув фаз між напругою на колійній і місцевій об-

мотках реле ДСШ, тягове зусилля на секторі реле ДСШ, ємності конденсаторів, час спрацьовування стабілітронного блока, час перекриття вхідного світлофора, час перекриття поїзних і маневрових сигналів, час та струм переводу стрілки, роботу схеми зміни напрямку та ін. Але такий вибір не є науково обґрунтованим і не дозволяє контролювати деякі важливі параметри, зокрема, діагностувати колійні пристрої централізації. Через складність системи ЕЦ постає задача раціонального вибору параметрів та алгоритмів контролю та діагностування.

Відповідно до вищесказаного метою роботи є проведення аналізу основних експлуатаційних факторів, що необхідно враховувати для раціонального вибору параметрів та побудові алгоритмів контролю та діагностування пристроїв електричної централізації.

Перелік факторів, які впливають на вибір параметрів діагностування

Для побудови раціонального вибору контрольованих параметрів і розробка оптимального алгоритму діагностування необхідно враховувати такі фактори:

- а) інтенсивність відмов;
- б) ступінь значущості контрольованого параметра (відповідно до наслідків, що можуть виникнути у разі відмови, а саме – короткочасний збій, затримка в поїзній роботі або виникнення небезпечної ситуації);
- в) затримки потягів;
- г) час пошуку і усунення несправності;
- д) можливість контролю по непрямым вимірюваннях;
- е) витрати часу на перевірку і обслуговування.

Аналіз причин відмов пристроїв ЕЦ

В основу аналізу взято статистику відмов пристроїв ЕЦ за даними «Укрзалізниці» за період 1998–2003 рр. Відносну долю відмов для основних пристроїв наведено на рис. 1.

З рис. 1 видно, що найменш надійні елементи – це рейкові кола. На них припадало в 1998 р. – 34,64 %, в 1999 р. – 37,98 %, в 2000 р. – 28,05 %, в 2001 р. – 24,27 %, в 2002 р. – 25,25 % всіх відмов електричної централізації (рис 2).

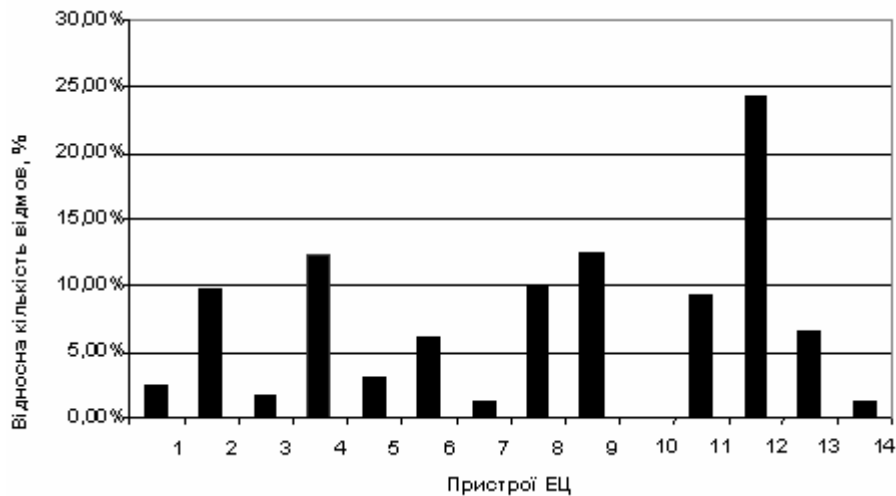


Рис. 1. Відносна кількість відмов пристроїв ЕЦ:

1 – пульти, табло, апарати керування; 2 – релейні шафи, стативи;
3 – щитові електроживлячі установки; 4 – релейна і безконтактна апаратура; 5 – трансформатори, перетворювачі, випрямлячі, електричні машини; 6 – елементи захисту; 7 – акумулятори і первинні елементи; 8 – сигнали;
9 – електроприводи; 10 – повітряні лінії; 11 – кабельні лінії; 12 – рейкові кола; 13 – невстановлені об'єкти; 14 – інші

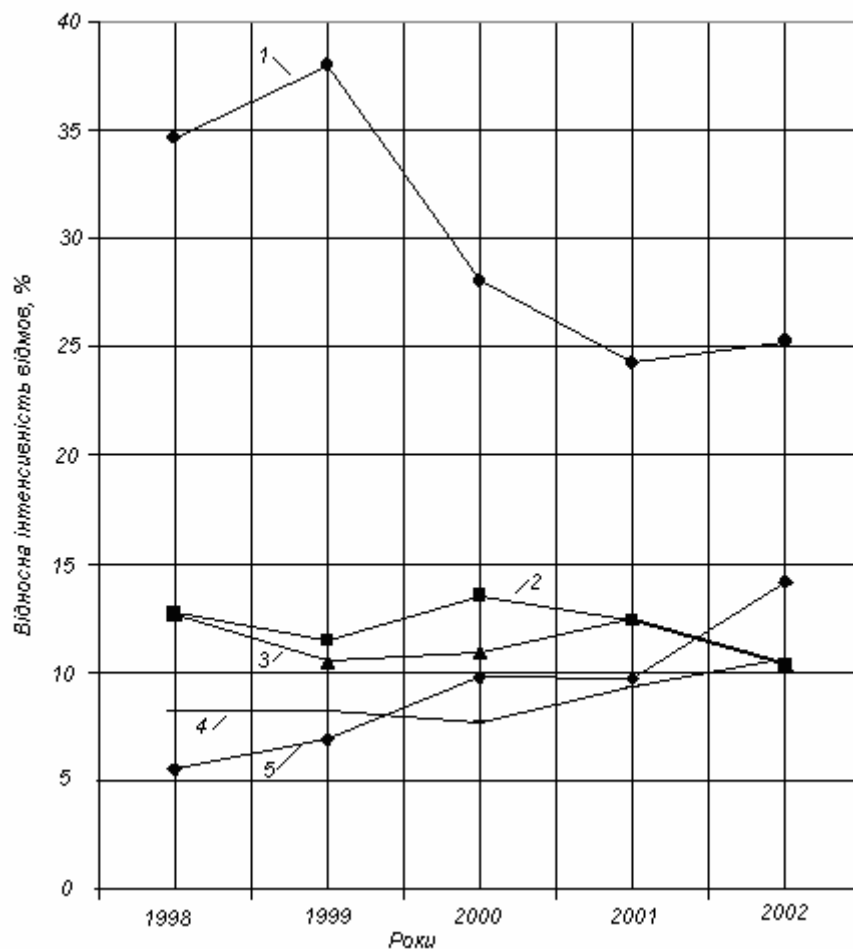


Рис. 2. Відносна кількість відмов пристроїв електричної централізації за період з 1998–2002 рр.

Таким чином, простежується стійка тенденція до зменшення кількості відмов рейкових кіл за останні 5 років на залізницях України. Це пов'язане з тим, що практично всі головні шляхи станцій перебудовані на залізобетонне полотно, широко почали використовуватися ізолюючі стики з бічними накладками з ізоляційного матеріалу (що є більш надійними в порівнянні з набірними ізолюючими стиками), підсилюється контроль за станом рейкових кіл на ділянках швидкісного руху, де напруга на колійних реле перевіряється щодня.

На другому місці по інтенсивності відмов перебувають стрілкові приводи й релейна й безконтактна апаратура. На відмови релейної і безконтактної апаратури припадало у 1998 р. – 12,74 %, 1999 р. – 11,45 %, 2000 р. – 13,49 %, 2001 р. – 12,38 %, а у 2002 р. – 10,36 %. Як видно з цих даних, відмови релейної і безконтактної апаратури становлять у середньому понад 12 % і тенденція до змін кількості відмов практично не спостерігається, за винятком 2002 р, що пов'язано з підвищенням вимог апаратів у зв'язку із впровадженням ділянок зі швидкісним рухом поїздів. Інтенсивність відмов стрілкових приводів в 1998р склала 12,69 %, в 1999 р. – 10,52 %, в 2000 р. – 10,93 %, в 2001 р. – 12,47 %, а в 2002 р. – 10,41 %. Із цих даних видно, що інтенсивність відмов стрілкових приводів становить 10 – 12 % від кількості всіх відмов пристроїв ЕЦ і не має явної тенденції до зменшення.

На відмови кабельних мереж припадала кількість відмов: в 1998 р. – 8,21 %, в 1999 р. – 7,77 %, в 2000 р. – 7,69 %, в 2001 р. – 9,32 %, і в 2002 р. – 10,61 %. Видно, що кількість відмов кабелів збільшується. Інтенсивність відмов у релейних шаф і стативів в 1998 р склала 5,53 %, в 1999 р – 6,895 %, в 2000 р – 9,77 %, в 2001 р – 9,7 %, і в 2002 р – 14,15 %. Відсоток відмов інших пристроїв ЕЦ досить малий і їхнє діагностування й контроль не раціональні.

Аналіз інтенсивності відмов стрілкового електропривода

Одним з елементів колійних пристроїв системи ЕЦ, який вимагає обов'язкового діагнозу, є стрілковий електропривод. Зі всіх відмов станційного обладнання ЕЦ на стрілковий електроприводи припадає близько 20,41 %, за період в 5 років за даними Укрзалізниці кількість відмов практично залишається не змінною (рис. 2). У свою чергу відмови електродвигуна в приводі складають 19...25 %. Більший відсоток відмов в стрілковому приводі (СП) припадає тільки на автоперемикач, який на відміну від електродвигуна повною мірою перевіряється під час внутрішнього огляду СП, який провадиться за графіком електромеханіком.

Зараз, при технологічному обслуговуванні електропривода, один раз в чотири тижні електромеханік спільно з електромонтером роблять внутрішню перевірку електропривода з переводом стрілки (технологічна карта № 14).

Ступінь значущості контрольованого параметра

Важливість контролю та діагностики даного елемента ЕЦ визначається тим, що при виході з ладу елемента електропривода відбувається відмова всього стрілкового переводу, а це у свою чергу призводить до того, що частина системи ЕЦ виходить з ладу (залежно від важливості стрілки і положення на станції, з роботи може вимкнутися як одне РК, так і значна частина горловини станції). У разі виникнення відмови, всі маршрути до складу яких входить стрілка, що відмовила, не можуть використовуватися в роботі (якщо стрілка не дає контролю), чи використовується лише частина маршрутів, які проходять через дану стрілку (стрілка дає контроль але не переводиться).

У разі виходу з ладу електропривода можливі два типи пошкоджень: стрілка не переводиться і не дає контролю (не зафіксована в одному з крайніх положень), або стрілка не переводиться, але дає контроль. Перший тип відмов більш небезпечний, оскільки виключає будь-які пересування по маршрутах, в які входить даний стрілковий перевід.

Затримки потягів із за відмов стрілок

Затримки в поїздній роботі у зв'язку з виходом з ладу стрілкових електроприводів, складають 18,1 хвилин (табл. 1), що є найбільшим часом затримки серед всіх параметрів ЕЦ. Це пов'язано з тим, що при виході з ладу стрілкового переводу потяг не може його прослідкувати навіть за наказом, а відновлення роботи переводу займає багато часу.

Час пошуку і усунення несправності

Це середня тривалість відмови (табл. 1) складає 32,3 мін. Цей час є досить значним і вимагає зменшення, яке можливе при діагностиці та контролі електропривода.

Можливість контролю по непрямих вимірюваннях

Деякі елементи ми частково можемо контролювати за непрямыми даними. Наприклад, по контролю положення вістряків, який здійснюється самою апаратурою ЕЦ, ми можемо визначити, що автоперемикач в електроприводі працює нормально, а також в якому положенні знаходяться контактні ножі автоперемикача.

Витрати часу на перевірку і обслуговування

В електроприводах ці витрати дуже значні (робота по тех. картах 13, 14, 15, 16). Причому слід зазначити, що час затрачуваний на перевірку електроприводів, при упровадженні системи діагностики і контролю, істотно скоротиться, а час затрачуваний на обслуговування електроприводів залишиться практично незмінним. Проте витрати часу на перевірку, значно перевершують час затрачуваний на обслуговування, і відповідно при упровадженні системи діагностики загальні витрати часу істотно зменшаться.

Параметри які необхідно контролювати в стрілковому переводі

Для того, щоб мати повну картину стану електропривода (а частково і стрілкового переводу) необхідно контролювати такі параметри:

1. Порушення роботи електродвигуна. Інтенсивність відмов даного параметра 24...30 %. Періодичність перевірки споживання струму проводиться один раз в чотири тижні, перевірка напруги – один раз в рік

2. Порушення контакту в автоперемикачі. На цю відмову припадає 45...62 % відмов всього електропривода. Автоперемикач є найменш надійним елементом електроприводу, отже вимагає обов'язкової діагностики і контролю. Перевірка стану – проводиться один раз у чотири тижні.

3. Справність і точність роботи стрілкових блоків.

4. Контроль постійної і змінної складової в двохпровідній схемі стрілки.

5. Заклинювання шибера, несправність стрілкового переводу попадання сторонніх предметів між рамною рейкою і вістряком стрілки. Дані параметри можна контролювати тільки непрямым шляхом.

Таблиця 1

Затримки потягів у зв'язку з відмовами пристроїв ЕЦ

Параметр	Значення параметрів для об'єктів						
	Світло-фори	Електроприводи	Рейкові кола	Постові пристрої	Джерела живлення	Маневрові колонки	Кабельні лінії
Середня тривалість затримки одного потяга, хв	9,7	18,1	11,6	12,5	9,9	21	13,2
Середня тривалість затримки одного потяга на одну відмову, хв	6,21	11,95	4,99	4,25	8,6	22,26	12,8
Кількість затриманих потягів, середнє значення на одну відмову	0,64	0,66	0,43	0,34	0,87	1,06	0,97
Кількість затриманих потягів на тисячу маршрутів	0,08	0,09	0,1	0,015	0,02	0,015	0,03
Середня тривалість відмов, хв	28,1	32,3	30,8	21,1	23,2	70,6	67,9

Висновки

Проведено аналіз основних експлуатаційних факторів, що необхідно враховувати для раціонального вибору параметрів та побудови алгоритмів контролю та діагностування пристроїв електричної централізації. На основі аналізу наведений перелік факторів, які слід враховувати під час вибору параметрів діагностування. Наведений список параметрів, які необхідно контролювати для повного кон-

тролю стану стрілкового привода та його діагностування.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Сапожников В. В. Станционные системы автоматики и телемеханики: Учеб. для вузов ж.-д. трансп. / В. В. Сапожников, Б. Н. Елкин, И. М. Кокурин и др. – М.: Транспорт, 1997. – 432 с.
2. Инструкция ЦШ.
3. Перникис Б. Д. Предупреждение и устранение неисправностей в устройствах СЦБ. / Б. Д.

- Перникис, Р. Ш. Ягудин. – М.: Транспорт, 1984. – 224 с.
4. Дмитренко И. Е. Измерения и диагностирование в системах железнодорожной автоматики, телемеханики и связи / И. Е. Дмитренко, В. В. Сапожников, Д. В. Дьяков – М.: Транспорт, 1994. – 263 с.
 5. Кораблев Е. А. /Система технической диагностики ЭЦ крупной станции. / Е. А. Кораблев, В. И. Антипов, В. К. Донцов // Автоматика, связь, информатика, 2000. – № 1. – С. 21–25.
 6. Кораблев Е. А. Некоторые вопросы разработки систем технической диагностики ЭЦ малых станций / Е. А. Кораблев, В. К. Донцов // Современные системы разработки систем технической диагностики ЭЦ малых станций. Екатеринбург, 2000. – Вып. 16(98), – С. 46–51.
 7. Пальчик Л. В. / Л. В. Пальчик, Д. В. Швалов // Автоматика, связь, информатика, 2000. – № 5, – С. 36–37.

Надійшла до редколегії 11.12.2006.

В. И. ПАРФЕНОВ, А. П. РАЗГОНОВ (ДИИТ), М. А. КОВРИГИН (Приднепровская ж. д.)

АНАЛИЗ ДЕФЕКТОВ И ВОЗМОЖНОСТИ ДИАГНОСТИКИ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ

Проведено аналіз електричних та механічних дефектів стрілочних електроприводів. Визначено, що за рахунок механічних дефектів виходить з ладу протягом року кожна шоста стрілка на станції та кожна друга на сортувальній горці. Запропоновано способи та технічні засоби дистанційного безперервного діагностування стрілочних переводів.

Проведен анализ электрических и механических дефектов стрелочных электроприводов. Установлено, что из-за механических дефектов в течение года выходит из строя каждая шестая стрелка на станции и каждая вторая стрелка на сортировочной горке. Предложены способы и технические средства дистанционной непрерывной диагностики стрелочных переводов.

The paper provides analysis of electric and mechanical defects of railway switching points. It has been established that mechanical defects cause failure of each sixth switching point at a station and each second at a marshalling hump during a year. Ways and means of remote continuous diagnostics of switching points have been offered.

Надежность станционных и горочных систем железнодорожной автоматики во многом зависит от надежности стрелочных переводов. В тоже время стрелочные переводы эксплуатируются в сложных условиях, что обуславливает появление различных дефектов. Такие дефекты условно можно разделить на два вида: механические и электрические. К первому виду относят дефекты, связанные с выкрашиванием металла головки остряка или шейки рамного рельса [1]. Кроме того, проявляются дефекты составных элементов стрелочных гарнитур. Это деформации контрольных и рабочих тяг, уменьшение из-за износа толщины прокладок между серьгой рабочей тяги и остряком, люфтовые выработки отверстий серьги в местах соединений контрольных тяг и другие. В связи с повышением скоростей поездов актуальное значение приобретает разработка средств технической диагностики переводов, обеспечивающих, что особенно важно, постоянный контроль зазора между остряком и рамным рельсом (2...4 мм).

Дефекты второго вида связаны с отказами стрелочных электроприводов по причине потери контакта в автопереключателях, неисправности щеточно-коллекторных узлов электродвигателя и выхода из строя блока выпрямительного стрелочного (БВС) и др. Все дефекты ведут к нарушению нормальной работы стрелочных переводов и, как следствие, срыву графика движения поездов.

Существующие профилактические методы диагностики дефектных состояний стрелочных переводов не в полной мере обеспечивают требования эксплуатации систем централизации. Проведенный авторами статистический анализ дефектов магистральных стрелочных переводов отражает состояние проблемы некоторых круп-

ных станций и сортировочных горок Приднепровской ж. д. Оказалось, что при суточной пропускной способности 90-100 пар поездов средняя частота переводов стрелки ЭЦ составила 120, а на сортировочных горках – 350 переключений при перерабатывающей способности 4 500 вагонов. Характер и количество отказов первого вида за один год эксплуатации стрелочных переводов приведены в табл. 1, а второго – в табл. 2.

Таблица 1

Отказы стрелочных переводов из-за механических дефектов

Причина отказа	Количество отказов в системах, шт.	
	ЭЦ	ГАЦ
Упорные болты упираются в остряк	1	–
Отбой рамного рельса	–	1
Искривление остряка	1	1
Угон остряка	4	–
Накат металла головки рамного рельса	19	4
Уширение и сужение колеи у остряков стрелки	11	5
Чрезмерная затяжка корневых болтов	5	2
Загрязнение (отсутствие) смазки башмаков стрелки	10	2
Загрязнение стрелки	28	9
Напрессовка снега или грязи между остряком и рамным рельсом или в корневом креплении	46	8

Таблица 2

**Отказы стрелочных переводов
из-за электрических дефектов**

Причина отказа	Количество отказов в системах, шт.	
	ЭЦ	ГАЦ
Слабое или (слишком сильное) ненормированное нажатие щеток коллектора	– 3	– 1
Медленный переброс ножей (наличие усталости пружин автопереключателя)	– 7	– 2
Заклинивание шибера	8	1
Нестабильная работа фрикции	9	6
Излом колодок автопереключателя	18	–
Обрыв секций якорной обмотки или обмотки возбуждения	38	5
Потеря контроля положения стрелки под поездом (плохая регулировка контрольных тяг)	20	4

Анализ также показал, что по механическим дефектам в течение года выходит из строя каждая шестая станционная стрелка, а на горке – практически каждая вторая; наибольшее количество отказов в системах ЭЦ и ГАЦ происходит по причине загрязнения и напессовки снега; наката на рамном рельсе, причем на горочных переводах этот отказ проявляется в три раза интенсивнее. Число электрических дефектов горочных стрелок в 3–4 раза выше магистральных. В системах ЭЦ в среднем за год выходит из строя примерно каждый восьмой электропривод, в ГАЦ – каждый третий.

Учитывая результаты анализа, были разработаны и предложены способы и технические средства дистанционной непрерывной диагностики стрелочных переводов, в частности, способ диагностики переводов, позволяющий практически с высокой достоверностью выявлять следующие дефекты:

- люфт якорных подшипников и шарикоподшипников в подшипниковом узле;
- загрязнение или отсутствие смазки башмаков стрелки [2].

Это достигается тем, что при использовании упомянутого способа средствами технической диагностики получают в аналоговой форме ток, потребляемый электродвигателем, затем с помощью компьютера проводят дискретный спектральный анализ тока с применением алгоритма быстрого преобразования Фурье (БПФ).

Алгоритм вычисления БПФ реализован в известных прикладных математических пакетах (например, Maple или MathCAD). Появление в спектре гармоник в диапазоне 10...150 Гц с изменяющейся амплитудой свидетельствует о наличии люфтов якорных шарикоподшипников и подшипников узла. Загрязнение (отсутствие) смазки башмаков стрелки, пружинность остриек проявляются при скачкообразном изменении скоростной частоты. Скоростная частота возникает в результате одновременного закорачивания пластин коллектора щеткой в процессе вращения якоря, что вызывает изменение электрических параметров в параллельных ветвях обмотки якоря, а также является причиной возникновения частоты, пропорциональной скорости вращения последнего.

Предложен также способ диагностики электрических дефектов стрелочных электроприводов с двигателями постоянного тока [3]. Способ позволяет выявлять такие дефекты:

- обрывы и короткое замыкание секции якоря;
- распайка (обрыв) и короткое замыкание пластин коллектора;
- люфт и количество дефектных щеток электродвигателя;
- дефекты пусковой аппаратуры;
- снижение уровня изоляции и сопротивления жил питающего кабеля.

При выявлении вышеперечисленных дефектов проводят анализ спектра кривой тока. При появлении в спектре определенных гармоник по их характеристикам делают выводы о неисправностях электрических параметров двигателя. Так, люфт щетки фиксируется по появлению в спектре гармоники скоростной частоты, а количество дефектных щеток определяется числом этих гармоник. Повреждения в обмотках (КЗ) якоря сопровождаются появлением в спектре гармоники кратной скоростной частоты. Обрывы в обмотке якоря вызывают скачкообразное изменение амплитуд гармоник.

Был также проведен сравнительный анализ эксплуатируемых устройств и систем для контроля положения остряка стрелочного перевода, который показал, что наиболее эффективной является автоматическая система бесконтактного контроля положения остряков типа «АБАКС» [4]. К недостаткам этой системы следует отнести сложность и отсутствие в ней контроля дефектов стрелочных гарнитур. Кафедрой АТС ДИИТа разработано устройство контроля положения остряков стрелочного пе-

ревода, позволяющее выявлять упомянутые выше дефекты гарнитур как в стационарном, так и в динамическом режимах работы стрелки [5]. Это достигается тем, что устройство своим контрольным штоком через отверстие в рамном рельсе постоянно подпирает остяк стрелочного перевода при помощи пружинного демпфера, который поглощает дефекты стрелочной гарнитуры. Кроме того, устройство технической диагностики в постоянном режиме производит передачу информации о контролируемых параметрах электропривода по существующей линии контроля и управления автономно или по отдельной линии, путем преобразования сигнала от датчика линейных перемещений остяка в цифровой код с последующим его декодированием и выдачей оператору количественной и качественной информации [6].

Предложенные способы и технические средства дистанционного непрерывного контроля стрелочных переводов позволят повысить надежность станционных и горочных систем железнодорожной автоматики, а также повысить безопасность движения поездов за счет своевременного обнаружения возникающих неисправностей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Классификация и каталог дефектов и повреждений элементов электрических переводов железных дорог Украины. – Д.: Арт-Прес, 2000. – 148 с.
2. Парфенов В. И., Руденко А. Б. Способ дистанционной диагностики состояния механической части стрелочного перевода с электроприводом постоянного тока. Д.П.Украины № 8573, В 61L 7/08, опубл. 15.08.2005, бюл. № 8.
3. Парфенов В. И., Руденко А. Б. Способ дистанционного определения дефектов электрических составляющих электродвигателя постоянного тока стрелочного перевода Д.П. Украины № 8530, В 61L 7/08, опубл. 15.08.2005, бюл. № 8.
4. Пусвацет Ю. Ю. Аппаратура бесконтактного автоматического контроля стрелки АБАКС // Автоматика, связь, информатика. – 2002. – № 4. – С. 15–16.
5. Барденштейн И. И. Устройство для контроля положения остяка стрелочного перевода / И. И. Барденштейн, А. Е. Зиненко, В. И. Парфенов, И. В. Ельперин. Д.П. Украины № 61264А, В61L 5/06, опубл. 17.11.2003, бюл. № 11.
6. Анищенко В. М., Парфенов В. И. Устройство для дистанционной индикации расстояния между остяком и рамным рельсом стрелочного перевода. Д.П. Украины № 69811, 61L 7/08, опубл. 15.09.2004, бюл. № 9.

Поступила в редколлегию 23.11.2006.

Д. С. БІЛУХІН (ДПТ)

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ РЕГУЛЯТОРІВ НАПРУГИ ВІТЧИЗНЯНОГО ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

Розглянуто основні генератори постійного струму кіл керування електрорухомого складу. Виконано аналіз регуляторів напруги. Вказана необхідність модернізації регуляторів напруги електрорухомого складу постійного струму.

Рассмотрены основные генераторы постоянного тока цепей управления электроподвижного состава. Выполнен анализ регуляторов напряжения. Показана необходимость модернизации регуляторов напряжения электроподвижного состава постоянного тока.

The article describes main types of d.c. generators of controlling circuits of electric rolling stock, provides analysis of voltage regulators and substantiates the need of improvement of voltage generators used in d.c. electric rolling stock.

На діючому електрорухомому складі залізниць України, який знаходиться в цей час в експлуатації як постійного струму 3 000 В, так і змінного струму 25 кВ кола керування живляться постійним струмом напруги 50...110 В від генераторів керування або статичних перетворювачів, які резервуються акумуляторною батареєю.

На електрорухомому складі змінного струму генератори керування витиснуті статичними перетворювачами давно. Нові електровози й електропоїзди припускають широке впровадження статичних перетворювачів для керування допоміжним, тяговим електроприводом та одержання енергії для кіл керування. Однак випуск нових локомотивів поки малий.

Основну масу рухомого складу залізниць України постійного струму становлять: електровози ВЛ8, ВЛ10; електропоїзда ЕР1, ЕР2, у яких джерелом енергії кіл керування є генератори постійного струму напругою 50 В. Напруга, яку вироблюють генератори, нестабільна. Для стабілізації напруги використовуються різні регулятори напруги на клеммах генераторів, які вимагають заміни через низькі експлуатаційні показники і моральний знос.

Для створення нових регуляторів виникає завдання в проведенні аналізу основних параметрів застосовуваних генераторів постійного струму, існуючих регуляторів напруги, схем включення в кола керування, переваг та недоліків.

Генератор керування ДК-405К установлений на електровозах ВЛ8, ВЛ10 і ВЛ10У (випущених до жовтня 1976 р.) [1; 2]. Генератор виконаний чотириполюсним без додаткових

полюсів з паралельним збудженням. Якір генератора насаджений на циліндричний кінець вала двигуна НБ-430А (ВЛ8) або ТЛ-110М (ВЛ10 і ВЛ10У), який є приводом відцентрового вентилятора. Привод має низьку та високу швидкості обертання. На електровозах установлено по два генератори керування. При високій швидкості вентиляторів обидва генератори забезпечують напругу 50 В, у роботі перебуває один з генераторів. У разі низької швидкості вентиляторів якора генераторів керування включені послідовно. При цьому сумарна напруга забезпечує живлення кіл керування.

Генератори НБ-110 установлювалися на електровозах ВЛ10 і ВЛ10У з жовтня 1976 р. Приводом також може бути електродвигун ТЛ-110М.

Генератори ДК-604К на електропоїздах ЕР2 [3]. Для привода генератора керування застосовується двоколекторний двигун паралельного збудження, що одночасно використовується як подільник напруги (динамотор) ДК-604В для живлення двигуна компресора напругою 1 500 В. Привод є одношвидкісним.

У таблиці наведені основні технічні дані зазначених генераторів керування.

Всі зазначені генератори керування мають паралельне збудження. Підтримка постійної напруги на затискачах генераторів керування пов'язана зі зміною в широких межах струму збудження, для чого використовуються різні регулятори напруги, які знаходяться у складі панелей керування джерелами живлення кіл керування.

Параметр	Тип генератора		
	ДК-405К	НБ-110	ДК-604К
Потужність, кВт	4,5	8	10
Напруга, В	50	64	50
Струм якоря, А	90	125	200
Швидкість обертання, об/хв	990 (875 для ВЛ8)	990	1000
Опір обмотки якоря при 20 °С, Ом	0,0226	0,0222	0,019
Опір обмотки збудження при 20 °С, Ом	5,85	6,01	4,5...5...5,1
Режим роботи	тривалий		

На електровозі ВЛ8 застосована панель керування ПУ-3Г [1], яка призначена для забезпечення спільної роботи генератора керування, акумуляторної батареї і надійного живлення кіл керування. Одним з основних вузлів панелі керування є регулятор напруги типу СРН-7У-3, призначений для підтримки постійної напруги на затискачах генератора керування.

Даний регулятор напруги відноситься до класу вібраційних регуляторів [4]. Як виконавчий елемент застосовані змінні вугільні контакти, які впливають на контур струму обмотки збудження.

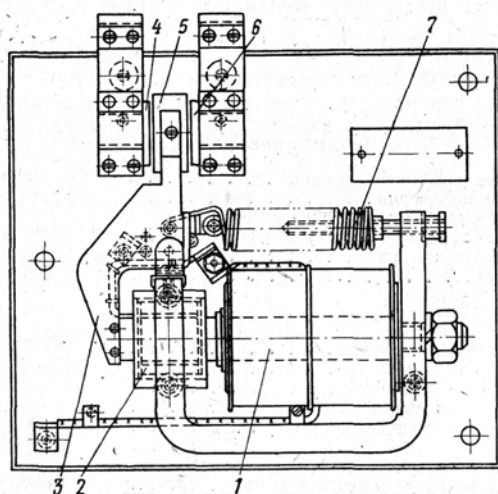


Рис. 1 Регулятор напруги СРН-7У-3:
1 – нерухома котушка; 2 – рухома котушка; 3 – якір;
4 та 6 – нерухомі вугільні контакти; 5 – рухомий вугільний контакт; 7 – регульована пружина

Технічні дані регулятора напруги такі: номінальна напруга – 125 В; напруга уставки – 50 ± 2 В; найбільша допустима напруга контактів – 28 В; найбільший струм контактів – 7 А; сумарний зазор між рухомим і нерухомим контактами – 0,5...1 мм; номінальний струм котушок – 2 А; маса – 5,2 кг.

Регулятор напруги СРН-7У-3 установлений на панелі керування ПУ-014 [3]. Панель керування ПУ-014 установлена на електровозах ВЛ10 до №1860 випуску ТЕВЗ і на ВЛ10У до № 327 випуску НЕВЗ. Відмінною рисою панелі керування ПУ-014 від панелі ПУ-3У є відсутність рубильника посиленого заряду батареї. Причиною є введення розроблювачами в коло живлення після загального вузла джерел енергії F , послідовно з навантаженням, баластового резистора R (рис. 2). Вимірювальна котушка регулятора напруги вмикається після баластового резистора до вузла S , тим самим, стабілізуючи напругу в колах керування 50 ± 2 В. За рахунок спадання напруги на резисторі R реальна напруга на клеммах генератора вище, що дозволяє реалізувати якісний заряд акумуляторної батареї, але викликає втрати енергії в баластовому резисторі R .

Регулятор напруги СРН-8А, установлений на електропоїздах ЕР2 до №1100 [3], має схожу конструкцію та параметри з СРН-7У-3. Регулятор контролює напругу на клеммах генератора. Для створення необхідної зарядної напруги акумуляторної батареї застосовується групове послідовно-паралельне з'єднання банок.

Основні несправності, пов'язані з експлуатацією регулятора напруги СРН-7У-3 у складі панелей керування:

1. Після довгого відстою генератори не дають напруги в результаті відсутності залишкового магнетизму в обмотці збудження. Усувається подачею напруги від плюсового затискача на обмотку збудження до появи напруги на генераторі.

2. Генератор керування дає завищену напругу. Причиною може бути обрив кола в котушці керування або комутуючих резисторах. Усувається або пошуком ушкодження, або перехід на справний регулятор.

3. Блимання ламп, реле зворотного струму (РЗС) працює «дзвінком». Причиною є погана поверхня вугільних контактів, збільшений зазор між ними, вихід з ладу одного з резисторів у колі обмотки збудження. У результаті виникає необхідність у частій заміні вугільних контактів і налаштуванню необхідної напруги стабілізації.

4. Порушення нормальної вібрації рухомого контакту СРН, що викликає періодичні перепади напруги. Причиною є ушкодження ізоляції вивідних кінців котушки рухомого контакту.

5. Частий вихід з ладу реостатів, установлених послідовно з обмоткою збудження, й значні втрати потужності в колах регулятора.

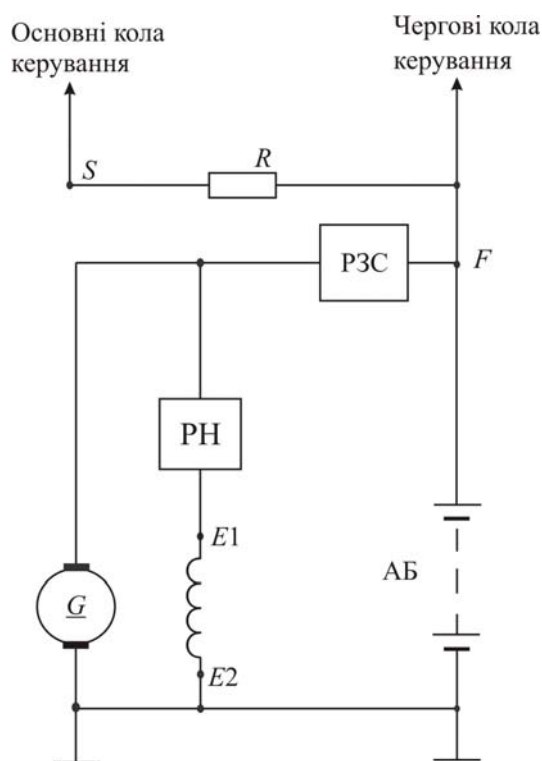


Рис. 2 Спрощена схема включення регуляторів у колах керування

На електровозах ВЛ10 з №1860 випуску ТЕВЗ і ВЛ10У № 327 випуску НЕВЗ установлена панель керування ПУ-037 [2]. Її апарати призначені для підтримки в колах керування електровоза напруги $50 \pm 1,5$ В, забезпечення захисту апаратури від перенапруг у колах керування, здійснення оптимального режиму роботи акумуляторної батареї. У нормальному режимі працює два генератори керування. При цьому один генератор забезпечує енергією кола керування, що дозволяє значно підвищити потужність кіл керування, другий генератор здійснює заряд акумуляторної батареї. Основними блоками в складі панелі керування є два регулятори керування типу БРН-10, реле електро-

не (РЕ) для перемикання режимів роботи акумуляторної батареї, два блоки БЗ-06 для захисту кіл керування від небезпечного підвищення напруги, блок зворотного зв'язку БЗС для контролю режиму заряду акумуляторної батареї. Схемною основою блоків є біполярні транзистори. Основна перевага застосування електронних блоків – можливість легко замінити ушкоджений блок через штепсельні роз'єми.

Основні несправності, пов'язані з експлуатацією панелі керування ПУ-037:

1. Після довгого відстою генератори не дають напруги в результаті відсутності залишкового магнетизму в обмотці збудження. Крім того, цьому перешкоджає не повністю відкритий стан транзистора вихідного каскаду БРН-10. Усувати несправність також як при СРН, подачею напруги від плюсового затискача батареї, неможливо.

2. Ушкодження транзисторів, діодів та ін. у схемах блоків.

3. Застосовано застарілі на даний момент напівпровідникові елементи, яким необхідно підбирати еквіваленти при ремонті блоків.

4. Необхідність індивідуального налаштування кожного електронного блока за допомогою потенціометрів.

5. Реостати в колі обмоток збудження створюють додаткові втрати потужності на регулювання.

На електропоїздах ЕР2, починаючи з № 1101, замість виключеного зі схеми регулятора напруги СРН установлений блок регулювання й захисту (БРЗГ) [3]. Він служить для стабілізації напруги генератора, що працює паралельно з акумуляторною батареєю, обмеження струму заряду батареї та захисту генератора і кіл керування від підвищення напруги.

Технічні дані БРЗГ: номінальна напруга – 50 В; діапазон зміни уставки регулятора – 15...50 В; відхилення регульованої напруги від уставки, не більше – 5 %; номінальний вихідний струм регулятора – 8 А; Межі зміни вихідного струму регулятора – 0,7...15 А; межі зміни вихідної напруги регулятора – 5...48 В; діапазон регулювання уставки захисту – 50...75 В.

Регулятор БРЗГ є подальшим розвитком електронних регуляторів напруги генераторів постійного струму на електрорухомому складі. Усунуто істотний недолік попередніх регуляторів – неможливість збудження генератора через відсутність залишкового магнетизму, тому що даний регулятор одержує живлення від акумуляторної батареї до запуску генератора від чер-

гових кіл керування. Істотним недоліком є наявність у вихідному каскаді схеми регулятора тиристорного ключа, який подає імпульси на обмотку збудження. У результаті схема насичена великою кількістю елементів, для забезпечення роботи силового тиристора.

Висновки

1. Аналіз параметрів розповсюджених на вітчизняному електрорухомому складі генераторів керування показує, що діапазон вихідних потужностей перебуває в межах 4,5...10 кВт при практично близьких значеннях активних опорів обмоток збудження 4,5...6,01 Ом. Це дозволяє застосовувати перетворювач, який впливає на обмотку збудження, з єдиними параметрами виходу.

2. Аналіз схемних рішень включення панелей керування [1–3] показує, що вихід обмоток збудження E_2 (див. рис. 2) у всіх типів генераторів завжди підключений до загального мінуса кіл керування.

3. Всі описані регулятори напруги відносяться до вібраційних регуляторів, що працюють в автоколивальному режимі, але виконані на різній елементній базі.

4. Попередня подача напруги на регулятор напруги від чергових кіл керування, дозволяє виключити залежність генерації напруги на клеммах генератора від наявності залишкового магнетизму.

5. Аналіз параметрів, переваг і недоліків регуляторів, які знаходяться в експлуатації, показує невисокі експлуатаційні якості, надійність і точність регулювання. У випадку впровадження в колах керування нових вузлів і блоків виникає необхідність у застосуванні індивідуальних додаткових стабілізаторів.

6. Регулятори напруги, які розроблюються на напівпровідникових елементах повинні мати у своєму складі вузол захисту від підвищення напруги понад припустимі межі.

7. Вищезазначене, підтверджує необхідність розробки нових регуляторів напруги з урахуванням всіх позитивних моментів уже діючих.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Электровоз ВЛ-8. Руководство по эксплуатации; Под ред. О. А. Кикнадзе. – М.: Транспорт, 1982. – 320 с.
2. Электровозы ВЛ10 и ВЛ10У / Под ред. О. А. Кикнадзе – М.: Транспорт, 1981. – 519 с.
3. Цукало П. В. Электропоезда ЭР2 и ЭР2Р / П. В. Цукало, Н. Г. Ерошкин. – М.: Транспорт, 1986. – 359 с.
4. Автоматизация производства и промышленная электроника. 4 т. Т. 3.; Под. ред. А. И. Берг и В. А. Трапезников, – М.: Советская энциклопедия», 1964. – С. 208–209.

Надійшла до редколегії 11.09.2006.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ РЕКУПЕРАТИВНИМ ГАЛЬМУВАННЯМ ДЛЯ ЕЛЕКТРОВОЗІВ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ ЗІ СТАТИЧНИМИ ПЕРЕТВОРЮВАЧАМИ

Коротко викладено модернізацію функціональної схеми системи автоматичного керування рекупера- тивним гальмуванням для електровозів постійного струму у разі живлення обмоток збудження від статичного збуджувача.

Кратко изложена модернизация функциональной схемы системы автоматического управления рекупера- тивным торможением для электровозов постоянного тока при питании обмоток возбуждения от статическо- го возбудителя.

The article briefly expounds the upgrading of a functional chart of automatic control system of recuperative braking for DC electric locomotives with power supply of excitation windings coming from a static activator.

Для усунення недоліків, властивих існую- чим системам керування [1; 2], розроблено доповнення функціональної схеми системи автоматичного керування рекупера- тивним гальмуванням (САКРГ) для електровозів по- стійного струму із статичними перетворювача- ми (рис. 1).

Пропонована система створена з метою за- безпечувати раціональне, з погляду збільшення енергії повернення, гальмування в місцях, що наперед спланували. У всій решті випадків за- стосовується рекупера- тивне гальмування із зміною гальмівної сили по обмеженнях гальмі- вної характеристики.

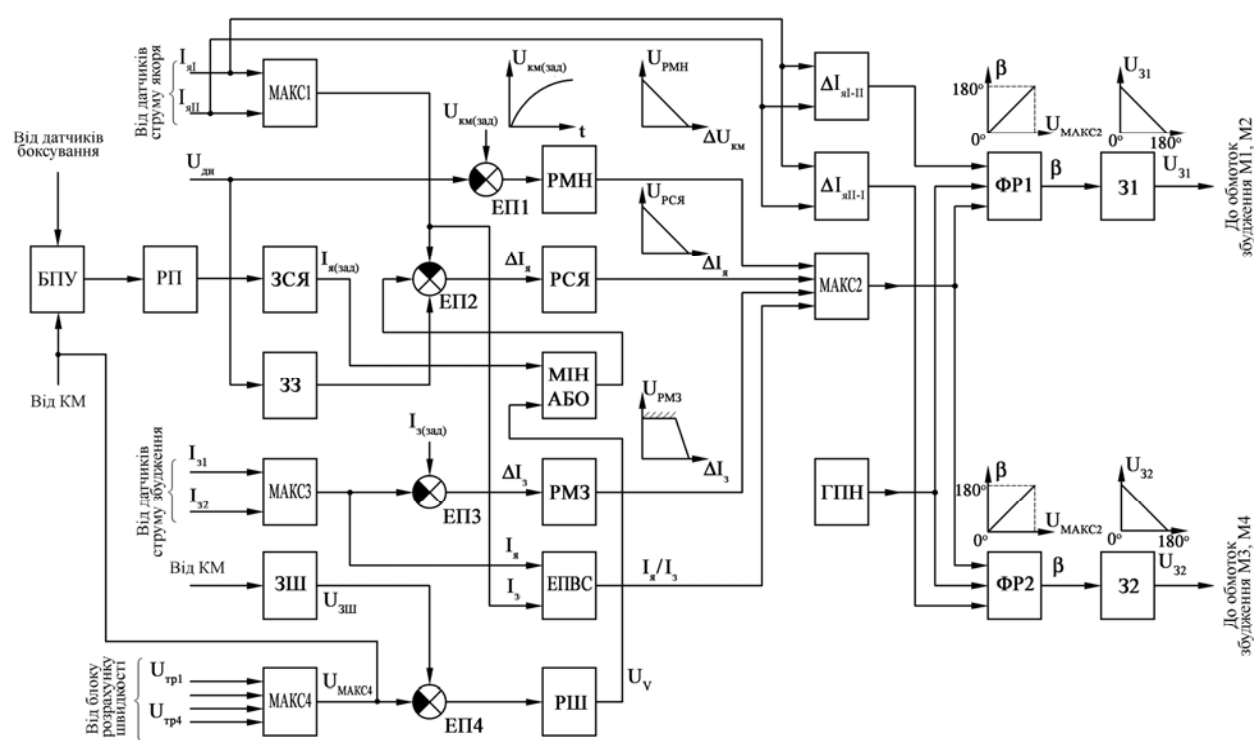


Рис. 1. Функціональна схема САКРГ для електровозів постійного струму з статичними перетворювачами

Система, що розробляється, володіє такими можливостями і нововведеннями:

- наявність мікроконтролера для розрахунку величини заданої гальмівної сили для кожної конкретної ділянки шляху і можливості обмеження швидкості руху електровоза;
- можливість плавного входу в режим рекуперації;
- наявність допоміжного кола підтримки постійності заданої швидкості в режимі рекуперативного гальмування;
- наявність кола вирівнювання струмів рекуперації між тяговими двигунами, що ввімкнуті паралельно в секціях електровоза;
- обмеження гальмівного зусилля при виникненні юза.

Пропонована система автоматичного керування рекуперативним гальмуванням складається з основного кола – кола регулювання по струму рекуперації; трьох віток зворотного зв'язку – по струму збудження, по відношенню струмів збудження і рекуперації, по максимальній напрузі на колекторах тягових двигунів; допоміжного кола – кола регулювання швидкості.

Принципова схема силового кола рекуперативного гальмування однієї секції на «П» з'єднанні наведена на рис. 2.

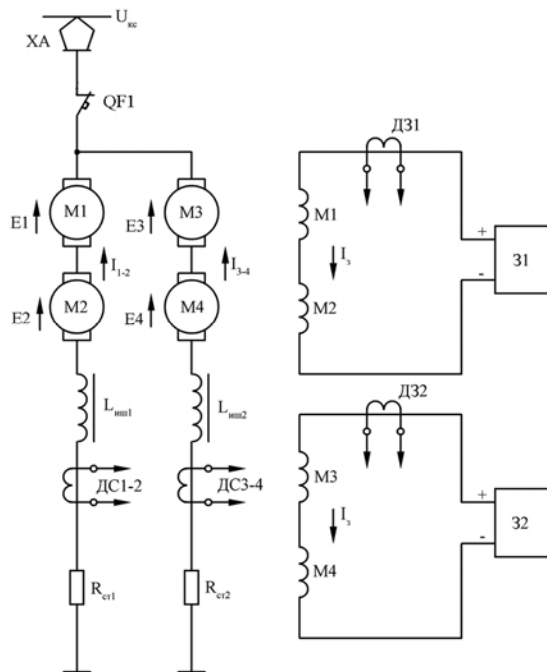


Рис. 2. Принципова схема силового кола при рекуперативному гальмуванні однієї секції електровоза на «П» з'єднанні

У кожному колі включені по два якорі тягових двигунів – M1, M2 і M3, M4. Послідовно якорній обмотці включені датчики струмів яко-

рів ДС1, 2 і ДС3, 4. Обмотки збудження тягових двигунів M1, M4 сполучені попарно послідовно і кожна пара обмоток збудження одержує живлення від свого збудника: M1, M2 від 31, M3, M4 від 32. Живлення обмоток збудження не змінюється на різних з'єднаннях тягових двигунів. Парне з'єднання обмоток збудження і живлення кожної пари від окремого статичного перетворювача забезпечує поліпшення розподілу струмів рекуперації між паралельно включеними тяговими двигунами в режимі рекуперації на «П» і «СП» з'єднаннях.

У колі обмоток збудження включені датчики струмів збудження ДЗ1 і ДЗ2. Вихідна напруга збудників 31 і 32 регулюється за допомогою сигналів керування фазорегуляторів ФР1 і ФР2.

Вхідними сигналами системи автоматичного керування режимами рекуперативного гальмування є: маса складу, необхідне уповільнення, кінцева швидкість при гальмуванні, середнє значення величини випрямленого ухилу, що задаються з пульта керування електровоза, а також сигнали датчиків струму якорів $I_{я1}$ і $I_{яII}$, датчиків струмів збудження $I_{з1}$ і $I_{зII}$, датчика напруги контактної мережі (або е.р.с. тягових двигунів) $U_{дн1}$, датчиків швидкості $U_{тр1}$, $U_{тр2}$, $U_{тр3}$, $U_{тр4}$, датчиків боксування.

Розглянемо дію нових або вдосконалених блоків САКРГ.

Блок початкових умов. У блок початкових умов (БПУ) з пульта керування вводяться значення маси складу, необхідне уповільнення, кінцева швидкість при гальмуванні, середнє значення величини випрямленого ухилу, а також з датчиків – поточна швидкість руху складу і напруга в контактній мережі, наявність боксування.

Розрахунковий пристрій. Сформований сигнал в БПУ подається у розрахунковий пристрій (РП), в якому провадиться обчислення необхідної величини гальмівної сили для гальмування по необхідному закону.

Використана наступна залежність для раціонального закону зміни гальмівної сили з погляду збільшення енергії повернення[2]:

$$B = \left[\frac{(V - V_1) \cdot [1 + k \cdot (V + V_1)] \cdot (B_2 - B_1)}{(V_2 - V_1) \cdot [1 + k \cdot (V_2 + V_1)]} \right] + B_1, \quad (1)$$

де $(V_1; B_1)$, $(V_2; B_2)$ – точки, через які проходить розрахункова крива другого порядку, що використовується для формування гальмівної характеристики; k – коефіцієнт деформації розрахункової кривої.

Гнучкий зворотній зв'язок. Дія від гнучкого зворотного зв'язку (33) з'являється тільки при стрибкоподібній зміні напруги в контактній мережі. При стрибкоподібному зменшенні напруги в контактній мережі 33 виробляє сигнал, що підвищує вихідну напругу РСЯ. Це спричиняє форсоване скидання струму збудження відповідно е.р.с. тягових двигунів і величина стрибка якірного струму буде знижена. У разі стрибкоподібного збільшення напруги в контактній мережі ОС виробляє сигнал, що знижує вихідну напругу РТЯ. Це спричиняє форсоване зростання струму збудження відповідно е.р.с. тягових двигунів і величина провалу якірного струму буде значно знижена.

Форма зміни напруги гнучкого зворотного зв'язку відповідає закону, що описується алгебраїчним рівнянням:

$$U_{33} = K_{33} \cdot U_{\text{дн}}, \quad (3)$$

де K_{33} – коефіцієнт передачі зворотного зв'язку; $U_{\text{дн}}$ – величина поточної напруги на колекторах тягових двигунів, одержуване з датчика напруги, В.

Елементи вирівнювання навантажень. У разі порушення розподілу навантажень з'являються сигнали на елементах вирівнювання навантажень $\Delta I_{\text{яI-II}}$ і $\Delta I_{\text{яII-I}}$. Ці сигнали діють так, щоб струми якорів тягових двигунів були приблизно однаковими. Наприклад, якщо зменшився струм $\Delta I_{\text{яI}}$, а інший $\Delta I_{\text{яII}}$ залишився тим самим, то на вхід фазорегулятора ФР1 подасться

додатковий негативний сигнал від $\Delta I_{\text{яI-II}}$, який зменшить кут регулювання ФР1, спричиняючи збільшення струму збудника 31 і збільшення струму $\Delta I_{\text{яI}}$. На вхід ФР2 буде поданий додатковий позитивний сигнал, що зменшує струм збудника 32, і отже зменшиться струм $\Delta I_{\text{яII}}$. Таким чином, струми в кожній вітці якорів виявляться приблизно однаковими.

Форма зміни напруги на виході елемента вирівнювання навантажень $\Delta I_{\text{яI-II}}$ відповідає закону, що описується алгебраїчним рівнянням:

$$U_{\Delta I_{\text{яI-II}}} = K_{\Delta I_{\text{яI-II}}} (I_{\text{яI}} - I_{\text{яII}}), \quad (3)$$

де $K_{\Delta I_{\text{яI-II}}}$ – коефіцієнт передачі елемента вирівнювання навантажень $\Delta I_{\text{яI-II}}$, Ом; $\Delta I_{\text{яI}}$, $\Delta I_{\text{яII}}$ – сигнали датчиків струмів якоря відповідних тягових двигунів.

Форма зміни напруги на виході елемента вирівнювання навантажень $\Delta I_{\text{яII-I}}$ відповідає закону, що описується алгебраїчним рівнянням:

$$U_{\Delta I_{\text{яII-I}}} = K_{\Delta I_{\text{яII-I}}} (I_{\text{яII}} - I_{\text{яI}}), \quad (4)$$

де $K_{\Delta I_{\text{яII-I}}}$ – коефіцієнт передачі елемента вирівнювання навантажень $\Delta I_{\text{яII-I}}$, Ом; $\Delta I_{\text{яI}}$, $\Delta I_{\text{яII}}$ – сигнали датчиків струмів якоря відповідних тягових двигунів.

Враховуючи наведений вище математичний опис елементів, що входять в систему автоматичного керування, складемо систему диференціальних рівнянь, яка і буде математичною моделлю розробленої САКРГ [2]:

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{\text{МАКС2}}(t) = \begin{cases} U_{\text{PMH}} - K_{\text{PMH}} \cdot \left(u_{\text{дн}}(t) - U_{\text{км(зад)}} \cdot \left(1 - e^{\frac{-t}{m}} \right) \right), & \text{if } U_{\text{дн}} \geq U_{\text{км(зад)}} \\ K_{\text{PMЗ}} \cdot (i_3(t) - I_{\text{з(зад)}}), & \text{if } i_3(t) \geq I_{\text{з(зад)}} \\ K_{\text{ЕПВС}} \cdot \left(\frac{i_{\text{я}}(t)}{i_3(t)} - K_{\text{T}} \right), & \text{if } \frac{i_{\text{я}}(t)}{i_3(t)} \geq K_{\text{T}} \\ U_{\text{РСЯ}} - K_{\text{РСЯ}} \cdot \left(\frac{B \cdot R_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{зп}}}{\mu_{\text{ред}} \cdot c_{\text{м}} \Phi} - i_{\text{я}}(t) \right) & \text{otherwise} \end{cases} \\ \beta = u_{\text{МАКС2}}(t) \cdot K_{\text{ФР}} \\ L_3 \cdot \frac{du_3(t)}{dt} = \frac{(1-\beta) \cdot u_{\text{км}}(t)}{N \cdot K_{\text{тр}}} - u_3(t) \cdot R_3 \\ L_{\text{оз}} \cdot \frac{di_3(t)}{dt} = u_3(t) - i_3(t) \cdot R_{\text{оз}} \\ L_{\text{я}} \cdot \frac{di_{\text{я}}(t)}{dt} = c\Phi(i(t)) \cdot \omega_{\text{дв}}(t) - u_{\text{км}}(t) - i_{\text{я}}(t) \cdot R_{\text{я}} \\ J \cdot \frac{d\omega_{\text{дв}}(t)}{dt} = \frac{M_{\text{п}} \cdot R_{\text{кп}} \cdot g \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot (i_{\text{с}} - \omega_0)}{\mu_{\text{ред}} \cdot c_0 \cdot 10^3} - c\Phi(i(t)) \cdot i_{\text{я}}(t) \end{array} \right., \quad (5)$$

де U_{PMH} – сигнал на виході блока регулювання за рівнем напруги в мережі РМН, В; U_{PM3} – сигнал на виході блока регулювання струму збудження (РМЗ), В; U_{EPBC} – сигнал на виході блока ЕПВС, В; U_{PCJA} – сигнал на виході блоку РСЯ в головному колі керування, В; $K_{ФР}$ – постійний коефіцієнт передачі фазорегуляторів; $I_{я}(t)$ – значення струму в обмотці якоря тягового двигуна, А; $I_3(t)$ – значення струму в обмотці збудження тягового двигуна, А; $U_3(t)$ – вихідна напруга збудника, В; L_3 – індуктивність внутрішніх кіл збудника, Гн; β – кут регулювання; $U_{KM}(t)$ – значення напруги в контактній мережі, В; N – кількість силових комірок перетворювача, од; $K_{тр}$ – коефіцієнт трансформації трансформатора; R_3 – внутрішній опір збудника, Ом; $L_{я}$, L_{O3} – відповідно середні значення індуктивностей якорного кола і обмотки збудження тягового двигуна, Гн; $R_{я}$, R_{O3} – відповідно активні опори якорного кола і обмотки збудження тягового двигуна, Ом; $\omega_{дв}$ – кутова швидкість обертання вала тягового двигуна, c^{-1} ; J – момент інерції поїзда, зведений до вала тягового двигуна, $кгм^2$; $M_{п}$ – маса поїзда, кг; $\eta_{зп}$ – ККД тягової передачі; Φ – магнітний потік головних полюсів, Вб; c – конструктивна стала двигуна; c_0 – кількість осей електровоза; $R_{кп}$ – радіус колісної пари, м.

Для розрахунку перехідних процесів та для отримання графіків залежностей $i_{я}(t)$, $i_3(t)$ використані відповідні програми розроблені Устіменко Д. В [2]. Для розрахунків використовувався пакет програм MathCAD 2003 PRO. Для інтегрування системи диференціальних рівнянь була використана вбудована функція Rkadapt(v , x_1 , x_2 , points, D), що повертає матрицю рішень диференціального рівняння, вказаного похідними в D , і що має початкові умови v на інтервалі $[x_1, x_2]$ по методу адаптивного кроку Рунге-Кутта.

Проаналізуємо залежності, отримані в результаті розрахунку перехідних процесів, з метою перевірки працездатності розробленої системи автоматичного керування рекуперативним гальмуванням.

На графіках залежностей $i_{я}(t)$, $i_3(t)$ (рис. 3, 4 відповідно), показаний момент різкої зміни напруги в контактній мережі на величину ΔU_{KM} (500 В, 400 В, 300 В, 200 В, 100 В) на «С» з'єднанні тягових двигунів при швидкості $V = 22$ км/год і напрузі в контактній мережі 3 300 В при струмі рекуперації $I_p = 279$ А.

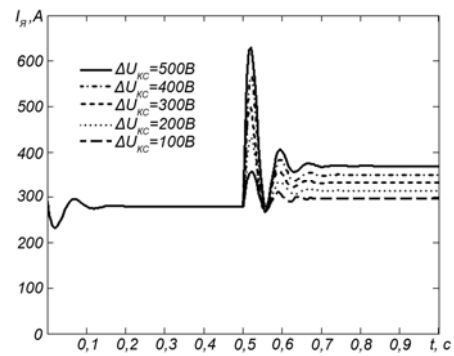


Рис. 3. Залежність струму якоря від часу, з різними значеннями стрибка напруги контактної мережі

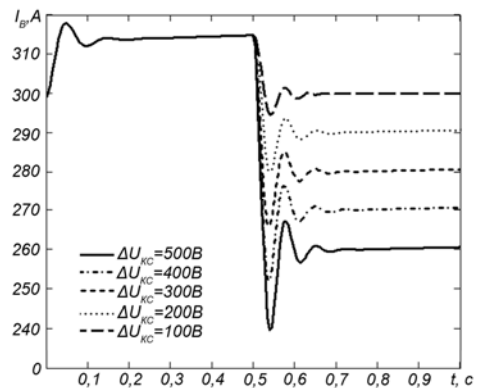


Рис. 4. Залежність струму збудження від часу, з різними значеннями стрибка напруги контактної мережі

Як можна побачити з результатів розрахунку, жодного разу стрибок струму не сягнув критичного значення – величини двократного номінального струму двигуна (для тягового двигуна ЭД141АУ1 $2I_n = 1130$ А), максимальна його величина складала $I_{я} = 627$ А при стрибку напруги контактної мережі $\Delta U_{KM} = 500$ В, тривалість перехідного процесу складала 0,26 с, струм збудження змінився з $I_3 = 315$ А до $I_3 = 260$ А, тобто збудження зменшилося на 17,5 %.

Отримані результати свідчать про дієздатність розробленої САКРГ.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Висин Н. Г. Функциональная схема системы автоматического управления рекуперативным торможением для электровозов со статическими преобразователями / Н. Г. Висин, Б. Т. Влащенко, А. И. Кийко // Вісник ДПТУ. – Д., 2003. – Вип. 1. – С. 36–40.
2. Устіменко Д. В. Підвищення ефективності тяги поїздів шляхом удосконалення системи рекуперативного гальмування: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Д., 2006.

Надійшла до редколегії 03.01.2007.

В. А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, А. А. БУРЯК, С. А. ЗЕЛЬДИНА (Институт транспортных систем и технологий НАН Украины)

О ВОЗМОЖНОСТИ САМОСТАБИЛИЗАЦИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В СИСТЕМЕ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЛЕВИТАЦИИ

Запропоновано енергетичну модель для дослідження можливості процесів самостабілізації в системах електродинамічної левітації. На основі загальноприйнятих математичних припущень досліджений ефект самостабілізації вертикальних коливань бортового магніту. Показано, що залежність залишкової енергії від маси магніту дає можливість мінімізувати цю енергію конструктивними прийомами. Одержані результати становлять практичний інтерес.

Предложена энергетическая модель для исследования возможности процессов самостабилизации в системах электродинамической левитации. На основе общепринятых математических допущений рассмотрен эффект самостабилизации вертикальных колебаний бортового магнита. Показано, что зависимость остаточной энергии от массы магнита дает возможность минимизировать эту энергию конструктивными приемами. Полученные результаты имеют практический интерес.

An energy-modeling technique for studying theoretical possibilities of stabilization of electrodynamic levitation systems has been presented. Based on the generally accepted mathematical assumptions, the effect of self-stabilization of vertical oscillations of the on-board magnet has been examined. The authors have demonstrated that dependence of the residual energy on the weight of the magnet allows minimizing the energy with the use of constructive methods. The derived results are of a practical significance.

Как известно [1; 2], неустойчивость левитирующего бортового магнита проявляется в виде небольшого инкремента при использовании дискретной путевой структуры, состоящей из короткозамкнутых токовых контуров. Авторы многочисленных исследований утверждают, что неустойчивость вертикальных колебаний в системах электродинамической левитации не может быть устранена без использования дополнительных механических демпфирующих устройств. Однако применение механических демпферов [3] увеличивает массу системы, усложняет ее конструкцию и приводит к дополнительным энергетическим затратам.

В работе [4] было продемонстрировано, что изменить частотные и амплитудные характеристики вертикальных колебаний можно за счет увеличения числа токовых контуров без применения механического демпфирования.

Целью данной работы является исследование возможности процесса самостабилизации вертикальных колебаний экипажа высокоскоростного наземного транспорта без применения или с минимальным применением дополнительных механических демпфирующих устройств.

При исследовании устойчивости транспортного экипажа авторами были использованы энергетический подход и модель одноточечного электродинамического подвеса.

Магнитолевитирующий объект, в принципе, должен точно двигаться по заданной траектории. Действие же случайных или регулярных сторонних сил, направленных под углом к вектору скорости, превращает перемещение объекта в сложное движение с колебательной компонентой по той координате, по которой произошло возмущение. Гашение поперечных движению колебаний представляет сложную проблему, так как свободно подвешенный объект не имеет механического контакта с полотном дороги. Если путевая структура дискретна, то подъемная сила имеет пульсирующий характер. Циклическое действие такой силы может создавать колебательную динамику с инкрементом, что при развитии процесса приведет к потере устойчивости левитирующего движения.

Физическая модель для исследования устойчивости движения такой системы основана на учете и использовании эффектов диссипации энергии, генерируемой в виде вихревых токов в путевых контурах магнитным полем движущегося бортового магнита. Вихревые токи в путевой структуре наводятся при любых типах движения магнита относительно полотна, то есть при любых изменениях плотности магнитного потока, пересекающего плоскости путевых дискретных контуров. Энергия вихревых токов рассеивается на сопротивлении материала путевых контуров и превращается в тепло-

вую. Вертикальные колебания магнита добавляют переменную компоненту изменений магнитного потока. Это движение сопровождается теми же эффектами диссипации, что и линейное перемещение.

Физическая модель транспортного экипажа (рис. 1) имеет следующую структуру:

- отображает одноточечный силовой узел электродинамического подвеса;
- позволяет выделение вертикальной колебательной компоненты из общего сложного движения магнита;
- отображает бинарную структуру экипажа (ходовую и бортовую части).

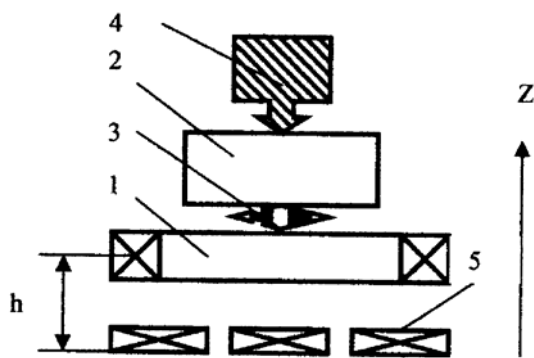


Рис. 1. Физическая модель экипажа

В данной модели продольное движение экипажа на высоте h с фиксированной скоростью V выводится из рассмотрения.

Экипаж состоит из ходовой части, отображенной магнитом 1, и бортовой части 2, соединенных рессорой 3. Он удерживается при $V = 0$ виртуальным силовым устройством 4 на расстоянии h от трех короткозамкнутых путевых контуров 5, которые покрываются проекцией магнита 1. Силовое устройство 4 может сообщать магниту 1 периодические смещения из положения $z(0) = h$, характеризующие колебательное движение по траектории, представленной зависимостью $z = z(t)$.

Таким образом, данная модель имитирует только колебательную компоненту сложного возмущенного по z движения магнита 1. Имея расчетное выражение для реальной траектории колебаний бортового магнита $z = z(t)$, и фиксированное размещение элементов системы, можно получить численные характеристики токов, индуцированных этими колебаниями в путевых контурах.

Выделение колебательного движения дает возможность рассмотреть отдельно переходные индуктивные процессы, противодействующие

изменению магнитного потока источника. И, таким образом, определить ту часть диссипативных потерь, которые связаны только с вертикальными колебаниями.

Данная физическая модель имитирует реальные колебания магнита $z = z(t)$.

Для детального анализа рассмотрим физическую картину происходящих процессов с энергетической точки зрения.

Колебания в вертикальном направлении увеличивают кинетическую энергию магнита. Те же колебания индуцируют в путевых контурах токи, забирающие у магнита энергию, в соответствии с темпом ее диссипации. От баланса поступлений и потерь энергии зависит характер изменения амплитуды возмущений. Если скорость диссипации энергии в путевой структуре больше скорости возрастания энергии колебаний бортового магнита, то амплитуда вертикальных колебаний при движении стабилизируется или даже уменьшается.

Решение задачи состоит, таким образом, в сравнении темпа роста рассеиваемой тепловой энергии и механической энергии колебаний при увеличении амплитуды вертикальных колебаний.

Периодические поступления механической энергии в ходовую часть дают результат в виде увеличения максимальной скорости $\dot{z}_m$ циклического поперечного смещения. Максимального значения скорости $\dot{z}_m$ магнит достигает в точке пересечения его колебательной траектории с линией начального или усредненного клиренса h . В моменты времени, соответствующие этим точкам, потенциальная энергия магнита равна нулю вследствие равенства сил $F_L(z) = mg$, следовательно, энергия колебаний магнита равна его кинетической энергии.

Вычисление механической компоненты энергии проводится путем определения хода зависимости $\dot{z}_m$ и далее $-m\dot{z}_m^2(t)/2$ в последовательности указанных точек траектории.

Диссипативная компонента энергетического баланса магнита вычисляется следующим образом. Определяются токи, индуцируемые в трех путевых контурах бортовым магнитом, который колеблется с заданной амплитудой $z = z(t)$, и соответствующая им степень диссипации энергии.

Выводы относительно резервов самостабилизации такой системы подвеса могут быть сделаны на основании сравнения механической и тепловой энергий, полученных расчетным путем.

Математическая постановка для исследования рассматриваемой задачи строится следующим образом.

На первом этапе решения задачи рассчитывается траектория вертикальных колебаний магнита, движущегося с заданной продольной скоростью V над дискретной путевой структурой. Короткозамкнутые путевые контуры установлены независимо друг от друга. Расстояние d между ними задано.

При решении поставленной задачи были использованы следующие допущения. Движущийся магнит представлен прямоугольной токовой рамкой длиной l_0 , шириной b_0 с некоторым фиксированным током I_0 ; при расчете коэффициентов самоиндукции в путевых контурах сечения проводников считались бесконечно малыми; явление поверхностного эффекта не учитывалось. Влияние путевых дискретных контуров друг на друга также не учитывалось.

Уравнения, описывающие вертикальные колебания движущейся токовой рамки в системе электродинамической левитации, имеют вид

$$m\ddot{z} = -mg + F_z, \quad (1)$$

где m – масса рамки; z – вертикальная координата ее центра масс; g – ускорение силы тяжести; сила взаимодействия рамки с вихревыми токами, наводимыми в дискретной путевой структуре при движении

$$F_z = I_0 \sum_{i=1}^N I_i \frac{\partial M_{0i}(Vt - x_i, z)}{\partial z};$$

I_i – токи, наводимые в контурах путевой структуры; M_{0i} – коэффициенты взаимной индукции бортовой рамки и путевых контуров.

Для переходных процессов в короткозамкнутых контурах справедливы уравнения

$$L_k \frac{dI_k}{dt} + \sum_{i=1}^N I_i \frac{dM_{ik}}{dt} + R_k I_k =, \\ = -I_0 \frac{dM_{0k}}{dt} \quad (k=1, 2 \dots N) \quad (2)$$

где L_k, R_k – собственная индуктивность и сопротивление путевого токового контура; M_{ik} – коэффициенты взаимной индукции; N – число контуров дискретной путевой структуры.

Для соосно ориентированных контуров путевой структуры и движущегося бортового магнита, имеющих одинаковую ширину выражения для коэффициентов взаимной индукции имеют вид [7].

Легко заметить, что уравнения (1) и (2) являются связанными только через коэффициенты взаимной индуктивности $M(Vt - x, z)$.

Система обыкновенных дифференциальных уравнений (1), (2) дополняется начальными условиями, которые задавались в виде:

$$z_{t=0} = h + \Delta z_0, \dot{z}_{t=0} = \dot{z}_0, \quad I_k|_{t=0} = 0,$$

где Δz_0 – начальное вертикальное возмущение.

Данная математическая модель была использована для расчета амплитуды вертикальных колебаний в исследуемой системе электродинамической левитации.

Рассматривались колебания единичного бортового магнита с током $I_0 = 10^5$ А. Его длина составляла $l_0 = 1$ м, ширина $b_0 = 0,3$ м, начальное возмущение $\Delta z_0 = 0$. В качестве путевых контуров были выбраны квадратные рамки длиной $l_i = 0,3$ м, выполненные из алюминиевой проволоки радиусом $\delta_i = 0,15$ м. Расстояние между путевыми контурами d равнялось 0,03 м.

На втором этапе решения поставленной задачи использовалась, так называемая, «статическая» модель, имитирующая только колебательную компоненту. Определялась энергия рассеивания в путевом стационарном контуре, моделирующем дискретную путевую структуру, по формуле

$$E_r = \int_0^t R I_r^2 dt.$$

Для нахождения тока I_r , наводимого в путевом контуре, было проведено интегрирование дифференциального уравнения

$$L_r \frac{dI_r}{dt} + R_r I_r = -I_0 \frac{dM_{0r}}{dt}$$

при начальном условии $I_r(0) = 0$.

В проводимых расчетах второго этапа длина моделирующего короткозамкнутого токового контура составляла также $l_r = 1$ м.

Связь первого и второго этапа решения задачи осуществлялась посредством коэффициента взаимной индуктивности M_{0r} между движущейся рамкой и контуром, моделирующим путевую структуру. То есть в выражение для определения величины $M_{0r}(0, z)$ подставлялось значение амплитуд вертикальных колебаний $z = z(t)$, полученных на первом этапе решения задачи.

Расчеты проводились в широком диапазоне изменения продольных скоростей движения левитирующего транспортного средства.

Сопоставление результатов расчетов энергии рассеивания в контурах путевой структуры E_r (кривая 1) для продольной скорости движения $V = 80$ м/с и максимальной кинетической энергии колебаний бортового магнита

$$E_m = m\dot{z}_m^2(t)/2$$

(кривая 2) иллюстрирует рис. 2.

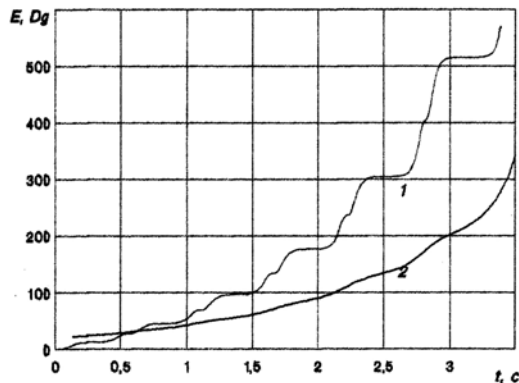


Рис. 2. Изменение энергии рассеивания и энергии колебаний магнита в зависимости от времени:
1 — энергия рассеивания; 2 — энергия колебаний

Анализ полученных результатов показал, что на начальном этапе движения магнита прирост кинетической энергии его вертикальных колебаний опережает рост энергии диссипации для всех скоростей V . Для всех продольных скоростей имеется точка, в которой наблюдается равенство энергий E_m и E_r . При дальнейшем развитии процесса потери энергии превышают ее прирост. Это означает, что в начале движения амплитуда колебаний увеличивается вплоть до момента, соответствующего равенству энергий. Далее магнит теряет энергии больше, чем получает. Когда энергии уравниваются, магнитная система возвращается к балансу, соответствующему точке пересечения кривых (1) и (2) (см. рис. 2). Следовательно, точка пересечения энергий показывает, когда начинается стабилизация вертикальных колебаний. Для различных скоростей движения равенство энергий наступает через разное время от начала движения.

Главным следствием проведенного анализа является тот факт, что приход и расход энергий в принципе могут уравниваться.

Для практической разработки экипажей важно также и то, что энергии уравниваются в большом диапазоне скоростей, что уравнивание

наступает на начальных стадиях движения, когда левитация еще не потеряла устойчивости из-за возможного увеличения амплитуды колебаний экипажа. Это свидетельствует об эффективности возбужденных колебаниями процессов самостабилизации.

Использование энергетического подхода для описания магнитной левитации позволяет анализировать не всю сумму возможных работ системы против сил сопротивления движению, а только ту часть потерь, которая связана с колебательной компонентой динамики экипажа.

Как установлено выше, часть энергии тяги, преобразованной на экипаже в колебания, забирают детали путепровода в форме рассеиваемой доли индуцированных токов. Остаточную энергию система сохраняет. Она может быть диссипирована только на экипаже.

Проанализируем особенности механизма потери энергии, связанных с колебательной компонентой. Механическая система транспортного средства сохраняет определенный уровень остаточной энергии, определяемой пороговой точкой начала самостабилизации. При увеличении скорости движения пороговая точка смещается.

На рис. 3 представлены результаты расчетов энергии самостабилизации в зависимости от скорости для различных масс экипажа.

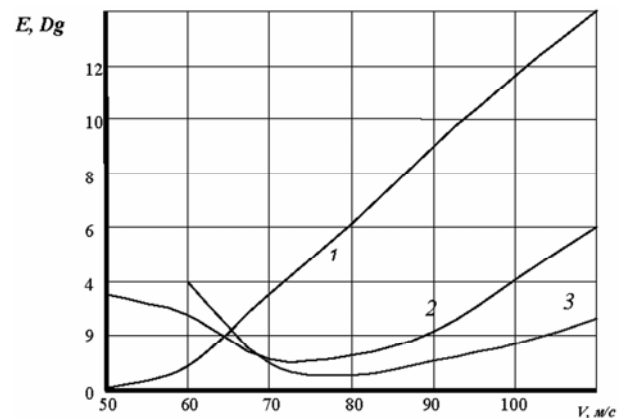


Рис. 3. Изменение энергии самостабилизации магнита в зависимости от продольной скорости:
1 — $m = 190$ кг; 2 — $m = 220$ кг; 3 — $m = 250$ кг

Как показали расчеты, для экипажей различных масс характер изменения положения точки самостабилизации в зависимости от скорости существенно меняется. Для $m = 190$ кг наблюдается быстрый и монотонный рост остаточной колебательной энергии. Для $m = 220$ кг функция, характеризующая эту зависимость, имеет минимум районе 75 м/с. Минимум функции становится более отчетливым и глубоким для $m = 250$ г и смещается в область значений

скоростей 80...85 м/с. Для всех скоростей исследованного диапазона значение остаточной энергии, не подавляемой средствами самой системы подвеса, существенно уменьшается при увеличении массы магнита. Физический смысл и технические перспективы полученного результата могут быть отчетливо проинтерпретированы на бинарной модели экипажа (рис. 1), наиболее часто используемой исследователями.

Экипаж состоит из ходовой и бортовой частей. Ходовая часть объединяет все силовые узлы (криомодули) на общей раме, а бортовая состоит из салона для пассажиров и служебного оборудования. Обе части соединены между собой в вагон при помощи рессор. Рессоры выполнены в виде упругодиссипативных элементов, частично демпфирующих все импульсные или колебательные возмущения, поступающие от путевой структуры. Обмен энергиями между массами ходовой и бортовой части экипажа зависит от места размещения рессор, то есть определяется отношением масс обеих частей. В распространенных схемах структуры экипажа рессоры вторичной подвески устанавливались или на каждом криомодуле в отдельности, или же на ходовой тележке, объединяющей все бортовые магниты. Такая конструкция представляется нам недостаточно эффективной.

Данная модель позволяет перераспределить массы без изменения их суммы. Кроме того, можно практически воспользоваться полученным результатом, состоящим в появлении минимума уровня остаточной колебательной энергии при увеличении массы ходовой части (см. рис. 3), путем фиктивного увеличения этой массы за счет бортовой. С криомодулями следует жестко связать максимум узлов всего экипажа: кузов, внутреннее оборудование и т. п. Подрессориванию подлежит только комплекс посадочных мест. В конструктивном плане это означает смещение рессорной группы вторичной подвески. Фиктивное утяжеление ходовой части является более рациональным, поскольку при этом минимизируется остаточная энергия и ее гашение на креслах вагона не составит проблемы. При этом попутно решается проблема резонансных явлений. Одиночный силовой узел фактически не защищен от резонанса. Жесткое закрепление сверхпроводящих магнитов на подавляющей части инерционной массы экипажа снимает также опасность резонансных реакций отдельных узлов, не сбалансированных по собственным частотам.

Полученные результаты могут быть использованы разработчиками экипажей высокоскоростного наземного транспорта для увеличения резервов самостабилизации системы подвеса вместо совершенствования механических диссипативных элементов, усложняющих конструкцию.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

На основании общепринятых математических упрощений показано, что диссипация энергии на всех скоростях продольного движения, реализуемых в системах высокоскоростного наземного транспорта на сверхпроводящих магнитах, с некоторого момента времени становится больше прироста механической энергии колебаний экипажа. Это означает, что система электродинамической левитации даже в простейшем ее виде обладает резервами самостабилизации. Теоретически предсказанная опасность неограниченного роста амплитуды вертикальных колебаний на практике не является неизбежной.

Исследования также показали, что полного подавления колебательной компоненты не происходит, однако, интенсивность остаточных колебаний ограничена и полученные результаты дают основания для их уменьшения конструктивными приемами.

Авторами получены конкретные технологические ориентиры для разработки структурной схемы магнитолевитирующих транспортных средств, обладающих повышенными резервами самостабилизации вертикальных колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Байко А. В. О вертикальной неустойчивости в системах электродинамического подвешивания экипажей ВСНТ / А. В. Байко, К. Э. Воеводский // Изв. ВУЗов СССР. Электромеханика. – 1979. – № 11. – С. 983–990.
2. Кочетков В. М. Теория электродинамической левитации. Основные результаты и дальнейшие задачи / В. М. Кочетков, К. И. Ким, И. И. Трещев // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1981, – № 1. – С. 72–91.
3. Дзензерский В. А. Устойчивость вертикальных колебаний в системах электродинамического подвеса с дискретной путевой структурой / В. А. Дзензерский, А. А. Зевин, Л. А. Филоненко // Прикладная механика. – 1995. – Т. 31, № 7. – С. 88–93.
4. Горский О. И. Частотные характеристики многоконтурных систем подвешивания / О. И. Горский, В. А. Дзензерский, Э. А. Зельдина // Изв. РАН «Энергетика и транспорт», – 1992. – Т. 38. – С. 125–129.
5. Дзензерский В. А. Высокоскоростной магнитный транспорт с электродинамической левитацией / В. А. Дзензерский, В. И. Омеляненко, С. В. Васильевы др. – К.: Наук. думка. – 2001. – 318 с.
6. Дзензерский В. А. Динамика транспорта на сверхпроводящих магнитах. – Д.: Арт-Пресс. – 2003. – 232 с.
7. Kratki N. Ausgleichs organge und schwingungen beimelec namischen magnetkissen system / N. Kratki, K. Oberreti // Archiv fur elecrotechnik BRD. – 1975. – V. 67, № 2. – P. 59–87.

Поступила в редколлегию 20.06.2006.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ АППАРАТУРЫ И ЗАЩИТЫ ИНФОРМАЦИИ ТЕЛЕМЕХАНИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Запропоновано організаційні, технічні і програмні заходи, які необхідно впровадити для підвищення надійності апаратури і захисту інформації інформаційно-керуючих телемеханічних комплексів тягового електропостачання залізниць. Розглянуто різні схеми захисту апаратури.

Предложены организационные, технические и программные мероприятия, которые необходимо внедрить для повышения надежности аппаратуры и защиты информации информационно-управляющих телемеханических комплексов тягового электроснабжения железных дорог. Рассмотрены различные схемы защиты аппаратуры.

The article offers organizational, technical and program measures, the application of which is necessary for increasing reliability of the equipment and protecting the information of informational & controlling tele-mechanical complexes of tractive power supply of railways. Various schemes of the equipment protection have been considered.

Организация движения поездов на железнодорожных магистралях (особенно скоростных) предъявляет повышенные требования к системам автоматики и телемеханики. Основным определяющим из них является обеспечение безопасности движения и надежности устройств и систем управления, обеспечение высоких скоростей движения.

В Украине за базовую систему автоматики и телемеханики принята интегрированная система управления устройствами электроснабжения информационно-управляющий телемеханический комплекс (ИУТК) «Гранит-микро», которая построена на новой технологической основе и современных технологических средствах. Система обеспечивает не только автоматизацию управления технологическим процессом, но и позволяет решить вопросы организационно-экономического управления, диагностики оборудования тяговых подстанций, анализа информации и формирования энергооптимальных управляющих решений [1; 2].

Эта система, а также другие: ЭСТ-62, «Лисна», МРК, МСТ-95, АСТМУ, АТСР и АМТ-01, которые в настоящее время эксплуатируются на железных дорогах Украины и России, имеют достаточную степень надежности. Однако анализу состояния эксплуатирующихся систем телемеханики уделяется недостаточное внимание. На настоящее время не разработана система оценки отказов телемеханических устройств и в результате этого затруднено определение степени влияния отказов систем телемеханики на надежность и безотказность работы устройств электроснабжения.

Сравнительная оценка отказов в работе телемеханики различных поколений устройств

электроснабжения Октябрьской железной дороги в результате проведенного анализа за 10 месяцев 2002 года, а также результаты анализа работы хозяйства электрификации и электроснабжения железных дорог Украины за последние годы позволила выявить наиболее уязвимые узлы аппаратуры. Результаты анализа показывают, что наибольшее количество сбоев в работе системы телемеханики (67 % от общего числа) связано с нарушениями в каналах связи, 20 % сбоев приходится непосредственно на различные модули аппаратуры. Значительную долю имеют случаи отказов устройств питания, выход из работы компьютеров 7 % [3; 7].

Для предотвращения сбоев в работе системы телемеханики необходимо применять соответствующие методы защиты. Методы защиты аппаратуры автоматики и телемеханики можно разделить на организационные, технические и программные. Средства защиты, в свою очередь, можно разделить на постоянно действующие и включаемые при обнаружении негативных воздействий на аппаратуру. По активности они делятся на пассивные, полуактивные и активные. По уровню обеспечения повышения надежности и защиты информационных активов средства защиты подразделяются на: системы слабой защиты, системы сильной защиты, системы очень сильной защиты, системы особой защиты [4].

Из анализа большого объема публикаций предметную область повышения надежности и защиты информационных активов ИУТК можно рассматривать на основе различных подходов. Наиболее распространенными являются системы и сети массового обслуживания (СМО). В последнее время виден рост интереса к таким моделям и методам, как стохастиче-

ские автоматы, сети Мерлина, стохастические сети Петри, семантические схемы. Семантические схемы очень наглядны и позволяют рассмотрение повышения надежности и защиты информационных активов ИУТК с позиций структурной иерархии, функциональной иерархии, причинно – следственной иерархии[4–6].

С помощью построения таких схем можно рассматривать проблемы повышения надежности аппаратуры и защиты информационных активов ИУТК с учетом сравнительной оценки отказов в работе аппаратуры телемеханики устройств электроснабжения, выявления наиболее уязвимых узлов аппаратуры, определения степени влияния каналов связи на работу телемеханических устройств и выявления основных направлений совершенствования телемеханических систем для повышения безопасности движения поездов и обеспечения надежности электроснабжения устройств железнодорожного транспорта.

Например, с позиции структурной иерархии выбор схемы защиты аппаратуры (главная про-

блема) зависит от предполагаемого отказа аппаратуры (обратная проблема) и способа обнаружения факта отказа (промежуточная проблема).

Решение задачи выбора схемы защиты зависит от формы представления информации (электромагнитный сигнал, цифровой сигнал, аналоговый сигнал, видео и звуковая информация и т. д.), а способ защиты от предполагаемой формы воздействия на информацию (отключение аварийных участков, включение резерва, замена канала связи на запасной, копирование информации, восстановление информации, определение достоверности информации и т. д.), используемого носителя информации (каналы ТУ и ТС, ПЭВМ ПУ и КП, документация диспетчера и т. д.), состояния информационного массива (находится информация в состоянии передачи, обработки или хранения), от того, производится ли защита аппаратуры непрерывно или по мере обнаружения факта отказа. Данный тип иерархии можно представить в виде семантической схемы (рис. 1).

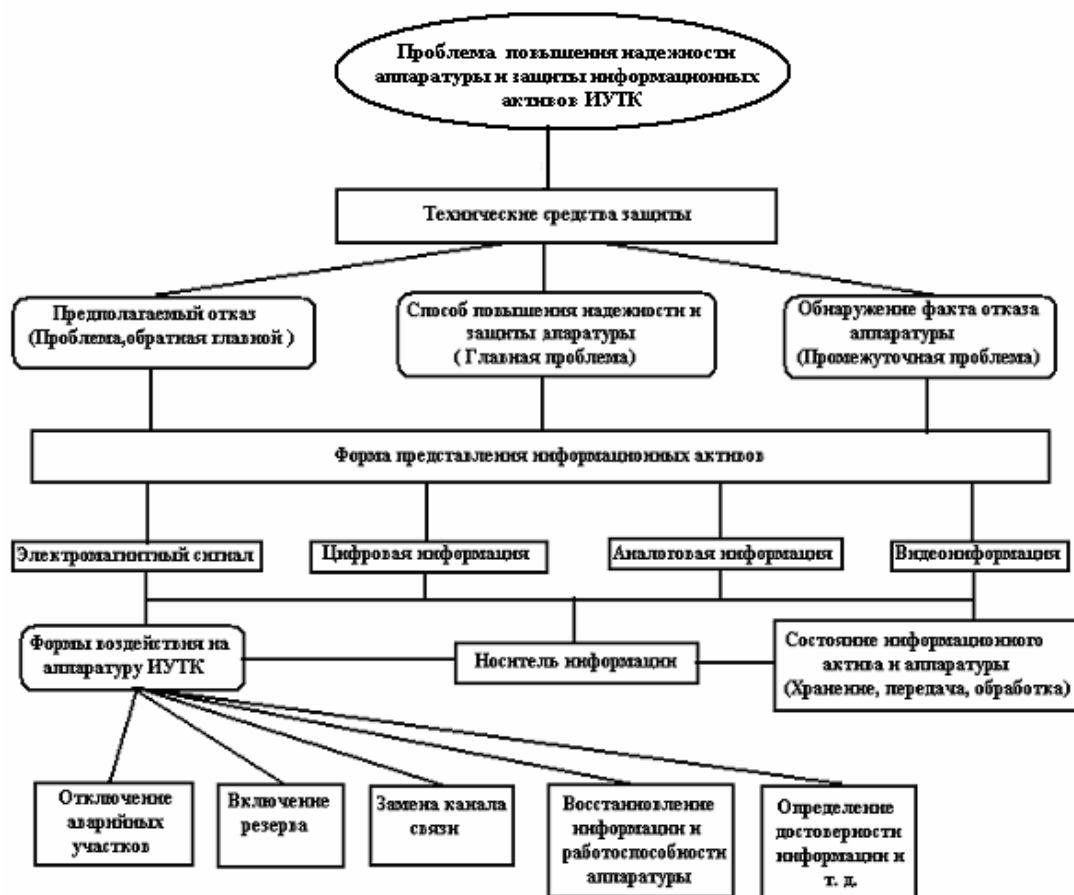


Рис. 1. Семантическая схема проблемы повышения надежности аппаратуры и защиты информационных активов с помощью технических средств с позиций структурной иерархии

С точки зрения функциональной иерархии (рис. 2) определяются пути защиты аппаратуры: в случаях аварии, короткого замыкания, при нарушениях непрерывного управления

устройствами электроснабжения, искажением информации и т. д. В случае аварии осуществляется отключение поврежденных блоков аппаратуры, подключение резерва и т. д.

При нарушении непрерывного управления производится переход на резервные каналы связи и т. д. При искажении информации осуществляется ее восстановление и определение достоверности. Ограничение доступа можно проводить с помощью использования техниче-

ских средств контроля доступа (доступ по контролю биологических параметров пользователя, магнитными картами, программными решениями и т. д.). Данный тип иерархии предлагается автором в виде семантической схемы (рис. 2).

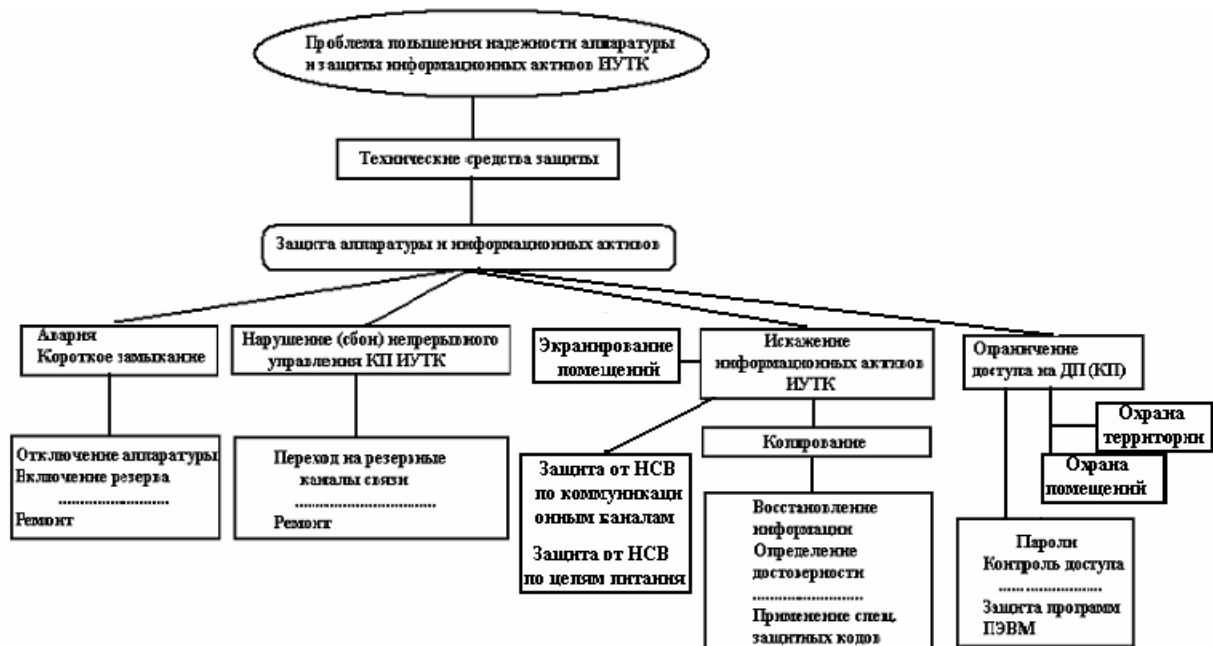


Рис. 2. Семантическая схема проблемы повышения надежности аппаратуры и защиты информационных активов с помощью технических средств с позиций функциональной иерархии

Автором предложена семантическая схема проблемы повышения надежности аппаратуры и защиты информационных активов с помощью технических средств (рис. 3). С точки зрения причинно – следственной иерархии, в первом случае схема должна обнаружить факт отказа работы телемеханики (неисправности аппаратуры, воздействий на аппаратуру). При обнаружении этой ситуации схема реализует некоторый способ защиты. Обнаружение факта отказа и реализация конкретного способа защиты происходит при условии, что заранее известно несколько предполагаемых отказов работы телемеханики. Сам отказ работы телемеханики, в свою очередь, зависит от технического состояния аппаратуры телемеханики или негативных воздействий на нее и формы представления информации. Во втором случае схема работает непрерывно, при этом предполагается, что отказ работы телемеханики (неисправность аппаратуры, воздействия на аппаратуру) может произойти в любое время. Схема непрерывно защищает аппаратуру телемеханики от нескольких предполагаемых способов воздействия на аппаратуру с целью предупреждения выхода из строя устройств телемеханики при коротком замыкании, изменения основных ра-

бочих параметров, внешнего несанкционированного воздействия на продукт программного обеспечения и др.

В соответствии с рассмотренными выше семантическими схемами алгоритм проведения работ по повышению надежности аппаратуры и защиты информации ИУТК от внутренних и внешних воздействий следующий:

1. Необходимо провести сравнительную оценку отказов в работе аппаратуры телемеханики устройств электроснабжения. Выявить наиболее уязвимые узлы аппаратуры, определить степень влияния каналов связи на работу телемеханических устройств и выявить основные направления совершенствования телемеханических систем для повышения безопасности движения поездов и обеспечения надежности электроснабжения устройств железнодорожного транспорта. Кроме того, следует определить объем средств, необходимых для обеспечения заданного уровня защиты.

2. После оценки целесообразности создания защиты следует выявить или спрогнозировать, по возможности, все предполагаемые отказы работы телемеханики и возможные внешние воздействия, ухудшающие качество управления электроснабжением или делающие его невоз-

можным, иметь постоянно информацию о техническом состоянии аппаратуры телемеханики.

3. Для построения эффективной схемы защиты целесообразно выделить следующие направления:

- защита автоматики и телемеханики от внутренних и внешних воздействий как объекта;
- защита процессов или процедур обработки, хранения и передачи информации, защиты аппаратуры;
- защита каналов связи;
- защита от силового воздействия резкого всплеска напряжения в сети;

- защита от силовых воздействий по цепям питания;
- защита от силовых воздействий по коммуникационным каналам;
- подавление побочных электромагнитных излучений;
- разработка программных средств защиты информации;
- экранирование помещений диспетчерских пунктов (ДП);
- ограничения доступа на ДП;
- охрана территории и помещений ДП;
- контроль и управление схемой защиты.



Рис. 3. Семантическая схема проблемы повышения надежности аппаратуры и защиты информационных активов с помощью технических средств с позиций причинно – следственной иерархии

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Корниенко В. В. Электрификация железных дорог: Аналитический обзор / В. В. Корниенко, А. В. Котельников, В. Т. Доманский. – К.: Транспорт Украины, 2004. – 195 с.
2. Информационный материал по проектированию и применению информационно-управляющего телемеханического комплекса «Гранит-микро». Редакция 5, 2004. СНПП «Промэкс», – Житомир, – 93 с.
3. Чупарнова С. В. Сравнительная оценка отказов в работе телемеханики различных поколений устройств электроснабжения Октябрьской железной дороги / Электрификация и научный прогресс на железнодорожном транспорте: Тезисы докладов II международного симпозиума, ПГУПС, – СПб., 2003. – С. 244–249.
4. Хорошко В. А. Методы и средства защиты информации. Учебное издание / В. А. Хорошко, А. А. Чекатков; Под ред. Ю. С. Ковтанюка. – К.: ЮНИОР, 2003. – 501 с.
5. Локазюк В. М. Надійність, контроль, діагностика і модернізація ПК / В. М. Локазюк, Ю. Г. Савченко. – К.: Академія, 2004. – 375 с.
6. Смирнов Н. Н. Обслуживание и ремонт авиационной техники по состоянию / Н. Н. Смирнов, А. А. Ицкович. – М.: Транспорт, 1987. – 267 с.
7. Аналіз роботи господарства електрифікації та електропостачання в 2005, 2004, 2003 роках. Міністерство транспорту України. Головне управління електрифікації та електропостачання.

Поступила в редколлегию 15.12.2006.

О. М. ПОЛЯХ (ДПТ)

ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ ВІДСОТКА ВІНОСУ МЕТАЛА ПІДЗЕМНІЙ ЧАСТИНІ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ОПОР

Дослідження впливу виносу металу у разі електрокорозії на частоту власних коливань залізобетонних опор контактної мережі. Отримані залежності, графіки та номограми.

Исследование влияния выноса металла при электрокоррозии на частоту собственных колебаний железобетонных опор контактной сети. Получены зависимости, графики и номограммы

Research of carrying out of metal on the frequency of own fluctuations of ferro-concrete supports of the catenary. Dependencies, charts and nomograms have been received.

На електрифікованих залізницях, працюючих на постійному струмі, існує проблема визначення величини виносу металу у попередньо напружених центрифугованих залізобетонних опорах контактної мережі. Арматура у таких конструкціях знаходиться під шаром бетону, що ускладнює, а у деяких випадках робить практично неможливим визначення виносу металу. Існуючі методи діагностики [1] мають ряд недоліків.

Візуальний метод. Потребує встановлення тимчасових розтяжок. Важко визначити дефекти, у початковому періоді електричної корозії, тому на практиці необхідно знайти якісь інші ознаки корозії – наявність глухого звуку під час простукування, бурі плями на поверхні бетону. Така оцінка дуже умовна, бо не дозволяє знайти винос металу на внутрішніх частинах залізобетонних опор. Суб'єктивний характер візуального контролю залежить тільки від професійної кваліфікації експерта, що може призвести до недооцінки небезпеки подальшої експлуатації або передчасної заміни опори. Метод не дозволяє отримати кількісну оцінку розвитку дефектів, і є містким як за часом, так і за працею.

Індуктивний метод [2; 3]. Прилад складається з трьох датчиків, що є недоліком, крім того достатньо висока похибка (10 %) і можливість неправдивих показників у разі непостійної товщини захисного шару бетону та зміщення арматурного каркаса, але найбільший вплив здійснює наявність монтажних кілець та спіральної арматури. Прилад ІДА-2 стійко працює лише при температурах від 0 до 30° С.

Недоліком ультразвукового методу [4] є необхідність безпосереднього доступу до поверхні бетону в підземній частині. Не можна проводити вимірювання в дощ і зимову пору року, метод не поширений на випадки оцінки несучої

здатності, коли її зниження відбувається унаслідок корозії арматури конструкції. Необхідно враховувати відомості додаткових обстежень. Результати досліджень залежать від суб'єктивних якостей, уважності контролерів, що ведуть підрахунки.

Усі вищезгадані методи потребують відкопування опор, як мінімум на один метр нижче рівня ґрунту, що значно підвищує трудовитрати.

Електрохімічний метод оцінки стану арматури без відкопування опори, достатньо трудомісткий, на нього впливають перешкоди зі сторони зовнішнього електричного поля від блукаючих струмів. Це призводить до високого рівня перебраковки, крім того, можливо пропустити небезпечні опори у випадку повного руйнування арматури та втрати електричного зв'язку з арматурою в підземній частині. Струм поляризації значний і джерело поляризації має велику масу (8...10 кг), що незручно під час користування на перегоні. Немає можливості діагностувати опори, об'єднані груповим заземленням.

Вібраційний метод діагностування має ряд недоліків. Декримент коливань у великій мірі залежить від параметрів ґрунту, способу закладення опори, відхилень технології виготовлення опори, якості бетону. Помітний вплив виявляється лише при значному прояві процесу руйнування опори. Виникають труднощі з діагностикою опор із жорсткою і гнучкою поперечинами. Суттєвим недоліком є тривалість процесу збудження коливань у опорі.

Враховуючи усі недоліки існуючих методів діагностики для рішення питання визначення величини виносу металу у залізобетонних опорах, приймається акустичний метод діагностики. Технічний стан опори, при цьому методі визначає власна частота коливань.

Якщо пружна система буде виведена з положення рівноваги яким-небудь імпульсом і далі надана самій собі, то вона може робити лише цілком певні періодичні коливання, частота яких залежить лише від пружності і маси системи. Ці коливання називаються власними або вільними коливаннями.

За розрахункову модель залізобетонної опори приймаємо балку з одним затисненим кінцем, а другим вільним (рис. 1).



Рис. 1. Розрахункова модель опори для визначення власної частоти

Частота власних коливань [5] для такого випадку опорного закріплення знаходиться за формулою

$$v = \frac{\alpha^2}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{EJ}{m_{\Pi} l^4}}, \quad (1)$$

де l – довжина опори; EJ – жорсткість опори на згин; m_{Π} – погонна маса.

Величина α приймається із рівняння частот. Для балки з одним затисненим кінцем рівняння частот має вигляд:

$$\operatorname{ch} \alpha \cdot \cos \alpha + 1 = 0. \quad (2)$$

Вирішуючи це рівняння для нульової та першої гармоніки, маємо $\alpha_0 = 1,875$, $\alpha_1 = 4,6944$. Щоб знайти α для i – і гармоніки потрібно скористатися формулою:

$$\alpha_i = \pi \cdot (i + 0,5), \quad (3)$$

де i – номер гармоніки, $i > 1$.

Для конічних залізобетонних стояків з напруженою та ненапруженою арматурою рівняння для визначення власної частоти для i – тої гармоніки має вигляд

$$v_i = \frac{\alpha_i^2}{2\pi} \sqrt{\frac{E_b J_{\text{ср}}}{m_{\Pi} l_3^4}}, \quad (4)$$

де E_b – зведений модуль пружності бетону (для розрахунку модуль пружності арматури приведемо до бетону [7]); $J_{\text{ср}}$ – зведений середньоарифметичний момент інерції; l_3 – довжина опори до жорсткого закріплення в ґрунті.

Погонна маса розраховується за формулою:

$$m_{\Pi} = \frac{m}{l \cdot g}, \quad (5)$$

де m – маса стояка, кг; g – прискорення вільного падіння, $\text{см}/\text{с}^2$; l – довжина опори, см.

Середньоарифметичний момент інерції знаходиться

$$J_{\text{ср}} = \frac{J_b + J_3}{2}, \quad (6)$$

Де J_b – зведений момент інерції у вершині опори; J_3 – зведений момент інерції у місці жорсткого закріплення.

Зведений момент інерції для обох випадків знаходиться:

$$J_{\text{пр}} = \frac{\pi}{64} (d_{\text{пр}}^4 - d_{\text{в(н)}}^4), \quad (7)$$

де $d_{\text{пр}}$ – зведений до площі бетону зовнішній діаметр розрахункового перерізу стояка, см; $d_{\text{в(н)}}$ – внутрішній діаметр розрахункового перерізу стояка, см.

Зведений діаметр опори знаходимо так:

$$d_{\text{пр}} = \sqrt[4]{\frac{4A_{\text{пр}}}{\pi}}, \quad (8)$$

де $A_{\text{пр}}$ – зведена площа розрахункового перерізу стояка, см^2 .

Зведена площа розрахункового перерізу стояка знаходиться

$$A_{\text{пр}} = A_b + (n_a - 1)A_a + (n_s - 1)A_s, \quad (9)$$

де n_a – відношення модулів пружності поздовжньої не напруженої арматури та бетону; n_s – відношення модулів пружності поздовжньої напруженої арматури та бетону; A_b – площа розрахункового перерізу бетону, см^2 ; A_a – площа перерізу поздовжньої ненапруженої арматури, см^2 ; A_s – площа перерізу напруженої арматури, см^2 ;

Відношення модулів пружності поздовжньої не напруженої арматури та бетону визначають:

$$n_a = \frac{E_a}{E_b}. \quad (10)$$

Відношення модулів пружності поздовжньої напруженої арматури та бетону визначають:

$$n_s = \frac{E_s}{E_b} \quad (11)$$

Визначення власної частоти для еталонної опори з напруженою арматурою (наприклад, для опори типу С136.6-1). Ціллю даного розрахунку

є визначення залежності відсоткового виносу металу залізобетонної опори від власної частоти. Вихідні дані для розрахунку наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Вихідні дані

Назва одиниці	Величина
Модуль пружності бетону В30, кг/см ²	332 000,0
Модуль пружності арматури ВР-II, кг/см ²	1 800 000,0
Маса стояка, кг	2 100,0
Маса арматури, кг	65,0
Зовнішній діаметр опори в вершині опори, см	29,0
Внутрішній діаметр опори в вершині опори, см	17,0
Зовнішній діаметр опори на рівні жорсткого закріплення опори, см	45,2
Внутрішній діаметр опори на рівні жорсткого закріплення опори, см	33,2
Кількість стержнів арматури, од.	24,0
Діаметр арматури, см	0,5
Висота опори, см	1360,0

Розрахунок починаємо з визначення висоти l_3 . Як відомо, опора С136.6-1 жорстко закріплюється на 1/3 закопаної довжини від рівня ґрунту, тобто довжина опори до жорсткого закріплення складає:

$$l_3 = 960 + 400 \cdot \frac{1}{3} = 1093,3 \text{ , см.}$$

Знайдемо відношення модулів пружності по-здовжньої арматури та бетону за формулою (10)

$$n_a = \frac{1800000}{332000} = 5,422 \text{ .}$$

Загальна площа поперечного перерізу напруженої арматури розраховується за формулою

$$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4} n, \quad (12)$$

де d_s – діаметр одного стержня напруженої арматури, см; n – кількість стержнів арматури.

З урахування відсоткового виносу металу з поперечного перерізу арматури формула (12) прийме вигляд

$$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4} n(1-k), \quad (13)$$

де k – коефіцієнт, що характеризує відсоток виносу металу.

Підставляючи числові дані, розрахуємо площу поперечного перерізу арматури без впливу корозійної дії:

$$A_s = \frac{\pi 0,5^2}{4} \cdot 24 = 4,71 \text{ , см}^2 \text{ .}$$

Тепер розрахунок площі поперечного перерізу з урахуванням виносу металу зводимо в табл. 2.

Таблиця 2

Площі поперечного перерізу з урахуванням виносу металу

Показник	Відсоток виносу металу k									
	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
$A_p, \text{ см}^2$	0,47	0,94	1,41	1,89	2,36	2,83	3,29	3,77	4,24	4,71

Примітка. Максимальний винос металу у підземній частині складає 19 кг.

Знаходимо погонну масу стояка

$$m_{\Pi} = \frac{2035 + 65}{1360 \cdot 981} = 0,001574 \text{ , кг с}^2/\text{см}^2$$

Аналогічно знаходимо погонну масу стояка, з урахуванням виносу металу і зводимо в табл. 3.

Розрахуємо зведену площу бетону (9), зведений діаметр (8) та зведений момент інерції в вершині опори без впливу корозійної дії:

$$A_{\text{пр}} = 660,52 + (5,422 - 1)4,71 = 681,36, \text{ см}^2;$$

$$d_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 681,36}{\pi}} = 29,454, \text{ см};$$

$$J_{\text{в}} = \frac{\pi}{64} (29,454^4 - 17^4) = 32843,8, \text{ см}^4.$$

За аналогічними формулами розрахуємо зведену площу бетону, зведений діаметр та зведений момент інерції на рівні жорсткого закріплення опори без впливу корозійної дії, а у табл. 4 заносимо результати розрахунку з урахуванням корозії арматури

$$A_{\text{пр}} = 1604,6 + (5,422 - 1)4,71 = 1625,4 \text{ см}^2,$$

$$d_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1625,4}{\pi}} = 45,493 \text{ см},$$

$$J_{\text{н}} = \frac{\pi}{64} (45,493^4 - 33,2^4) = 150609,3 \text{ см}^4.$$

Розрахуємо середньоарифметичний момент інерції

$$J_{\text{ср}} = \frac{32843,8 + 150609,3}{2} = 91726,5 \text{ см}^4.$$

Значення $J_{\text{ср}}$ з врахуванням виносу металу зводимо в табл. 5.

Розраховуємо власну частоту опори для a_0 за формулою (4). Результати (з врахуванням виносу металу) приведемо в табл. 6.

Таблиця 3

k	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
$m_{\text{п}}, \text{ кгс}^2/\text{см}^2$	0,00153	0,001535	0,00154	0,001545	0,00155	0,001555	0,001559	0,001564	0,001569	0,001574

Таблиця 4

k	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
$A_{\text{пр}}, \text{ см}^2$	1606,7	1608,8	1610,9	1612,9	1615	1617,1	1619,2	1621,3	1623,4	1625,4
$d_{\text{пр}}, \text{ см}$	45,229	45,259	45,288	45,317	45,346	45,376	45,405	45,434	45,463	45,493
$J_{\text{н}}, \text{ см}^4$	145785,9	146319,1	146852,9	147387,5	147922,7	148458,7	148995,3	149532,6	150070,6	150609,3

Таблиця 5

k	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
$J_{\text{ср}}, \text{ см}^4$	89314,85	89581,45	89848,35	90115,65	90383,25	90651,25	90919,55	91188,2	91457,2	91726,5

Таблиця 6

k	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
$v, \text{ с}^{-1}$	2,049	2,05	2,051	2,052	2,053	2,054	2,056	2,057	2,058	2,059

Для порівняння, при a_{10} , k_0 частота 1 275 с^{-1} а при a_{10} , k_{09} частота 1 258 с^{-1} , різниця складає 17 с^{-1} .

Методом регресивного аналізу з'ясуємо залежність власної частоти опори при a_0 від виносу металу для опори С136.6-1.

$$A = \begin{pmatrix} v_1^2 & v_1 & 1 \\ v_2^2 & v_2 & 1 \\ v_3^2 & v_3 & 1 \end{pmatrix};$$

$$B = \begin{pmatrix} \kappa_1 \\ \kappa_2 \\ \kappa_3 \end{pmatrix};$$

$$C = A^{-1} \cdot B.$$

Звідси отримуємо залежність виносу металу від власної частоти для опори

$$k = A \cdot v^2 + B \cdot v + C.$$

Висновок:

1. Досліджена залежність виносу металу на власну частоту опори.

2. Визначені регресивні рівняння. Отримані графіки і номограми.

3. Запропонована методика визначення виносу метала на ранніх стадіях розвитку електрокорозії.

БІБЛЮГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Сердинов С. М. Повышение надежности устройств электроснабжения электрифицированных железных дорог. – М, Транспорт, 1985.
2. Вайнштейн А. Л. Коррозионные повреждения опор контактной сети / А. Л. Вайнштейн, А. В. Павлов. – М.: Транспорт, 1988.

3. Вайнштейн А. Л. Совершенствование методов оценки коррозионного состояния железобетонных опор. – М. 1990.
4. Указания по техническому обслуживанию опорных конструкций контактной сети К-146-96. – М.: Трансиздат, 1996.
5. Ананьев И. В. Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем. – М.: ОГИЗ, 1946.
6. Крылов Н. А. Радиотехнические методы контроля качества железобетона. Л, СИ, 1966.
7. СНИП 2.03.01.84.

Надійшла до редколегії 11.12.2006.

СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СЛУЧАЙНЫХ ФУНКЦИЙ ТЯГОВОГО ТОКА И НАПРЯЖЕНИЯ НА ТОКОПРИЕМНИКЕ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Розглянуто два способи визначення спектрального складу випадкових функцій тягового струму та напруги на струмоприймачі електрорухомого складу. Як приклад визначені інтергармоніки споживаного струму та напруги на струмоприймачі трамвая з реостатним регулюванням

Рассмотрены два способа определения спектрального состава случайных функций тягового тока и напряжения на токоприемнике электроподвижного состава. В качестве примера определены интергармоники потребляемого тока и напряжения на токоприемнике трамвая с реостатным регулированием

Two ways of determining the spectral structure of random functions of the traction current and voltage on electric rolling stock current collectors are considered in the article. As an example, interharmonics of consumed current and voltage on the current collector of a tramcar with rheostatic regulation have been calculated.

Силовые электрические цепи любого вида электроподвижного состава (ЭПС) являются нелинейными цепями переменного тока, так как работают в непрерывных переходных режимах. Последнее обуславливает тот факт, что потребляемые ими токи из сети являются резкпеременными, а напряжение на токоприемнике и в сети искажается по форме и колеблется. Указанные изменения тока и напряжения зависят от множества факторов (масса поезда, сопротивления движению, режим управления ЭПС и пр.), являются реакцией питающей сети на резкпеременную нагрузку, какой является ЭПС, а поэтому носят случайный непериодический характер.

С учетом изложенного и с точки зрения систем электроснабжения любая единица ЭПС как переменного, так и постоянного тока является нелинейной случайно-параметрической нагрузкой, технологически искажающей формы напряжения на токоприемнике и тягового тока.

В связи с вышесказанным, целью настоящей работы является необходимость предложить два метода определения спектрального состава тягового тока $I(t)$ и напряжения $U(t)$ на токоприемнике ЭПС.

Однако и $U(t)$, и $I(t)$ являются случайными процессами, а классические методы спектрального анализа в этом случае не применимы. Поэтому для анализа спектров $I(t)$ и $U(t)$ необходимо применение вероятностных методов, основным из которых является спектрально-корреляционная теория случайных функций. Гармонический состав тока и напряжения ЭПС

в этом случае будет вероятностным. И тогда для спектрального анализа реализаций случайных функций $I(t)$ и $U(t)$ предлагается применение двух методов, назовем их спектрально-статистическим и спектрально-корреляционным.

Первый способ состоит в использовании известного преобразования Фурье или быстрого преобразования Фурье (БПФ) непосредственно к собственно графику токовой нагрузки $I(t)$ или напряжения $U(t)$ на токоприемнике. Условием его применения является такая длительность T реализаций $U(t)$ и $I(t)$, при которой успевают проявиться все наиболее характерные их свойства (например, среднеквадратические значения). Тогда каждую такую реализацию $U(t)$ и $I(t)$ можно рассматривать как детерминированную несинусоидальную функцию (обозначим ее $f(t)$) не на интервале $[0, T]$, а продолженную периодически за пределы этого интервала. То есть надо преобразовать непериодическую функцию в периодическую с произвольным периодом T (рис. 1), для которой справедливо разложение в ряд Фурье [2]. Однако функция $f(t)$ несинусоидальная, и поэтому применение известного прямого интегрального преобразования Фурье

$$F(j\omega) = \int_0^{\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt = F(\omega) e^{-j\psi(\omega)} \quad (1)$$

для спектрального анализа реализации этой случайной функции практически затруднительно, необходимо использование дискретного

преобразования Фурье. Для этого дискретизируем произвольную реализацию функции $f(t)$ на интервалы времени $\Delta t = t_{n+1} - t_n$ (рис. 1) по теореме Котельникова [3], где на рис. 1: N – общее количество интервалов дискретизации; $n = 1, 2, \dots, N$; тогда $\Delta t = \frac{T}{N}$.

В результате дискретизации получаем последовательность δ -импульсов, умноженных на

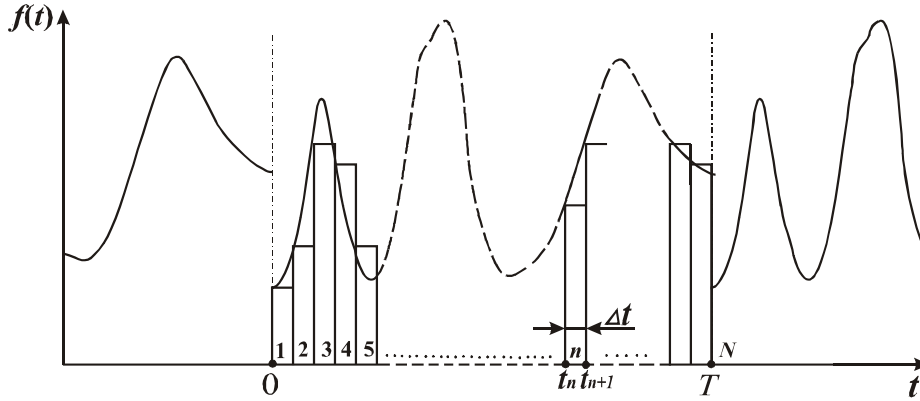


Рис. 1. Дискретизация реализации случайной функции $f(t)$

Подставив выражение (3) в формулу спектральной плотности n -го прямоугольного импульса [2]

$$F(j\omega_k) = \int_{t_n}^{t_{n+1}} f(n) e^{-j\omega_k t} dt, \quad (4)$$

имеем

$$F(j\omega_k) = \int_{t_n}^{t_{n+1}} \sum_{n=1}^N f(n) \delta\left(\frac{t}{\Delta t} - n\right) e^{-j\omega_k t} dt. \quad (5)$$

Изменяя порядок интегрирования и суммирования и учитывая «фильтрующее» свойство δ -функции, а также то, что дискретная угловая частота

$$\omega_k = \frac{2\pi}{T} k,$$

а $t_n = n\Delta t$, получаем (5) в виде

$$\begin{aligned} F(j\omega_k) &= \sum_{n=1}^N f(n) \int_{t_n}^{t_{n+1}} \delta\left(\frac{t}{\Delta t} - n\right) e^{-j\frac{2\pi}{T} kt} dt = \\ &= -\frac{T}{j2\pi k} \sum_{n=1}^N f(n) \left[e^{-j\frac{2\pi}{T} k(t_n + \Delta t)} - e^{-j\frac{2\pi}{T} kt_n} \right] = \\ &= -\frac{T}{j2\pi k} \sum_{n=1}^N f(n) \left[e^{-j\frac{2\pi}{T} k(n+1)\Delta t} - e^{-j\frac{2\pi}{T} kn\Delta t} \right] = \\ &= F(\omega_k) e^{-j\psi(\omega_k)}. \quad (6) \end{aligned}$$

значение $f(n\Delta t)$ функции $f(t)$ в моменты взятия отсчетов

$$f_\delta(n\Delta t) = \sum_{n=1}^N f(n\Delta t) \delta(t - n\Delta t) \quad (2)$$

или, переходя к безразмерным интервалам дискретизации, получаем

$$f_\delta(n) = \sum_{n=1}^N f(n) \delta\left(\frac{t}{\Delta t} - n\right). \quad (3)$$

Тогда амплитуда $A_m^{(k)}$ k -той гармоники искомого ряда Фурье функции $f(t)$

$$f(t) = \sum_{k=1}^s A_m^{(k)} \sin(k\omega t + \psi^{(k)}) \quad (7)$$

определится по формуле [3]

$$A_m^{(k)} = \frac{2F(\omega_k)}{T}, \quad (8)$$

а начальная фаза $\psi^{(k)}$ – согласно (6).

Изложенный способ позволяет определять лишь амплитудно-частотную и фазовую характеристики этого конкретного графика, который является частным случаем рассматриваемой случайной функции (тока или напряжения) – одной из ее реализаций. Однако большинство графиков резкопеременных нагрузок содержит случайную составляющую, что затрудняет получение корректных данных по амплитудам и частотам дискретного спектра гармоник. Необходимо знать, какие гармоники в спектре реализации обусловлены преимущественно случайными факторами, а какие имеют свойство устойчиво проявляться во всех реализациях (во всем случайном процессе). Поэтому далее рассмотрим способ определения спектра случайного процесса по его корреляционной функции, то есть вторым, спектрально-корреляционным методом.

Корреляционная функция, являясь одной из важнейших характеристик случайного процесса, характеризует его внутреннюю структуру, она позволяет судить о степени зависимости между значениями тока или напряжения в различные моменты времени работы ЭПС. Известно, что оценка корреляционной функции случайного процесса определяется выражением [4]

$$K_I(\tau) = \frac{1}{T - \tau} \sum_{t=0}^{T-\tau} (I(t) - m_I)(I(t + \tau) - m_I), \quad (9)$$

где T – период, на котором задана реализация случайной функции тока (напряжения); $I(t)$, $I(t + \tau)$ – соответственно значение случайной функции в моменты времени t и $(t + \tau)$; m_I – математическое ожидание случайного процесса.

Приведенным выражением рекомендуется пользоваться при $\tau < T/5$, так как при больших значениях τ погрешность оценки корреляционной функции возрастает [4].

Известно [1], что корреляционные функции случайных токов и напряжений резкопеременных нагрузок часто являются незатухающими, а незатухание корреляционной функции с увеличением τ свидетельствует о неэргодичности случайного процесса. Одной из наиболее характерных причин неэргодичности стационарного случайного процесса является наличие в нем периодических составляющих. Незатухающая часть корреляционной функции (так называемый «хвост» корреляционной функции) содержит те же частоты, что и сам случайный процесс [4]. В связи с этим для анализа спектрального состава периодических составляющих тока и напряжения нагрузки (ЭПС) целесообразно применять преобразование Фурье не к самому случайному процессу, а к «хвосту» корреляционной функции. Это обеспечит фильтрацию периодических составляющих от случайного процесса, который будет описываться одним из видов корреляционных функций:

$$K(\tau) = D e^{-\alpha|\tau|}, \quad (10)$$

$$K(\tau) = D e^{-\alpha|\tau|} \cos \omega_0 \tau, \quad (11)$$

$$K(\tau) = D e^{-\alpha|\tau|} \left(\cos \omega_0 \tau + \frac{\alpha}{\omega_0} \sin \omega_0 |\tau| \right), \quad (12)$$

где D – дисперсия случайного процесса; α – коэффициент затухания корреляционной функции; ω_0 – собственная частота корреляционной функции.

Будем считать, что «хвост» корреляционной функции начинается с момента времени τ_0 , когда корреляционная функция случайного процесса практически равна нулю. Тогда согласно [5],

$$\tau_0 \geq 3\tau_k, \quad (13)$$

где τ_k – интервал корреляции, равный

$$\tau_k = \frac{\int_0^\infty |K(\tau)| d\tau}{K(0)}. \quad (14)$$

Представим тяговый ток ЭПС (или напряжение на его токоприемнике) в виде суммы случайного процесса $I'(t)$ с затухающей корреляционной функцией, описываемой каким либо выражением из (10)–(12), и низкочастотных периодических составляющих

$$I(t) = I'(t) + \sum_{k=1}^n I_m^{(k)} \sin(k\omega t + \psi^{(k)}), \quad (15)$$

где $I_m^{(k)}$ – постоянные амплитуды k -тых периодических составляющих случайного процесса изменения тягового тока ЭПС; $k\omega$ – частоты периодических составляющих; $\psi^{(k)}$ – начальные фазы.

Таким образом, можно выделить из неэргодического случайного процесса $I(t)$ эргодическую случайную функцию $I'(t)$ и определить, какие же периодические колебания (по амплитудам и частотам) входят в спектр случайного процесса.

Если интервал регистрации T случайной функции намного больше периода $\frac{2\pi}{k\omega}$ наименьшей из низкочастотных составляющих, то выражение (9) можно переписать в виде

$$K_I(\tau) = K'_I(\tau) + \sum_{k=1}^n \frac{I_m^{(k)2}}{2} \cos(k\omega\tau), \quad (16)$$

где $K'_I(\tau)$ – какая либо из корреляционных функций вида (10)–(12).

Таким образом, если в случайном процессе тягового тока (напряжения) присутствуют синусоидальные составляющие, то «хвост» корреляционной функции представляет собой сумму косинусоид тех же частот, амплитуды которых равны половине квадрата амплитуд синусоидальных составляющих графика тягового тока (напряжения), то есть второе слагаемое в (16) является поправкой на периодичность в эргодическом случайном процессе $I'(t)$ с затухающей корреляционной функцией $K'_I(\tau)$.

На рис. 2, а в качестве примера приведены временные диаграммы потребляемого тягового тока и напряжения на токоприемнике рис. 2, б

трамвая с реостатным регулированием напряжения на тяговых электродвигателях, а на рис. 3 – их корреляционные функции.

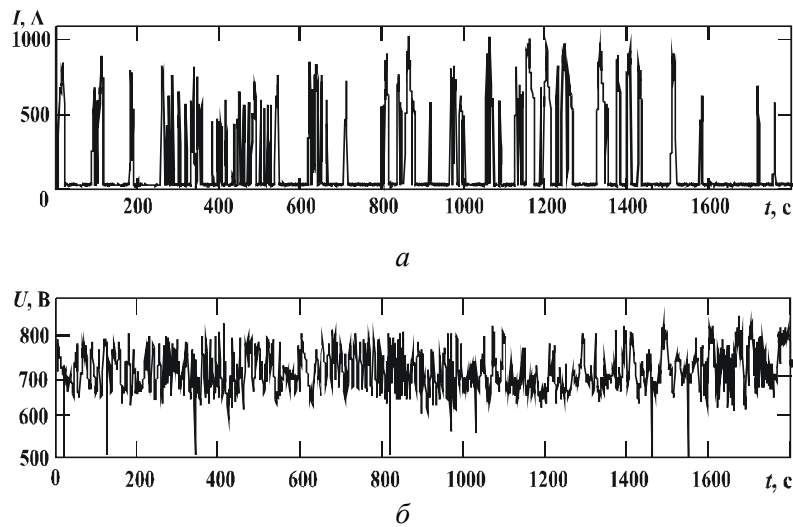


Рис. 2. Графики изменения во времени тягового тока и напряжения на токоприемнике трамвая с реостатным регулированием

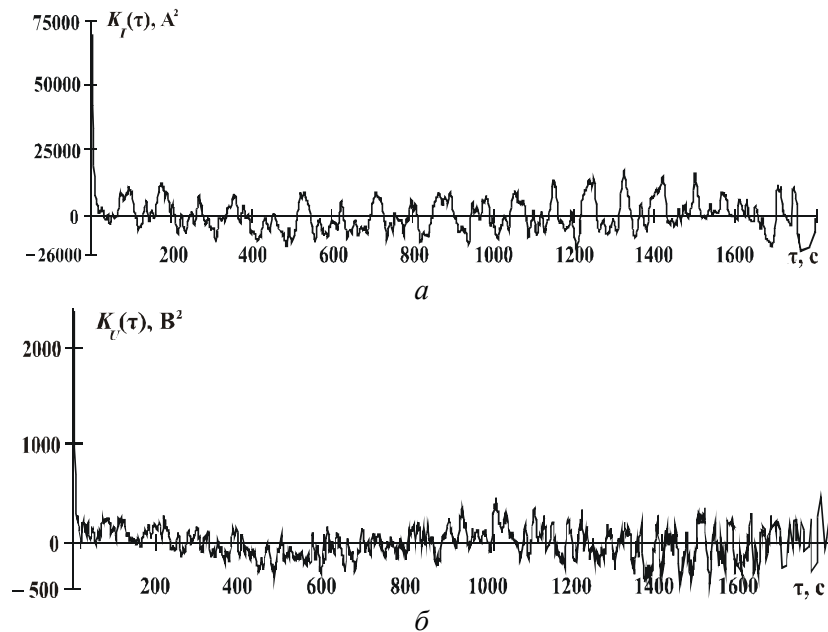


Рис. 3. Корреляционные функции тягового тока и напряжения на токоприемнике

Вид корреляционных функций свидетельствует о наличии в графиках случайного изменения тока и напряжения периодических составляющих.

Для получения амплитудного спектра разложим кривые напряжения на токоприемнике и тягового тока обоими способами. Воспользуемся обычным прямым преобразованием Фурье с кусочно-постоянной аппроксимацией разлагаемой величины. В этом случае, после упрощения выражения (6) разложение в ряд реализуем по формуле для k -той комплексной гармоники тока

$$\underline{I}^{(k)} = -\frac{1}{j\pi k} \sum_{n=1}^N I_n e^{-j2\pi \frac{1}{N} kn} \left(e^{-j2\pi \frac{1}{N} k} - 1 \right). \quad (17)$$

Результаты расчета для тока и напряжения приведены на рис. 4, где показаны дискретный спектр мгновенного графика тока (рис. 4, а) и «хвоста» корреляционной функции тока (рис. 4, б). Шкала оси частот имеет логарифмический масштаб. Спектр мгновенного графика напряжения представлен соответственно на рис. 4, в, а спектр «хвоста» корреляционной функции напряжения на рис. 4, г. Все спектры определяли с использованием выражения (17).

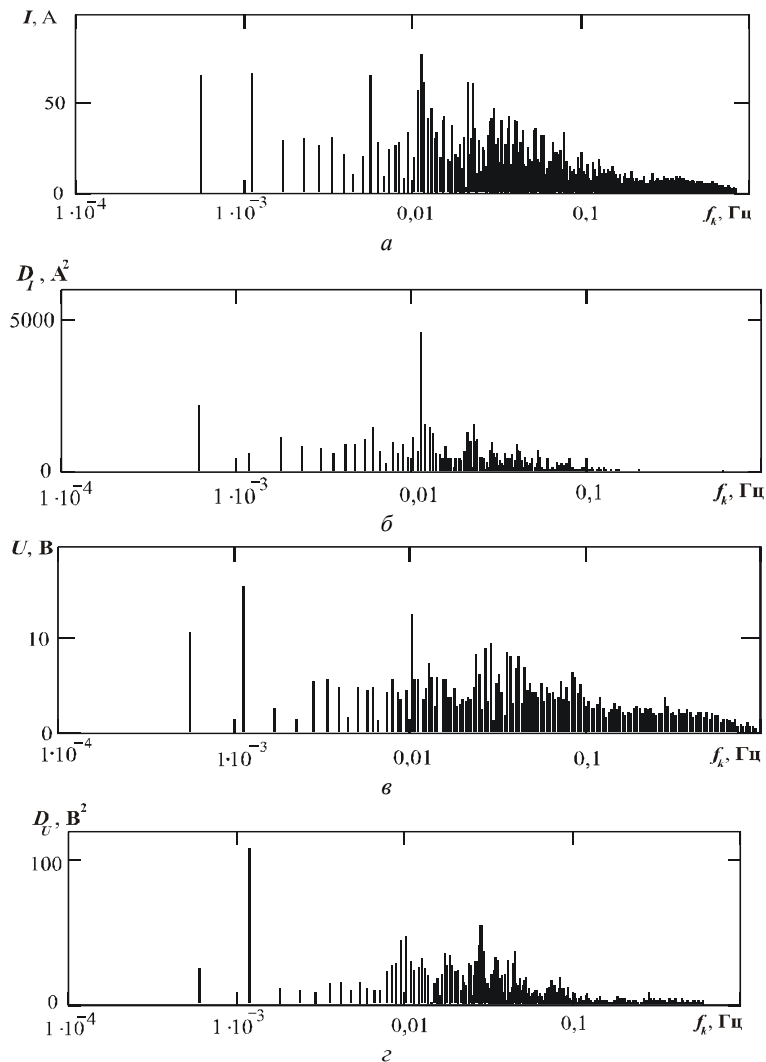


Рис. 4. Спектры тягового тока и напряжения на токоприемнике

Амплитудный спектр, полученный по корреляционной функции, представляет собой распределение дисперсий гармоник по частотам и позволяет оценить энергию гармонических составляющих в общей энергии случайного процесса.

Анализ спектров, полученных разными методами, показывает, что спектр «хвоста» корреляционной функции по сравнению со спектром мгновенного графика прорежен, то есть он свободен от случайных колебаний, а содержит лишь амплитуды периодических колебаний, присутствующих в случайном процессе. Спектры графиков мгновенных величин $U(t)$ и $I(t)$ свидетельствуют о наличии гармоник в диапазоне $0,0006 \dots 1,0$ Гц, а спектры «хвостов» корреляционных функций графиков $U(t)$ и $I(t)$ – в диапазоне $0,0006 \dots 0,1$ Гц.

Таким образом, рассмотренные спектры случайных процессов $U(t)$ и $I(t)$ содержат низкочастотные гармоники (не канонические),

которые в промышленных сетях принято называть интергармониками (субгармониками) [1]. Интергармоники – это гармонические колебания с частотами, не кратными частоте питающей сети. Частоты интергармоник находятся в пределах $0 < f_{\text{иг}} < 50$ Гц. Они возникают в электрических системах при работе резкопеременных нагрузок, то есть когда потребители электрической энергии постоянно или кратковременно работают в неустойчившемся режиме и носят вероятностную природу. Такой и является нагрузка ЭПС постоянного тока, поскольку меняется она в зависимости от множества факторов, а токи и напряжения являются случайными процессами. Из спектров даже конкретных реализаций невозможно судить о существовании в сети гармоник той или иной частоты, поскольку они могут показывать лишь какие-то усредненные амплитуды и частоты гармоник, протекавших в системе на рассматриваемом интервале времени. Например, если анализировать спектральный состав не всей реализации, а

какой либо ее части на коротком промежутке времени, то на любом из отрезков времени получим различные спектры как по амплитудам, так и по частотам.

Как известно, площадь под кривой спектральной плотности свидетельствует об энергии случайного процесса и численно равна его дисперсии

$$D_I = \int_{-\infty}^{\infty} S_I(\omega) d\omega,$$

где $S_I(\omega)$ – спектральная плотность.

В качестве примера определим энергию сплошного спектра тягового тока трамвая (рис. 2, б) по его спектральной плотности, полученной путем аппроксимации его корреляционной функции (рис. 3, б) выражением вида (10) в котором $D = 69857 \text{ A}^2$, а $\alpha = 0,19 \text{ c}^{-1}$. Результат аппроксимации приведен на рис. 5.

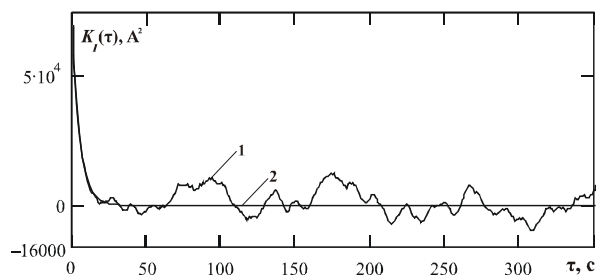


Рис. 5 Корреляционные функции тока:
1 – экспериментальная; 2 – теоретическая

Спектральная плотность потребляемого тока, полученная в соответствии с выражением

$$S_I(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K_I(\tau) \cos \omega \tau d\tau = \frac{2}{\pi} \frac{D_I \alpha}{\alpha^2 + \omega^2}, \quad (18)$$

приведена на рис. 6. Энергия случайного процесса изменения потребляемого тока, полученная по кривой сплошного спектра (18), равна $6,986 \cdot 10^4 \text{ A}^2$.

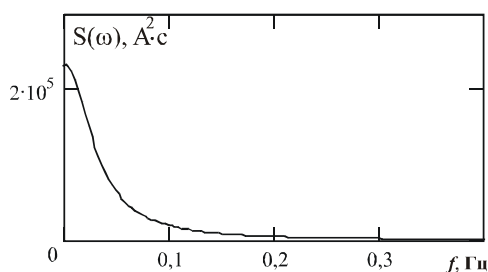


Рис. 6. Спектральная плотность изменения
тягового тока

В последнее время в промышленной электроэнергетике интенсивно ведутся исследования негативного влияния интергармоник, разрабатывается их теория и методы подавления, поскольку эти вопросы вплотную связаны с проблемами энергосбережения и надежности функционирования электрооборудования. Интергармоники вызывают дополнительный нагрев оборудования и, как следствие, сокращение срока службы изоляции, являются причиной дополнительных потерь активной электроэнергии; ошибочного функционирования устройств связи, измерения, управления и регулирования. В промышленных сетях низкочастотные гармоники также вызывают колебания и искажения синусоидальной формы питающего напряжения, а токи интергармоник могут явиться причиной перегрузки фильтров высших гармоник [6]. Что же касается влияния интергармоник на электрооборудование и сети электроснабжения системы электрического транспорта постоянного тока, то этот вопрос до настоящего времени не исследован, что является важнейшей последующей нашей задачей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Жежеленко И. В. Высшие гармоники в системах электроснабжения. – М.: Энергоатомиздат, 2004. – 326 с.
2. Фихтенгольц Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. В 4 т. Т. 3. – М.: Наука, 1966. – 656 с.
3. Гоноровский И. С. Радиотехнические цепи и сигналы. М.: Сов. радио, 1977. – 608 с.
4. Пугачев В. С. Введение в теорию вероятностей. – М.: Наука, 1968. – 368 с.
5. Жежеленко И. В. Спектральный анализ тока нагрузки источников интергармоник в промышленных электрических сетях / И. В. Жежеленко, Ю. Л. Саенко, Т. К. Бараненко // Вісник Приазовського державного технічного університету. – Маріуполь, 2002. – С. 194–201.
6. Бараненко Т. К. Розробка методів розрахунку інтергармонік напруги і струму в електричних мережах з електротехнологічним устаткуванням і безпосередніми перетворювачами частоти Автореф. дис. ... канд. техн. наук, спец. 05.14.02 – Електричні станції, мережі і системи, ДонНТУ, 2004, – 19 с.

Поступила в редколлегию 12.09.2006.

СУЧАСНІ МІКРОКОНТРОЛЕРИ В СХЕМАХ РУХОМОГО СКЛАДУ

Наведена загальна структура мікроконтролера, сформульовані основні вимоги до нього та периферійних пристроїв у разі застосування в системах автоматичного керування рухомих складом. Проведено аналіз і визначена перспективна структура сучасних систем керування на базі мікроконтролерної техніки.

Представлена общая структура микроконтроллера, сформулированы основные требования к нему и периферийным модулям при использовании в системах автоматического управления подвижным составом. Выполнен анализ и определена перспективная структура современных систем управления на базе микроконтроллерной техники.

General structure of a microcontroller has been presented; the basic requirements to it and its peripheral modules have been formulated in case of their use in the systems of automated control of rolling stock. An analysis has been executed and a perspective structure of modern control systems on the basis of microcontroller equipment has been identified.

Впровадження мікроконтролерів в системах керування на рухомому складі залізниць поряд з простою заміною елементної бази і розширенням функцій апаратури створює також принципово нові можливості в побудові керівних комплексів. Змінюються також методи і технічні засоби проектування автоматичних систем.

У системах автоматичного керування (САК) застосовують центральне, децентралізоване і комбіноване керування [1]. У системах з центральним керуванням задача обробки сигналів з метою формування керівного впливу вирішується центральним цифровим керівним пристроєм, що з'єднаний багатьма каналами зв'язку з об'єктом керування.

Загальна структурна схема для цього випадку показана на рис. 1. Вона складається з об'єкта (об'єктів) керування (ОК), цифрового керівного пристрою (ЦКП), ряду входних аналогово-цифрових перетворювачів (АЦП), ряду вихідних цифрово-аналогових перетворювачів (ЦАП) з'єднаних з виконавчими пристроями (ВП). Якщо здійснюється керування складними багатовимірним об'єктом, то така САК є зв'язаною. Якщо ж вирішується задача керування сукупністю незалежних по керівних параметрах одновимірних об'єктів, то система є незв'язаною. У такому випадку САК наведена у вигляді сукупності одноконтурних систем автоматичного керування (рис. 2), кожна з яких має свою програму керування $ПК_1, \dots, ПК_k$ об'єктами $ОК_1, \dots, ОК_k$.

У разі керування об'єктом від центрального цифрового керівного пристрою він обслуговує по черзі окремі канали керування. Ця черга може формуватися по жорсткій програмі або по

мірі надходження заявок від окремих каналів з можливістю використання пріоритетного обслуговування.

У системах з децентралізованим керуванням в кожний контур керування включається автономний цифровий керівний пристрій.

Структурна схема САК з децентралізованим керуванням показана на рис. 3, де для автономних керівних пристроїв ЦКП введені позначення $МК_1, \dots, МК_k$. Для автономних ЦКП широко використовують регулюючий мікроконтролер.

У децентралізованих системах центральний керівний пристрій або відсутній зовсім, або вводиться для передачі йому функції диспетчера. У цьому випадкові реалізується комбіноване керування.

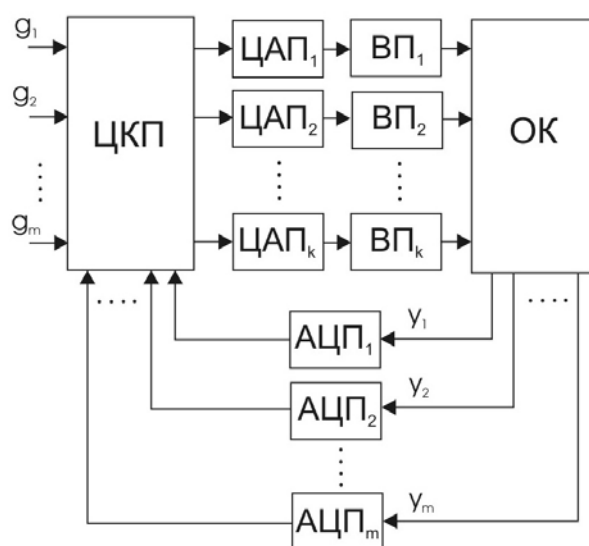


Рис. 1. Структура мікропроцесорної САК з центральним керуванням

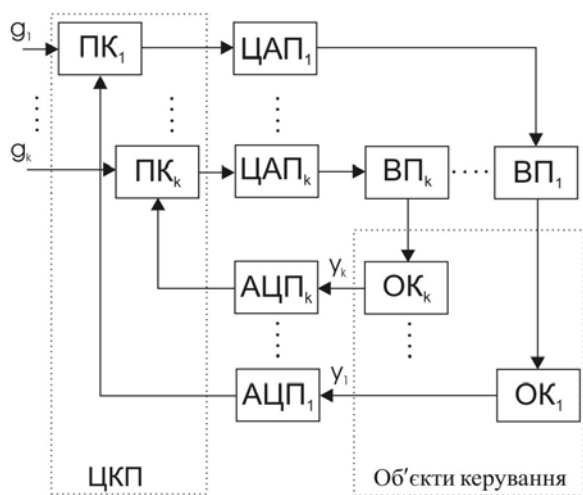


Рис. 2. Структура мікропроцесорної САК групою незв'язаних об'єктів

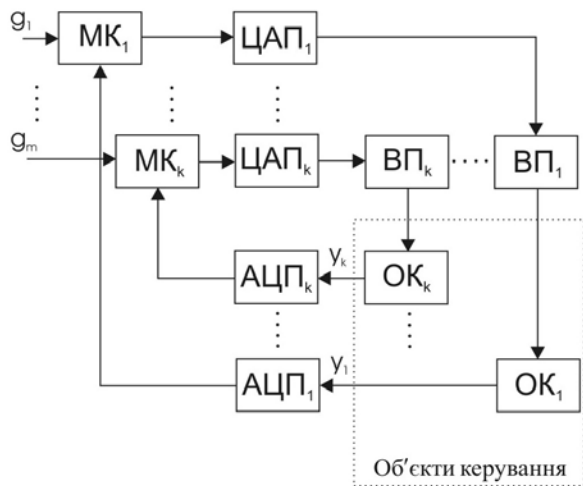


Рис. 3. Структура мікропроцесорної САК з децентралізованим керуванням

Вибір принципу керування (центральне, децентралізоване, комбіноване) в САК, побудованих на базі мікроконтролерів, залежить від багатьох взаємопов'язаних факторів: вартість і надійність систем, їх живучість, гнучкість, здібність працювати в масштабі реального часу.

Цифровий мікроконтролер повинен мати необхідну розрахункову потужність для розрахунку і видачі сигналів керування, а також мати необхідний інтерфейс для керування системою в реальному масштабі часу. Робота в реальному масштабі часу означає, що тривалість циклу обробки інформації $T_{\text{ц}}$ в мікроконтролері узгоджена з вимогами до якості керування, з частотними характеристиками елементів контуру керування і з спектрами збурень. Вона не може бути більше величини T – такту дискретизації процесу в часі, який встановлюється розрахунковим шляхом або методом математичного моделювання.

Основою апаратного забезпечення мікроконтролера є: модулі аналогового вводу-виводу і цифрового вводу-виводу, мікропроцесор, пам'ять та пульт оператора (рис. 4)

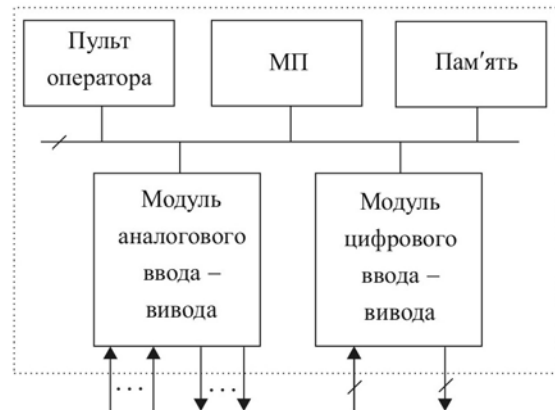


Рис. 4. Узагальнена структура мікроконтролера

Модуль аналогового вводу-виводу містить вузли гальванічного розмежування сигналів, вузол мультимплексування аналогових вхідних сигналів і групу перетворювачів сигналів і кодів.

Особливістю мікроконтролера є те, що на його виході не використовується мультимплексування (кількість АЦП рівна кількості вихідних кіл мікроконтролера). Це пов'язано з необхідністю запам'ятовувати кожне значення керівного сигналу після зупинки розрахунків.

Пульт оператора в мікроконтролері використовується для встановлення необхідної конфігурації регулюючого контуру, вибору алгоритму керування, контролю значень змінних, оперативного втручання в процес керування.

Можливості мікроконтролера характеризують, використовуючи поняття віртуальної структури. Віртуальна структура описує властивості мікроконтролера в традиційних для систем регулювання поняттях, основними з яких є канали керування, з системної точки зору еквівалентні окремому приладу або типовому поєднанню приладів безперервної системи керування, і конфігурація, що визначає систему зв'язків каналів із виходами та входами мікроконтролера, а також варіанти взаємодії каналів.

На даному етапі розвитку мікропроцесорної техніки, провідні фірми виробники продовжують розвивати RISC – мікроконтролери в бік збільшення потужності ядра, розширення об'єму пам'яті, збільшення кількості виводів і нових периферійних модулів (CAN/USB). Розширюється номенклатура в напрямку створення завершеної системи pin-to-pin сумісних пристроїв різної обчислювальної потужності ядра і набору периферії [2].

Використання мікроконтролерів в системах автоматичного керування висуває на перший план проблему їх зв'язку з об'єктами, стан яких в більшості випадків характеризується безперервними функціями часу. Тому в процесі використання і обробки таких функцій важлива роль відводиться операції перетворення безперервних (аналогових) сигналів в цифрову форму і навпаки. Це здійснюється за допомогою аналогово-цифрових і цифрово-аналогових перетворювачів (АЦП і ЦАП).

У системах автоматичного керування використовуються такі види аналогово-цифрових і цифрово-аналогових перетворювачів: «кут-код», «фаза-код», «напруга-код», «час-код», «код-напруга», «код-час» і т. д. Очевидно, що переваги цифрових методів обробки інформації в САК можуть бути реалізовані лише, коли АЦП і ЦАП не вносять обмежень по точності та швидкодії. Вирішення проблеми забезпечення заданих показників якості керування пов'язано з вибором кількості рівнів квантування вхідного сигналу, які залежать від енергетичних характеристик процесу, так і від алгоритму обробки інформації, і обмежена відповідними характеристиками перетворювачів аналогових сигналів в код і довжиною розрядної сітки мікропроцесорної обчислювальної системи. Для усунення негативних ефектів пов'язаних з роботою перетворювачів необхідно виконати такі умови [3]:

1. Розрядності вхідних і вихідних перетворювачів, а також діапазон подання чисел в процесорі повинні бути достатньо великими.

2. Потрібно добиватись максимального заповнення розрядної сітки перетворювачів та процесора введенням раціонального масштабу даних.

3. Операції множення (ділення) виконувати з подвійною точністю.

4. Необхідно слідкувати, щоб в колах прямого зв'язку не виникали зони нечутливості навколо усталених становищ.

5. Розрядність перетворювача аналогової величини в код потрібно вибирати таким чином, щоб його похибка квантування була меншою від статичних та динамічних похибок.

6. Розрядність перетворювача коду в аналогову величину необхідно мати такою, щоб зміна керівного сигналу на один крок квантування викликала після проходження через аналогову частину системи зміну коду в перетворювачі аналогової величини в код на одиницю молодшого розряду.

Сучасний рівень та тенденції розвитку технології виробництва мікроконтролерів, цифрових сигнальних процесорів (DSP), специфіка конкретних задач керування рухомим складом дозволяють зробити висновок, що мікроконтролерні САК побудовані з використанням принципу децентралізованого керування є найбільш виправданими технічно та економічно.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Бесекерский В. А. Микропроцессорные системы автоматического управления / В. А. Бесекерский, Н. Б. Ефимов, С. И. Зиятдинов. – Л.: Машиностроение, 1988. – 365 с.
2. Однокристалльные 8-разрядные FLASH CMOS микроконтроллеры компании Microchip Technology Incorporated: PIC 16F873, PIC 16F874, PIC 16F876, PIC 16F877. – М.: ООО «Микро-Чип», 2002. – 183 с.
3. Изерман Р. Цифровые системы управления. – М.: Мир, 1984. – 541 с.

Надійшла до редколегії 15.09.2006.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЛАНА СУЩЕСТВУЮЩЕГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ

Запропонована математична модель плану існуючої залізничної колії, що має вищу точність в порівнянні з традиційною.

Предложена математическая модель плана существующего железнодорожного пути, имеющая более высокую точность по сравнению с традиционной.

The article offers a mathematical model of the plan of existing railway track with higher accuracy as compared to the traditional one.

При различных расчетах выправки (переустройства) плана большую роль играет математическое представление существующего пути. Уже почти 100 лет в качестве такой модели используется представление кривизны отдельных точек пути в виде кривизны отрезка круговой кривой, проходящей через три соседних точки. К сожалению, такой подход использован даже в работах, в которых рассматриваются достаточно серьезные математические модели [1].

При такой модели план представляется пересекающимися отрезками круговых кривых (рис. 1).



Рис. 1. Традиционная модель существующей кривой

Простота такого подхода облегчает расчеты кривизны существующего пути, но приводит к существенным погрешностям модели, которые проявляются на участках изменения кривизны. Особенно велики такие погрешности в начале и в конце переходных кривых (рис. 2).

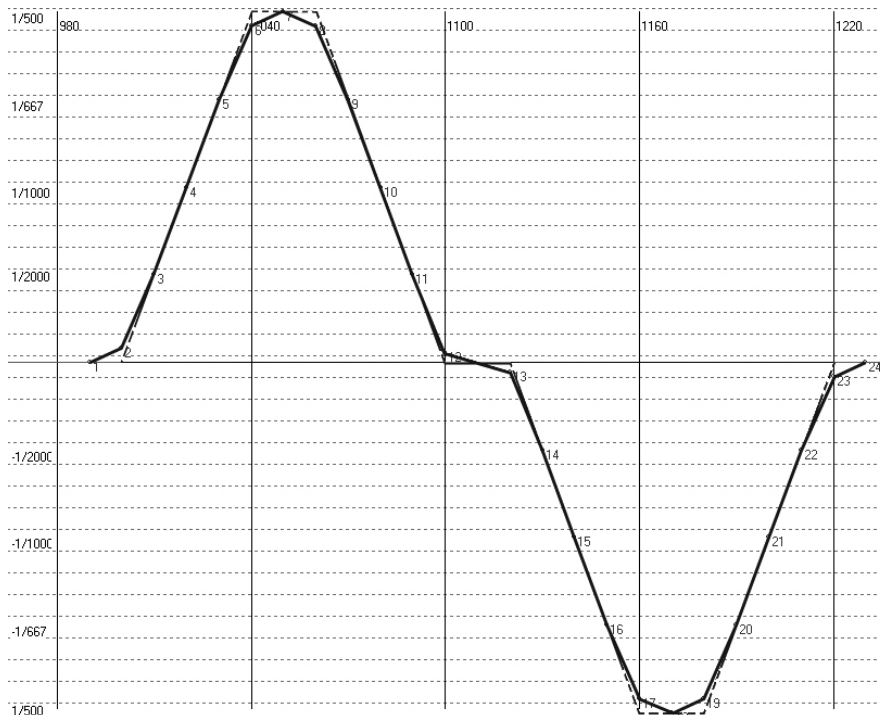


Рис. 2. Кривизна истинная (пунктир) и в соответствии с моделью

Учитывая, что в абсолютном большинстве случаев сегодня расчеты выправки выполняются на компьютерах, требование простоты моделей отступает на второй план.

Автор исследовал возможности применения в качестве модели кривых второго порядка (как известно [2], кривая второго порядка обязательно проходит через 5 точек) и кубической параболы. Решения, получающиеся для таких моделей, ведут себя нустойчиво и неприменимы для автоматического применения.

В последнее время в различных инженерных задачах широко используются сплайны [3–5]. Анализ сплайновых моделей показал, что для математического описания плана существующего пути наилучшим образом подходят кубические параметрические сплайны специального вида. Для простоты последующей математической обработки такой сплайн в диапазоне между точками i и $i+1$ запишем в следующем виде:

$$Y(t) = \omega_i Y_{i+1} + \bar{\omega}_i Y_i + l_i^2 \left[(\omega_i^3 - \omega_i) \gamma_{i+1} + (\bar{\omega}_i^3 - \bar{\omega}_i) \gamma_i \right],$$

$$X(t) = \omega_i X_{i+1} + \bar{\omega}_i X_i + l_i^2 \left[(\omega_i^3 - \omega_i) \delta_{i+1} + (\bar{\omega}_i^3 - \bar{\omega}_i) \delta_i \right],$$

где X_i, Y_i – координаты i -й точки;

$$\omega = \frac{t - t_i}{l_i};$$

$l_i = R(i, i+1)$ – расстояние между точками i и $i+1$; $t_1 = 0$; $t_i = t_{i-1} + l_{i-1}$; δ_i, γ_i – коэффициенты сплайна.

Коэффициенты сплайна определяются из условий равенства в точках пути координат, а также первой и второй производных. Вторые производные в первой и последней точках принимаются равными нулю.

Полученная трехдиагональная матрица легко решается. В результате план пути описывается параметрическим кубическим сплайном, что позволяет определять кривизну и находить векторы нормалей в отдельных точках. Для этого необходимо найти первые и вторые производные:

$$\dot{X} = \frac{X_{i+1} - X_i}{l_i} + l_i \left[(3\omega_i^2 - 1) \delta_{i+1} - (3\bar{\omega}_i^2 - 1) \delta_i \right]$$

$$\dot{Y} = \frac{Y_{i+1} - Y_i}{l_i} + l_i \left[(3\omega_i^2 - 1) \gamma_{i+1} - (3\bar{\omega}_i^2 - 1) \gamma_i \right]$$

$$\ddot{X} = 6\omega_i \delta_{i+1} + 6\bar{\omega}_i \delta_i$$

$$\ddot{Y} = 6\omega_i \gamma_{i+1} + 6\bar{\omega}_i \gamma_i.$$

Координаты центра кривизны и саму кривизну можно найти по известным [2] формулам:

$$X_c = X - \frac{\dot{Y}(\dot{X}^2 + \dot{Y}^2)}{\dot{X}\ddot{Y} - \dot{Y}\ddot{X}}$$

$$Y_c = Y + \frac{\dot{X}(\dot{X}^2 + \dot{Y}^2)}{\dot{X}\ddot{Y} - \dot{Y}\ddot{X}}$$

$$k = -\frac{\dot{X}\ddot{Y} - \dot{Y}\ddot{X}}{\sqrt{(\dot{X}^2 + \dot{Y}^2)^3}}.$$

Зная коэффициенты сплайна, можно также достаточно точно рассчитывать кривизну, вектора нормалей и координаты промежуточных точек на плане существующего пути, что позволяет решать ряд дополнительных задач при проектировании выправки (переустройства) плана.

Данная модель плана существующего пути в виде кубического параметрического сплайна реализована в программе проектирования переустройства плана RWPlan 1.2.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дюнин А. К. Аналитический метод проектирования переустройства железнодорожного пути в плане / А. К. Дюнин, А. И. Проценко. – Новосибирск: Изд-во НИИЖТ. – 1967. – 226 с.
2. Корн Г. Справочник по математике / Корн Г., Корн Т. – М.: Наука. – 1973. – 832 с.
3. Алберг Дж. Теория сплайнов и ее приложения / Алберг Дж., Нильсон Э., Уолш Дж. – М.: Мир, 1972. – 316 с.
4. Игнатов М. И. Натуральные сплайны многих переменных / М. И. Игнатов, А. Б. Певный. – Л.: Наука. 1991. – 125 с.
5. Голованов Н. Н. Геометрическое моделирование. – М.: Изд-во физико-математической литературы. – 2002. – 472 с.

Поступила в редколлегию 12.09.2006.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКОГО ПОКРЫТИЯ

Запропоновані теоретичні основи структурного моделювання електролітичних процесів залізнення.

Предложены теоретические основы структурного моделирования электролитических процессов железнения.

Theoretical bases of structural modelling the electrolyt processes of a covering by iron are offered.

В настоящее время все более находит применение электролитическое покрытие. Особенно необходимо отметить применение данного процесса для восстановления деталей подвижного состава.

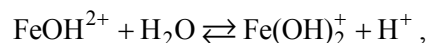
В общем виде процесс восстановления в любой момент времени можно характеризовать некоторым набором показателей $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, среди которых могут быть показатели как количественные, так и качественные. Например, электролиты железнения могут быть кислотными или щелочными, тогда $x_1 = 1$, то можно этим отмечать кислотность раствора, а при $x_1 = 0$ будем считать, что раствор щелочной. Далее считаем, что x_2 характеризует качественное состояние железа в растворе. Другими словами, это может быть хлорный электролит или сульфатный, или борфтористый и т. д., т. е. – качественный показатель. В качестве примера количественного показателя могут выступать: температура раствора, толщина покрытия, его твердость, сцепляемость и т. д.

Очевидно, что между показателями из X в любой момент времени существуют определенные связи, определяемые физико-химической природой процесса железнения.

В общем виде данные связи будем описывать в виде графа $G(V, E)$, где V – перечень вершин графа, названия которых совпадают с названиями показателей из перечня X , а E – множество дуг (ребер) между вершинами. Так, например, дуга из x_2 в x_3 , где x_3 – толщина покрытия означает, что тип электролита влияет на толщину покрытия. На графе данная дуга начинается в вершине x_2 и оканчивается в вершине x_3 . Краткости ради эту дугу будем обозначать как e_{23} . Заметим,

что если между вершиной графа x_i и x_j имеется дуга e_{ij} , то может быть и дуга из x_j в x_i , т. е. e_{ji} , причем эти дуги не эквивалентны в том плане, что дуги можно характеризовать некоторым показателем $P(e_{ij})$ и в общем случае $P(e_{ij}) \neq P(e_{ji})$.

Пример. Рассмотрим реакцию



Тогда скорость реакции в одну сторону может не совпадать со скоростью реакции в другую сторону.

Таким образом, граф $G(V, E)$ является ориентированным графом.

Определение 1. Максимальный набор вершин $M \subset V$ будем называть набором предикторных переменных, если вершины из M не имеют между собой дуг и любая вершина из множества $V \setminus M$ достижима из множества M . Смысл предикторных переменных состоит в том, что, зная их, можно определить все остальное.

Под понятием **максимальный набор** подразумевается, что множество M не может быть пополнено без нарушения требования отсутствия дуг или достижимости остальных вершин.

Отметим, что в общем случае может возникнуть ситуация, когда исходный граф распадается на несколько между собой не связанных подграфов. Этот факт означает, что рассматриваемый процесс распадается на соответствующее количество между собой не связанных подпроцессов.

В такой ситуации можно каждый процесс рассматривать независимо и отдельно.

В дальнейшем считаем, что граф $G(V, E)$

не распадается на несвязные подграфы.

Рассмотрим модельный пример, на котором дадим интерпретацию введенных понятий.

На рис. 1 дан граф, вершины которого пронумерованы от 1 до 8, т. е. множество $X = \{x_1, x_2, \dots, x_8\}$.

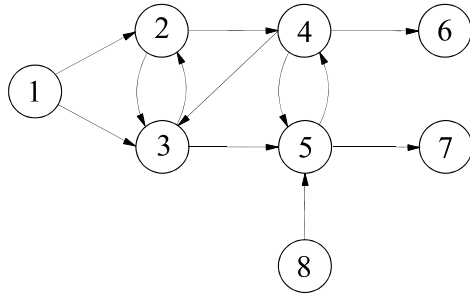


Рис. 1. Граф модельного примера

У данного графа имеются четыре висячие вершины – 1, 6, 7, 8. Однако вершины 6 и 7 являются стоками и они не могут входить в набор предикторных переменных. Вершины 1 и 8 являются источниками и они обязательно должны входить в набор предикторных переменных.

Таким образом, набор $M = \{x_1, x_4, x_8\}$ является набором предикторных переменных, а оставшийся набор $V \setminus M$ представляет собой

$$V \setminus M = \{x_2, x_3, x_5, x_6, x_7\}.$$

До каждой из указанных вершин можно указать путь, по которому можно до них «добраться». Так, например, в вершину x_2 из M можно добраться по следующим путям:

$$\omega_1 := 1 \rightarrow 2;$$

$$\omega_2 := 1 \rightarrow 3 \rightarrow 2;$$

$$\omega_3 := 8 \rightarrow 5 \rightarrow 4 \rightarrow 3 \rightarrow 2.$$

Знание этих путей позволяет предложить структуру зависимости x_2 от предикторных переменных, исходя из правила, что в эту зависимость должны входить все те показатели, от которых имеются дуги, входящие в вершину 2.

Следовательно, структура функциональной связи для x_2 будет следующей $x_2 = f_2(x_1, x_3)$, а для x_3 имеем $x_3 = f_3(x_1, x_2, x_4)$.

Для x_5, x_6 и x_7 соответственно получаем $x_5 = f_5(x_3, x_4, x_8)$; $x_6 = f_6(x_4)$; $x_7 = f_7(x_5)$.

Таким образом, структура математической модели для локальных взаимосвязей, представленных виде графа (см. рис. 1) и выбранных предикторных переменных представляет собой

$$\begin{cases} x_2 = f_2(x_1, x_3); \\ x_3 = f_3(x_1, x_2, x_4); \\ x_5 = f_5(x_3, x_4, x_8); \\ x_6 = f_6(x_4); \\ x_7 = f_7(x_5). \end{cases} \quad (1)$$

Однако может случиться такая ситуация, когда какой-либо показатель, входящий в набор M не может быть измерен. Пусть показатель x_4 не может быть измерен, тогда его исключаем из набора M , а структуру математической модели (1) дополняем зависимостью

$$x_4 = f_4(x_2, x_5).$$

Получив структуру математической модели, мы еще никаких ограничений не накладывали на характер зависимостей функций f_2, f_3, f_4, f_5, f_6 и f_7 . В работе [1] отмечается, что механический процесс или физико-химический будут протекать в соответствии с законами физики, химии и т. д. и не зависят от выбора единиц измерения. Последнее означает, что если все размерности увеличим в k раз, то для математической модели получим (для примера $x_4 = f_4(x_2, x_5)$)

$$kx_4 = f_4(kx_2, kx_5) = kf_4(x_2, x_5).$$

А это означает, что указанные функции должны быть однородными первого порядка.

Следовательно, при раскрытии зависимостей в модели (1) функции f_i должны быть из класса однородных первого порядка.

Так, например, если мы желаем взять в качестве f_4 простейшую линейную зависимость, то требование однородности означает, что f_4 должно иметь следующий вид

$$x_4 = a_2 x_2 + a_5 x_5, \quad (2)$$

где a_2 и a_5 – некоторые коэффициенты.

Необходимо указать теорему Л. Эйлера для функций однородных первого порядка

$$f(x, y) = \frac{\partial f}{\partial x} x + \frac{\partial f}{\partial y} y. \quad (3)$$

Это свойство для (2) очевидно, но, например, взяв функцию

$$f(x, y) = A \cdot x^\alpha y^\beta,$$

где A, α, β – постоянные величины, приходим к

требованию, чтобы $\alpha + \beta = 1$.

Действительно

$$\frac{\partial f}{\partial x} = \alpha A x^{\alpha-1} y^{\beta};$$

$$\frac{\partial f}{\partial y} = \beta A x^{\alpha} y^{\beta-1},$$

тогда

$$\frac{\partial f}{\partial x} x + \frac{\partial f}{\partial y} y = (\alpha + \beta) \cdot A x^{\alpha} y^{\beta}.$$

Откуда и получаем ограничение на α и β .

Приведем еще один пример, когда $f(x, y)$ имеет вид

$$f(x, y) = a_1 x + a_2 y + a_3 xy,$$

тогда

$$\begin{aligned} f(kx, ky) &= a_1 kx + a_2 ky + a_3 k^2 xy = \\ &= k(a_1 x + a_2 y + a_3 xy) \neq kf(x, y). \end{aligned}$$

Следовательно, такие функции не могут быть использованы в качестве математической модели, а необходимо брать функцию вида

$$f(x, y) = a_{\alpha} x^{\alpha} + a_2 y^{\alpha} + a_3 x^{\alpha} y^{\beta}$$

при условии, что $\alpha + \beta = 1$.

Столь подробное рассмотрение примеров вызвано тем, что требование однородности первого порядка, как правило, в практике математического моделирования реальных процессов не соблюдается. К тому, что было изложено необходимо добавить еще некоторые ограничения на выбор функций, моделирующих физико-химический процесс.

Пусть размерная величина z представлена в виде

$$z = f(x_1, x_2, \dots, x_k, x_{k+1}, \dots, x_n), \quad (4)$$

где все величины имеют размерности.

Предположим, что первые $x_1, x_2, \dots, x_k$ переменных имеют независимые размерности. Независимость размерностей означает, что размерность любой из них не может быть выражена в виде степенного одночлена из размерностей других переменных. Например, размерность длины L , скорости L/T и энергии ML^2/T^2 независимы, а размерность длины L , скорости L/T и ускорения L/T^2 зависимы [1]. Положим для размерностей обозначения

$$[x_1] = A_1, [x_2] = A_2, \dots, [x_k] = A_k,$$

тогда размерности остальных величин будут выражаться через эти размерности следующим образом:

$$[z] = A_1^{m_1} \cdot A_2^{m_2} \cdot \dots \cdot A_k^{m_k};$$

$$[x_2] = A_1^{p_1} \cdot A_2^{p_2} \cdot \dots \cdot A_k^{p_k};$$

.....

$$[x_n] = A_1^{q_1} \cdot A_2^{q_2} \cdot \dots \cdot A_k^{q_k}.$$

Если изменим единицы измерений величин $x_1, x_2, \dots, x_k$ соответственно в $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k$ раз, то в новой системе единиц, которые будем обозначать $x'_1, x'_2, \dots, x'_n$, получим

$$x'_1 = \alpha_1 x_1; \quad z' = \alpha_1^{m_1} \cdot \alpha_2^{m_2} \cdot \dots \cdot \alpha_k^{m_k} \cdot z;$$

$$x'_2 = \alpha_2 x_2; \quad x'_{k+1} = \alpha_1^{p_1} \cdot \alpha_2^{p_2} \cdot \dots \cdot \alpha_k^{p_k} \cdot x_{k+1};$$

.....

$$x'_k = \alpha_k x_k; \quad x'_n = \alpha_1^{q_1} \cdot \alpha_2^{q_2} \cdot \dots \cdot \alpha_k^{q_k} \cdot x_n.$$

Соотношение (4) в новой системе единиц принимает вид

$$\begin{aligned} z' &= \alpha_1^{m_1} \cdot \alpha_2^{m_2} \cdot \dots \cdot \alpha_k^{m_k} \cdot f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \\ &= f(\alpha_1 x_1, \alpha_2 x_2, \dots, \alpha_k x_k, \alpha_1^{p_1} \cdot \alpha_2^{p_2} \cdot \dots \cdot \alpha_k^{p_k} \cdot x_{k+1}, \dots, \\ &\quad \alpha_1^{q_1} \cdot \alpha_2^{q_2} \cdot \dots \cdot \alpha_k^{q_k} \cdot x_n). \end{aligned}$$

Из этого соотношения следует, что функция f обладает свойством однородности относительно масштабов $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k$.

Если масштабы взять в виде

$$\alpha_1 = \frac{1}{x_1}; \quad \alpha_2 = \frac{1}{x_2}; \quad \dots; \quad \alpha_k = \frac{1}{x_k},$$

тогда величины

$$\left. \begin{aligned} \Pi &= \frac{z}{x_1^{m_1} \cdot x_2^{m_2} \cdot \dots \cdot x_k^{m_k}}; \\ \Pi_1 &= \frac{z}{x_1^{p_1} \cdot x_2^{p_2} \cdot \dots \cdot x_k^{p_k}}; \\ &\dots \dots \dots \\ \Pi_{n-k} &= \frac{z}{x_1^{q_1} \cdot x_2^{q_2} \cdot \dots \cdot x_k^{q_k}} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

не зависят от первоначальной системы единиц измерения потому, что они имеют нулевую размерность относительно единиц измерения $A_1, A_2, \dots, A_k$.

Использование относительной системы измерения позволяет соотношению (4) придать вид

$$P_{n-k} = f \left(\underbrace{1, 1, \dots, 1}_k, P_1, P_2, \dots, P_{n-k} \right). \quad (6)$$

Данное представление известно под названием П-теоремы [1]. Иногда величины $P, P_1, \dots, P_{n-k}$ называют критериями подобия. Последнее означает, что, рассматривая процессы, у которых одинаковые критерии, можно по результатам одного процесса предсказать значение показателей другого процесса. Другими словами, если лабораторный процесс подобен промышленному, то, зная результаты лабораторного процесса, можно определить показатели промышленного процесса.

В практике электролитического покрытия, как правило, выбирают какой-либо один показатель, характеризующий свойство покрытия, например, сопротивление сдвигу, и затем, выполняя ряд специальных экспериментов, находят его зависимость от предикторных переменных из выбранной области их изменения.

По результатам эксперимента строят математическую модель, которую используют для определения таких значений предикторных переменных, при которых выбранный показатель достигает своего экстремального значения.

В общем случае покрытие характеризуется несколькими свойствами, например, сцепляемостью, микротвердостью, хрупкостью и т. д.

К сожалению, по литературным источникам нам не удалось найти работу, где оценка процесса электролитического покрытия производилась бы по нескольким показателям одновременно.

В работе [2] исследуются сцепляемость, микротвердость и хрупкость электролитических железных покрытий, однако, эти свойства рассматриваются каждый раз отдельно и даже наборы предикторных переменных различны.

Так, например, сернокислый электролит железнения на образцах по методу сдвига (мН/м^2). В качестве предикторных переменных были взяты:

- кислотность электролита $\tilde{x}_1$ ($1,5 \pm 0,3$ pH);
- температура электролита $\tilde{x}_2$ (40 ± 20 °C);

- начальная плотность тока $\tilde{x}_3$ (2 ± 1 А/дм²);
- время выдержки в электролите без тока $\tilde{x}_4$ (60 ± 60 с).

Эксперимент проводился с концентрацией сернокислого железа $\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ – 420 г/л и добавкой сернокислого алюминия $\text{Al}(\text{SO}_4)_3 \cdot 18\text{H}_2\text{O}$ – 100 г/л.

По опытным данным была получена математическая модель вида

$$\hat{Y}_1 = 275,163 - 28,00x_1 + 34,445x_2 + 8,333x_3 + 9,778x_4 + 13,29x_1^2 - 6,69x_1x_2 + 5,94x_2x_4 - 22,71x_3^2.$$

При изучении микротвердости условия эксперимента были несколько иными – не было добавок сернокислого алюминия.

В качестве предикторных переменных были взяты:

- кислотность электролита $\tilde{x}_1$;
- температура электролита $\tilde{x}_2$;
- начальная катодная плотность тока $\tilde{x}_3$;
- рабочая плотность тока $\tilde{x}_5$.

Математическая модель для микротвердости имеет вид

$$\hat{Y}_2 = 369,6920 + 24,0518x_5 + 5,5039x_1 + 71,6411x_2 + 4,50x_3 + 70,5408x_2^2 - 13,078x_5x_2 - 11,0892x_5^2.$$

Таким образом, приведенные математические модели не могут быть использованы для решения задачи, когда желательно сделать сцепляемость и микротвердость как можно большими.

Нам представляется, что подобная ситуация в практике электролитического покрытия возникла из-за отсутствия математических методов (на то время) решения задач оптимизации по нескольким показателям.

В дальнейшем подобные задачи будем называть задачами векторной оптимизации, хотя сами математики такие задачи называют задачами многокритериальными [3].

С нашей точки зрения подобная терминологическая неточность возникла из-за толкования понятия «критерий».

Предлагаем под критерием понимать правило отбора вариантов.

В рассматриваемом случае правило отбора по двум и более показателям можно представить следующим образом:

- пусть x – набор предикторных переменных, которому соответствует сцепляемость

$F_1(x)$ и микротвердость $F_2(x)$, а y – тоже набор предикторных переменных, которому соответствует сцепляемость $F_1(y)$ и микротвердость $F_1(y)$, тогда будем говорить, что набор « y лучше, чем x », если имеет место

$$\begin{pmatrix} F_1(x) \leq F_1(y) \\ F_2(x) \leq F_2(y) \end{pmatrix}, \quad (7)$$

причем среди неравенств имеет место хотя бы одно строгое неравенство. Таким образом, соотношение (7) необходимо рассматривать как критерий.

В математическом плане приходим к задаче, формальная запись которой представляет собой [4]

$$\begin{pmatrix} F_1(x) \\ F_2(x) \end{pmatrix} \rightarrow \max \quad (8)$$

при условии, что $x \in X$, где X – область изменения предикторных переменных $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$.

Ради определенности напомним, что будем понимать под решением задачи векторной оптимизации (8).

Определение 1. Значение предикторных переменных $x \in X$ будем называть эффективным, если любое отклонение от x приводит к уменьшению $F_1(x)$ или $F_2(x)$ или обоих сразу.

Определение 2. Множество $X_* \subseteq X$ будем называть решением задачи (8), если любое $x_* \in X_*$ является эффективным и несравнимым с другими x_* из X_* .

Учитывая важность введенных понятий, рассмотрим модельный пример, когда функция $F_1(x)$ и $F_2(x)$ имеют следующий вид (рис. 2).

Пусть x_1 такое значение $x \in [0, \infty]$, при котором $F_1(x)$ достигает максимального значения, а x_2 имеет аналогичный смысл для $F_2(x)$, тогда решением задачи типа (8) является множество X_* , которое может быть использовано для построения рационального технологического процесса покрытия.

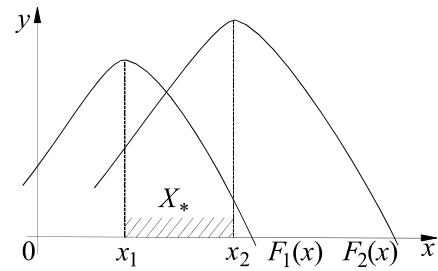


Рис. 2. Графическое представление модельного примера

Все изложенное позволяет сформулировать следующие основные задачи.

Задача 1. На основании априорной информации выбрать перечень показателей, характеризующих электролитический процесс покрытия и построить граф локальных взаимосвязей.

Задача 2. Для заданного графа локальных взаимосвязей определить наборы предикторных переменных и построить структуры математических моделей.

Задача 3. Для выбранного набора предикторных переменных разработать способ решения задачи математической оптимизации по опытным данным.

Задача 4. Среди допустимых наборов предикторных переменных выбрать такие, которые бы обеспечивали заданную точность.

Задача 5. Среди допустимых по точности наборов предикторных переменных выбрать такие, которые были бы технологически реализуемы и требовали бы как можно меньше затрат на их реализацию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. – М.: Наука, 1977. – 400 с.
2. Калмуцкий В. С. Оптимизация технологии осаждения износостойких покрытий. – Кишинев.: Штиинца, 1973. – 108 с.
3. Ногин В. Д. Принятие решений в многокритериальной среде. Количественный подход. – М.: Физматлит, 2002. – 144 с.
4. Босов А. А. О Парето-оптимальных решениях задач векторной оптимизации / А. А. Босов, В. В. Скалозуб // Диференціальні рівняння та їх застосування: Зб. наук. пр. ДДУ. – Д.: 1988. – С. 66–70.

Надійшла до редколегії 08.02.2007.

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ОГРАНИЧЕНИЙ В ЗАДАЧЕ УЧЕТА СПРОСА НА ПАССАЖИРСКИЕ ПЕРЕВОЗКИ

Розглядається задача векторної оптимізації розподілення попиту на перевезення пасажирів між станціями з новим підходом до перетворення обмежень.

Рассматривается задача векторной оптимизации распределения спроса на пассажирские перевозки между станциями с новым подходом к преобразованию ограничений.

The problem of vector optimization of demand distribution for passenger transportations between stations with the new approach to transformation of restrictions is considered.

В работах [1; 2] были рассмотрены математические модели учета спроса на пассажирские перевозки в поездах дальнего следования, где в качестве модели рассматривалась задача векторной оптимизации с ограничениями. При решении данной задачи в [2] возникла трудность распределения мест, чтобы удовлетворить спрос.

Рассмотрим задачу из [2]

$$\begin{pmatrix} F_1(Y) \\ -F_2(Y) \end{pmatrix} \rightarrow \min \quad (1)$$

при условиях

$$\left. \begin{aligned} \sum_{j=3}^n y_{2j} &\leq y_{12} \\ \sum_{j=4}^n y_{3j} &\leq y_{13} + y_{23} \\ \dots\dots\dots \\ \sum_{j=i+1}^n y_{ij} &\leq \sum_{k=1}^{i-1} y_{ki} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $F_1(Y)$ – средние потери; $F_2(Y)$ – средняя прибыль; $y_{ij}(t)$ – число мест, которые могут быть проданы в A_i для поездки в A_j ;

$$Y = (y_{12}, y_{13}, \dots, y_{1n}, y_{23}, y_{24}, \dots, y_{2n}, \dots, y_{n-1n});$$

n – количество станций.

Преобразуем условия (2). Для этого из правой части перенесем все y_{ij} , для $i \neq 1$ в левую часть:

$$\sum_{j=3}^n y_{2j} \leq y_{12},$$

$$-y_{23} + \sum_{j=4}^n y_{3j} \leq y_{13},$$

$$-y_{24} - y_{34} + \sum_{j=5}^n y_{4j} \leq y_{14}$$

$$-\sum_{k=2}^{i-1} y_{ki} + \sum_{j=i+1}^n y_{ij} \leq y_{1i}, \quad i = \overline{2, n-1}.$$

Запишем преобразованные условия в матричной форме

$$C \cdot Y_1 \leq Y_2,$$

где

$$Y_1 = \begin{pmatrix} y_{23} \\ y_{24} \\ \dots \\ y_{2n} \\ y_{34} \\ y_{35} \\ \dots \\ y_{3n} \\ \dots \\ y_{n-1n} \end{pmatrix};$$

$$Y_2 = \begin{pmatrix} y_{12} \\ y_{13} \\ y_{14} \\ \dots \\ y_{1n-1} \end{pmatrix},$$

а матрица C представляет собой:

$$C = \begin{pmatrix} 1 & 1 & \dots & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & \dots & 1 & 1 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & \dots & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & -1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & -1 & 0 & \dots & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Размерность матрицы C составит:

$$(n-2) \times (n-2)n - \sum_{i=2}^{n-1} i.$$

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \end{pmatrix},$$

Рассмотрим пример, для $n = 5$.

Выпишем условия (2):

$$y_{23} + y_{24} + y_{25} \leq y_{12},$$

$$y_{34} + y_{35} \leq y_{13} + y_{23},$$

$$y_{45} \leq y_{14} + y_{24} + y_{34}.$$

$$B = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Тогда, если существует обратная матрица к матрице A , решение системы неравенств (3) будет следующим:

Преобразуем данные неравенства, как описано выше

$$y_{23} + y_{24} + y_{25} \leq y_{12},$$

$$-y_{23} + y_{34} + y_{35} \leq y_{13},$$

$$-y_{24} - y_{34} + y_{45} \leq y_{14}.$$

$$\begin{pmatrix} y_{23} \\ y_{24} \\ y_{25} \end{pmatrix} \leq A^{-1} \cdot \begin{pmatrix} y_{12} \\ y_{13} \\ y_{14} \end{pmatrix} + A^{-1} \cdot B \cdot \begin{pmatrix} y_{34} \\ y_{35} \\ y_{45} \end{pmatrix}.$$

Определитель матрицы A равен 1. Обратная матрица представляет собой:

В матричной форме

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_{23} \\ y_{24} \\ y_{25} \\ y_{34} \\ y_{35} \\ y_{45} \end{pmatrix} \leq \begin{pmatrix} y_{12} \\ y_{13} \\ y_{14} \end{pmatrix}.$$

$$A^{-1} = \begin{pmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}.$$

Для того, чтобы получить решение системы неравенств (3) достаточно задаться значениями:

$$\begin{pmatrix} y_{34} \\ y_{35} \\ y_{45} \end{pmatrix},$$

$$\begin{pmatrix} y_{12} \\ y_{13} \\ y_{14} \end{pmatrix}.$$

Разобьем матрицу C на две матрицы и вектор Y_1 на два вектора, тогда преобразованные условия (2) в матричной форме примут вид:

$$A \cdot \begin{pmatrix} y_{23} \\ y_{24} \\ y_{25} \end{pmatrix} + B \cdot \begin{pmatrix} y_{34} \\ y_{35} \\ y_{45} \end{pmatrix} \leq \begin{pmatrix} y_{12} \\ y_{13} \\ y_{14} \end{pmatrix} \quad (3)$$

где

Рассматривая случай для $n = 6$, определитель матрицы A также равен 1, и т. д. Выпишем условия (3) для общего случая:

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & \dots & 1 & 1 \\ -1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -1 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & -1 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_{23} \\ y_{24} \\ y_{25} \\ \dots \\ y_{2n-1} \\ y_{2n} \end{pmatrix} +$$

$$+ \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & \dots & 1 & 1 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & -1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -1 & 0 & \dots & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_{34} \\ y_{35} \\ \dots \\ y_{3n} \\ y_{45} \\ \dots \\ y_{4n} \\ \dots \\ y_{n-1n} \end{pmatrix} \leq \begin{pmatrix} y_{12} \\ y_{13} \\ y_{14} \\ \dots \\ y_{1n-1} \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Можно выделить следующие свойства матрицы A :

Определитель матрицы A для любой размерности будет равен 1.

Обратная матрица к матрице A размерности n будет следующей:

$$A^{-1} = \begin{pmatrix} 0 & -1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & \dots & 1 & 1 \end{pmatrix}, \quad (5)$$

тогда решение системы неравенств (4) имеет вид

$$\begin{pmatrix} y_{23} \\ y_{24} \\ y_{25} \\ \dots \\ y_{2n-1} \\ y_{2n} \end{pmatrix} \leq A^{-1} \cdot \begin{pmatrix} y_{34} \\ y_{35} \\ \dots \\ y_{3n} \\ y_{45} \\ \dots \\ y_{4n} \\ \dots \\ y_{n-1n} \end{pmatrix} + A^{-1} \cdot B \cdot \begin{pmatrix} y_{12} \\ y_{13} \\ y_{14} \\ \dots \\ y_{1n-1} \end{pmatrix},$$

где A^{-1} определяется как (5).

Рассмотрим численный пример из [2], где рассматривается задача распределения мест по станциям для 4 городов на поезд с одним типом мест.

Информация о спросе представлена в виде:

$$A_{\min} = \begin{bmatrix} 10 & & \\ 20 & 5 & \\ 60 & 30 & 4 \end{bmatrix},$$

$$A_{\max} = \begin{bmatrix} 15 & & \\ 25 & 10 & \\ 80 & 50 & 10 \end{bmatrix},$$

где матрица $A_{\min}$ содержит информацию о минимальной величине спроса, матрица $A_{\max}$ – о максимальной величине спроса на поездки. Информация разбита по столбцам, т. е. первый столбец показывает спрос на поездки из первой станции до второй, третьей и четвертой.

При этих исходных данных было получено следующее решение задачи:

$$Y = \begin{pmatrix} 11,4 \\ 21,4 & 6,41 \\ 65,6 & 35,7 & 5,69 \end{pmatrix},$$

т. е. из первой станции до второй выделяется 11 мест, из первой до третьей – 21 место, из пер-

вой до четвертой – 66 мест, из второй до третьей станции выделяется 6 мест, из второй до четвертой – 36 мест, при чем ограничения (2) по второй станции для данного решения не выполняются, т. е.

$$(y_{23} + y_{24}) \geq y_{12},$$

сделаны были выводы, что бронирование мест по второй станции необходимо перераспределить.

Для решения задачи перераспределения воспользуемся представленным выше методом.

Запишем ограничения (2) с учетом преобразования:

$$\begin{cases} y_{23} + y_{24} \leq y_{12}, \\ -y_{23} + y_{34} \leq y_{13}. \end{cases}$$

Решением данной системы неравенств будет следующее:

$$\begin{cases} y_{24} \leq 26, \\ y_{23} \geq -15. \end{cases}$$

Откуда следует, что по второй станции недостаток мест на данный поезд до третьей станции составляет 15 мест.

Один из вариантов решения данной задачи представлен в [3], где в ограничения (2) включено новое слагаемое, учитывающее свободные места, следующие от станции A_1 до станции A_4 , и будут записаны как

$$\begin{aligned} \sum_{j=3}^n y_{2j} &= y_{12} + y_{12}^0 \\ \sum_{j=4}^n y_{3j} &= y_{13} + y_{23} + y_{13}^0 \\ &\dots\dots\dots \end{aligned}$$

$$\sum_{j=i+1}^n y_{ij} = \sum_{k=1}^{i-1} y_{ki} + y_{1i}^0$$

$$Y \geq 0, \quad y_{1i}^0 \geq 0,$$

где y_{1i}^0 – свободные места, следующие от станции A_1 до станции A_i .

С учетом этого выпишем ограничения (2) по второй станции для рассматриваемого примера

$$y_{23} + y_{24} \leq y_{12} + y_{12}^0,$$

где y_{12}^0 – свободные места, следующие от станции A_1 до станции A_2 .

Поэтому, чтобы удовлетворить спрос по второй станции необходимо от первой станции до второй пустить дополнительные места в количестве $y_{12}^0 = 15$, при этом от первой станции до второй они будут идти порожняком. Как вариант для сокращения убытков от порожнего пробега дополнительных мест в стоимость билета необходимо включать затраты по холостому пробегу.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Босов А. А. Определение эффективной структуры пассажирского поезда / А. А. Босов, Е. А. Момот // Вісник Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2003. – № 1. – С. 91–95.
2. Аксенов И. М. Математическая модель композиции пассажирских составов / И. М. Аксенов, Г. Н. Кодола, Е. А. Момот // Залізничний транспорт України. – 2005. – № 1. – С. 47–50.
3. Кодола Г. Н. Математическая модель учета спроса на пассажирские перевозки // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: Тезисы LXVI Междунар. научно-практической конф. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2006. – С. 296–297.

Поступила в редколлегию 07.10.2006.

ПОПЫТКА РЕКОНСТРУКЦИИ ВОЗМОЖНОГО ДОКАЗАТЕЛЬСТВА П. ФЕРМА ЕГО «ВЕЛИКОЙ ТЕОРЕМЫ»

Наведена спроба реконструкції можливого доказу «Великої теореми Ферма».

Представлена попытка реконструкции возможного доказательства «Великой теоремы Ферма».

The proof of algebraic solution of the «Great theorem of Ferm» has been presented.

Известная своей «простотой» теорема о невозможности решения уравнения

$$x^n + y^n = z^n \quad (1)$$

в целых числах при степенях $n \geq 3$ уже несколько столетий занимает умы любителей и профессиональных математиков. Утверждение Ферма о том, что доказательство ему известно, многие относят либо к его заблуждениям, либо к шутке.

Сегодня известно несколько, признанных верными, доказательств теоремы, и якобы имеется свидетельство того, что видный математик Ван-дер-Варден доказал, что она не может быть доказана конечным числом алгебраических приемов. Поэтому предлагаемое здесь алгебраическое доказательство парой простых приемов представляет, на наш взгляд, определенный интерес.

Вводя, как обычно, новые целые числа $b > a > 0$, $Y = X + a$, $Z = X + b$ теорема принимает вид

$$X^n = \sum_{i=1}^{n-1} C_n^i (b^i - a^i) X^i + (b^n - a^n). \quad (2)$$

Суть всякого решения алгебраического уравнения сводится к отысканию заданного уравнением числа величин, именуемых корнями уравнения. Формально задача состоит в определении числа «корней» в свободном члене уравнения. В применении к (1) это будет

$$X^n = \sum_{i=1}^{n-1} C_n^i (b^i - a^i) X^i + kX, \quad (3)$$

где $kX = (b^n - a^n)$.

Специфика данной задачи состоит в доказательстве того, что нет целых k при $b > a > 0$, $n \geq 3$, т. е. при целочисленных величинах в (2).

В записанном в виде (3) уравнение (2) фактически имеет степень $n-1$ и может быть выписана в степенях меньших n , $(n-1)$ -кратным повторениям однообразной процедуры.

Кажется, что замена уравнения степени n уравнением степени $(n-1)$ не очень продуктивна, но в данном диофантовом уравнении простого вида эта процедура с нормировкой приводит к компактному уравнению, равносильного исходному:

$$\left(1 + \frac{bk}{b^n - a^n}\right)^n - \left(1 + \frac{ak}{b^n - a^n}\right)^n = 1. \quad (4)$$

Что при степени $n > 2$ все числа не могут быть целыми b , a , k и n достаточно раскрыть его при $n = 3$. С ростом степени n надежды на целое X , «тают на глазах». Повидимому, Ферма зная (4) и будучи математиком, видел это отчетливо.

Но к «идейной» убежденности в математике должно прилагать «весомые» аргументы, вроде $a = a$ либо $a \neq a$. В данной ситуации они сохраняться в (4), а из него следует, что

$$k^n = (b^n - a^n)^{n-1} - \sum_{i=1}^{n-1} C_n^i k^i (b^i - a^i) (b^n - a^n)^{n-1-i}, \quad (5)$$

которая, имеет целочисленные коэффициенты, допускает целое k при условии

$$m = \frac{(b^n - a^n)}{k},$$

так, что $(b^n - a^n) = k \cdot m$.

В результате последовательной замены свободных членов получаем уравнение

$$k = \frac{m^{n-1}}{(b^n - a^n)^{(n-1)(n-2)}} - \sum_{i=1}^{n-2} C_n^i m^{n-1-i} (b^i - a^i) (b^n - a^n)^{i(n-1)+2n-n^2} - n(b^{n-1} - a^{n-1}),$$

в котором

$$m = \frac{(b^n - a^n)^{n-1}}{k}.$$

Поэтому искомым множителем m равен

$$m = 1 / \left(\left(\frac{1}{k} \right)^{n-1} - \sum_{i=1}^{n-2} C_n^i \left(\frac{1}{k} \right)^{n-1-i} (b^i - a^i) (b^n - a^n)^{2-n} - n(b^{n-1} - a^{n-1})(b^n - a^n)^{-(n-1)} \right). \quad (6)$$

Из (6) следует, что m число не целое при положительных целых k , a , b и $n \geq 3$. Следовательно, (1) не может иметь целых корней, на наш взгляд, всего-навсего формальное подтверждение факта очевидного из (4), по-видимому, известного Ферма.

Форма записи в (6) принята нами в качестве иллюстративной, хотя удобно умножить числитель и знаменатель в «мультикаскадном усилителе» m на k^{n-1} .

Оказывается, что (6) предназначена для степени больше 2, справедлива для $n=2$, при этом сумматор $\sum_{i=1}^0 {}_2^i[f](k, n, a, b)$, следует полагать равным 0. Как известно, в прямоугольных треугольниках с целочисленными длинами сторон разность гипотенузы и большего из катетов равна 1, так что для треугольника 5, 12, 13 $a=7$ и $b=8$ принятых обозначениях $k=3$, а $m=15$. Подставляя в (6) a , b и $b^2 - a^2 = 15$, убеждаемся, что при $k=3$, $m=5$. В этом примере есть указания на возможность получения целочисленного m , если знаменатель (6) представлен целочисленным числителем и правильной дробью. Умножая числитель и знаменатель (6) на k^{n-1} , получаем равносильную (6) формулу представления m :

$$m = k^{n-1} / \left(1 - \sum_{i=1}^{n-2} C_n^i k^i (b^i - a^i) (b^n - a^n)^{2-n} - k^{n-1} n (b^{n-1} - a^{n-1}) (b^n - a^n)^{-(n-1)} \right), \quad (7)$$

В которой знаменатель представлен как $1 + c/d$, а условие получения целочисленного m сводится к $d - c = 1$

$$(b^n - a^n)^{n-2} + \frac{k^{n-1} (b^{n-1} - a^{n-1}) n}{(b^n - a^n)} - \frac{1}{(b^n - a^n)} = \sum_{i=1}^{n-2} C_n^i k^i (b^i - a^i),$$

т. е. невыполнимое для целых k при $n > 2$.

Что представляют собой дроби знаменателя (6) проиллюстрируем примером.

При $b=2$, $a=1$, $n=3$; $b-a=1$, $b^2 - a^2 = 3$, $b^2 - a^2 = 7$. Условие (2) в примерном варианте представляется уравнением

$$x^3 = 3x^2 + 9x + 7.$$

При этом $x \equiv 5,0455\dots$, соответственно: $k \equiv 1,38489\dots$; $m \equiv 35,382\dots$ и по (6) имеем

$$m = 1 / (0,521398 - 0,309462 - 0,183673) = 35,382,$$

а при целом $k=r$, $m \equiv -6,8$ в противоречии с условием задачи.

Привести пример, скажем, для $n=5$, $b=3$, $a=1$, здесь нельзя из-за чудовищной чувствительности (7) к округлению. Ведь только

$$(b^5 - a^5)^4 = 242^4.$$

При

$$x = 16,0803466, \quad k = 15,049427,$$

$$m = 242^4 / 15,049427 \approx 2,279 \cdot 10^8.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Г. Корн и Т. Корн. Справочник по математике. – М.: Наука, 1970.
2. Данилов В. Л. Математический анализ. – М.: Физматиздат, 1961.
3. Курош А. Г. Курс высшей алгебры. – М.: Наука, 1965.
4. П. Ферма. Наследования по теореме чисел к диофантовому анализу. – М.: Наука, 1992.
5. Башмакова И. Г. История диофантова анализа от Диофанта до Ферма. – М.: Наука, 1984.

Поступила в редколлегию 16.01.07.

МЕТОД ОПТИМАЛЬНОГО ПЛАНУВАННЯ НА ОСНОВІ МОДЕЛІ НЕЧІТКОЇ ТРАНСПОРТНОЇ ЗАДАЧІ

Досліджено проблеми планування з використанням моделей лінійного програмування, що мають нечіткі коефіцієнти цільової функції та чіткі обмеження, встановлено властивості розв'язків таких задач та підходи до їх рішення. Детально розглянуто транспортну задачу у нечіткій постановці та запропоновано метод її зведення до задачі зазначеного типу і алгоритм розв'язання.

Исследованы проблемы планирования с использованием моделей линейного программирования с нечеткими коэффициентами целевой функции и четкими ограничениями, установлены подходы к решению таких задач и свойства самих решений. Детально рассмотрена транспортная задача в нечеткой постановке, предложен метод ее сведения к задаче указанного типа и алгоритм решения.

In the article planning problems which use linear programming models with fuzzy coefficients and strict constraints are considered. Properties of solutions of such problems are defined and possible approaches to solving these problems are proposed. Also transportation problem in fuzzy formulation is considered. A method of reduction of transportation problem to models of above mentioned type is proposed together with solution algorithm.

Численні проблеми планування роботи залізничного транспорту можуть бути описані моделями, подібними до лінійного програмування (ЛП). Однак використання класичних задач ЛП на практиці обмежене додатковими вимогами щодо можливості побудови адекватних моделей. Одна з причин труднощів застосування класичних моделей ЛП полягає у недетермінованому, стохастичному або розмитому характері даних реальних ситуацій планування. У таких випадках широке застосування набули нечіткі моделі ЛП [1].

Залежно від форми нечіткого описання вихідної інформації серед задач нечіткого лінійного програмування (НЧЛП) можна виділити такі основні типи [1].

А. Задача із чіткою цільовою функцією у разі нечітких обмежень на допустимі розв'язки.

В. Задача із цільовою функцією з нечіткими коефіцієнтами та чіткими обмеженнями.

С. Задача з нечіткою цільовою функцією та нечіткими обмеженнями.

Задача НЧЛП може не мати розв'язків, якщо множина допустимих розв'язків порожня (обмеження задачі несумісні). В іншому разі, оптимальний розв'язок задачі НЧЛП може бути детермінованим або нечітким, тобто нечіткою підмножиною множини допустимих планів.

Задачі НЧЛП у загальному випадку не мають універсальних аналітичних методів знаходження детермінованого оптимального розв'язку або побудови функції належності нечіткого розв'язку [1]. Розв'язання задач А і С у загальному випадку зводиться до розв'язання ряду

задач ЛП. Для цього вводяться дискретні α -рівні. Якщо план x_0 є оптимальним розв'язком вихідної задачі на множині рівня α , то можна вважати, що число α є ступенем належності плану x_0 нечіткій множині розв'язків вихідної задачі. Вихідна задача НЧЛП наведена у вигляді сукупності звичайних задач ЛП, які розв'язуються для різних α -рівнів множини допустимих розв'язків. Перебравши різні значення α , отримаємо функцію належності нечіткого розв'язку [1].

Задача ЛП з нечіткими коефіцієнтами цільової функції та чіткими обмеженнями

Окремі моделі задач НЧЛП можуть бути розв'язані аналітично. До таких моделей належить задача В – задача ЛП з нечіткими коефіцієнтами цільової функції (функції належності яких є кусково-лінійними) та чіткими обмеженнями. Досліджується така постановка задачі В:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n \tilde{c}_i x_i \rightarrow \min; \\ (x_i)_{i=1}^n \in X; \\ x_i \geq 0, i = \overline{1, n}, \end{cases} \quad (1)$$

де $X \subset R^n$ – замкнений, опуклий багатогранник; у (1) $\tilde{c}_i$ – нечіткі трикутні величини, функції належності яких визначаються як:

$$\mu_{c_i}(x) = \begin{cases} \frac{x - \alpha_i}{\beta_i - \alpha_i}, & \text{якщо } x \in [\alpha_i; \beta_i]; \\ \frac{\gamma_i - x}{\gamma_i - \beta_i}, & \text{якщо } x \in [\beta_i; \gamma_i]; \\ 0, & \text{в іншому разі.} \end{cases} \quad (2)$$

Функція $\mu_{c_i}(x)$ на інтервалі $[\alpha_i; \beta_i]$ є лівосторонньою функцією належності (ЛСТ), а на інтервалі $[\beta_i; \gamma_i]$ – правосторонньою (ПСТ) [1]. Для дослідження розв’язання задачі В розглянемо такі задачі:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i \rightarrow \min; \\ (x_i)_{i=1}^n \in X; \\ x_i \geq 0, i = \overline{1, n}, \end{cases} \quad (3)$$

де α_i – значення коефіцієнтів $\tilde{c}_i$, за яких ЛСТ функції $\mu_{c_i}(x)$ набувають нульового значення.

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n \beta_i x_i \rightarrow \min; \\ (x_i)_{i=1}^n \in X; \\ x_i \geq 0, i = \overline{1, n}, \end{cases} \quad (4)$$

де β_i – значення коефіцієнтів $\tilde{c}_i$, за яких ЛСТ функції $\mu_{c_i}(x)$ набувають максимального значення.

Теорема 1. Якщо задачі ЛП (3) та (4), що відповідають задачі (1), мають однакові детерміновані оптимальні розв’язки $(x_i^*)_{i=1}^n$, тоді для $\forall p \in (0,1)$ задача

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n c_i^p x_i \rightarrow \min; \\ (x_i)_{i=1}^n \in X; \\ x_i \geq 0, i = \overline{1, n}, \end{cases} \quad (5)$$

де $(c_i^p)_{i=1}^n \in [\alpha_i, \beta_i]^n$ – значення нечітких величин $(c_i^p)_{i=1}^n$: $\forall i = \overline{1, n} \quad \mu_{c_i}(c_i^p) = p$, має такий самий детермінований оптимальний розв’язок $(x_i^*)_{i=1}^n$.

Доведення. Нехай $(x_i^*)_{i=1}^n$ – детермінований оптимальний розв’язок задач (3) і (4). Розглянемо задачу (5) при довільному фіксованому $p \in (0,1)$. Згідно з означенням функцій належності (2), для ЛСТ функцій виконується:

$$c_i^p - \alpha_i = p(\beta_i - \alpha_i), \quad c_i^p = p\beta_i + (1-p)\alpha_i.$$

Задача (5) приймає такий вигляд:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n c_i^p x_i = p \sum_{i=1}^n \beta_i x_i + (1-p) \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i \rightarrow \min; \\ (x_i)_{i=1}^n \in X; \\ x_i \geq 0, i = \overline{1, n}. \end{cases} \quad (6)$$

Якщо розв’язок $(x_i^*)_{i=1}^n$:

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i x_i^* = \min_{(x_i)_{i=1}^n \in X} \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i$$

та

$$\sum_{i=1}^n \beta_i x_i^* = \min_{(x_i)_{i=1}^n \in X} \sum_{i=1}^n \beta_i x_i,$$

тоді у точці $(x_i^*)_{i=1}^n$ кожен з доданків цільової функції задачі (5) досягає свого мінімального значення на X , а отже $(x_i^*)_{i=1}^n$ буде оптимальним розв’язком задачі (5) для $\forall p \in (0,1)$. Кінець доведення.

Узагальнення теореми 1. Якщо задача (5) має однакові детерміновані оптимальні розв’язки $(x_i^*)_{i=1}^n$ при $p = p_1 \in [0,1]$ та при $p = p_2 \in [p_1, 1]$, то такий самий оптимальний розв’язок має задача (5) при $\forall p \in [p_1, p_2]$.

Доведення аналогічне.

Теорема 2. Якщо задачі (3) і (4), що відповідають ЛСТ функціям $\mu_{c_i}(x)$, мають оптимальні

розв’язки $(x_i^\alpha)_{i=1}^n$ та $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ відповідно і

$(x_i^\alpha)_{i=1}^n \neq (x_i^\beta)_{i=1}^n$, тоді існує і притому тільки одне число $0 < p < 1$ таке, що оптимальними розв’язками задачі (5) є обидва вектори $(x_i^\alpha)_{i=1}^n$

та $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ і будь-який вектор, що є їх лінійною комбінацією; тобто задача має безліч розв’язків, що становлять собою ребро багатогранника

множини допустимих розв'язків, яке з'єднує вершини $(x_i^\alpha)_{i=1}^n$ та $(x_i^\beta)_{i=1}^n$.

Доведення. Нехай $(x_i^\alpha)_{i=1}^n$ – оптимальний розв'язок задачі (3), а $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ – оптимальний розв'язок задачі (4) і $(x_i^\alpha)_{i=1}^n \neq (x_i^\beta)_{i=1}^n$. Розглянемо рівняння:

$$\sum_{i=1}^n c_i^p x_i^\alpha = \sum_{i=1}^n c_i^p x_i^\beta. \quad (7)$$

Оскільки $\tilde{c}_i$ – трикутні нечіткі величини вигляду (2), то $c_i^p = p\beta_i + (1-p)\alpha_i$. Таким чином, рівняння (7) приймає вигляд:

$$\begin{aligned} p \sum_{i=1}^n \beta_i x_i^\alpha + \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i^\alpha - p \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i^\alpha &= \\ &= p \sum_{i=1}^n \beta_i x_i^\beta + \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i^\beta - p \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i^\beta; \\ p \left(\sum_{i=1}^n (\beta_i - \alpha_i) x_i^\alpha - \sum_{i=1}^n (\beta_i - \alpha_i) x_i^\beta \right) &= \\ &= \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i^\beta - \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i^\alpha; \\ p \sum_{i=1}^n (\beta_i - \alpha_i) (x_i^\alpha - x_i^\beta) &= \sum_{i=1}^n \alpha_i (x_i^\beta - x_i^\alpha). \quad (8) \end{aligned}$$

Рівняння (8) є лінійним, в ньому

$$\sum_{i=1}^n (\beta_i - \alpha_i) (x_i^\alpha - x_i^\beta) \neq 0,$$

оскільки $\tilde{c}_i$ – нечіткі трикутні величини вигляду (2) та $(x_i^\alpha)_{i=1}^n \neq (x_i^\beta)_{i=1}^n$. Отже, рівняння (8) має рівно один розв'язок:

$$\begin{aligned} p_{\alpha\beta} &= \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i (x_i^\beta - x_i^\alpha)}{\sum_{i=1}^n \alpha_i (x_i^\beta - x_i^\alpha) - \sum_{i=1}^n \beta_i (x_i^\beta - x_i^\alpha)} = \\ &= \frac{1}{1 + \frac{\sum_{i=1}^n \beta_i (x_i^\alpha - x_i^\beta)}{\sum_{i=1}^n \alpha_i (x_i^\beta - x_i^\alpha)}} = \frac{1}{1 + M_{\alpha\beta}}; \quad (9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\alpha\beta} &= \frac{\sum_{i=1}^n \beta_i (x_i^\alpha - x_i^\beta)}{\sum_{i=1}^n \alpha_i (x_i^\beta - x_i^\alpha)} = \\ &= \frac{\sum_{i=1}^n \beta_i x_i^\alpha - \sum_{i=1}^n \beta_i x_i^\beta}{\sum_{i=1}^n \alpha_i x_i^\beta - \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i^\alpha}. \quad (10) \end{aligned}$$

Оскільки

$$(x_i^\beta)_{i=1}^n = \arg \left(\min_{(x_i)_{i=1}^n \in X} \sum_{i=1}^n \beta_i x_i \right)$$

та

$$(x_i^\alpha)_{i=1}^n = \arg \left(\min_{(x_i)_{i=1}^n \in X} \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i \right),$$

очевидно, що $M_{\alpha\beta} > 0$, а отже $p^* \in (0,1)$. Таким чином, за теоремою 1, для $\forall p \in [0, p^*]$ розв'язком задачі (5) є $(x_i^\alpha)_{i=1}^n$, а для $\forall p \in [p^*, 1]$ – вектор $(x_i^\beta)_{i=1}^n$. За властивостями розв'язків задач ЛП точки $(x_i^\alpha)_{i=1}^n$ та $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ є вершинами множини X . Оскільки при $p = p^*$ оптимум у задачі (5) досягається у двох вершинах множини X , то оптимальним розв'язком буде будь-який розв'язок, що належить ребру $\left[(x_i^\alpha)_{i=1}^n, (x_i^\beta)_{i=1}^n \right]$. Кінець доведення.

Зауваження. Якщо у (10) знаменник $M_{\alpha\beta}$ дорівнює нулю, це означає, що $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ є оптимальним розв'язком задачі (3). Отже, за теоремою 1, можна вважати цей розв'язок детермінованим оптимальним розв'язком задачі (5) для $\forall p \in (0,1)$ (для ЛСТ функцій $\mu_{c_i}(x)$). Якщо ж нуль з'являється у чисельнику величини $M_{\alpha\beta}$, обчисленої за (10), це означає, що розв'язок $(x_i^\alpha)_{i=1}^n$ є оптимальним розв'язком задачі (3). Отже, за теоремою 1 можна вважати цей розв'язок детермінованим оптимальним розв'язком задачі (5) для $\forall p \in (0,1)$ (для ЛСТ функцій $\mu_{c_i}(x)$).

Наслідок 1. Якщо задача (4) та задача виду:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n \gamma_i x_i \rightarrow \min; \\ (x_i)_{i=1}^n \in X; \\ x_i \geq 0, i = \overline{1, n}, \end{cases} \quad (11)$$

що відповідають ПСТ функціям $\mu_{c_i}(x)$, мають детерміновані оптимальні розв'язки $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ та $(x_i^\gamma)_{i=1}^n$ відповідно, і $(x_i^\gamma)_{i=1}^n \neq (x_i^\beta)_{i=1}^n$, тоді існує, і притому тільки одне, число $0 < p < 1$ таке, що оптимальними розв'язками задачі (5) є обидва вектори $(x_i^\gamma)_{i=1}^n$ та $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ і будь-який вектор, що є їх лінійною комбінацією. Тобто задача має безліч розв'язків, які становлять собою ребро багатогранника множини допустимих розв'язків, яке з'єднує вершини $(x_i^\alpha)_{i=1}^n$ та $(x_i^\beta)_{i=1}^n$. При цьому число p знаходиться за формулою

$$p_{\beta\gamma} = \frac{1}{1 + M_{\beta\gamma}}, \quad (12)$$

де

$$M_{\beta\gamma} = \frac{\sum_{i=1}^n \beta_i (x_i^\gamma - x_i^\beta)}{\sum_{i=1}^n \gamma_i (x_i^\beta - x_i^\gamma)}. \quad (13)$$

Доведення тверджень аналогічне теоремі 2.

Зауваження. Якщо у формулі (13) у знаменнику $M_{\beta\gamma}$ виходить нуль, це означає, що розв'язок $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ є оптимальним розв'язком задачі (11). Отже, за теоремою 1 можна вважати $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ детермінованим оптимальним розв'язком задачі (5) для $\forall p \in (0,1)$ (для ПСТ функцій $\mu_{c_i}(x)$). Якщо ж нуль з'являється у чисельнику величини $M_{\beta\gamma}$, обчисленої за (13), це означає, що розв'язок $(x_i^\gamma)_{i=1}^n$ є оптимальним розв'язком задачі (4). Отже, за теоремою 1 можна також вважати $(x_i^\gamma)_{i=1}^n$ детермінованим оптимальним

розв'язком задачі (5) для $\forall p \in (0,1)$ (для ПСТ функцій $\mu_{c_i}(x)$).

Наслідок 2. Якщо оптимальні розв'язки $(x_i^\alpha)_{i=1}^n$ та $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ задач (3) і (4) відповідно такі, що $(x_i^\alpha)_{i=1}^n \neq (x_i^\beta)_{i=1}^n$, тоді вони є суміжними вершинами n – вимірного багатогранника X , та $\exists! p^* \in (0,1)$: при $p = p^*$ задача (5) має множину оптимальних розв'язків, що становить собою ребро $\left[(x_i^\alpha)_{i=1}^n, (x_i^\beta)_{i=1}^n \right]$. Аналогічно, різні детер-

міновані оптимальні розв'язки $(x_i^\gamma)_{i=1}^n$ та $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ задач (11) і (4) відповідно є суміжними вершинами n – вимірного багатогранника X та $\exists! p^* \in (0,1)$: при $p = p^*$ задача (5) має множину оптимальних розв'язків, що становлять собою ребро $\left[(x_i^\beta)_{i=1}^n, (x_i^\gamma)_{i=1}^n \right]$.

Наслідок 3. Якщо детерміновані оптимальні розв'язки $(x_i^\alpha)_{i=1}^n$, $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ та $(x_i^\gamma)_{i=1}^n$ задач (3), (4) і (11) відповідно є попарно нерівними, то вони (у відповідному порядку) становлять собою послідовність суміжних вершин багатогранника допустимих розв'язків.

Таким чином, якщо коефіцієнти $\tilde{c}_i$ цільової функції задачі (1) – нечіткі трикутні величини з функціями приналежності (2), то для розв'язання задачі (1) можна запропонувати такий алгоритм.

Алгоритм В.

1. Розв'язуємо задачі (3), (4) та (11). Отримуємо детерміновані оптимальні розв'язки

$(x_i^\alpha)_{i=1}^n$, $(x_i^\beta)_{i=1}^n$ та $(x_i^\gamma)_{i=1}^n$ відповідно.

2. Якщо $(x_i^\alpha)_{i=1}^n \neq (x_i^\beta)_{i=1}^n$ та (або) $(x_i^\gamma)_{i=1}^n \neq (x_i^\beta)_{i=1}^n$, то знаходимо $p_{\alpha\beta}$ та (або) $p_{\beta\gamma}$ за формулами (9), (10) та (12), (13) відповідно.

3. Якщо детерміновані оптимальні розв'язки $(x_i^\alpha)_{i=1}^n = (x_i^\beta)_{i=1}^n = (x_i^\gamma)_{i=1}^n$, вважаємо, що задача має детермінований оптимальний розв'язок, $(x_i^*)_{i=1}^n = (x_i^\beta)_{i=1}^n$, інакше можна знайти закон залежності оптимального розв'язку від значень функцій належності вхідних даних

$$(x_i^*)_{i=1}^n = \begin{cases} (x_i^\alpha)_{i=1}^n, & \text{якщо } \forall i \ (\mu_{c_i}(x) \in \Omega \text{ та } \mu_{c_i} - \text{ЛСТ}); \\ (x_i^\gamma)_{i=1}^n, & \text{якщо } \forall i \ (\mu_{c_i}(x) \in \Omega \text{ та } \mu_{c_i} - \text{ПСТ}); \\ [(x_i^\beta)_{i=1}^n, (x_i^\gamma)_{i=1}^n], & \text{якщо } \forall i \ \mu_{c_i}(x) = p_{\beta\gamma}; \\ (x_i^\alpha)_{i=1}^n, & \text{якщо } p_{\alpha\beta} > p_{\beta\gamma} \\ & \text{та } \forall i \ (\mu_{c_i}(x) \in \Psi \text{ та } \mu_{c_i} - \text{ЛСТ}); \\ (x_i^\beta)_{i=1}^n, & \text{якщо } p_{\alpha\beta} > p_{\beta\gamma} \\ & \text{та } \forall i \ (\mu_{c_i}(x) \in \Psi \text{ та } \mu_{c_i} - \text{ПСТ}); \\ (x_i^\gamma)_{i=1}^n, & \text{якщо } p_{\alpha\beta} < p_{\beta\gamma} \\ & \text{та } \forall i \ (\mu_{c_i}(x) \in \Lambda \text{ та } \mu_{c_i} - \text{ЛСТ}); \\ (x_i^\beta)_{i=1}^n, & \text{якщо } p_{\alpha\beta} < p_{\beta\gamma} \\ & \text{та } \forall i \ (\mu_{c_i}(x) \in \Lambda \text{ та } \mu_{c_i} - \text{ПСТ}); \\ [(x_i^\alpha)_{i=1}^n, (x_i^\beta)_{i=1}^n], & \text{якщо } \forall i \ \mu_{c_i}(x) = p_{\alpha\beta}; \\ (x_i^\beta)_{i=1}^n, & \text{якщо } \forall i \ \mu_{c_i}(x) \in (\max\{p_{\alpha\beta}, p_{\beta\gamma}\}, 1]. \end{cases}$$

Тут $\Omega = [0, \min\{p_{\alpha\beta}, p_{\beta\gamma}\})$ $\Psi = [p_{\beta\gamma}, p_{\alpha\beta}]$
 $\Lambda = [p_{\alpha\beta}, p_{\beta\gamma}]$.

Зазначену залежність проілюстровано на рис. 1. На осі абсцис відкладено значення функцій приналежності вхідних даних, на осі ординат – оптимальні розв'язки відповідних задач.

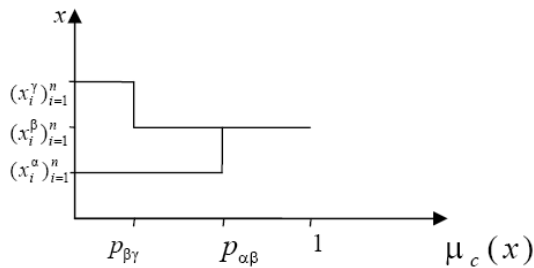


Рис. 1. Функція залежності оптимального розв'язку від значень функцій належності вхідних даних

Нечітка функція цілі матиме такий вигляд (рис. 2).

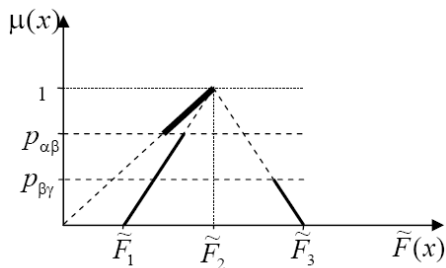


Рис.2. Нечітка функція цілі

На рис. 2 $\tilde{F}_1 = \tilde{F}\left((x_i^\alpha)_{i=1}^n\right)$, $\tilde{F}_1 = \tilde{F}\left((x_i^\beta)_{i=1}^n\right)$,
 $\tilde{F}_1 = \tilde{F}\left((x_i^\gamma)_{i=1}^n\right)$.

Наведений метод може бути узагальнений на випадок опуклих кусково-лінійних функцій належності коефіцієнтів цільової функції.

Будемо надалі позначати нечіткі трикутні величини (2) таким чином:

$$(\beta_i - \alpha_i, \beta_i, \gamma_i - \beta_i). \quad (14)$$

Наприклад,

$$\mu(x) = \begin{cases} x-1, & \text{якщо } x \in [1, 2) \\ \frac{13-x}{11}, & \text{якщо } x \in [2, 13] = \\ = (2-1, 2, 13-2) = (1, 2, 11) \\ 0, & \text{в інших випадках.} \end{cases}$$

Нечітка модель транспортної задачі. Розглянемо одну з окремих моделей – транспортну задачу лінійного програмування (ТЗ). Нагадаємо класичну постановку ТЗ [3]. Маємо n приймачів певного продукту та m джерел цього продукту. Відомі вартості транспортування одиниці продукції від кожного джерела до кожного приймача c_{ij} , $i = \overline{1, m}$, $j = \overline{1, n}$. Відомі також об'єми продукції a_i , $i = \overline{1, m}$, що знаходяться у кожному джерелі, та об'єми продукції b_j , $j = \overline{1, n}$, які бажає прийняти кожен приймач

(співвідношення між величинами $\sum_{i=1}^m a_i$ та $\sum_{j=1}^n b_j$ можуть бути різними: якщо $\sum_{i=1}^m a_i = \sum_{j=1}^n b_j$, то ТЗ називається транспортною задачею закритого типу, якщо $\sum_{i=1}^m a_i \neq \sum_{j=1}^n b_j$ – відкритого

типу). Потрібно скласти такий план перевезення продукції, щоб потреби кожного джерела та приймача були за можливістю задоволені і при цьому загальна вартість перевезення продукції була мінімальною. Розв'язок будемо шукати у вигляді матриці $x = \{x_{ij}\}_{m \times n}$, де x_{ij} – кількість одиниць продукції, що перевозиться від i -го джерела до j -го приймача. Тоді задачу можна сформулювати таким чином (для визначеності розглянемо задачу відкритого типу, у якій $\sum_{i=1}^m a_i \leq \sum_{j=1}^n b_j$, тобто сукупна кількість продукції у джерелах не перевищує сукупних потреб приймачів).

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n c_{ij} x_{ij} \rightarrow \min;$$

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^n x_{ij} = a_i, \quad \forall i = \overline{1, m}; \\ \sum_{i=1}^m x_{ij} \leq b_j, \quad \forall j = \overline{1, n}; \\ x_{ij} \geq 0, \quad \forall i = \overline{1, m}, \quad \forall j = \overline{1, n}. \end{cases} \quad (15)$$

Розглянемо транспортну задачу у нечіткій постановці. Якщо коефіцієнти цільової функції $\tilde{c}_{ij}$, $i = \overline{1, m}$, $j = \overline{1, n}$ є нечіткими величинами, функції належності яких є кусково-лінійними, величини a_i , $i = \overline{1, m}$ та b_j , $j = \overline{1, n}$ є детермінованими, то задача (18) зводиться до задачі (1) і розв'язується за допомогою алгоритму В. Якщо до того ж величини попиту та пропозиції $\tilde{a}_i$, $i = \overline{1, m}$ та $\tilde{b}_j$, $j = \overline{1, n}$ є нечіткими, то задача (15) перетворюється на задачу типу С. Розглянемо наступну постановку НЧТЗ.

Нехай у задачі (15) коефіцієнти цільової функції $\tilde{c}_{ij}$, $i = \overline{1, m}$, $j = \overline{1, n}$ та величини $\tilde{a}_i$, $i = \overline{1, m}$ та $\tilde{b}_j$, $j = \overline{1, n}$ є нечіткими трикутними величинами, функції належності яких:

$$\mu_{c_{ij}}(x) = \begin{cases} \frac{x - \alpha_{ij}}{\beta_{ij} - \alpha_{ij}}, & \text{якщо } x \in [\alpha_{ij}; \beta_{ij}] \\ \frac{\gamma_{ij} - x}{\gamma_{ij} - \beta_{ij}}, & \text{якщо } x \in [\beta_{ij}; \gamma_{ij}] \\ 0, & \text{в іншому разі.} \end{cases} \quad (16)$$

$$\mu_{a_i}(x) = \begin{cases} \frac{x - \alpha_i^a}{\beta_i^a - \alpha_i^a}, & \text{якщо } x \in [\alpha_i^a; \beta_i^a] \\ \frac{\gamma_i^a - x}{\gamma_i^a - \beta_i^a}, & \text{якщо } x \in [\beta_i^a; \gamma_i^a] \\ 0, & \text{в іншому разі.} \end{cases} \quad (17)$$

$$\mu_{b_j}(x) = \begin{cases} \frac{x - \alpha_j^b}{\beta_j^b - \alpha_j^b}, & \text{якщо } x \in [\alpha_j^b; \beta_j^b] \\ \frac{\gamma_j^b - x}{\gamma_j^b - \beta_j^b}, & \text{якщо } x \in [\beta_j^b; \gamma_j^b] \\ 0, & \text{в іншому разі.} \end{cases} \quad (18)$$

Нехай $(x_{ij}^*)_{m \times n}$ – оптимальний розв'язок задачі:

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \beta_{ij} x_{ij} \rightarrow \min;$$

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^n x_{ij} = \beta_i^a, \quad \forall i = \overline{1, m}; \\ \sum_{i=1}^m x_{ij} \leq \beta_j^b, \quad \forall j = \overline{1, n}; \\ x_{ij} \geq 0, \quad \forall i = \overline{1, m}, \quad \forall j = \overline{1, n}. \end{cases} \quad (19)$$

Для довільного α -переріза: $\alpha = p$ будемо шукати розв'язок задачі (15)–(18) у вигляді:

$$(\tilde{x}_{ij})_{m \times n} = (x_{ij}^*)_{m \times n} + (1 - p)(y_{ij})_{m \times n}. \quad (20)$$

Тоді (15)–(18) перетворюється на задачу:

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \tilde{c}_{ij} (x_{ij}^* + (1 - p)y_{ij}) \rightarrow \min;$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p\beta_i^a + (1-p)\alpha_i^a \leq \sum_{j=1}^n x_{ij}^* + (1-p)\sum_{j=1}^n y_{ij} \leq \\ \leq p\beta_i^a + (1-p)\gamma_i^a, \quad \forall i = \overline{1, m}; \\ \sum_{i=1}^m x_{ij}^* + (1-p)\sum_{i=1}^m y_{ij} \leq p\beta_i^b + (1-p)\alpha_i^b, \\ \forall j = \overline{1, n}; \\ x_{ij}^* + (1-p)y_{ij} \geq 0, \quad \forall i = \overline{1, m}, \quad \forall j = \overline{1, n}. \end{array} \right. \quad (21)$$

Оскільки $x_{ij}^* = \text{const}$ для $\forall i = \overline{1, m}, \forall j = \overline{1, n}$, то задача (21) зводиться до задачі:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \tilde{c}_{ij} y_{ij} \rightarrow \min \\ p\beta_i^a + (1-p)\alpha_i^a \leq \beta_i^a + (1-p)\sum_{j=1}^n y_{ij} \leq \\ \leq p\beta_i^a + (1-p)\gamma_i^a, \quad \forall i = \overline{1, m} \\ \beta_j^b + (1-p)\sum_{i=1}^m y_{ij} \leq p\beta_i^b + (1-p)\alpha_i^b, \\ \forall j = \overline{1, n} \\ (1-p)y_{ij} \geq -x_{ij}^*, \quad \forall i = \overline{1, m}, \quad \forall j = \overline{1, n} \end{array} \right.$$

Тобто

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \tilde{c}_{ij} y_{ij} \rightarrow \min; \\ \alpha_i^a - \beta_i^a \leq \sum_{j=1}^n y_{ij} \leq \gamma_i^a - \beta_i^a, \quad \forall i = \overline{1, m}; \\ \sum_{i=1}^m y_{ij} \leq \alpha_i^b - \beta_i^b, \quad \forall j = \overline{1, n}; \\ (1-p)y_{ij} \geq -x_{ij}^*, \quad \forall i = \overline{1, m}, \quad \forall j = \overline{1, n}. \end{array} \right. \quad (22)$$

Розглянемо задачу (22) без останнього обмеження:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \tilde{c}_{ij} y_{ij} \rightarrow \min; \\ \alpha_i^a - \beta_i^a \leq \sum_{j=1}^n y_{ij} \leq \gamma_i^a - \beta_i^a, \quad \forall i = \overline{1, m}; \\ \sum_{i=1}^m y_{ij} \leq \alpha_i^b - \beta_i^b, \quad \forall j = \overline{1, n}. \end{array} \right. \quad (23)$$

Задача (23) не залежить від значення α -переріза, має чіткі обмеження та нечіткі коефіцієнти цільової функції і може бути розв'язана за допомогою алгоритму В. В результаті отримаємо нечіткий розв'язок $(\tilde{y}_{ij}^*)_{m \times n}$. Однак цей розв'язок може не задовольняти обмеження $(1-p)y_{ij} \geq -x_{ij}^*, \forall i = \overline{1, m}, \forall j = \overline{1, n}$, на яке ми не зважаємо у задачі (27). З цих міркувань для розв'язання НчТЗ (15)–(18) пропонуємо такий алгоритм.

Алгоритм В'

1. Знаходимо детермінований оптимальний розв'язок $(x_{ij}^*)_{m \times n}$ задачі (19).

2. Знаходимо оптимальний нечіткий розв'язок $(\tilde{y}_{ij}^*)_{m \times n}$ задачі (23).

3. Якщо для

$$\forall i = \overline{1, m}, \quad \forall j = \overline{1, n}, \quad \forall \tilde{y}_{ij}^* : \mu_{y_{ij}}(\tilde{y}_{ij}^*) = p$$

виконується:

$$(1-p)\tilde{y}_{ij}^* \geq -x_{ij}^*, \quad \forall p \in [0;1], \quad (24)$$

то переходимо на п.5.

4. Інакше – для кожної пари індексів $i \in (1, m)$ та $j \in (1, n)$, для якої

$$\exists p \in [0;1] \quad (1-p)\tilde{y}_{ij}^* \leq -x_{ij}^*,$$

додаємо до задачі (23) обмеження:

$$\tilde{y}_{ij}^* \geq -x_{ij}^*. \quad (25)$$

Розв'язуємо задачу (23), (25).

5. Нечіткий оптимальний розв'язок $(x_{ij}^*)_{m \times n}$ задачі (15)–(18) будуємо таким чином:

$$(\tilde{x}_{ij}^*)_{m \times n} = (x_{ij}^*)_{m \times n} + (1-p) \cdot (\tilde{y}_{ij}^*)_{m \times n},$$

де p – значення функції належності відповідного розв'язку. Кінець.

Приклад 1. Маємо 2 джерела та 3 приймачі. Відомі нечіткі вартості транспортування одиниці продукції від кожного джерела до кожного приймача $\tilde{c}_{ij}$, $i = \overline{1, 2}$, $j = \overline{1, 3}$, об'єми продукції a_i , $i = \overline{1, 2}$, що знаходяться у кожному джерелі та об'єми продукції b_j , $j = \overline{1, 3}$, які бажає прийняти кожен приймач (нечіткі трикутні величини позначаємо за зразком (14)):

$$C = \begin{pmatrix} (1,4,2) & (1,4,1) & (2,4,1) & b_j/a_i \\ (1,4,2) & (2,3,2) & (1,2,1) & \\ (2,6,1) & (1,5,1) & (1,4,1) & \end{pmatrix} \begin{pmatrix} (1,5,2) \\ (2,6,1) \end{pmatrix}$$

Розв'язок шукаємо у вигляді матриці $\tilde{x} = \{\tilde{x}_{ij}\}_{2 \times 3}$, де $\tilde{x}_{ij}$ – кількість одиниць продукції, що перевозиться від i -го джерела до j -го приймача. Тоді задачу можна сформулювати таким чином:

$$\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \tilde{c}_{ij} x_{ij} \rightarrow \min ;$$

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^3 x_{ij} = \tilde{a}_i, & \forall i = \overline{1,2}; \\ \sum_{i=1}^2 x_{ij} \leq \tilde{b}_j, & \forall j = \overline{1,3}; \\ \tilde{x}_{ij} \geq 0, & \forall i = \overline{1,2}, \forall j = \overline{1,3}. \end{cases}$$

Застосуємо до задачі алгоритм В'.

1. Знаходимо детермінований оптимальний розв'язок $(x_{ij}^*)_{m \times n}$ задачі:

$$\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \beta_{ij} x_{ij} \rightarrow \min ;$$

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^3 x_{ij} = \beta_i^a, & \forall i = \overline{1,2}; \\ \sum_{i=1}^2 x_{ij} \leq \beta_j^b, & \forall j = \overline{1,3}; \\ x_{ij} \geq 0, & \forall i = \overline{1,2}, \forall j = \overline{1,3}, \end{cases}$$

де

$$(\beta_{ij})_{2 \times 3} = \begin{pmatrix} 4 & 4 & 4 \\ 6 & 5 & 4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta_j^b / \beta_i^a \\ 5 \\ 6 \end{pmatrix}$$

$$(x_{ij}^*)_{2 \times 3} = \begin{pmatrix} 3 & 2 & 0 \\ 0 & 2 & 4 \end{pmatrix}.$$

2. Знаходимо оптимальний нечіткий розв'язок $(\tilde{y}_{ij}^*)_{m \times n}$ задачі:

$$\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \tilde{c}_{ij} y_{ij} \rightarrow \min ;$$

$$\begin{cases} \alpha_i^a - \beta_i^a \leq \sum_{j=1}^3 y_{ij} \leq \gamma_i^a - \beta_i^a, & \forall i = \overline{1,2}; \\ \sum_{i=1}^2 y_{ij} \leq \alpha_i^b - \beta_i^b, & \forall j = \overline{1,3}. \end{cases} \quad (26)$$

Цільова функція не обмежена на допустимій множині розв'язків.

4. Додаємо до задачі (26) обмеження:

$$\tilde{y}_{ij}^* \geq -x_{ij}^* \quad \forall i = \overline{1,2}, \forall j = \overline{1,3}.$$

Розв'язуємо задачу:

$$\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \tilde{c}_{ij} y_{ij} \rightarrow \min ;$$

$$\begin{cases} \alpha_i^a - \beta_i^a \leq \sum_{j=1}^3 y_{ij} \leq \gamma_i^a - \beta_i^a, & \forall i = \overline{1,2}; \\ \sum_{i=1}^2 y_{ij} \leq \alpha_i^b - \beta_i^b, & \forall j = \overline{1,3}; \\ \tilde{y}_{ij}^* \geq -x_{ij}^* & \forall i = \overline{1,2}, \forall j = \overline{1,3}. \end{cases}$$

Застосуємо до задачі алгоритм В.

1. Знайдемо детерміновані оптимальні розв'язки задач, отриманих із даної задачі при коефіцієнтах цільової функції, що відповідають нульовим та одиничним значенням відповідних функцій належності.

Оптимальний розв'язок даної задачі при коефіцієнтах: $\tilde{c}_{ij} = \alpha_{ij}$:

$$(y_{ij}^\alpha)_{2 \times 3} = \begin{pmatrix} -3 & 1,5 & 0,5 \\ 2 & -2 & -2 \end{pmatrix}.$$

Оптимальний розв'язок даної задачі при коефіцієнтах: $\tilde{c}_{ij} = \beta_{ij}$:

$$(y_{ij}^\beta)_{2 \times 3} = \begin{pmatrix} -2,75 & 1 & 0,75 \\ 1,75 & -2 & -1,75 \end{pmatrix}.$$

Оптимальний розв'язок даної задачі при коефіцієнтах: $\tilde{c}_{ij} = \gamma_{ij}$:

$$(y_{ij}^\gamma)_{2 \times 3} = \begin{pmatrix} -3 & -1 & 3 \\ 2 & 0 & -4 \end{pmatrix}.$$

2. Отримані розв'язки попарно нерівні. Отже, знаходимо величини $p_{\alpha\beta}$ та $p_{\beta\gamma}$ за формулами (9), (10) та (12), (13) відповідно

$$M_{\alpha\beta} = 2; \quad p_{\alpha\beta} = \frac{1}{1 + M_{\alpha\beta}} = \frac{1}{3};$$

$$M_{\beta\gamma} = \frac{4}{9}; \quad p_{\beta\gamma} = \frac{1}{1 + M_{\beta\gamma}} = \frac{9}{13}.$$

3. Отже, оптимальний розв'язок даної задачі є нечіткою величиною і функція залежності оптимального розв'язку від значень функцій належності вхідних даних має вигляд (рис. 3):

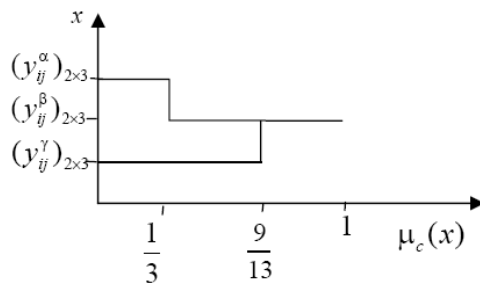


Рис. 3. Функція залежності оптимального розв'язку прикладу 1 від значень функцій належності вхідних даних

5. Нечіткий оптимальний розв'язок задачі $(\tilde{x}_{ij}^*)_{2 \times 3}$ будемо таким чином:

$$(\tilde{x}_{ij}^*)_{2 \times 3} = (x_{ij}^*)_{2 \times 3} + (1 - p) \cdot (\tilde{y}_{ij}^*)_{2 \times 3},$$

де p – значення функції належності відповідного розв'язку. Тобто лівостороння функція залежності нечіткого оптимального розв'язку від значення функції належності вхідних даних:

$$(\tilde{x}_{ij}^*)_{2 \times 3} = \begin{cases} \begin{pmatrix} 3p & 3,5 - 1,5p & (1-p) \cdot 0,5 \\ (1-p) \cdot 2 & 2p & 2 + 2p \end{pmatrix}, & \text{якщо } p \in \left[0, \frac{1}{3}\right]; \\ \begin{pmatrix} 0,25 + 2,75p & 3 - p & (1-p) \cdot 0,75 \\ (1-p) \cdot 1,75 & 2p & 2,25 + 1,75p \end{pmatrix}, & \text{якщо } p \in \left[\frac{1}{3}, 1\right]. \end{cases}$$

Правостороння функція залежності нечіткого оптимального розв'язку від значення функції належності вхідних даних:

$$(\tilde{x}_{ij}^*)_{2 \times 3} = \begin{cases} \begin{pmatrix} 3p & 1 + p & (1-p) \cdot 3 \\ (1-p) \cdot 2 & 2 & 4p \end{pmatrix}, & \text{якщо } p \in \left[0, \frac{9}{13}\right]; \\ \begin{pmatrix} 0,25 + 2,75p & 3 - p & (1-p) \cdot 0,75 \\ (1-p) \cdot 1,75 & 2p & 2,25 + 1,75p \end{pmatrix}, & \text{якщо } p \in \left[\frac{9}{13}, 1\right]. \end{cases}$$

Для знайдених залежностей побудуємо функцію належності нечіткого оптимального розв'язку (рис. 4).

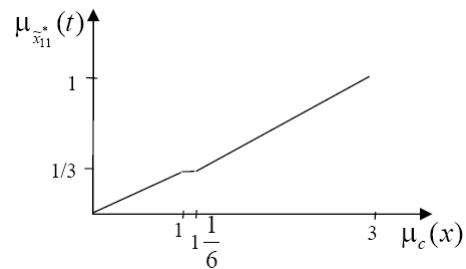


Рис. 4. Функція належності нечіткого оптимального розв'язку $\tilde{x}_{11}^*$

Наприклад, для $\tilde{x}_{11}^*$:

$$\mu_{\tilde{x}_{11}^*}(t) = \begin{cases} \frac{t}{3}, & \text{якщо } t \in [0, 1]; \\ \frac{t - 0,25}{2,75}, & \text{якщо } t \in \left[1, \frac{1}{6}\right]. \end{cases}$$

Висновки

Досліджено проблеми планування з використанням нечітких аналогів моделей задач лінійного програмування. Виділено основні види моделей задач НЧЛП залежно від властивостей цільових функцій і обмежень (детерміновані або нечіткі функції). Розроблено методи розв'язання нечітких аналогів транспортної задачі. Розглянуті приклади планування свідчать про ефективність запропонованих методів та алгоритмів.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Згуровский М. З. Интегрированные системы оптимального управления и проектирования. – К.: Вища шк., 1990. – С. 151–186.
2. Юдин Д. Б. Математические методы управления в условиях неполной информации. – М.: Советское радио, 1974. – 400 с.
3. Алексеев О. Г. Комплексное применение методов дискретной оптимизации. – М.: Наука, 1987. – 248 с.

Надійшла до редколегії 09.11.2006.

Ю. Я. ВОДЯННИКОВ, С. В. КУКИН, К. Л. ЖИХАРЦЕВ (ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»)

ВЫБОР ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПАССАЖИРСКИХ И ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ПО ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМОМУ КОЭФФИЦИЕНТУ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ

Побудовані номограми залежності передаточного числа гальмівної важільної передачі від тари пасажирських і вантажних вагонів по розрахунковому граничному коефіцієнті зчеплення колеса з рейкою. Показано, що для пасажирських вагонів з тарою 53...57 тс при передаточному числі 5,3 запас по юзу 15 % у діапазоні швидкостей 90...160 км/год не виконується. Для вантажних вагонів з тарою до 22 тс при передаточному числі 5,72 не виконується основна умова відсутності юза.

Построены номограммы зависимости передаточного числа тормозной рычажной передачи от тары пассажирских и грузовых вагонов по расчетному предельному коэффициенту сцепления колеса с рельсом. Показано, что для пассажирских вагонов с тарой 53...57 тс при передаточном числе 5,3 запас по юзу 15 % в диапазоне скоростей 90...160 км/ч не выполняется. Для грузовых вагонов с тарой до 22 тс при передаточном числе 5,72 не выполняется основное условие отсутствия юза.

The authors have constructed nomographs of dependence of the gear ratio of a lever-type braking gear on the tare of passenger and freight cars according to the calculated limit coefficient of wheel/rail clutch. It has been shown that for passenger cars with the tare of 53 to 57 ton-force, at a gear ratio 5.3, the 15% skidding reserve in the speed range of 90 to 160 km/h is not maintained. For freight cars with the tare up to 22 ton-force, at a gear ratio 5.72, the basic condition of absence of skidding is not maintained either.

Основной характеристикой тормозных систем грузовых и пассажирских вагонов является передаточное число тормозной рычажной передачи, от величины которого зависит тормозная эффективность (расчетный тормозной коэффициент) вагонов. Максимальное значение передаточного числа ограничивается расчетным предельным коэффициентом сцепления колеса с рельсом при торможении.

Для пассажирских вагонов с массой тары 53...65 тс устанавливается передаточное число тормозной рычажной передачи при композиционных колодках равное 5,3 [1]. Очевидно, задание единого передаточного числа рычажной передачи для указанного диапазона изменения тары пассажирского вагона, не может обеспечить требуемую тормозную эффективность для всех вагонов.

Для четырехосных грузовых вагонов при композиционных тормозных колодках передаточное число принимается в зависимости от типа вагона [1], например, для полувагона передаточное число составляет 5,72.

В качестве основного критерия по выбору передаточного числа тормозной рычажной передачи вагонов принимается условие отсутствия юза [2]

$$\delta_p \cdot \varphi_{кр} < [\Psi_k], \quad (1)$$

где δ_p – расчетный коэффициент сил нажатия колодок;

$$\delta_p = \frac{\sum K_p}{T} \quad (2)$$

K_p – расчетная сила нажатия тормозных колодок на колеса, зависящая от действительной силы нажатия (K), определяется для композиционных колодок по формуле [2]:

$$K_p = 1,22 \cdot K \cdot \frac{K + 20}{4 \cdot K + 20}, \quad (3)$$

где T – тара вагона, тс; $\varphi_{кр}$ – расчетный коэффициент трения тормозных колодок, определяемый по следующей формуле для композиционных колодок [2]

$$\varphi_{кр} = 0,36 \cdot \frac{V + 150}{2 \cdot V + 150}, \quad (4)$$

где V – скорость движения, км/ч; $[\Psi_k]$ – расчетный предельный коэффициент сцепления колеса с рельсом [3]

$$[\Psi_k] = \Psi(q_0)\Psi(V) \quad (5),$$

$$\Psi(q_0) = 0,17 - 0,000153 \cdot (q_0 - 49), \quad (6)$$

$$\Psi(V) = \frac{V + 576}{4V + 576} \quad (7),$$

q_0 – нагрузка на колесную пару (осевая нагрузка), тс.

Предельно допустимое значение расчетного тормозного коэффициента $[\delta_p]$ для скорости движения V определяется из равенства:

$$[\delta_p(V)] = \frac{[\Psi_k(V)]}{\Phi_{кр}(V)}, \quad (8),$$

а действительная сила нажатия $K(V)$ путем решения уравнения

$$(T + P_{гр}) \cdot \frac{[\Psi_k(V)]}{\Phi_{кр}(V)} = 1,22 \cdot K(V) \cdot \frac{K(V) + 20}{4 \cdot K(V) + 20}.$$

Для определения предельно допустимого передаточного отношения тормозной рычажной передачи пассажирских и грузовых вагонов использовались типовые зависимости, при этом усилие авторегулятора не учитывалось, а давления в тормозных цилиндрах принимались максимальными в соответствии с нормами [3].

Согласно нормам [3] для пассажирских вагонов, при отсутствии противоюзного устройства, рекомендуется выполнение следующего условия по недопущению юза $\delta_p(V) = 0,85 \cdot [\delta_p(V)]$ (15 % запас по юзу), для грузовых вагонов – $\delta_p(V) = 0,1 \cdot [\delta_p(V)]$.

Выполненные расчетные исследования для пассажирских вагонов (рис. 1) показали, что для тары вагона 53 тс не выполняется 15 % запаса по юзу для скоростей движения более 95 км/ч, для тары 54 тс – более 112 км/ч, для тары 55 тс – более 130 км/ч, для тары 56 тс – более 145 км/ч.

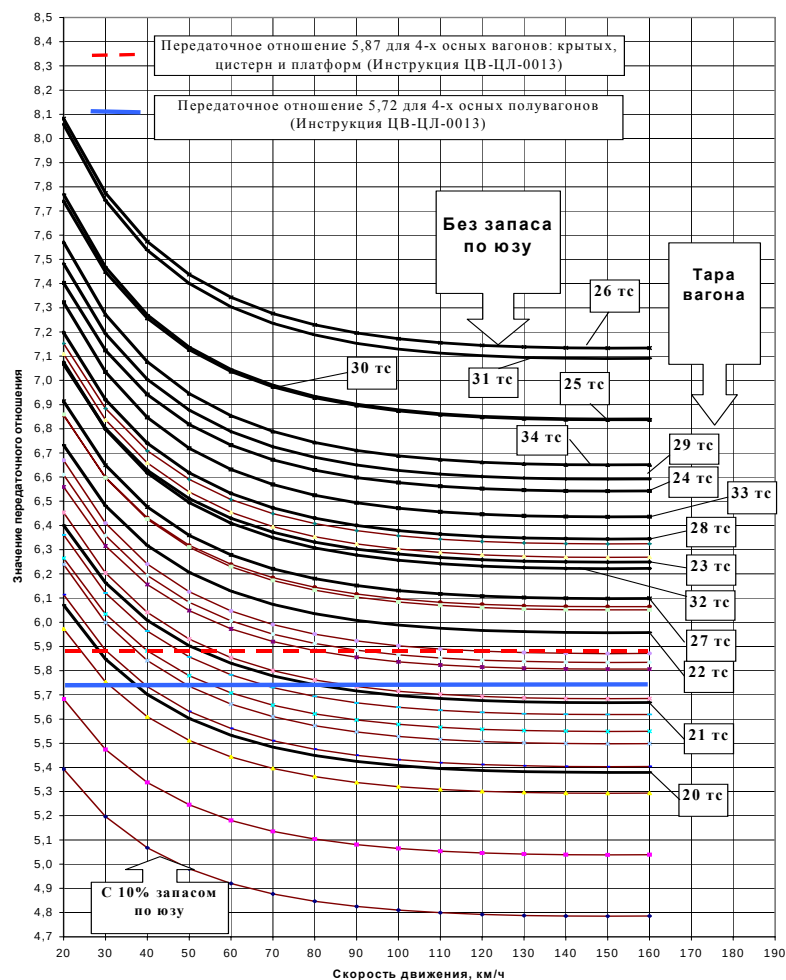


Рис. 2. Зависимость передаточного числа тормозной рычажной передачи грузовых вагонов от величины тары по предельному коэффициенту сцепления колеса с рельсом

Для грузовых вагонов при передаточных отношениях, задаваемых нормативной документацией, отсутствует 10 % запас по юзу во всем диапазоне изменения тары (рис. 2), а для тары вагона 20 тс и 21 тс реализуемые коэффициенты сцепления колеса с рельсом больше

предельно допустимых для скоростей движения более 38 и 83 км/ч соответственно.

Для уменьшения повреждаемости колесных пар грузовых вагонов рекомендуется пересмотреть величины давлений в тормозных цилиндрах для порожних грузовых вагонов.

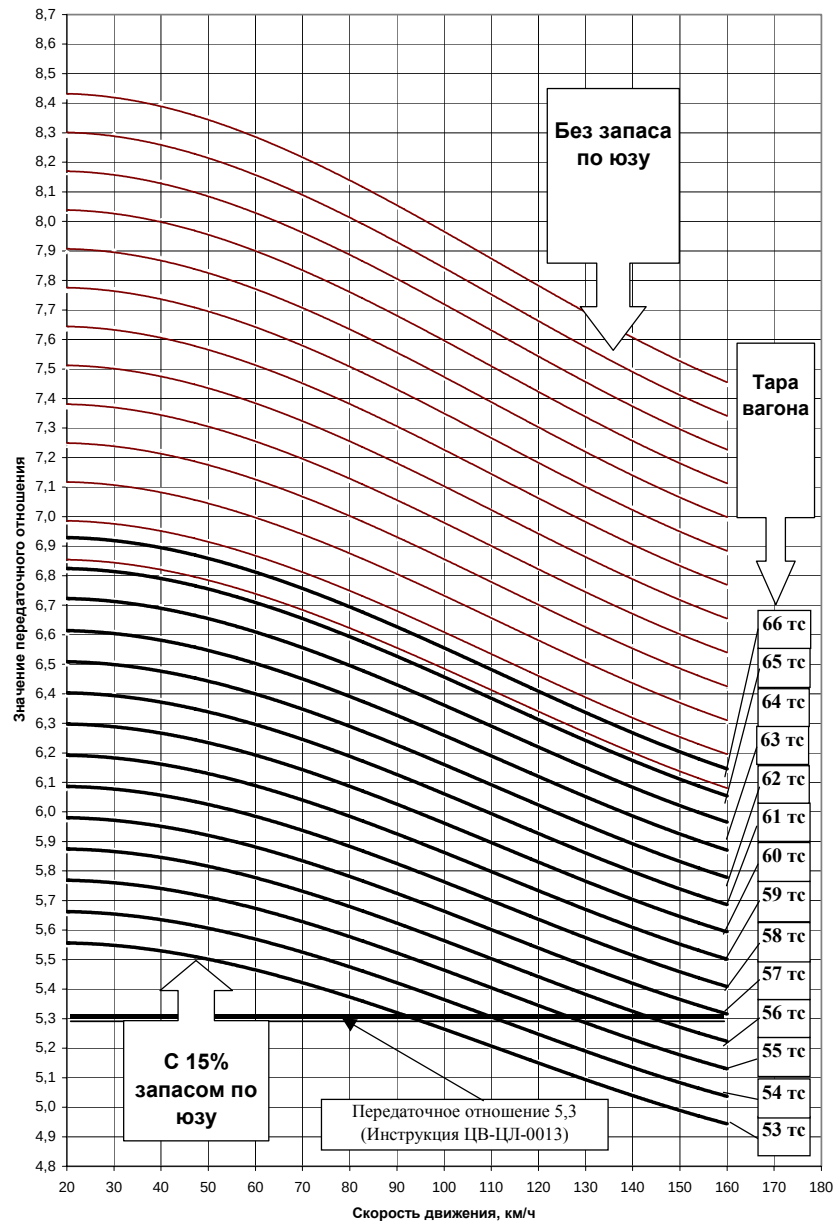


Рис. 1. Зависимость передаточного числа тормозной рычажной передачи пассажирских вагонов от величины тары

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ЦВ-ЦЛ-0013 Инструкция з ремонту гальмівного обладнання вагонів, – К. 2005, – 160 с.
2. Иноземцев В. Г. Нормы и методы расчета авто-тормозов / В. Г. Иноземцев, П. Гребенюк. – М.: Транспорт, 1971, – 57 с.

3. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – К.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996.

Поступила в редколлегию 11.09.2006.

А. В. ДОНЧЕНКО (ДП «Український науково-дослідний інститут вагонобудування»)

ОБНОВЛЕННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

За рішенням Кабінету Міністрів України розроблений проект Комплексної програми оновлення залізничного рухомого складу України на 2006–2010 рр. Програма передбачає розробку та впровадження у виробництво рухомого складу залізниць нового покоління.

По решению Кабинета Министров Украины разработан проект Комплексной программы обновления железнодорожного подвижного состава Украины на 2006–2010 гг. Программа предусматривает разработку и внедрение в производство подвижного состава железных дорог нового поколения

According to decision of the Cabinet of Ministers of Ukraine, a project of the comprehensive program of updating the railway rolling stock of Ukraine for the years 2006–2010 has been developed. This program stipulates development and introduction into commercial production of new generation railway rolling stock.

Державна промислова політика є важливою складовою загальнодержавної політики. Вона спрямована на досягнення промисловістю якісно нового рівня розвитку, посилення промислового потенціалу держави, задоволення потреб населення, зростання обсягів виробництва і підвищення конкурентоспроможності промислової продукції.

Метою державної політики є створення сучасного, інтегрованого у світове виробництво і здатного до саморозвитку промислового комплексу у тому числі і транспортного, який відповідатиме аналогічним утворенням у розвинутих державах світу за такими критеріями:

- високий темп переходу до створення нових моделей та поколінь продукції;
- ефективне застосування принципово нових машин, матеріалів, комплектуючих, технологічних систем;
- випуск конкурентоспроможної продукції здатної задовольнити потреби секторів економіки, від яких залежить безпека держави та споживчого ринку, та одним з найбільших секторів, від якого залежить безпека держави та надійне функціонування споживчого ринку, є залізничний транспорт;
- здатність виробництва до широкого впровадження науково-технічних досягнень, високий рівень транснаціональної інтеграції науки, технологій та промислового виробництва, домінування наукоємних галузей;
- значний рівень розвитку інформаційної, впроваджу вальної, транспортної, постачально-збутової інфраструктури;
- раціональне впровадження ресурсозберігаючих та відновлювальних технологій;
- високий рівень екологічної безпеки;
- поглиблення процесів інтеграції у світову економіку насамперед євро-інтеграції.

Реалізація викладених принципів полягає у створенні належних умов для розвитку сектору транспортного машинобудування на ринкових засадах з одночасним посиленням державного регулювання, де ринкові механізми діють не ефективно.

Передбачається прискорити та забезпечити:

- інституційні перетворення щодо утвердження конкурентного середовища;
- забезпечити конкурентоспроможність залізничної техніки, через реалізацію її інноваційного шляху розвитку, формування нових технічних укладів, підтримки розвитку наукоємних виробництв;
- збільшення обсягу експорту, в першу чергу, наукоємної продукції;
- структурну перебудову виробництва, стимулювання його оновлення, випереджаючий розвиток ресурсозберігаючих та соціально орієнтованих виробництв.

Капіталовкладення в оновлення основних засобів залізничного транспорту протягом 2000–2004 рр. склав більш ніж 7,6 млрд грн, з них на оновлення рухомого складу інвестовано близько 2 млрд грн. Як результат – інтенсивний зріст обсягів транспортного машинобудування, який у 2000–2004 рр. склав майже 80 %. За вказаний період підвищились обсяги виробництва залізничного рухомого тягового складу на вітчизняних машинобудівних підприємствах.

До недавнього часу знос електропоїздів досягав 72 %, пасажирських вагонів – 62 %.

У цих умовах було прийнято рішення щодо розробки та впровадження науково-технічної програми «Оновлення рухомого складу залізничного транспорту України» розрахованої до 2010 р. та визнаної стабілізувати ситуацію в галузі.

Програма передбачає створення технічних засобів залізничного транспорту, які будуть випускатися на підприємствах країни: сучасних вантажних та пасажирських вагонів, дизель – та електропоїздів, електровозів, тепловозів, шляхових машин. До останнього часу Укрзалізниця за винятком вантажних вагонів та тепловозів була вимушена закуповувати цю техніку в іноземних виробниках, витрачаючи значні валютні кошти. Програма дозволить збільшити кількість робочих місць та збільшити надходження до бюджетів усіх рівнів.

Для покращення організації приміських та міських перевезень на ВАТ «ХК Луганськтепловоз» планується створити та налагодити серійне виробництво пасажирських магістральних швидкісних електропоїздів постійного та змінного струму, вагона трамвайного пасажирського для швидкісних ліній великої місткості.

На Дніпропетровському електровозобудівному заводі планується створити та налагодити серійне виробництво: електровоз магістральний швидкісний постійно/змінного струму з асинхронним приводом.

Спеціалістами ВАТ «КВБЗ» планується створити та налагодити серійне виробництво: нового українського пасажирського вагона магістрального локомотивної тяги з конструктивною швидкістю 200 км/год.

Впровадження програми надасть можливість для створення більш сприятливих умов для розвитку динамічної конкурентоспроможної та орієнтованої на клієнтуру національної залізничної системи у відповідності з оновленим пакетом Директив Європейського економічного співтовариства та єдиного економічного простору (ЄЕП).

У теперішній час в забезпеченні промислових підприємств України залізничним рухомим складом виникла вкрай напружена ситуація. Це пов'язано, насамперед, з незадовільним технічним станом рухомого складу.

Ще більш складна ситуація склалася в локомотивному господарстві. В основі його застарілі моделі техніки, технічні показники якої не відповідають сучасним вимогам.

Таким чином, задоволення потреб залізниць України та промислових підприємств рухомим складом для вантажних перевезень стає стратегічно важливою метою політики у розвитку рухомого складу залізниць.

Основний парк вантажного рухомого складу складають вагони та локомотиви, постачання яких здійснювалося до 1991 р.

Те, що сьогоднішній стан вантажного парку потребує кількісного та якісного поповнення і оновлення, є очевидним уже не тільки для спеціалістів. Навіть широка громада через засоби масової інформації вже давно знайома з гострою проблемою.

Принципові технічні рішення конструкцій рухомого складу експлуатаційного парку в основному були розроблені 20–30 років тому і залишилися без суттєвих змін. Так, у вантажних вагонів суттєві недоліки мають візки моделі 18-100, які не забезпечують конструктивної швидкості руху вагонів, обумовлюють інтенсивні зноси колісних пар та рейок. Потребує вдосконалення автозчипний пристрій, зокрема, поглинальні апарати. Низькою надійністю характеризується буксовий вузол та в деяких випадках кузова вагонів.

Особливої уваги потребує стан гальмівних систем вантажного та пасажирського рухомого складу. Сучасний стан та експлуатаційні характеристики локомотивів, які використовуються на українських залізницях не відповідають швидкісним, екологічним та енергозберігаючим вимогам, є низько надійні.

На сьогодні, безумовно, є свідчення деякого прогресу у створенні вантажного рухомого складу та значне пожвавлення в створенні та освоєнні сучасних конструкцій пасажирського рухомого складу. Однак слід відмітити, що вказане є лише півзаходом до реалізації в практиці створення конструкцій рухомого складу нового покоління. На сьогодні ще досить стримано впроваджуються нові технології та новітні науково-інженерні напрацювання. Це стосується, наприклад, нанесення лакофарбових та антикорозійних покриттів нового покоління, впровадження сучасних конструкцій гальм, автозчепних пристроїв з поглинальними апаратами, ходових частин, тощо.

2006–2007 рр. планується зробити роками створення вагонів нового покоління з навантаженням 23,5 т на вісь, 400 тис. км пробігу між ремонтами, на 2 тонни менше маса тари та більше вантажопідйомність, в три рази менше знос гребня, на 10 % менше витрат на тягу. Усього ж за 2006–2007 рр. планується придбати 11 716 вантажних вагонів.

На період 2008–2010 рр. планується створення вагонів нового покоління з навантаженням 25 т на вісь, 800 тис. км пробігу між ремонтами на 8 т більша вантажопідйомність. Планується значно поліпшити інші показники вагонів, які забезпечують його безпечну експлуатацію та економічну доцільність.

Для виготовлення вантажних вагонів нового покоління необхідні:

- нові конструкційні сталі;
- нові ливарні сталі, що мають коефіцієнт запасу міцності по втомі 2,0 та зменшення маси візка на 15 %;
- випуск вітчизняних касетних підшипників;
- сучасне виробництво зносостійких елементів візка, фрикційних клинів та ковзунів з термічно обробленого високоміцнісного чавуну;
- виробництво поліуретанових деталей візків;
- виробництво зносостійких полімерних втулок важільної передачі з пробігом 800 тис. км;
- сучасні автотзепи, що вирішують питання різниці осей та надійність зчеплення;
- технологію захисту від зносу тертям елементів вагона (автотзеп, хомут, клин, центруючі балочки та ін.);
- розробка та освоєння виробництва поглинальних апаратів;
- розробка та освоєння виробництва нових гальмівних систем вагонів;
- розробка сімейства візків вантажних вагонів для різних типів вагонів за призначенням.

Сучасним рухомим складом можна назвати такий рухомий склад, який відповідає сучасним вимогам до якості пасажирських та вантажних перевезень: забезпечення комфортності, швидкості доставки, сучасного рівня дизайну та різних варіантів їх вирішення та в змозі задовольнити виконання запитів і, в ряді випадків, спеціальних вимог клієнтів. Безумовно, що при цьому повинні якнайповніше задовольнятися також комерційні інтереси власника.

Створення та освоєння виробництва рухомого складу нового покоління повинне базуватися на таких принципах:

- підвищення швидкості доставки пасажирів та вантажів;
- підвищення транспортної та екологічної безпеки;
- підвищення збереження вантажів;
- застосування у виробництві рухомого складу комплектуючих та складальних одиниць нового покоління;
- застосування в виробництві рухомого складу нових матеріалів з більш високими механічними та ергономічними властивостями.

Конструкції рухомого складу нового покоління повинні забезпечувати у порівнянні з існуючими аналогами:

- підвищення продуктивності на 18...20 %;
- збільшення осьового навантаження – не менше ніж на 7 %;
- зменшення питомої металоемності конструкції на 10 %;
- економії енерговитрат на експлуатацію до 20 %;

– зменшення капітальних вкладень на закупівлю нового рухомого складу з одночасним освоєнням планових обсягів перевезень – не менше ніж на 5 %;

– економію експлуатаційних витрат – не менше ніж на 5 %;

– підвищення надійності конструкцій, широке застосування засобів технічної діагностики і неруйнівного контролю, збільшення міжремонтних пробігів; збільшення моторесурсу.

Зупинимося на важливості створення тільки деяких типів вагонів та локомотивів нового покоління.

На даний час сипкі металургійні вантажі транспортуються в фізично і морально застарілих, пристосованих вагонах, які не в повній мірі, з точки зору техніко-економічних показників, відповідають номенклатурі та фізичним властивостям вантажів. Вагон для таких вантажів створюється наново і призначений для технічного переоснащення парку вантажних вагонів. Окрім широкого використання такого вагона підприємства металургійного комплексу також зацікавлені у виробництві вагонів такого типу. Впровадження цього вагона буде сприяти підвищенню експлуатаційних показників залізничного рухомого складу (вантажопідйомність, вантажомісткість, міжремонтний та повний терміни експлуатації, зменшення витрат на ремонти).

Для якості тягового рухомого складу на маневрових ділянках залізниць та підприємствах гірничо-металургійного комплексу використовуються маневрові локомотиви імпортного виробництва, парк яких був побудований починаючи з 1970 р. Термін експлуатації наявних локомотивів перевищив норматив у 1,5...2 рази. Для вирішення проблеми необхідно придбати біля 2000 локомотивів. На даний час ці локомотиви зняті з виробництва, крім того закупівля необхідної кількості тягового рухомого складу за межами України призведе до значних валютних витрат. Тому створення типового ряду локомотивів потужністю 800, 1200 та 2000 к.с. є актуальним та своєчасним.

У зв'язку зі значним зношенням тягового рухомого складу виникла необхідність в створенні виготовлені та закупівлі тягового рухомого складу. На 2006–2007 рр. заплановано придбання 50 одиниць вантажних електровозів постійного струму, 21 – змінного струму, 53 електровози постійного струму та 85 – змінного, 14 – подвійного живлення, тепловозів 22, 452 секції електропоїздів постійного струму та 42 змінного, 172 дизель поїздів та 22 рейкових автобусів.

Для впровадження тягового рухомого складу (ТРС) нового покоління необхідно вирішити питання щодо розробки комплексу рішень по ТРС нового покоління та його основних елементів, а саме:

- розробка уніфікованих базових платформ для електровозів та тепловозів – чотиривісної та шестивісної, базового уніфікованого вагона для моторвагонного рухомого складу;
- розробка та реалізація концепції блоково-модульної побудови ряду ТРС на основі уніфікованих модулів, систем та їх компонентів;
- розробка нових технологій виготовлення кузовів з сучасних конструкційних матеріалів з підвищеною стійкістю до корозії, зниженою масою і збільшеним терміном служби;
- розробка сучасних інтер'єрів пасажирських салонів моторвагонного рухомого складу, з прогресивними системами забезпечення мікроклімату та освітлення;
- розробка сучасних систем санітарно-побутового забезпечення пасажирів моторвагонного рухомого складу;
- розробка систем нахилу кузовів вагонів електропоїздів для підвищення плавності їх руху на високих швидкостях в кривих ділянках колії;
- розробка уніфікованої кабіни управління з ударно-поглинальними пристроями високої енергоємності в лобовій частині і високоміцнісним лобовим і бічним склом з електрообігрівом, з пристроями забезпечення необхідного мікроклімату, ергономічним пультом управління та кріслами;
- розробка комплексних бортових мікропроцесорних систем керування з підсистемами діагностики основного устаткування;
- розробка сервісних систем ремонту та обслуговування;
- розробка сучасних систем сигналізації та захисту від пожежі і несанкціонованого втручання;
- розробка типоряду без колекторного трифазного тягового та допоміжного електроприводів з сучасними напівпровідниковими перетворювачами на базі IGBT транзисторів, повне індивідуальне регулювання тягового зусилля;
- розробка малогабаритних статичних перетворювачів для власних потреб;
- розробка конструкції екіпажної частини, що забезпечують пробіг бандажів колісних пар до 1 млн км;
- розробка візків з радіальною установкою колісних пар;
- розробка конструкцій тягових передач;
- розробка гальмівного устаткування, що забезпечує максимальну інтеграцію з електроустаткуванням і мікропроцесорною системою керування;

– розробка тепловозних дизелів нового покоління з сучасною мікропроцесорною системою управління і діагностики параметрів, які відповідають сучасним екологічним вимогам;

– розробка комплексних дизельних силових блоків підкузовного розташування, з електричною або гідравлічною тяговою передачею, для дизельмоторного рухомого складу;

– розробка оптимальних систем охолодження, обігріву та регулювання температури теплоносіїв силових установок та іншого обладнання ТРС;

– розробка беззазорних зчіпних пристроїв та сучасних герметичних перехідних площадок моторвагонного рухомого складу;

– випуск вітчизняних касетних підшипників;

– розробка сучасного компресорного обладнання підвищеної надійності та продуктивності.

Створення системи швидкісного залізничного транспорту України є об'єктивною необхідністю для вирішення комплексу соціальних, економічних і екологічних проблем. Зі збільшенням швидкості руху до 200 км/год, комфортності, залізничний транспорт стає основним засобом сполучення між населеними пунктами України та з виходом на європейську мережу та на країни СНД.

Швидкісний рух забезпечує виконання зростаючих обсягів пасажирських перевезень на залізничному транспорті, скорочення часу знаходження пасажирів у дорозі, зменшення потреби в рухомому складі. Впровадження швидкісного руху відповідає положенням програми розвитку транспортно-дорожнього комплексу України на 2000–2004 рр., затвердженої Постановою КМУ від 30.12.2000 р. № 1931. Підвищення швидкостей руху пасажирських поїздів на залізницях України є одним з шляхів поліпшення роботи залізничного транспорту, підвищення привабливості його для населення перед іншими видами транспорту, збільшення обсягів перевезень та надходжень коштів, в тому числі в бюджет.

Залучення підприємств машинобудування до виготовлення рухомого складу, технічних засобів інфраструктури ділянок швидкісного руху дозволить поліпшити їх фінансовий стан та створити нові робочі місця.

Пасажирський вагон з швидкостями руху до 200 км/год є однією з складових створення інфраструктури і всього комплексу швидкісного транспорту.

Економічні переваги швидкісного руху полягають в наступному:

– збільшення частки залізничного транспорту на ринку транспортних послуг;

- скорочення витрат на перевезення пасажирів;
- оновлення рухомого складу залізниць вагонами нового покоління;
- інтеграція вітчизняних залізниць в єдину європейську мережу швидкісних сполучень;
- вирішення загальнодержавних проблем (стимулювання науково-технічного і інтелектуального потенціалу, створення додаткових робочих місць, поліпшення екології, розвиток соціальної інфраструктури регіонів).

Для забезпечення пасажирських вагонів вітчизняними комплектуючими необхідно провести рід робіт з їх розробок та освоєння, а саме: у 2006 році розробити герметичний міжвагонний перехід та вакуумний туалет; у 2007 р. – кузов вагона з нержавіючої сталі; двері притулено-зсувного типу та високовольтний статичний перетворювач; у 2008 р. – герметичний кондиціонер із вбудованим перетворювачем енергії з можливістю плавного регулювання потужності, гальмівні диски з накладками для візків з дисковими гальмами, гідравлічні гасники коливань для візків безколіскового типу.

Початок реалізації Програми відбувається в умовах, коли, з одного боку, така Програма вкрай необхідна, а з другого, коли її реалізація ускладнена через важкий економічний стан України. Створення мінімально необхідних правових норм, що забезпечують гарантії закупівлі виготовленого рухомого складу, дозволить залучити необхідні небюджетні кошти для реалізації Програми.

Програма містить механізм та умови її реалізації, які передбачають поєднання традиційних адміністративних методів з ринковими методами, які базуються на застосуванні конкурентоспроможності у питаннях залучення виконавців та розподілу фінансових ресурсів.

Завдання, які потрібно вирішити для досягнення поставленої мети:

- створити нові види рейкового рухомого складу та організувати їх серійне виробництво на підприємствах України, які б забезпечили обсяги вантажних та пасажирських перевезень;
- організувати виробництво запасних частин для експлуатаційного парку рейкового рухомого складу, що знаходиться на балансі залізниць та підприємств міського господарства і потребує планових ремонтів.

Економічні наслідки реалізації Програми полягають в забезпеченні потреб транспортної галузі України рейковим рухомим складом.

Вирішення цієї проблеми неможливе без виконання комплексу робіт щодо розробки та застосування перспективних конструкційних ма-

теріалів для виробництва сучасних локомотивів колійної техніки та вагонів.

Перспективними напрямками в галузі створення та освоєння нових марок сталей для виробництва рухомого складу слід вважати такі:

- створення литих та прокатних сталей з підвищеною втомною міцністю, високою експлуатаційною надійністю, а для елементів візків зносостійкістю та коефіцієнтом запасу втомі не менше 2,0;
- створення металопрокату підвищеної міцності (клас міцності не нижче 450) і корозійної стійкості з метою збільшення терміну служби та підвищення маси тари вантажних вагонів без збільшення маси тари;
- розробка та освоєння виробництва економнолегованих нержавіючих сталей підвищеної міцності.

Для створення конструкцій вагонів нового покоління, підвищення їх міцносних показників, зокрема, втомної міцності, пропонується створення економічних конструкційних сталей з необхідними міцносними характеристиками (гарантованим класом міцності 420) з використанням азотних лігатур на базі феросплавів та отримання прокату підвищеної міцності на металургійних підприємствах України. Прокат із сталей з карбонітрідним зміцненням призначається для виготовлення вантажних вагонів нового покоління, які повинні мати підвищену міцність та корозійну стійкість. Прокат повинен бути розрахований на використання в вагонобудуванні в рамках СНД без обмежень.

Слід зазначити, що, як показали результати досліджень, виконаних в тому числі і в Україні, сучасні методи зміцнення здатні суттєво підвищити міцносні якості сталей без помітного зниження пластичності, в'язкості, холодостійкості та зварюваності металу. Цей спосіб зміцнення в поєднанні з оптимізацією хімічного складу низьколегованих високоміцних конструкційних сталей і вдосконаленням технології здійснення металургійного процесу дозволить знизити металомісткість вузлів та підвищити надійність і довговічність рухомого складу.

Дослідження щодо можливого підвищення твердості коліс за рахунок поліпшення якості металу, тобто зменшення неметалічних включень і домішок, довели, що рівень надійності високоякісної колійної сталі залежить від ступеня її чистоти та структурного стану.

Колеса залізничного рухомого складу чутливі до багатьох факторів. Основні з них – це втомлюваність металу, спричинена термічною і механічною дією, пластичні деформації, виникнення повзунів, утворення на робочій поверх-

ні вищербин та загартованих мартенситних зон, які з'являються коли пробуксовування або ковзання завершується і аустеніт після охолодження перетворюється в мартенсит.

Металографічний аналіз коліс з дефектами у вигляді злущування та викришування металу по колу кочення підтверджує появу мартенситу на поверхні колеса, що провокує появу мікротріщин, які зароджуються в мартенситі.

Постає завдання по підвищенню міцності та довговічності коліс вирішувати шляхом впровадження перспективних матеріалів, які не здатні утворювати мартенсит і мають високу стійкість стосовно підвищених температур. Це, перш за все бейнітна сталь та суперсплави на основі нікелю чи нікелю й заліза. До складу сталі з бейнітною структурою входять хром, нікель, молібден, ванадій, ніобій та мідь. При цьому легування фериту та бейнітна структура дозволяють підвищити міцність, а добавки молібдену, ванадію і ніобію – термостійкість сталі. Сумарна кількість цих дорогих легуючих елементів, які Україна мусить імпортувати, в металі становить близько 2...3 %, тому масове застосування таких сталей на Україні може бути проблематичним.

Останнім часом українськими спеціалістами розроблені сучасні технології зміцнення, як найбільш економічного з точки зору витрат легуючих елементів і в той же час досить ефективні. У разі впровадження сучасних методів зміцнення колісної сталі дещо знижується схильність до формування на поверхні кочення мартенситних зон. Технологія карбонітридного зміцнення сталей заснована на їх легуванні азотом в комплексі з економічним легуванням активними нітридоутворюючими елементами (V, Nb, Ti).

Застосування сучасних методів зміцнення колісної сталі забезпечить підвищення в декілька разів довговічності коліс. Це положення вже підтверджено в Україні виготовленням Нижньодніпровським трубопрокатним заводом дослідної партії коліс з підвищеними механічними властивостями за рахунок карбонітридного зміцнення сталі шляхом з'єднання азоту та вуглецю такими елементами, як алюміній, титан, ванадій при одночасній оптимізації параметрів термічного зміцнення. Дані, отримані в результаті дослідної експлуатації високоміцних коліс (межа міцності 1 500 Н/мм при твердості 350 HB) на маршруті Кривий Ріг–Кошице свідчать, що карбонітридне зміцнення дозволяє підвищити контактно-втомлену міцність на 15...20 %, опір зносу – на 20...30 %,

що підтверджує перспективність наведеного виду зміцнення коліс для вантажних вагонів.

Потреби локомотивобудування, виробництва пасажирських вагонів та вагонів моторвагонного рухомого складу, ряду спеціальних вагонів, передусім пасажирського парку (виробі складного геометричного поперечного профілю, облицювальні панелі опорядження салонів, каркасні елементи крісел, підлокітників, столиків тощо, вентиляційні решітки, елементи опорядження душових модулів та туалетів, лотки кабельних трас, елементи монтажу трубопроводів, щільникові панелі, оглядові люки, панелі-розсіювачі люмінесцентного освітлення, матеріали для створення металопластикових композицій та металоармованих конструкцій тощо. Специфічні вимоги – екологічна, санітарно-гігієнічна та пожежна безпека, здатність зберігати властивості, як мінімум, до капітального ремонту рухомого складу, висока механічна міцність, вібраційна стійкість, стійкість до дії світла, пилу та вологи, збереження декоративно-естетичних якостей, здатність до безпечної утилізації після закінчення терміну служби).

Освоєння промислового виробництва визначеної номенклатури довгомірних екструдованих профілів зі складним поперечним перерізом з алюмінієвих сплавів (утримуючі елементи панелей, решіток, естетично-декоративне обрамлення освітлювальних приладів, каркаси віконних та дверних склопакетів, накладні опоряджувальні елементи багажних та спальних полиць тощо). Відпрацювання технологій, що дозволяли б перейти до виробництва широкоформатних екструдованих профілів з алюмінієвих сплавів для зовнішніх несучих елементів кузовів пасажирських вагонів та вагонів моторвагонного рухомого складу.

Виробництво вітчизняної імпортозамінної продукції для використання у виробництві спальних полиць та пасажирських місць для сидіння. Додаткові вимоги (крім підвищеної негорючості) – санітарно-гігієнічна та екологічна безпека, гігієнічність, збереження колірних властивостей, стійкість до стирання, стійкість до проявів вандалізму тощо.

Потреби локомотивобудування, пасажирського вагонобудування та виробництва спеціальних вагонів, обумовлені, передусім, потребами технологій виробництва склопакетів а також використання в санітарно-гігієнічних модулях. Специфічні вимоги – екологічна, санітарно-гігієнічна та пожежна безпека, забезпечення герметичності та міцності з'єднань протягом всього терміну служби, вібраційна стійкість.

Потреби, обумовлені також технологіями підготовки поверхонь кородуючих металевих матеріалів до склеювання як з металевими, так і з неметалевими матеріалами, а також підготовкою до нанесення лакофарбових, гальванічних та полімерних покриттів.

Розробка рецептур та ресурсозберігаючих технологій створення вітчизняних лакофарбових матеріалів на основі вітчизняних компонентів (з мінімальною залежністю від імпорту) цільовим призначенням для об'єктів пасажирського та вантажного залізничного рухомого складу. Специфічні вимоги – екологічна, санітарно-гігієнічна та пожежна безпека, високі естетично-декоративні якості, здатність зберігати властивості, як мінімум, до капітального ремонту рухомого складу, висока механічна міцність, вібраційна стійкість, стійкість до дії світла, пилу та вологи тощо. Застосування в практиці сучасного вітчизняного вагонобудування технологій нерознімних з'єднань на основі клейових композицій. На даний час не існує визначених рецептур та номенклатури таких матеріалів вітчизняного виробництва, що, спираючись на дані відповідних випробувань, могли б бути рекомендовані для промислового впровадження.

Обов'язкова умова – крім забезпечення основних функціональних властивостей – екологічна, санітарно-гігієнічна та пожежна безпека. Потреба, викликана сучасними технологіями пасажирського вагонобудування, що, в свою чергу, обумовлені вимогами як вітчизняних, так і європейських норм щодо безпеки та комфорту для пасажирів. Проблема вельми актуальна, особливо з огляду на перспективи впровадження в Україні швидкісного та прискореного руху пасажирського залізничного транспорту.

На сьогоднішньому етапі особливе значення має застосування сучасних малозатратних технологій промислового використання покриттів у практиці вантажного та пасажирського машинобудування.

Не менш важливою проблемою є забезпечення нормативною документацією вітчизняних розробок.

В колишньому СРСР всі види стандартів мали обов'язковий статус, тому проектно-конструкторська, технологічна, програмна, організаційно-розпорядча документація оформлялася згідно з вимогами нормативних документів (НД) або з посиланням на них.

На сьогодні в Україні організаційно-методичне керівництво роботами з державної, міждержавної та міжнародної стандартизації здійснює

Держспоживстандарт. Науково-технічне і організаційно-методичне керівництво в системі галузевої стандартизації Мінпромполітики здійснює Управління стандартизації, метрології та якості ГНТУ через головні організації зі стандартизації за закріпленою номенклатурою.

Рішенням Науково-технічної ради Мінпромполітики України з питання «Стан розвитку галузевої стандартизації, метрологічного забезпечення та сертифікації продукції закріплених галузей промисловості. Проблеми та шляхи вирішення», що відбулася у травні 2000 року, була підтверджена необхідність проведення робіт в частині складання переліків галузевих стандартів та технічних умов, затверджених міністерствами та відомствами колишнього СРСР, з подальшим їх переглядом та переробленням у національні нормативні документи України з урахуванням вимог міжнародних та європейських стандартів.

Згідно з Постановою №2 від 03.01.2002 р. «Про порядок та терміни дії галузевих стандартів і прирівняних до них інших нормативних документів колишнього СРСР» за УкрНДІВ закріплено 165 галузевих нормативних документів колишнього СРСР, які необхідно переглянути і переробити в нормативні документи України.

За пропозиціями ж підприємств та організацій цей перелік (ОСТ, ТУ, РД, РТМ) значно більший і налічує до 300 позицій.

У сфері галузевої стандартизації УкрНДІВ (ГОС 57, ТК 83) на виконання наказу Мінпромполітики України від 31.12.99 р. за № 454 «Щодо чинності галузевих стандартів колишнього СРСР» було розроблено, відкориговано і узгоджено із зацікавленими підприємствами і організаціями та затверджено Мінпромполітики України Графік перегляду і переробки ОСТ колишнього СРСР в нормативні документи України.

Необхідно відзначити, що функції нормативного забезпечення у галузі транспортного машинобудування для залізниць в Україні покладені на ТК-83 «Вагони», який входить до складу УкрНДІВ. Він повинен розробити пакет документів щодо нормативного забезпечення розвитку галузі. Але за відсутності фінансування роботи з переробки ОСТ (нині СОУ) майже не виконуються.

Усі НД колишнього СРСР затверджені у 70–80 рр. минулого століття, тому вимоги їх застарілі, деякі розділи, наприклад, «Вимоги безпеки та охорони довкілля» взагалі відсутні. Змінилися методи контролю якості продукції, але зміни не внесені до цього часу.

Крім цього, надзвичайно важливим для України є створення вітчизняного виробництва рухо-

мого складу соціального призначення (пасажирських вагонів та вагонів метрополітену), на які повністю відсутня національна нормативна база. З метою створення якісних вагонів та їх високого технічного рівня, конкурентоспроможних з європейськими аналогами, необхідно створювати свою нормативну базу щодо проектування зазначеного рухомого складу, технічних вимог з урахуванням вимог європейських стандартів.

Виконання робіт з перегляду і переробки такої кількості галузевих нормативних документів та розроблення нових національних нормативних документів можливе за умови забезпечення їх фінансуванням.

Завдання, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети, необхідно розробити першу чергу нормативних документів (ДСТУ

та СОУ) у кількості 140–150 документів, що дасть змогу для випуску якісної продукції;

Результатом виконання цієї програми стане можливість прискорення та поглиблення структурної реорганізації і трансформації галузі до євроінтеграційних вимог.

Впровадження програми надасть можливість для створення більш сприятливих умов для розвитку динамічної конкурентоспроможної та орієнтованої на клієнтуру національної залізничної системи у відповідності з оновленим пакетом Директив Європейського економічного співтовариства, та єдиного економічного простору (СЄП).

Надійшла до редколегії 10.10.2006.

А. В. ДОНЧЕНКО, Л. С. ОЛЬГАРД, С. В. БОНДАРЕВ, Л. Г. ВОЛКОВ (ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»)

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ИСЧЕРПАВШИХ СВОЙ РЕСУРС

Викладено методики визначення строку служби та залишкового ресурсу ходових частин рухомого складу на базі стендових випробувань малої кількості деталей з різними строками експлуатації, які розроблено у ГосНИИВ, ВНИИЖТ і ДП «УкрНДІВ». На підставі порівнювального аналізу цих методик показано їх переваги та недоліки.

Изложены методики определения срока службы и остаточного ресурса ходовых частей подвижного состава на базе стендовых испытаний малого количества деталей с различным сроком эксплуатации, разработанных в ГосНИИВе, ВНИИЖТе и ГП «УкрНИИВ». На основании сравнительного анализа этих методик показаны их достоинства и недостатки.

The article describes methods of defining the service life and residual resource of the rolling stock running gears on the basis of bench test of a small number of spare parts with the various service life, developed by State Research Institute of Car Building, All-Ukrainian Research Institute of Railway Transport, State Enterprise «Ukrainian Research Institute of Car Building». On the basis of the comparative analysis of these techniques, their advantages and disadvantages are shown.

Проблема оценки остаточного ресурса или прогнозирования момента наступления предельного состояния элементов ходовых частей пассажирского вагона в условиях интенсивной эксплуатации с целью продления их срока службы является весьма актуальной. Надрессорный брус и рама тележки спроектированы из расчета превышения минимального предела выносливости над максимальной амплитудой напряжений примерно в два раза, т. е. из расчета практически неограниченной долговечности. Однако при длительной эксплуатации возникающие перегрузки снижают предел выносливости и ограничивают долговечность.

Из эмпирической формулы Мэнсона известно, что в области многоциклового усталости время развития видимой трещины пренебрежимо мало по сравнению со временем ее образования. Поэтому в качестве критерия можно выбрать время появления макротрещины.

Можно выбрать другое направление – математическое моделирование с использованием данных ходовых испытаний (определение повторяемости амплитуд напряжений) и лабораторных стендовых испытаний (определение кривых усталости конструкции) на этапе исчерпания назначенного ресурса. В инвариантности такой модели можно выбрать варианты, когда для получения кривых усталости используются данные испытаний натурных образцов и фрагментов, вырезанных из испытываемой конструкции.

Для решения проблемы прогноза ресурса, индивидуального для каждого экземпляра конструкции, необходимо иметь данные о нагруженности и мере повреждения отдельных брусьев и рам тележек в условиях эксплуатации. Однако в процессе эксплуатации такая информация не собирается. Поэтому необходим только выборочный подход: выборочные ходовые испытания и выборочные кривые усталости стендовых испытаний с использованием их в выбранных вариантах модели.

В данном случае выборка используется не в прямом смысле для статистического прогноза ресурса, а для определения математических ожиданий параметров, влияющих на ресурс. Определение данных о рассеянии этих параметров как для построения доверительных границ средних значений, так и для задания крайних значений этих параметров, можно производить по накопленным к настоящему времени сведениям о деталях – аналогах.

Оценка остаточного ресурса ходовых частей тележек после определенного периода эксплуатации проводится по трем основным видам повреждения элементов конструкции:

- износ при механическом трении;
- коррозия металла конструкции;
- накопление усталостных повреждений

от действия эксплуатационных нагрузок.

Остаточный ресурс ответственных деталей тележки при накоплении усталостных повреж-

дений наиболее достоверно оценивается путем проведения стендовых усталостных испытаний деталей после различных сроков эксплуатации.

Так как возможность проведения полных усталостных испытаний ограничена, то реально осуществимо проведение усталостных и прочностных испытаний двух-трех деталей для возрастных групп с интервалом 8...10 лет.

Расчет остаточного ресурса детали по результатам стендовых усталостных испытаний можно выполнить по различным методикам. Предложенная ГосНИИВом методика определения срока службы детали T и остаточного ресурса ΔT основана на построении детерминированной зависимости срока службы натурной детали и количества циклов наработки N при усталостных стендовых испытаниях детали, бывшей в эксплуатации в течение T лет:

$$\Delta T = (T - T_1) = T_1 \frac{N_1}{N_0 - N_1}, \quad (1)$$

где T и N_0 – соответственно полный срок службы и число циклов при испытаниях новой детали (в состоянии поставки); T_1 и N_1 – соответственно срок эксплуатации натурной детали до испытаний и число циклов, которое она выдержала при усталостных испытаниях.

Для ответственных деталей, какими являются ходовые части вагонов, срок службы намного превышает срок эксплуатации вагонов. Числа циклов, полученные при испытаниях, являются величиной случайной, имеющей большой разброс. Дисперсия этой величины по результатам испытаний имеет значение $0,8N$. Это может привести к тому, что при вычислении значений T и ΔT разброс значений и ошибка достигают иногда 200 % и больше.

Нормативная документация на производство и эксплуатацию вагонов не содержит регламентации значения ресурса несущих деталей. Поэтому в качестве норматива [1] принят коэффициент запаса сопротивления усталости, значение которого для вновь поступающих в эксплуатацию деталей, не должно быть меньше нормируемой величины. Поэтому за величину предельного остаточного ресурса детали, от которой требуется высокая надежность в эксплуатации, целесообразно принять такое значение срока ее службы, при котором коэффициент запаса сопротивления усталости не выйдет за пределы нормативного. В связи с этим, во ВНИИЖТе разработана методика определения остаточного ресурса ходовых частей разных

лет постройки, где используются результаты усталостных испытаний деталей, отобранных из эксплуатации [2].

По методике ВНИИЖТа результаты испытаний наносятся на диаграмму вида T_s (года) – $\lg N_T$, причем для построения диаграммы может быть использован как логарифмический, так и линейный масштаб величин T_s и N_T в зависимости от того, в какой системе их значения имеют лучшую корреляцию. К обработке привлекаются результаты ранее проведенных испытаний деталей тележек данного типа в состоянии их поставки. Предоставленные результаты подвергаются типовой статистической обработке с определением линии регрессии математического ожидания N_T и точки ее пересечения с осью ординат, приближенно определяющей средний (с вероятностью 0,5) полный конструкционный срок службы рамы T_{n-0} при принятом режиме нагружения.

Эта диаграмма не служит непосредственно для определения конструкционного срока службы деталей, поскольку условия их нагружения при испытаниях являются форсированными и значительно отличаются от эксплуатационных. Однако диаграмма служит для оценки снижения сопротивления усталости по мере увеличения срока службы детали. Сопротивление усталости деталей каждой возрастной группы оценивается коэффициентом запаса, вычисленным для амплитуд динамических напряжений, как

$$K_a = \frac{\sigma_{акпр}}{\sigma_a},$$

где $\sigma_{акпр}$ – условный предел выносливости по амплитудам при практически постоянном среднем напряжении цикла σ_m , которое определяется статическими нагрузками на деталь в зависимости от веса кузова, оборудования, пассажиров и т. д.

После ряда проведенных преобразований уравнение кривой усталости принимает вид

$$N = N_0 (K_a)^m \quad (2)$$

или

$$\frac{N}{(K_a)^m} = \text{const},$$

где m – показатель степени в уравнении кривой усталости, принимается в соответствии с рекомендациями [1].

Снижение коэффициента запаса сопротивления усталости деталей после определенного периода эксплуатации получим, используя (2) и записав его для деталей новых, а также для прошедших определенный период эксплуатации T_s ,

$$K_{aT_s} = K_{\text{анов}} \sqrt[m]{\frac{N_{T_s}}{N_{\text{нов}}}} \quad (3)$$

или

$$\lg \gamma = \frac{1}{m} (\lg N_{T_s} - \lg N_{\text{нов}}),$$

где γ – коэффициент снижения запаса сопротивления усталости деталей тележки после ее эксплуатации в течение T_s лет.

Коэффициент запаса сопротивления усталости новых (в состоянии поставки) деталей нормируется документом [1] при расчете, проектировании и производстве новых конструкций вагонов, а также контролируется ежегодно при их серийном выпуске. Обычно он рассчитывается как отношение предела выносливости, полученного по результатам стендовых испытаний, к приведенному эквивалентному значению амплитуд напряжений, измеренных при ходовых динамических испытаниях вагонов (или рассчитанных для новых конструкций экипажа).

Рассчитывая для каждой длительности эксплуатации коэффициент запаса сопротивления усталости K_{T_s} путем умножения коэффициента запаса новых деталей на соответствующую величину коэффициента снижения запаса γ , получим зависимость коэффициента запаса от срока службы детали. Эта зависимость позволяет оценить остаточный ресурс детали и сроки безопасной эксплуатации экипажа, а также вероятность безотказной работы детали в зависимости от срока службы.

Разработанная методика оценки остаточного ресурса детали была опробована на примере испытаний для установленного (назначенного) срока службы тележек пассажирских вагонов.

Для проведения испытаний на усталость из эксплуатации были отобраны шесть тележек пассажирского вагона КВЗ-ЦНИИ разных лет постройки: две тележки 1980 г., две тележки 1975 г., по одной тележке 1964 и 1969 гг., надрессорные брусья и рамы которых были подвергнуты испытаниям для оценки их остаточного ресурса.

Перед проведением усталостных испытаний на одной детали (раме, надрессорном бруссе) проводились статические испытания.

Статические испытания рамы показали, что напряженное состояние рамы от действия эксплуатационных нагрузок определяется действием вертикальной нагрузки. Влияние горизонтальной и вертикальной кососимметричной нагрузки не существенно, и проведение усталостных испытаний на эти виды нагрузок нецелесообразно. Абсолютные величины напряжений под действием вертикальной нагрузки 300 кН в наиболее напряженных точках не превышали 91 кН, что значительно ниже допускаемых значений. Сопоставление данных испытаний с результатами испытаний при постановке тележки на производство в 1963 г. показало, что, хотя общая картина напряженного состояния не претерпела изменений, абсолютные значения величины зарегистрированных напряжений, полученные при более поздних испытаниях, ниже по всем точкам на 10...20 %.

Это обусловлено длительным воздействием динамических нагрузок на раму в условиях эксплуатации, что повлекло за собой релаксацию напряжений и более равномерное их распределение по элементам рамы. Испытания проводились на гидропульсационных машинах, условия их проведения регламентировались документами [3; 4].

При усталостных испытаниях каждая рама испытывалась при постоянном режиме циклического нагружения. Режимы нагружения выбирались с учетом ранее проведенных усталостных испытаний новых рам (в состоянии их поставки) с тем, чтобы постоянная средняя нагрузка цикла была близка к эксплуатационной нагрузке брутто, а амплитудное значение динамической нагрузки обеспечивало циклическую долговечность в пределах 4...5 млн циклов.

При испытаниях фиксировалось количество циклов до появления первой визуально обнаруживаемой макротрещины длиной 10...30 мм (N_{TP}) и количество циклов до разрушения (N_p).

Уравнения линии регрессии использовались для определения коэффициента снижения запаса усталостной прочности γ после определенных лет эксплуатации детали. Графики зависимости K_{T_s} от срока службы деталей показывают, что коэффициент запаса сопротивления усталости K_{T_s} после 28 лет эксплуатации для рам снизился до значения 1,46, а для надрессорных брусьев – до 1,7, что согласно требованиям [1] позволяет их дальнейшую эксплуатацию.

На протяжении последующих (после 28) лет расчетный коэффициент запаса будет иметь значение также больше 1 и при 40 годах службы составит 1,36 для рамы, 1,44 для надрессорного бруса.

Таким образом, продолжение эксплуатации тележек КВЗ-ЦНИИ старых лет постройки (до 40 лет) обеспечено сопротивлением усталости основных ответственных деталей тележки.

По результатам испытаний несущих деталей тележек пассажирских вагонов и проведенных расчетов было показано, что их сопротивление усталости обеспечивает эксплуатацию без нарушения безопасности движения до срока 40 лет и более.

УкрНИИВ с 1999 г. проводит работы по диагностике пассажирских вагонов и их ходовых частей бывших в эксплуатации 28 и более лет. Для определения остаточного ресурса был проведен комплекс работ, включающий обследование технического состояния, а также проведение прочностных, ресурсных и усталостных испытаний. Испытания на усталость рам и надрессорных брусьев проводились согласно разработанной УкрНИИВ программе и методике [5].

В соответствии с разработанной методикой оценка остаточного ресурса надрессорного бруса и рамы тележки производилась с учетом коэффициента запаса сопротивления усталости n и фактически полученного предела выносливости $P_{a,N}$ при усталостных испытаниях натуральных деталей, прослуживших в эксплуатации 28 и более лет. Коэффициент запаса сопротивления усталости определялся по формуле

$$n = \frac{P_{a,N}}{P_{a,э}}, \quad (4)$$

где $P_{a,э}$ – расчетная величина амплитудных нагрузок, определяемая по формуле

$$P_{a,э} = P_{ст} K_{дэ} K_{и}, \quad (5)$$

где $P_{ст}$ – статическая нагрузка на деталь от силы тяжести вагона брутто; $K_{дэ}$ – коэффициент вертикальной динамики, выбирается в соответствии с рекомендациями [1]; $K_{и}$ – средний коэффициент использования грузоподъемности вагона в эксплуатации, для пассажирских вагонов $K_{и} = 1$.

При выполнении условия, когда коэффициент запаса сопротивления усталости n испытанных деталей окажется равным или больше допускаемого значения $[n]$, предполагается, что остаточный ресурс рам и брусьев составит 28 лет (назначенный срок службы этих деталей).

В случае, когда $n < [n]$, расчет остаточного ресурса выполняется по следующему алгоритму: определяется необходимый предел выносливости при назначенном сроке службы по формуле

$$P_{a,N}^{28} = P_{a,э} \cdot [n]. \quad (6)$$

Используя уравнение кривой усталости, вычисляется долговечность N_i для предела выносливости $P_{a,N}$ полученного при усталостных испытаниях деталей по формуле

$$N_i = \left(\frac{P_{a,N}^{28}}{P_{a,N}} \right)^m N_6, \quad (7)$$

где N_6 – база испытаний (10^7 циклов).

В соответствии с линейным законом накопления усталостных повреждений определяется остаточный ресурс в годах по формуле

$$T_i = \frac{28}{N_6} N_i. \quad (8)$$

Для проведения усталостных испытаний из эксплуатации на Южной дороге были отобраны две тележки КВЗ-ЦНИИ тип 1 1970 г. постройки, которые эксплуатировались более 28 лет на момент их отбора.

При испытаниях на усталость рама на стенде опиралась на четыре жесткие опоры, которые устанавливались вместо буксовых пружин. Вертикальное нагружение P прикладывалось к местам установки центрального (люлежного) подвешивания.

Надрессорный брус устанавливался на жесткие опоры аналогично пружинам центрального подвешивания. Вертикальная нагрузка P прикладывалась через верхнюю балку на скользуны. С целью определения наиболее нагруженных зон и выбора величины нагрузки при испытаниях на усталость было проведено тензометрирование рамы и надрессорного бруса. Результаты исследования напряженного состояния рамы и надрессорного бруса при действии вертикальной нагрузки 490 кН (50 тс) показывают, что напряжения в наиболее нагруженных точках не превышают 97 МПа для рамы и 114 МПа для бруса, что значительно ниже допускаемых значений.

Испытания на усталость рам и надрессорных брусьев проводились на специальном испытательном стенде 2СО с частотой 5 Гц. Учитывая уровень напряжений в рамах и надрессорных брусьях, а также возможности используемого испытательного оборудования, испытания на усталость проводились при постоянной нагрузке цикла $P_{ср} = 343$ кН (35 тс) и первичной амплитуде $P_a = 147$ кН (15 тс). Во время испытаний

после 1 млн циклов нагружения амплитуда ступенчато увеличивалась до 196 кН (20 тс).

В дальнейшем увеличение амплитудной нагрузки до 245 кН (25 тс) оказалось невозможным из-за значительного прогиба деталей.

Результаты испытаний на усталость рам и брусев представлены в таблице.

При обработке результатов испытаний на усталость в расчетах пределов выносливости рам и надрессорных брусев были использованы значения долговечности разрушенных деталей, приведенные к одному (первому) режиму нагружения.

Таблица

Условный № детали (номер тележки)	Количество циклов			Примечание
	На режиме $P_{\max}/P_{\text{mix}}$, кН (тс)		Суммарное на 2-х режимах	
	490/196 (50/20)	539/147 (55/15)		
Рама № 1 (2590)	1 058 000	2 342 000	3 400 000	Разрушение по нижнему поясу продольной балки в зоне отверстия под люлечную подвеску
Рама № 2 (2598)	1 220 000	5 305 000	6 525 000	Рама снята без разрушения
Брус № 1 (2590)	1 084 000	6 949 000	8 033 000	Разрушение по опорному листу, обечайкам и вертикальному ребру
Брус № 2 (2590)	1 118 000	1 260 000	8 378 000	Брус снят без разрушения

Пределы выносливости (при вероятности не-разрушения 0,5) испытанных деталей составили: для рамы – 141 кН (14,4 тс), для надрессорного бруса – 181 кН (18,5 тс).

Коэффициент запаса сопротивления усталости надрессорного бруса составил 3,68, что выше нормативного значения $[n] = 2,1$ и свидетельствует о том, что остаточный ресурс надрессорного бруса составляет не менее 28 лет.

Коэффициент запаса сопротивления усталости рамы оказался равным 1,89, что ниже нормативного значения $[n] = 2,1$, поэтому расчет остаточного ресурса рамы проводился по алгоритму в соответствии с разработанной методикой и составил 18 лет.

Полученные результаты свидетельствуют о возможности эксплуатации тележек пассажирских вагонов более 43 лет.

На основании анализа результатов испытаний рам и надрессорных брусев тележек пассажирских вагонов, бывших в эксплуатации более 28 лет, можно сделать выводы:

Остаточный ресурс рам составляет 18 лет, а надрессорных брусев – не менее 28 лет.

Предложенная УкрНИИВ методика позволяет на базе испытаний небольшого количества деталей сравнительно просто и на меньшем ко-

личестве образцов, по сравнению с методикой ВНИИЖТа, оценить остаточный ресурс ходовых частей тележек пассажирских вагонов.

Полученные данные позволяют рекомендовать установить срок службы ходовых частей тележек пассажирских вагонов более 43 лет.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГОСНИИВ-ВНИИЖТ, – М. 1996.
2. Черкашин Ю. М. Оценка остаточного ресурса ходовых частей подвижного состава после длительного периода эксплуатации / Ю. М. Черкашин, Т. П. Северинова, С. Е. Петраков, В. Н. Меркурьев // Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – № 7. – С. 30–35.
3. Типовая методика испытаний на усталость узлов и деталей вагонов. ВНИИЖТ, 1994
4. РД 24.050.37-91 Вагоны грузовые и пассажирские. Методика испытаний на прочность и ходовые качества.
5. Вагоны пассажирские купейные локомотивной тяги. Программа и методика технического диагностирования (обследования технического состояния и контрольных испытаний). УкрНИИВ, 1999.

Поступила в редколлегию 10.10.2006.

Н. И. ЛУХАНИН (Укрзалізниця), Г. И. МУЗЫКИНА, П. В. БЕХ (ДИИТ)

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ УКРАИНСКОГО РЫНКА ТРАНСПОРТНЫХ УСЛУГ

Проведено скорочений аналіз стану ринку транспортних послуг в Україні, запропоновані методи його удосконалення.

Проведен краткий анализ состояния рынка транспортных услуг в Украине, предложены методы его совершенствования.

The article gives a brief analysis to the state of transport services market in Ukraine and proposes measures of its improvement.

В условиях, складывающихся на железнодорожном транспорте рыночных взаимоотношений, особую актуальность приобретают вопросы изучения спроса на транспортные услуги. В действующих до настоящего времени и утвержденных новых нормативных документах, регламентирующих отношения между железными дорогами, владельцами инфраструктур железнодорожного транспорта общего и необщего пользования, а также отправителями и получателями груза и другими физическими и юридическими лицами при пользовании услугами железнодорожного транспорта, пока не нашли должного отражения рыночные категории.

Рынок транспортных услуг представляет собой совокупность отношений между перевозчиками и производителями товаров, связанных с доставкой груза до места потребления с учетом момента возникновения потребности. В рамках взаимодействия транспортных организаций и грузовладельцев формируется рынок транспортных услуг, уровень спроса, предложения и цены.

В последнее время в Украине внедряется программа «Door-to-Door» (от двери до двери), которая предполагает внедрение новых подходов в транспортную политику. Она реализует наилучшую инновационную модель транспортно-торговой инфраструктуры, в том числе в пределах существующих транспортных коридоров и может обеспечивать транспортные потоки стран Европы, Азии, Африки. Внедрение проекта одного транспортно-торгового маршрута оценивается в среднем до 166 млн дол. США при общем объеме инвестиций – 2 500 млн дол. США [2]. Механизм реализации Программы отрабатывается по схеме муниципальных отраслевых инвестиционно-инновационных кластеров, что в свою очередь может обеспечить базу для возрождения экономики регионов Украины.

Для реализации Программы предполагается специально создавать транспортную сеть, увязывающую различные виды транспорта, при этом на основном ее участке базовым видом является существующая железнодорожная сеть.

Для привлечения наиболее выгодных для Украины транзитных потоков в создаваемой сети рассматривается строительство нового морского порта Донузлав с учетом использования российско-иранского коридора «Север-Юг».

Таким образом, данный проект в целом, в части основных маршрутов по Украине оценивается в объеме затрат в размере – 2,5 млрд долларов, его эффективность, выраженная в ежегодной прибыли, составляет 250 млн дол.

На территории стран, включаемых в разрабатываемую сеть, будут организованы опорные транспортно-распределительные узлы, в которых формируются оптовые торговые комплексы, работающие по единой технологии в единой сети и в комплексе с розничными точками продаж.

Под задачами можно определить следующие аспекты:

- обеспечение реальной загрузки создаваемой транспортной сети путем привлечения торговой сферы;
- максимальное участие в создаваемой сети большого числа новых регионов и стран;
- обеспечение функционирования мультимодальных перевозок как наиболее эффективных видов современного транспорта.

Реализация данной Программы позволит достичь позитивного эффекта в политической, экономической, экологической и социальной сферах.

Экологический эффект достигается за счет применения железнодорожного электротягового состава вместо автотранспорта, где выбросы и вредные загрязнения окружающей среды более чем в 30 раз превышают загрязнение от ра-

боты железнодорожного транспорта. Экономический эффект заключен в целом ряде немаловажных факторов, среди которых можно выделить следующие:

- доставка грузов осуществляется без перегрузки, без изменения тары и упаковки; груз быстро доставляется непосредственно в склад грузополучателя с помощью автопоезда, съехавшего с платформы и продолжившего путь по автодороге;

- перевозка экономит средства на погрузочно-выгрузочных работах, крановом оборудовании, время на выполнении транспортных, таможенных операций и пограничном осмотре и контроле грузов на международных маршрутах;

- значительно уменьшается общая себестоимость транспортных расходов – экономятся горюче-смазочные материалы на автомобильном отрезке и электроэнергия на железнодорожном (перегрузки). В целом увеличивается конкурентоспособность перевозимых грузов на товарных рынках.

В ближайшее время Украина может включиться в сеть 35 мультимодальных маршрутов, проходящих через территории России, Казахстана, Молдовы, стран Балтии и имеющих продолжение в европейских странах – Румынии, Венгрии, Словакии, Словении, Сербии, Боснии, Чехии, Австрии, Италии, Польше, Германии, Бельгии, Франции и других. Такое же продолжение намечено в страны Средней Азии, Индии, Китая, Монголии, Кореи. В перспективе планируется подключение к данной сети стран Ближнего Востока и Африки.

На территории всех стран, включаемых в разрабатываемую сеть, будут организованы опорные транспортно-распределительные узлы, в которых также формируются оптовые торговые комплексы, работающие по единой технологии в единой сети и в комплексе с розничными точками продаж.

К сожалению, в настоящее время в Украине допускаются значительные простои вагонов с грузами в ожидании подачи в порты. Одной из главных причин этих простоев, приносящих Укрзализнице значительные убытки в условиях дефицита грузовых вагонов, является отсутствие четкой технологии подвода поездов, судов и грузов к портам, согласованного с подводом судов и наличием свободных емкостей причалов и складов.

Для принципиального решения проблемы необходимо создание единого информационного пространства систем управления железнодорожным и морским транспортом на базе совре-

менных информационных технологий и стандартных средств телекоммуникационного обмена данными. Аналогичные трудности возникают и на сухопутных пограничных переходах, где требуется оперативное согласование погрузки и подвода грузов с учетом возможности сдачи поездов и вагонов на железные дороги сопредельных стран [1]. На рис. 1 представлена схема работы автоматизированной системы регулирования погрузки и подвода грузов в адрес морских портов и пограничных переходов.

Разделение рынка грузовых железнодорожных перевозок на монополичный и конкурентный сегменты, связанное с началом структурной реформы железнодорожного транспорта, принципиально изменило условия работы сети, поскольку появились новые ее субъекты – компании-операторы собственного подвижного состава с правом использования существующей инфраструктуры дорог. В этих условиях частные железнодорожные операторы конкурируют не только с другими видами транспорта, но и с другими железнодорожными компаниями по предоставлению подвижного состава. Это, в свою очередь, приводит к возникновению новой ситуации, изменившей сложившуюся до того систему маркетинга на железных дорогах страны, где транспортно-экспедиционное обслуживание транспортной системы служит важной организационной основой ее функционирования.

К основным принципам построения транспортно-экспедиционного обслуживания при транспортной системе относятся следующие. Вспомогательные операции должны рассматриваться не сами по себе, а как структурные элементы системы организации перевозочного процесса на всем пути следования грузов «от двери до двери». Построение транспортно-экспедиционного обслуживания должно наилучшим образом обеспечивать непрерывность перевозочного процесса, что непосредственно связано с достижением минимума издержек при перевозках и обеспечением максимума скорости доставки грузов на всем пути их следования «от двери до двери».

Целесообразно, чтобы транспортно-экспедиционные организации имели в своем распоряжении (собственные или на условиях договоров и аренды) вагоны, контейнеры и площадки для их размещения на контейнерных пунктах и на предприятиях, склады, средства механизации погрузочно-разгрузочных работ, автомобили, необходимые служебные помещения, средства связи и информации. Транспортно-экспедиционные организации, помимо выполнения

комплекса вспомогательных операций, должны обеспечивать:

- проведение единой технической политики в области грузовых перевозок;
- совершенствование структуры вагонного и контейнерного парков;
- выбор наиболее целесообразных средств механизации;
- перевозки грузов всеми видами транспорта;

- создание прогрессивной технологии работы транспорта;
- внедрение рациональной системы учета, автоматизации информации и расчетов по перевозкам грузов;
- разработку тарифов на перевозки грузов;
- унификацию правовых норм на грузовые перевозки всеми видами транспорта;
- разработку единых правил выполнения транспортно-экспедиционных операций.

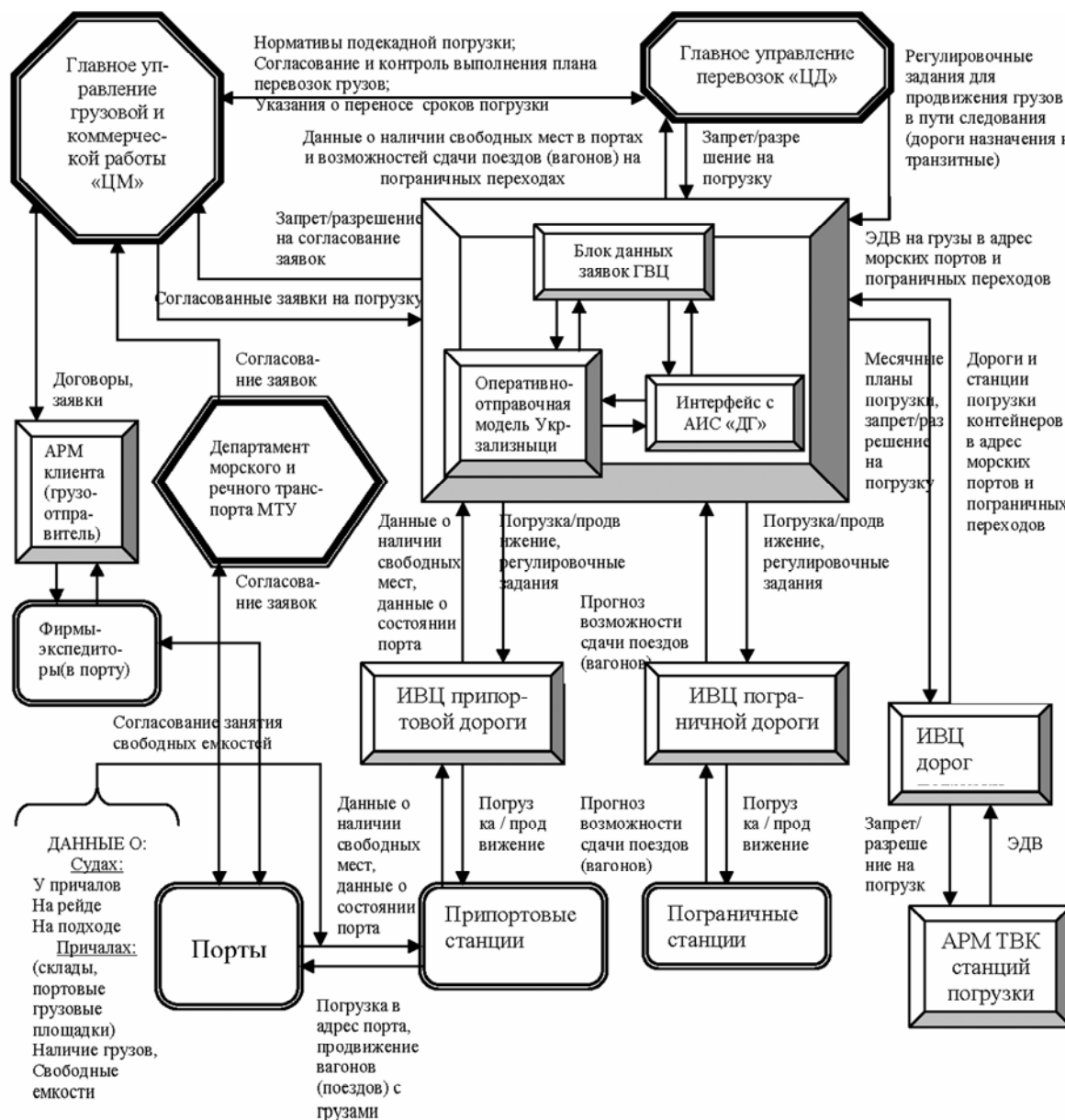


Рис. 1. Схема работы «Автоматизированной системы регулирования погрузки и подвода грузов в адрес морских портов и пограничных переходов»

На рис. 2 представлена схема организации деятельности транспортно-экспедиционной организации.

Институт частных операторских компаний развивался в значительной мере под влиянием государственной тарифной политики (введение в

2003 г. нового Прейскуранта 10-01). При этом частные транспортные компании имеют возможность гибкого регулирования тарифов на транспортировку грузов. Результатом такой политики стало увеличение инвестиций частного бизнеса в железнодорожный подвижной состав.

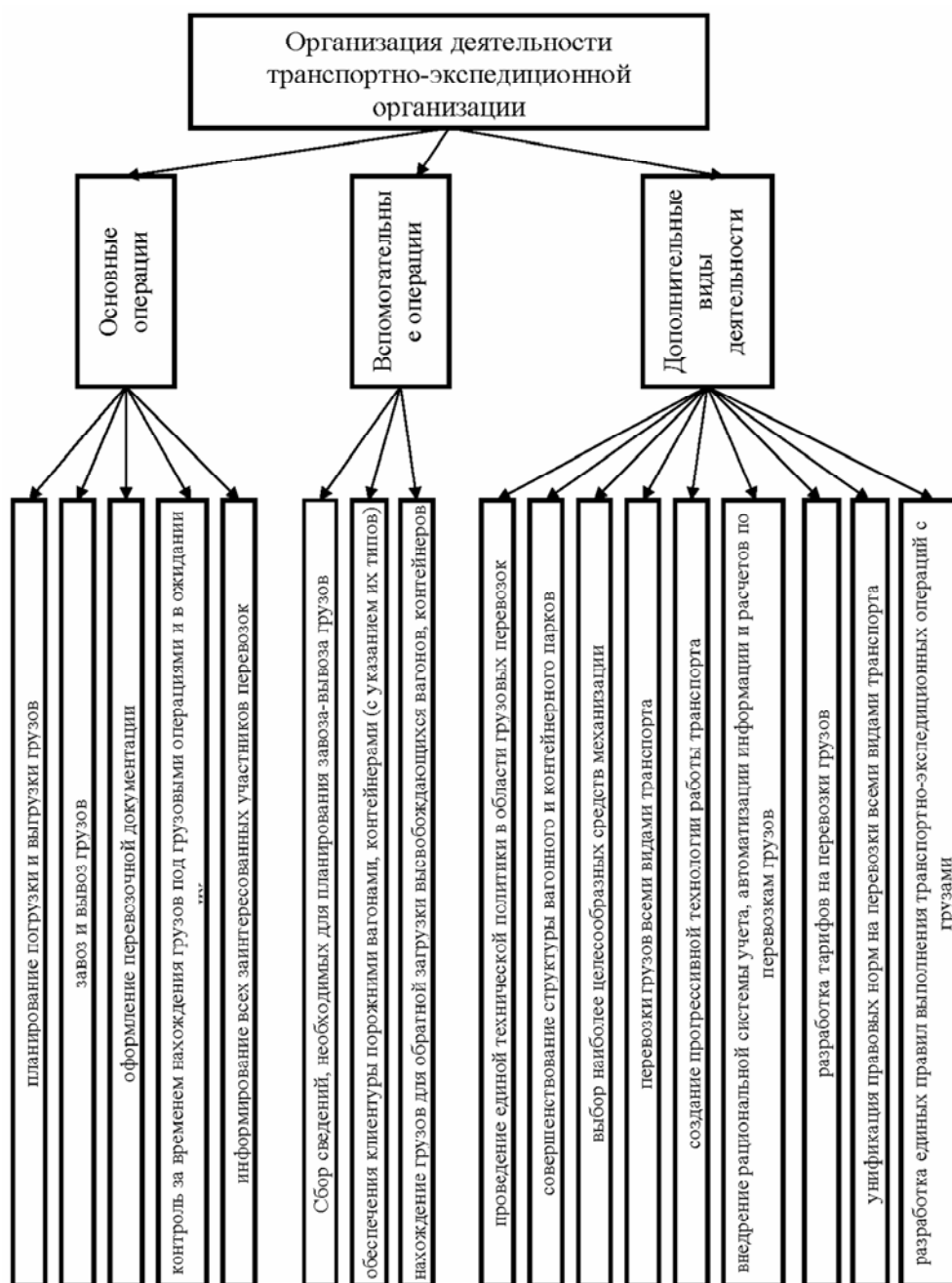


Рис. 2 Организация деятельности транспортно-экспедиционной организации

Частные операторские компании как новые субъекты рынка столкнулись с определенными производственными и коммерческими проблемами, связанными в первую очередь с преодолением неопределенности поведения внешней среды. К их числу относятся, во-первых, обеспечение конкурентоспособности компании на рынке за счет своевременного адекватного реагирования на изменения во внешней среде. При этом под конкурентоспособностью транспортной организации подразумевается способность удовлетворять платежеспособный спрос клиентов в перевозках определенного объема и качества, что позволяет занять ведущее место на

рынке транспортных услуг и получить максимальную прибыль.

Во-вторых, поиск клиентов в освоенных или перспективных сегментах рынка.

В-третьих, оптимизация внутренних ресурсов предприятия, в том числе путем эффективной загрузки собственного подвижного состава с минимальным порожним пробегом и максимальной доходностью. Тариф для перевозок в собственном подвижном составе и практика его применения в большинстве случаев построены таким образом, что операторской компании для обеспечения доходности перевозки (как минимум безубыточности) необходимо искать спо-

события снижения издержек, значительную часть которых составляет обратный порожний пробег. В связи с этим остро встает проблема сокращения порожнего пробега, поиска возможности формирования кольцевых маршрутов.

Еще одной задачей, связанной с преодолением неопределенности внешней среды, является планирование производственных и финансовых ресурсов, например, для закупки конкретного вида подвижного состава в необходимом для обеспечения рынка количестве и др.

Деятельность компании-оператора как участника рыночных отношений в значительной степени зависит от процессов, происходящих во внешней среде. Для таких компаний основными субъектами внешней среды являются грузообразующее предприятие (если компания не принадлежит этому предприятию) и инфраструктура железнодорожного транспорта. Требования рынка в отношении транспортной продукции не ограничиваются спросом на перевозки. Потребитель диктует свои условия по составу и качеству услуг, оказываемых ему по поставке товара. Стабильность функционирования транспортного предприятия во многом зависит от постоянства взаимосвязей грузоотправителей, грузополучателей, инфраструктуры железнодорожного транспорта, предприятий других видов транспорта, финансовых организаций, таможенных служб и др. В условиях жесткой конкуренции основная задача компании-оператора – сохранение устойчивого положения на рынке транспортных услуг. В этой связи наличие эффективно действующих маркетинговых подразделений является конкурентным преимуществом компании-оператора на транспортном рынке.

Цель маркетинга в железнодорожной операторской компании – это максимальное содействие решению производственных задач, стоящих перед компанией, в том числе путем определения перспектив развития, установление рисков, возможностей и опасностей для компании на транспортном рынке и оперативного представления необходимой информации руководству, заинтересованным и компетентным сотрудникам для принятия управленческих решений. Для этого разрабатываются конкретные стратегии и предложения (тактические мероприятия), касающиеся предоставляемых транспортных услуг, в частности: характеристика услуг, уровень тарифов, способы реализации и методы их продвижения на рынок.

Таким образом, в Украине создается транспортно-торговая сеть, включенная в глобальную транспортно-торговую сеть Европы и Азии. В национальной же сети по окончании работы будет составлен официальный перечень терминальных участников, конкретных географических пунктов и условий работы, что позволит обеспечить своевременное и полноценное информирование всех участников процесса и облегчить их взаимодействие.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Елисеев С.Ю. Логистика оперативного регулирования погрузки и продвижения грузов// Железнодорожный транспорт. – 2004. – № 4. – С. 19–26.
2. От двери до двери – без проблем и лишних затрат: новая инициатива УСПП // Транспорт и логистика. – 2006. – № 6.

Поступила в редколлегию 17.11.2006.

О. О. МАТВИЄНКО (Українська Державна академія залізничного транспорту)

ТЕХНОЛОГІЯ ВІДНОВЛЕННЯ РІЗЬБОВОГО КРІПЛЕННЯ БУКСОВОГО ВУЗЛА ВАГОНА

Описана методика відновлення різьбового з'єднання деталей буксового вузла вагонів з використанням методу ремонтних розмірів, при якому більш цінна деталь (вісь) шляхом механічної обробки відновлюється, а суміжна (торцева гайка) замінюється новою ремонтного розміру.

Описана методика возобновления резьбового соединения деталей буксового узла вагонов с использованием метода ремонтных размеров, при котором более ценная деталь (ось) путем механической обработки возобновляется, а смежная (торцевая гайка) заменяется новой ремонтного размера.

The article describes a method of renewing screw-thread connection of parts of the journal-box car unit with the use of method of repair sizes, when the more valuable part (the axle) is renewed by mechanical treatment, while the adjoining part (butt end nut) is replaced with a new one of a repair size.

Відомо, що питання відновлення різьбової частини займають особливе місце в ремонті осі колісної пари вагона. Актуальність проблеми полягає в тому, що ушкодження або знос різьби на осі колісної пари спричиняє виведення з експлуатації відповідальної деталі термін служби якої складає до 15 років. Одночасно різьбове кріплення роликів букс вагонів повинно відповідати доволі жорстким вимогам щодо надійності роботи у важких умовах експлуатації.

Відновлення різьбової частини осі колісної пари виконується автоматичним наплавленням на установці УНО-2 при температурі повітря не нижче +5 °С під флюсом АН-348А або АНЦ-1 з застосуванням електродного дроту $C_{\text{в}}-08Г2С$, $C_{\text{в}}-18ХМА$, $C_{\text{в}}-08ГС$, $C_{\text{в}}-10Г2$ і $C_{\text{в}}-08А$ діаметром 1,6...2,0 мм. Перед використанням електродний дріт потрібно очистити від іржі, мастила і бруду. Флюс необхідно просіяти і прогартувати у печі при температурі 400 °С на протязі 2-х годин. Перед наплавленням з вагонної осі потрібно зняти внутрішні кільця підшипників.

Послідовність виконання робіт різьби на осі колісної пари така:

- подача мостовим краном колісної пари на установку;
- обточка різьбової частини осі до діаметра 104,8 мм $\pm$ 0,1 мм;
- наплавлення різьбової частини осі в один або два шари по спіралі в залежності від діаметру дроту, при цьому діаметр шийки осі повинен бути не менше 112 мм. Наплавлений метал необхідно оглянути через лупу (х4), якщо виявлені дефекти (пори, тріщини і т. п.) їх необхідно зрубати і заварити;
- після наплавлення і огляду колісну пару необхідно підняти мостовим краном і подати її

на колію відстою для охолодження до температури приміщення протягом двох годин;

- подати мостовим краном охолоджену колісну пару на установку для відновлення різьбової частини осі;

- метал, наплавлений на різьбову частину шийки осі потрібно зточити до розміру 110 мм. При цьому на металі не повинно бути тріщин, раковин, газових пор та інших дефектів, при їх наявності колісна пара підлягає повторній механічній обробці на глибину дефекту, але не більше чим до діаметра 104,5 мм з наступною наплавкою. Після огляду осі і відсутності дефектів нарізають стандартну різьбу М 110х4. Нарізана різьба підлягає перевірці її розмірів вимогам стандартів прохідним і непрохідним калібрами;

- мостовим краном зняти колісну пару з установки і подати на перс для випробовування.

Ця технологія має низку недоліків, які полягають у тому, що:

- перед наплавленням з вагонної осі потрібно зняти внутрішні кільця підшипників;
- погане щеплення частин покриття з основою;
- під дією навантажень може бути відшарування покриття від основи;
- відшарування покриття від основи може бути і завдяки певній кількості крихких інтерметалічних сполук;
- відшарування покриття від основи може виникнути завдяки великій кількості окисних плівок;
- розшарування самого покриття;
- під дією нормальних ударних навантажень пори, які присутні у шарі покриття (2...5 %), незважаючи на будь-яку твердість покриття, швидко заповнюються металом покриття

тя і щільність з'єднання вісь – гайка зменшиться, тобто надійність такого з'єднання не може бути гарантована;

- розігрів металу осі до оплавлення є причиною утворення різних хімічних і фізичних неоднорідностей (ломкі фази, пустоти, тріщини), які значно зменшують міцність з'єднання;

- висока вартість технологічного обладнання, яке працює дискретно з переналаджуванням на різні види операцій;

- великий час технологічного циклу наплавлення і нарізання різьби;

- велика витрата електроенергії;

- значні витрати зварювального дроту СВО8 – ХМ;

- значні витрати флюсу;

- витрати ріжучого інструменту;

- витрати на екологію.

У практиці відновлення деталей відомий спосіб ремонтних розмірів, при якому більш дорога деталь шляхом механічної обробки відновлюється, а суміжна замінюється новою. Цей спосіб цілком придатний для відновлення різьбового кріплення букс вагонів. Більш дорога деталь, якою є вісь колісної пари, шляхом механічної обробки обточується до ремонтного розміру, а потім нарізається нова різьба меншого діаметра, суміжна ж деталь, торцева гайка, замінюється новою з різьбою ремонтного розміру, або відновленою до ремонтного розміру, якщо це економічно доцільно. При цьому методи майже усі вказані вище недоліки відповідають.

Технологія відновлення різьбового кріплення буде наступна:

- транспортування – подати мостовим краном колісну пару на колісотокарний верстат;

- токарна – зточити зіпсовану різьбу до ремонтного розміру і нарізати нову ремонтну різьбу. Перевірити нарізану різьбу вимогам стандартів;

- транспортування – мостовим краном зняти колісну пару з верстату і подати її на прес для випробовування.

Як бачимо, при такій технології значно скорочується час на відновлення різьби, на використання технологічного обладнання, зменшуються витрати на електричну енергію, зварювальний дріт, флюс, екологію, непотрібні площі для збереження зварювального дроту і флюсу, зменшуються кошти на заробітну плату.

Для впровадження цієї технології перш за все необхідно визначити ремонтні розміри, до яких можна обточувати вісь. Максимальна товщина шару металу, який можна зняти з осі ви-

значається умовами міцності. У більшості випадків допускається зменшення діаметра шийок валів до 5 % їх номінального розміру. У нашому випадку внутрішній діаметр різьбової частини осі $D_B = 105,67$ мм. Отже, мінімальний діаметр осі може бути:

$$D_{\min} = 105,67 - 0,05 * 105,67 = 100,39 \text{ мм.}$$

Кількість ремонтних розмірів можна визначити по формулам:

- для осі

$$n = \frac{D_B - D_{\min}}{2h} \quad (1)$$

- для гайки

$$n = \frac{D_{\text{наруж}} - D_{\min}}{2h}, \quad (2)$$

де h – висота різьби.

Навантаження на витки різьби збільшується від верхніх до нижніх по закону гіперболічного косинуса

$$q(z) = \frac{Qm}{ShmH} chmz, \quad (3)$$

де

$$m = \sqrt{\frac{\beta}{\gamma}} = \sqrt{\frac{\frac{1}{E_o F_o} + \frac{1}{E_r F_r}}{\left(\frac{\Lambda_o}{E_o} + \frac{\lambda_r}{E_r}\right) \frac{p^2}{f}}} \quad (4)$$

$$chmz = \frac{e^{mz} + e^{-mz}}{2} \quad (5)$$

$$shmH = \frac{e^{mz} - e^{-mz}}{2}, \quad (6)$$

де E_o і E_r – модулі пружності матеріалу осі і гайки; F_o і F_r – площі поперечних перерізів осі і гайки; Λ_o і λ_r – коефіцієнти, що залежать від геометричних параметрів; p – шаг різьби; f – проекція бокової поверхні витка на площину перпендикулярну осі z ; Q – сила, що розтягує вісь, або стискує гайку; H – висота гайки.

Навантаження на окремі витки в процентах від загального навантаження показано на рисунку.

Чим більше витків і менше їх шаг, тим менше навантаження на один виток. Навантаження, що викличе зріз витків осі визначається формулою

$$Q_o = \pi d_1 K_o H K_m \tau_o. \quad (7)$$

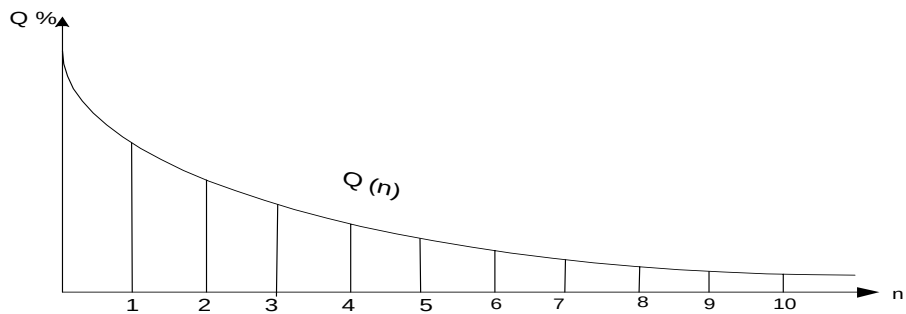


Рис. Навантаження на окремі витки різьби в %

Міцність різьби гайки визначається формулою

$$Q_{\Gamma} = \pi d_1 K_{\Gamma} H K_m \tau_{\Gamma}, \quad (8)$$

де $K_{\text{щ}}$ і K_{Γ} – коефіцієнти повноти різьби осі і гайки, для метричної осі $K_o = K_{\Gamma} = 0,87$; H – висота гайки, $H = 35$ мм; K_m – коефіцієнт нерівномірності навантаження по висоті гайки, $K_m = 0,65$; d_1 – внутрішній діаметр різьби.

У нашому випадку можна використати стандартний ремонтний розмір з різьбою M105x4. Або перейти на нову більш доцільну різьбу M110x2 і тоді буде чотири ремонтних розміри, тобто одну і ту вісь можна буде відновлювати по рекомендованій технології чотири рази.

Надійшла до редколегії 19.09.2006.

ПОРІВНЯННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ПРЕСОВОГО З'ЄДНАННЯ БУКСОВОГО ВУЗЛА, ВІДНОВЛЕНОГО РІЗНИМИ МЕТОДАМИ

Викладено результати експлуатаційних досліджень з'єднання з гарантованим натягом буксового вузла рухомого складу залізниць, внутрішня поверхня внутрішніх кілець підшипників яких була відновлена електролітичним цинкуванням на імпульсно-реверсивному струмі. Проведено порівняльний аналіз зносу поверхонь деталей нерухомого з'єднання, кільця яких були відновлені за запропонованою технологією з кільцями відновленими на постійному струмі, а також не відновленими взагалі.

Описаны результаты эксплуатационных исследований соединений с гарантированным натягом буксового узла подвижного состава железных дорог, внутренняя поверхность внутренних колец подшипников которых была восстановлена электролитическим цинкованием на импульсно-реверсивных токах. Проведен сравнительный анализ износа поверхностей деталей неподвижного соединения, кольца которых были восстановлены по предложенной технологии с кольцами восстановленными на постоянном токе, а также не восстановленных вообще.

The article describes results of operational tests of the joints with guaranteed tension of the axle-box of rail rolling stock, the inside surface of inner racers of which was restored by electrolytic galvanizing on pulse-reverse currents operation. A comparative analysis has been performed of the wear of surfaces of immobile joint parts, whose racers have been restored according to the proposed technique with the racers restored on direct current and the unrestored ones.

Одним з найбільш відповідальним за безпеку руху потягів вузлом є колісна пара. Особливе значення має буксовий вузол, зокрема, з'єднання з гарантованим натягом «шийка колісної пари – внутрішнє кільце підшипника кочення». Воно являє собою систему циліндричних деталей з'єднаних між собою за допомогою гарячої посадки з натягом, що регламентується нормативними документами. Під час експлуатації рухомого складу та в результаті великої кількості технологічних факторів відбувається знос поверхонь з'єднання, виникають відхилення розмірів осі колісної пари та її підшипника кочення від їх правильних геометричних форм, які призводять до того, що натяг вище зазначеного з'єднання зменшується, а то й зовсім втрачається. За даними технічного аналізу лише по Придніпровській залізниці кількість випадків псування і позапланових ремонтів по послабленню натягу в 1997–2000 рр. відповідно склала: 10; 15; 12 і 8 випадків на 1 млн км пробігу [1]. Крім цього, наші експериментальні дослідження показали, що величина зносу внутрішньої поверхні внутрішнього кільця та шийки колісної пари є випадковою і, наприклад, для електровозів ВЛ-8 досягає величин 0,25 мм для кільця підшипника та 0,3 мм для шийки колісної пари і розподілена за нормальним логарифмічним законом. Величина овальності досягає 0,06 та 0,04 мм відповідно, при доступній величині 0,015 мм.

Аналіз сучасного стану рухомого складу залізниць, наведений автором у роботах [1–5] по визначенню параметричної надійності буксового вузла з урахуванням некруглості, показує необхідність запровадження методів радикального вирішення даної проблеми. Для заощадження коштів на ремонт колісних пар рухомого складу, нами запропоновано [6] відновлення кілець підшипників електролітичним осадженням цинку імпульсно-реверсованим струмом. Результати лабораторних досліджень якості відновлювального шару цинку, осадженого імпульсно-реверсованим струмом, а також дослідження міцності пресового з'єднання натурних зразків за критерієм максимального зусилля розпресування, який найбільш широко застосовується в машинобудуванні, виявили ряд значних переваг перед осадженням на постійному струмі, яке вказано у нормативних документах [7] як метод відновлення натягу. Зокрема, застосування нестационарного електролізу в процесі відновлення сприяє збільшенню швидкості осадження; застосуванню більш простих за хімічним складом електролітів; покращенню якості осаджуваного покриття (отримання дрібнозернистої щільної структури) [8]; отриманню електрохімічно відшліфованих та рівномірних за товщиною покриттів. Міцність пресового з'єднання з товщиною осадженого шару цинку 150 мкм (нормативне значення 200 мкм [7])

збільшилась в 1,2...1,45 та 1,4...1,55 рази [9] у порівнянні з міцністю пресового з'єднання без відновлювального шару та цинком, осадженим на постійному струмі, відповідно.

Таким чином, результати попередніх лабораторних досліджень підтвердили доцільність застосування в ремонтному виробництві залізниць України, технології нестационарного електролізу під час ремонту пресових з'єднань буксових вузлів рухомого складу, запропонованої автором.

Як відомо, для масового впровадження будь-якого технологічного процесу, необхідні експлуатаційні випробування спочатку дослідних зразків, а в подальшому дослідної партії.

На основі результатів досліджень, виконаних в попередніх роботах, було розроблено дослідно-промислову установку відновлення внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипників. Промислова установка являє собою систему – лінію гальванічних ванн, для здійснення повного циклу відновлення кілець (рис. 1).

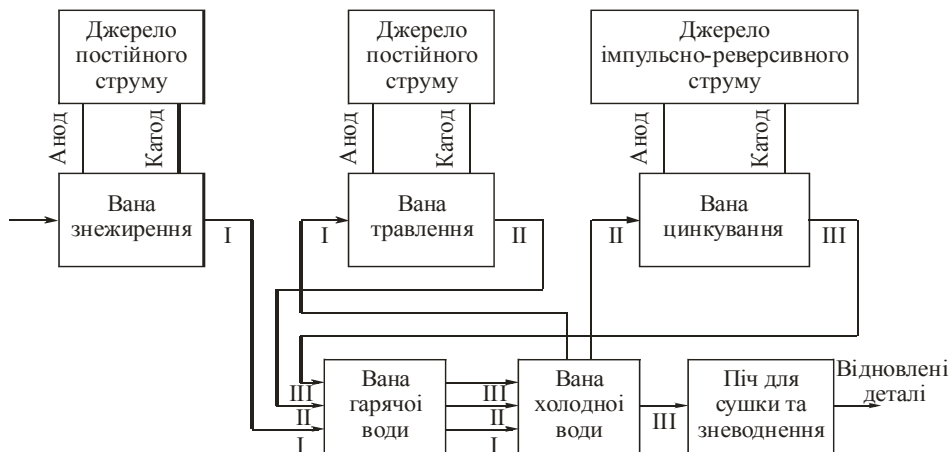


Рис. 1. Схема лінії відновлення внутрішніх кілець підшипників цинкуванням:

I – потік деталей після знежирення; II – потік деталей після травлення;

III – потік деталей після електролітичного цинкування

Цинкування кілець здійснювали у стаціонарних ваннах цинкування, які призначені для відновлення інших деталей рухомого складу. Тим самим не виникла потреба у додатковому обладнанні, окрім контейнера для занурення кілець в електроліт, які було виготовлено. Для процесу цинкування кілець підшипників були застосовані такі стаціонарні ванни: знежирення; для промивки з проточною гарячою та холодною водою; травлення; цинкування.

Ванни знежирення та травлення вмикали до джерела постійного струму, а ванну цинкування – до джерела імпульсно-реверсивного струму. Технологія цинкування кілець закінчується процесом просушки у спеціальній печі, який необхідний для зневоднення металу кілець.

Експлуатаційні випробування пресових з'єднань з відновленими кільцями виконували на електровозах різного типу, які експлуатуються на різних залізницях.

Кільця, що були відновлені в гальванічному відділенні локомотивного депо Нижньодніпровськ-Вузол, встановлювали на електровози ВЛ-8 № 064; 119; 077; 136; 185; 200, які експлуатуються на Придніпровській залізниці. Кільця, які відновлювали на ВАТ «ЗЕРЗ», були встановлені на електровози типу ВЛ-80

№ 120; 129; 092; 098; 187; 137, що експлуатуються на Південно-Західній залізниці (депо приписки – Козятин).

Першочергово за паспортом колісної пари було встановлено залежність зносу шийок осей колісних пар від їх пробігу з моменту встановлення нових кілець. Визначення зносу внутрішньої поверхні кілець підшипників здійснювали на основі журналів огляду та ремонту підшипників кочення (форма ТУ-92), в якому фіксується номер підшипника та обсяг ремонту. Ремонт Р1 виконується під час ПР3 при пробігу електровоза 300 тис. км, ремонт Р2 – 600 тис. км. Для більшості з вищенаведених електровозів також були визначені залежності зносу шийки вісі та внутрішнього кільця підшипника від пробігу, з моменту встановлення кілець, що відновлені електролітичним цинкуванням на постійному струмі.

Збір статистичних даних зносу поверхонь спряження, відновлених електролітичним цинкуванням імпульсно-реверсивним струмом, проводився, головним чином, під час проведення ПР3 та на проміжних ремонтах, коли здійснювали повне розбирання буксового вузла. Загальна кількість виміряних кілець становила 272 шт., а шийок осей – 136 шт. Отрима-

них даних достатньо для одержання кривих зносу поверхонь спряжень. За результатами спостережень побудовано залежності середнього значення зносу $m_{ш}$ шийки осі колісної пари (рис. 2, а) та середньоквадратичного відхилення $\sigma_{ш}$ (рис. 2, б) від експлуатаційного пробігу.

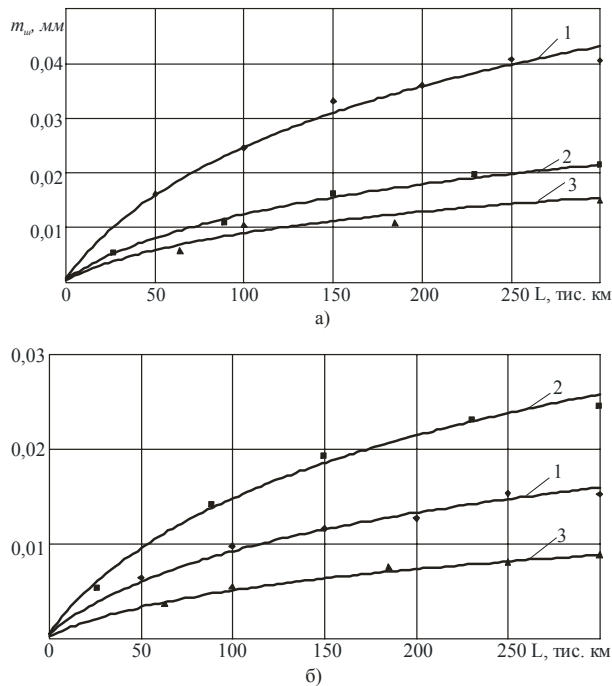


Рис. 2. Криві середнього значення (а) та середньоквадратичного відхилення (б) зносу поверхонь спряження шийки осі колісної пари електровозів серії ВЛ з відновленими кільцями: 1 – нові кільця; 2 – цинкуванням на постійному струмі; 3 – цинкуванням на імпульсно-реверсивному струмі

Залежності такого характеру були також отримані і для зносу внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипника (рис. 3 та 4)

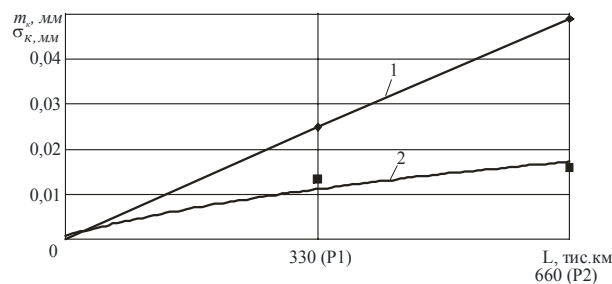


Рис. 3. Криві середнього значення (1) та середньоквадратичного відхилення (2) зносу внутрішньої поверхні внутрішнього кільця нового підшипника

Аналізуючи графіки зносу, бачимо, що вони мають нелінійний характер, що особливо виявляється в початковий період, тобто в період приробки поверхонь. За експериментальними даними (рис. 2–4) було отримано апроксимуючі вирази

середнього значення та середньоквадратичного відхилення зносу шийки осі колісної пари:

$$\left. \begin{aligned} \text{крива 1: } m_{ш}(L) &= 8,631 \cdot 10^{-4} + 0,05 \lg L, \\ \text{крива 2: } m_{ш}(L) &= 6,636 \cdot 10^{-4} + 0,025 \lg L, \\ \text{крива 3: } m_{ш}(L) &= 5,722 \cdot 10^{-4} + 0,018 \lg L. \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{крива 1: } \sigma_{ш}(L) &= 4,868 \cdot 10^{-4} + 0,018 \lg L, \\ \text{крива 2: } \sigma_{ш}(L) &= 5,401 \cdot 10^{-4} + 0,03 \lg L, \\ \text{крива 3: } \sigma_{ш}(L) &= 2,391 \cdot 10^{-4} + 0,018 \lg L \end{aligned} \right\} (2)$$

та відповідно внутрішньої поверхні кільця підшипника:

$$\left. \begin{aligned} \text{крива 1: } m_k(L) &= 2 \cdot 10^{-3} + 0,117 \lg L, \\ \text{крива 2: } m_k(L) &= 9,763 \cdot 10^{-4} + 0,083 \lg L, \end{aligned} \right\} (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{крива 1: } \sigma_k(L) &= 7,124 \cdot 10^{-4} + 0,049 \lg L, \\ \text{крива 2: } \sigma_k(L) &= 1,833 \cdot 10^{-4} + 0,031 \lg L. \end{aligned} \right\} (4)$$

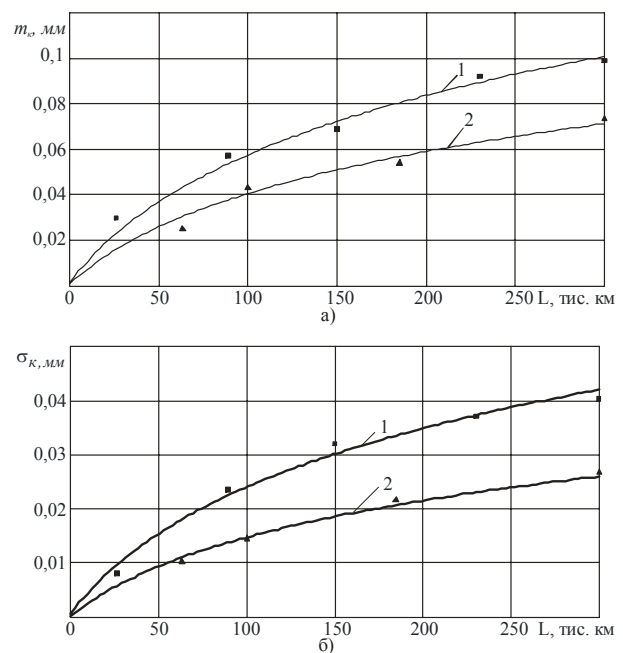


Рис. 4. Криві середнього значення (а) та середньоквадратичного відхилення (б) зносу внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипника відновлених:

1 – цинкуванням на постійному струмі;
2 – цинкуванням на імпульсно-реверсивному струмі.

У виразах (1)–(4) величина m та σ вимірюється в мм, L – тис. км

У результаті статистичних досліджень було встановлено, що знос поверхонь спряжень шийки осі колісної пари та цинкового шару внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипника, осадженого на постійному струмі,

розподілено за нормальним законом (відповідність статистичного розподілення з теоретичним законом за критерієм χ^2 Пірсона відповідно склала для шийок осей колісних пар $p=0,26$, а для кільця підшипника $p=0,245$). Математичне сподівання закону розподілення зносу шийки осі колісної пари $m_{ш}=0,0216$

мм, а його середньоквадратичне відхилення $\sigma_{ш}=0,0246$ мм. Числові характеристики законів розподілення зносу цинкового покриття $m_{к}=0,106$ мм та $\sigma_{к}=0,0417$ мм. У повному об'ємі числові характеристики розподілень параметрів зносу внутрішньої поверхні кільця наведено у табл. 1.

Таблиця 1

Числові характеристики законів розподілення зносу шийок осей та кільць підшипників електровозів серії ВЛ, відновлених електролітичним цинкуванням на постійному струмі

Числові характеристики	Знос шийки осі $\zeta_{ш}$	Знос відновленого кільця $\zeta_{к}$
Математичне сподівання, m , мм	0,0216	0,106
Дисперсія, D , мм ²	$6,052 \cdot 10^{-4}$	$1,74 \cdot 10^{-3}$
Середньоквадратичне відхилення, σ , мм	0,0246	0,0417
Асиметрія As , відн. од.	0,325	-0,124
Експес Ex , відн. од.	0,158	-0,167
Мода, Mo , мм	0,0216	0,106
Медіана, Me , мм	0,0216	0,106

За результатами вимірювань, які були проведені під час ПРЗ, встановлено, що знос шийки осі колісної пари та внутрішнього кільця підшипника, відновленого цинкуванням у нестационарних режимах, розподілений за нормальним законом (рис. 5 і 6) (з імовірністю за критерієм Пірсона відповідно 0,32 та 0,27). Числові характеристики законів розподілення наведені у табл. 2.

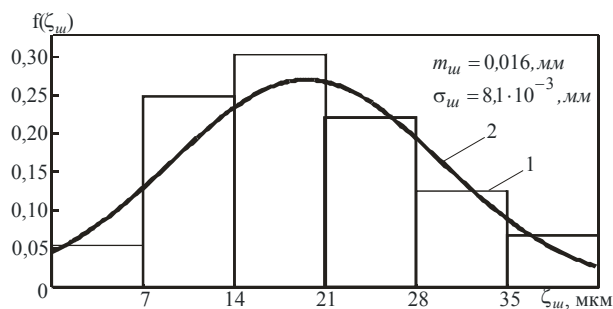


Рис. 5. Статистичний (1) та теоретичний (2) закони розподілення зносу шийки осі колісної пари електровозів серії ВЛ з посадженими кільцями, відновленими електролітичним цинкуванням імпульсно-реверсивним струмом

Таким чином, експлуатаційні дослідження зносу поверхонь спряжень нерухомої системи «шийка осі – внутрішнє кільце», результати яких наведені на рис. 2–3, показують, що в процесі експлуатації колісних пар, з кільцями відновленими імпульсно-реверсивним струмом,

середнє значення зносу шийок осей після пробігу колісної пари 330 тис. км (під час огляду на ПРЗ), зменшилось до 0,016 мм, у порівнянні із застосуванням кільць без покриття, середній знос шийки яких 0,0431 мм, а також кільць, відновлених постійним струмом – 0,0216 мм.

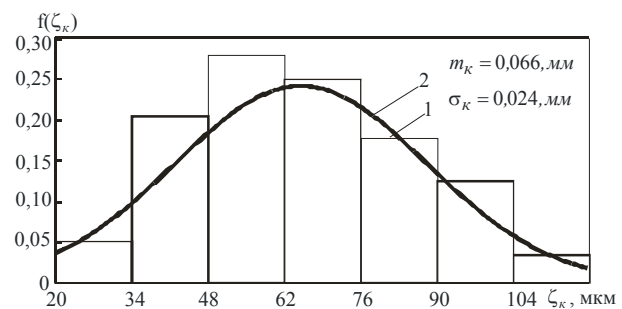


Рис. 6. Статистичний (1) та теоретичний (2) закони розподілення зносу внутрішньої поверхні внутрішніх кільць підшипників 3042536 ЛМ та 3052536 ЛМ, відновлених електролітичним цинкуванням імпульсно-реверсивним струмом

Виміри внутрішньої поверхні внутрішнього кільця підшипника показали, що знос цинку, осадженого імпульсно-реверсивним струмом, значно зменшився у порівнянні з цинком, осадженим на постійному струмі. Середнє значення зносу відповідно $m_{\zeta_{к.ім}}=0,066$ мм, $m_{\zeta_{к.п}}=0,106$ мм. Це явище можна пояснити морфологією цинкових покриттів: цинк, оса-

джений у нестационарних режимах, більш щільний, в процесі мікропереміщень кільця відносно шийки під час експлуатації колісної пари зерна наросеного цинку видаляються з

поверхні кільця менш інтенсивно, ніж зерна цинку, осажденного на постійному струмі, який має більш крихку неоднорідну крупнозернисту структуру.

Таблиця 2

Числові характеристики законів розподілення зносу шийок осей та кілець підшипників електровозів серії ВЛ, відновленими електролітичним цинкуванням на імпульсно-реверсивному струмі

Числові характеристики	Знос шийки осі $\zeta_{ш}$	Знос відновленого кільця $\zeta_{к}$
Математичне сподівання, m , мм	0,016	0,066
Дисперсія, D , мм ²	$6,58 \cdot 10^{-5}$	$5,76 \cdot 10^{-4}$
Середньоквадратичне відхилення, σ , мм	0,0081	0,024
Асиметрія As , відн. од.	-0,4735	-0,321
Експес Ex , відн. од.	0,0915	-0,017
Мода, Mo , мм	0,016	0,06
Медіана, Me , мм	0,016	0,06

Тоді, враховуючи вищесказане, визначимо імовірність того, що розміри шийки осі та внутрішнього кільця підшипника до та після відновлення кілець електролітичним осадженням цинку на постійному та імпульсно-реверсивному струмі, під час проведення огляду на ПРЗ, після пробігу колісної пари 330 тис. км, будуть задовольняти умови натягу пресового з'єднання. Для цього спочатку за нормативною документацією встановимо межі зносу (α ; β) поверхонь деталей, в діапазоні яких зберігається працездатність пресового з'єднання, для шийки осі ці межі становлять (0; 0,035), а внутрішнього кільця підшипника – (0; 0,04). Далі підставляючи закон розподілення зносу поверхонь спряжень пресового з'єднання $f(\zeta)$ у відому в теорії імовірності, формулу для визначення імовірності безвідмовної роботи

$$P(\alpha \leq \zeta \leq \beta) = \int_{\alpha}^{\beta} f(\zeta) d\zeta, \quad (5)$$

визначимо імовірність того, що знос деталей спряження з посадженими невідновленими кільцями буде в межах поля допуску:

- для шийок осей колісних пар

$$P(0 < \zeta_{ш} < 0,035) = 0,305;$$

- для кілець підшипників 3042536 ЛМ та 3052536 ЛМ

$$P(0 < \zeta_{к} < 0,04) = 0,74.$$

Якщо кільця підшипників 3042536 ЛМ та 3052536 ЛМ були відновлені цинкуванням на постійному та імпульсно-реверсивному струмі, то імовірність зносу шийок осей та цинкового покриття відповідно склала:

$$P(0 < \zeta_{ш.п} < 0,035) = 0,517,$$

$$P(0 < \zeta_{к.п} < 0,04) = 0,051,$$

$$P(0 < z_{ш.і-р} < 0,035) = 0,966,$$

$$P(0 < \zeta_{к.і-р} < 0,04) = 0,136.$$

Таким чином, застосування нестационарних режимів електроосадження відновлювального шару цинку дозволило підвищити імовірність безвідмовної роботи шийок осей колісних пар даного типу електровозів до значення 0,966, в той час у разі експлуатації нових кілець, а також відновлених за існуючою технологією ця величина відповідно дорівнює 0,305 та 0,517. При цьому надійність відновлених кілець підвищилась на 8,5 % у порівнянні з кільцями, відновленими цинкуванням на постійному струмі за існуючими технологіями прийнятими у ремонтному виробництві залізниць. Цинк на внутрішній поверхні внутрішнього кільця підшипника в процесі роботи буксового вузла практично повністю вилучив механічні та корозійні пошкодження поверхні шийки осі колісної пари. Візуальні спостереження за відновленими спряженнями не виявило слідів розвитку фреттинг-корозії.

Оцінка економічних показників результатів впровадження запропонованої технології дозволила встановити, що щорічний економічний ефект від впровадження розробленої технології і установки по відношенню до невідновлених спряжень та існуючих на сьогоднішній день технологій (за рахунок підвищення надійності нерухомого з'єднання буксових вузлів електровагонів ВЛ8, ВЛ80, ВЛ82, ВЛ10, ВЛ11, відремонтованих в умовах ВАТ «ЗЕРЗ») склав відповідно 650 тис. грн та 450 тис. грн. Крім того, економічний ефект по власне самій розробленій технології у порівнянні зі стаціонарним цинкуванням (наприклад, в умовах ВАТ «ЗЕРЗ») склав: 98,92 тис. грн для кілець типу 3042536ЛМ, 3052536ЛМ, NU2236Е.М.1.С3, NJ2236Е.М.1.С3.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Михаліченко П. Є. Відновлення натягу пресового з'єднання буксових вузлів рухомого складу залізниць / П. Є. Михаліченко, М. О. Костін // Залізничний транспорт України. – 2004. – № 5. – С. 47–49.
2. Михаліченко П. Є. Параметрична надійність нерухомого з'єднання буксового вузла рухомого складу з врахуванням некруглості / П. Є. Михаліченко, М. О. Костін // Залізничний транспорт України. – 2004. – № 6. – С. 47–50.
3. Михаліченко П. Є. Характер та величина зносу деталей пресового з'єднання буксового вузла вагонів // Вісник ДНУЗТ – 2005. – № 6 – С. 92–101.
4. Михаліченко П. Є. Параметрична надійність з'єднання з гарантованим натягом рухомого складу з врахуванням конусності // Залізничний транспорт України. – 2005. – № 2. – С. 71–74.
5. Костін М. О. Математична модель форму зношених деталей системи спряження «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника» / М. О. Костін, П. Є. Михаліченко // Вісник ДНУЗТ. – 2004. – Вип. 4. – С. 149–155.
6. Михаліченко П. Є. Методи восстановления натяга узла «шейка колесной пары – внутреннее кольцо подшипника» // Материалы IV международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава». – Новочеркасск. – 2003. – С. 183–184.
7. Инструкция по содержанию и ремонту узлов с подшипниками качения локомотивов и моторвагонного подвижного состава. – М.: Транспорт, 1980. – 129 с.
8. Михаліченко П. Є. Вплив структури відновлювальних шарів на міцність пресового з'єднання буксового вузла рухомого складу / П. Є. Михаліченко, М. О. Костін // Вісник ДНУЗТ. – 2006. – № 10. – С. 61–66.
9. Михаліченко П. Є. Забезпечення міцності з'єднання з гарантованим натягом електромеханічних систем // Гірничі електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2005. – Вип. 74. – С. 137–142.

Надійшла до редколегії 11.09.2006.

Ю. А. ПАНИН, В. С. КОССОВ, А. В. ТРИФОНОВ (ФГУП ВНИКТИ, Россия)

СНИЖЕНИЕ БОКОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПУТЬ КАК РЕЗУЛЬТАТ ПРИМЕНЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ЛУБРИКАЦИИ РЕЛЬСОВ

Наведені результати практичного застосування технології комбінованої лубрикації рейок.

Приведены результаты практического применения технологии комбинированной лубрикации рельсов.

The results of practical application of the technology of combined rails lubrication are presented in the article.

В настоящее время исследования в области снижения бокового воздействия на путь подвижного состава остаются наиболее востребованными железнодорожным транспортом. Актуальность проблемы определяется безопасностью движения и большими эксплуатационными расходами, связанными с износом рельсов и колес подвижного состава, а также с высокими энергетическими затратами на преодоление фрикционного сопротивления в кривых, которые являются прямыми производными от бокового воздействия подвижного состава на путь.

Вопросы ресурсосбережения в связи с ростом цен на энергоносители, рельсы и колесные пары, трудозатраты на замену рельсов и переточку колес, а также в немалой степени безопасность движения приобретают особую остроту. Для решения, возникших в связи с этим вопросов, необходимы исследования в области снижения бокового воздействия на путь подвижного состава.

Одним из эффективных направлений в рамках комплексной программы по ресурсосбережению является разработка технологии комбинированной лубрикации рельсов.

Во ВНИКТИ проводилась работа по созданию комбинированной лубрикации рельсов. Для определения эффективности комбинированной лубрикации была разработана обобщенная математическая модель «экипаж – тяговый привод – путь». Модель описывается 78 нелинейными дифференциальными уравнениями с учетом нелинейностей упругодиссипативных характеристик.

Особенностями математической модели являются: учет нелинейностей упругодиссипативных характеристик, зазоров, преднатягов, фрикционных связей с сухим трением, учет забегания точки контакта гребня колеса и рельса; колесная пара рассматривается с упругой на

кручение осью; моделирование различных коэффициентов трения обоих рельсов по кругам катания и боковым поверхностям. Комплексно учитываются практически все имеющиеся на локомотиве нелинейные связи: трение в буксовых подшипниках, зазоры в шкворневом узле, в связях кузова с тележками, в зубчатом зацеплении, фрикционное демпфирование, сухое трение и преднатяг в подвеске тягового двигателя, силы упругого скольжения колес в зависимости от трибологического состояния рельсов.

Численное моделирование движения экипажа шестиосного тепловоза осуществлялось с помощью специализированного программного комплекса «Универсальный механизм». Программный комплекс позволяет получить различные показатели динамических качеств экипажа и выполнять их статистическую обработку. Имеется возможность в процессе работы программы визуализировать силы и моменты, действующие в элементах конструкции, в пространственном представлении.

Исследование взаимодействия грузового вагона и пути проводилось на математической модели, разработанной под руководством профессора Д. Ю. Погорелова (БГТУ) и д-ра техн. наук В. С. Коссова (ВНИКТИ).

Рассмотрены три варианта трибологического состояния системы «колесо–рельс». Моделировалось движение шестиосного локомотива в режиме выбега и тяги и движение четырехосного вагона в кривой $R = 300$ м.

Вариант 1. Коэффициент трения скольжения в возможных точках контакта колесной пары с рельсами (рассматривается двухточечный контакт колеса с рельсом) одинаков и равен 0,3 (исходный вариант).

Вариант 2. Коэффициент трения скольжения в контакте между гребнем левого (по ходу движения) колеса с боковой поверхностью на-

ружного рельса равен 0,06 (смазывание гребня или рельса), в остальных точках контакта – 0,3.

Вариант 3. Коэффициент трения скольжения гребня левого колеса по боковой поверхности наружного рельса равен 0,06, на поверхности катания правого колеса по внутреннему рельсу равен 0,1, в остальных точках контакта – 0,3.

В результате проведенного компьютерного моделирования движения шестиосного тепловоза в кривой $R = 300$ м получены следующие выводы:

1. Режим выбега, колеса конические.

Рамные силы во всех трех вариантах трибологического состояния практически не меняются, так как природа рамных сил связана с силами инерции обрессоренных масс. Наблюдается лишь их незначительный рост в варианте 2 – на 5...7 %. Боковые и направляющие силы также несколько возрастают в варианте 2 против исходного варианта (на 5 %), а при смазывании еще и поверхности катания внутреннего рельса (вариант 3) они снижаются в 1,5...2 раза, в зависимости от скорости движения, так как уменьшается поперечная составляющая сил трения внутреннего колеса.

2. Режим тяги, колеса конические.

Рамные силы, боковые силы, направляющие силы в режиме тяги сохраняют тенденцию изменения, как и в режиме выбега. Вариант 2 практически не изменяет эти показатели против варианта 1. А в варианте 3 боковые силы и направляющие силы снижаются в 4–5 раз при $v = 30$ км/ч и в 1,3...1,5 раза при $v = 70$ км/ч.

При смазывании боковой поверхности наружного рельса (вариант 2) значительно (в 3 раза) уменьшаются продольные силы трения на гребнях набегających на этот рельс колес

и одновременно в 2 раза возрастают продольные силы крипа, набегającego колеса первой колесной пары, так как сила тяги в основном реализуется на поверхностях катания этого колеса.

Поперечные силы крипа на колесах движущихся по наружному рельсу изменяются незначительно до 9 %. При смазывании дополнительно поверхности катания внутреннего рельса (вариант 3) происходит в 2,5 раза суммарное по двум колесам уменьшение поперечных сил крипа на набегающей колесной паре, в 8 раз силы трения на гребне набегającego колеса. Одновременно происходит перераспределение продольных сил крипа, на первой колесной паре – увеличение продольных сил крипа на колесах, движущихся по наружному рельсу в 4 раза и уменьшение сил продольного крипа на колесах, движущихся по внутреннему рельсу в 1,5 раза.

Таким образом, появляется момент, отворачивающий колесные пары и тележку в целом от наружного рельса в кривой.

Смазывание поверхности катания внутреннего рельса по варианту 3 в 4 раза уменьшает момент сопротивления повороту тележки в кривой $R = 300$ м по сравнению с вариантом 1.

Смазывание поверхности катания рельсов приводит к снижению коэффициента трения и сцепления колес с рельсами. Как это повлияет на тяговые качества локомотива? Определим силу тяги, реализуемую каждой колесной парой и локомотивом в целом для двух вариантов (1 и 3) трибологического состояния рельсов. Сила тяги каждой колесной пары определяется как сумма продольных сил крипа и силы трения на гребне набегającego на рельс колеса. Результаты этих расчетов при скорости 30 км/ч приведены в табл. 1.

Таблица 1

Сила тяги по осям тепловоза, кН

Номер варианта	Колесная пара						Сила тяги на локомотив
	1	2	3	4	5	6	
1	35,4	36,2	36,1	34,5	35,0	36,4	213,5
3	35,1	35,6	38,7	35,3	35,7	36,4	216,8

Как видно из табл. 1, в варианте 3 получена даже несколько большая сила тяги, чем для исходного варианта. Это можно объяснить тем, что при не смазанных рельсах часть силы тяги расходуется на преодоление большего сопротивления движению локомотива в кривой.

В результате проведенного компьютерного моделирования движения четырехосного ва-

гона в кривой $R = 300$ м получены следующие выводы:

1. Наиболее эффективным вариантом смазывания рельсов в кривых участках пути является смазывание боковой поверхности наружного рельса и поверхности катания внутреннего. При снижении коэффициента трения на поверхности катания внутреннего рельса с расчетного значе-

ния 0,25 до 0,18 такой вариант смазывания позволяет снизить фактор износа колес и рельсов и боковое воздействие на путь в кривых участках пути на 36 % для грузового вагона.

2. Смазывание поверхности катания внутреннего рельса существенно влияет на величину коэффициента безопасности по всползанию колеса на рельс.

При одноточечном контакте для расчета данного коэффициента используется формула

$$\lambda = F_z / |F_y|,$$

где F_z , F_y – вертикальная и поперечная проекции суммарной силы, действующей на колесо. В случае двухточечного контакта рассчитывается как

$$\lambda = \frac{F_z \operatorname{tg} \beta_2 - \mu}{F_y \mu \operatorname{tg} \beta_2 + 1},$$

где μ – коэффициент трения; β_2 – угол между нормальной реакцией на гребне и вертикалью.

Анализ полученных результатов показывает, что смазывание поверхности катания внутреннего рельса в кривой приводит к увеличению коэффициента запаса устойчивости в 2 раза. Такой эффект наблюдается как для груженого, так и для порожнего вагонов. Причина улучшения коэффициента запаса устойчивости состоит в том, что смазывание боковой грани наружного рельса и поверхности катания внутреннего снижает поперечные силы на набегających колесах при мало изменяющейся нормальной реакции на тех же колесах.

Для проверки данных, полученных компьютерным моделированием, во ВНИКТИ был поставлен масштабный эксперимент [1].

Анализ результатов эксперимента полностью подтверждает полученную ранее высокую эффективность лубрикации по варианту III. Так, для набегającej первой оси в диапазоне скоростей 30...70 км/ч в варианте III по сравнению с исходным вариантом I боковые силы снизились по Шлюмпфу на 28...70 % и по компьютерному моделированию на 33...78 % для секции тепловоза 2ТЭ116.

Для проведения испытаний собран опытный поезд в составе секции тепловоза 2ТЭ116, вагона-лаборатории и груженого вагона с нагрузкой на ось 23,5 тс. Бандажки колес тепловоза 2ТЭ116 имели конический профиль. Заезды производились по трем вариантам:

- вариант I – оба рельса не смазаны;
- вариант II – смазана боковая поверхность головки наружного рельса;
- вариант III – смазаны боковая поверхность головки наружного рельса и поверхность катания внутреннего.

Опытные поездки осуществлялись в кривой радиусом 300 м. Кривые участки пути выбирались так, чтобы на них можно было реализовать непогашенное ускорение до 0,7 м/с². Скорости движения в кривой радиусом 300 м – 30, 50, 70 км/ч.

Оценка воздействия на путь выполнена по полуразности кромочных напряжений в подошве рельса (точечная оценка), по боковым силам, замеренным методом Шлюмпфа (интегральная оценка), и расчетным значениям боковых сил методом компьютерного моделирования [2].

Для смазывания боковой поверхности наружного рельса в кривой применялась рельсовая смазка РС-6 «В», для смазывания поверхности катания внутреннего рельса – модификатор трения МТ-2, разработанный для применения в технологии комбинированной лубрикации рельсов. Смазочные покрытия наносились по всей длине тензометрического участка.

Для определения коэффициента трения на боковой поверхности головки наружного и поверхности катания внутреннего рельсов использовался специально разработанный трибометр [3].

Результаты измерений коэффициента трения приведены в табл. 2.

Таблица 2

Место измерения коэффициента трения	Вариант I	Вариант II	Вариант III
Боковая поверхность головки наружного рельса	0,3...0,35	0,06...0,08	0,06...0,08
Поверхность катания внутреннего рельса	0,25...0,3	0,25...0,3	0,18...0,2

По результатам испытаний по воздействию на путь вагона с нагрузкой на ось 23,5 тс получены данные о том, что комбинированная лубрикация снижает боковое воздействие на путь в 4,5 раза при скорости 30 км/ч и на 17 % при скорости 70 км/ч.

Результаты экспериментальных исследований применения комбинированной лубрикации рельсов позволяют сделать следующие основные выводы:

1. Экспериментальные исследования бокового воздействия тепловоза и груженого вагона на путь подтвердили результаты компьютерного моделирования. Получена удовлетворительная сходимость результатов – разница не превышает 15 %.

2. Ходовые динамические и по воздействию на путь испытания четырехосного вагона показали, что при нанесении смазки одновременно на боковую поверхность наружного рельса и на поверхность катания внутреннего рельса по сравнению с вариантом на несмазанных рельсах боковые силы снижаются в 4,5 раза при скорости 30 км/ч и на 17 % при скорости 70 км/ч.

3. Ходовые динамические и по воздействию на путь испытания шестиосного тепловоза показали, что при нанесении смазки одновременно на боковую поверхность наружного рельса и на поверхность катания внутреннего рельса для экипажей с трехосными тележками для набегавшей первой оси в диапазоне скоростей 30...70 км/ч по сравнению с вариантом на несмазанных рельсах боковые силы снижаются на 28...70 %.

На основании положительных результатов теоретического и экспериментального исследований эффективности комбинированной лубрикации рельсов, по заказу ОАО «РЖД», разработаны технические решения на рельсосмазыватель комбинированный для грузовых локомотивов ВЛ10, ВЛ80 и на рельсосмазыватель вагонный для работы в составе поезда и изготовлены опытные образцы рельсосмазывателей (рис. 1).



Рис. 1. Электровоз оборудованный рельсосмазывателем

Для комбинированной лубрикации, совместно с ООО «КГП» (г. Воскресенск, Моск. обл.), были разработаны 8 видов смазочных покрытий. Ускоренные испытания смазочных покрытий проводились на машине трения СМЦ-2 по типу диск–диск.

Так как лабораторные испытания имеют сравнительный характер, то базой для сравне-

ния выбраны смазочные покрытия РС-6 «В» и РС-6 «Ву», поскольку известна их износостойкость проверенная многолетней эксплуатацией рельсосмазывателей конструкции ВНИТИ. Износостойкость этих смазочных покрытий определялась на полигонах эксплуатации рельсосмазывателей конструкции ВНИТИ с помощью трибометра и составляет 3500 осей колесных пар у смазочного покрытия РС-6 «В» и 4500 осей колесных пар у смазочного покрытия РС-6 «Ву» (рис. 2).

Сравнивая результаты лабораторных испытаний опытных образцов смазочных покрытий относительно смазочных покрытий РС-6«В» и РС-6«Ву», можно определить примерную износостойкость каждого опытного образца. Так, например, износостойкость смазочного покрытия РС-6«В» в 3500 осей колесных пар соответствует 42 минутам работы образцов на машине трения СМЦ-2.



Рис. 2. Технология комбинированной лубрикации рельсов

В процентном пересчете износостойкость смазочного покрытия РС-6 «Ву» на машине трения должна составлять около 54 минут работы, что и было подтверждено лабораторными исследованиями.

На основании полученных данных определена износостойкость для остальных образцов смазочных покрытий. Для подтверждения результатов износостойкости смазочных покрытий полученных на машине трения СМЦ-2, были проведены полигонные испытания модификатора трения МТ-2, с предполагаемой износостойкостью 300 осей колесных пар. Проведенный эксперимент на полигоне ВНИТИ, с применением трибометра, подтвердил правильность метода ускоренных испытаний смазочных покрытий, на машине трения СМЦ-2: модификатор трения МТ-2 имеет износостойкость 300 осей колесных пар с коэффициентом трения не ниже $\phi = 0,18$.

По результатам ускоренных испытаний опытных образцов для комбинированной лубрикации рельсов отобраны и рекомендованы к применению наиболее оптимальные по износостойкости смазочные покрытия: МТ-2 – моди-

фикатор с износостойкостью 300 осей с коэффициентом трения не ниже $\varphi = 0,18$; РС-6 «В2У» – лубрикант с износостойкостью 5700 осей с коэффициентом трения не ниже $\varphi = 0,06$.

Применение локомотива, оборудованного рельсосмазывателем и выполняющим одновременно перевозочную работу и лубрикацию, позволит снизить эксплуатационные расходы на 1,78 млн руб./год.

Экономия годовых эксплуатационных расходов складывается из:

1. Экономии от уменьшения выхода рельсов по боковому износу 329,6 тыс. руб.;

2. Экономии затрат на обточки колесных пар локомотивов 337,5 тыс. руб.;

3. Экономии локомотивами энергоресурсов на тягу поездов за счет снижения сопротивления движению поездов 1115,5 тыс. руб. Затраты на оборудование локомотива рельсосмазывающим устройством составляют 650 тыс. руб.

Срок окупаемости потребных инвестиций без учета снижения количества обточек вагонных колес – 6 месяцев.

Выводы

Результаты представленных в работе исследований позволяют сделать следующие основные выводы:

1. Теоретическими исследованиями научно обосновано снижение бокового воздействия подвижного состава на путь применением комбинированной лубрикации рельсов за счет перераспределения продольных сил крипа по колесам таким образом, что создается момент, отворачивающий колесные пары от наружного рельса, и тележку в целом, и уменьшаются суммарные поперечные силы крипа колесных пар.

2. Результаты моделирования показали, что смазывание боковой поверхности наружного рельса и поверхности катания внутреннего рельса дает:

- снижение бокового воздействия на путь локомотива при низкой скорости движения: до 40 % при колесах с коническим профилем, а вагона при низкой скорости движения – на 36 % при колесах с коническим профилем;

- повышение величины коэффициента безопасности порожнего вагона по всползанию на рельс в два раза;

- уменьшение углов набегания направляющих колесных пар локомотива на 3...4 %;

- уменьшение фактора износа по удельной работе сил трения на гребнях направляющих колес локомотива: в 11 раз при $v = 70$ км/ч и в 4,1 раза при $v = 70$ км/ч;

- уменьшение удельной работы сил трения на гребне набегающего колеса первой колесной пары вагона 60...20,8 кДж, а суммарная работа уменьшится 89...57,6 кДж или в относительных величинах на 35 %.

3. Натурные испытания показали, что при нанесении смазки одновременно на боковую поверхность наружного рельса и на поверхность катания внутреннего рельса для экипажей с трехосными тележками для набегающей первой оси в диапазоне скоростей 30...70 км/ч по сравнению с исходным вариантом боковые силы снижаются на 28...70 %. Комбинированная лубрикация снижает боковое воздействие на путь груженого вагона в 4,5 раза при скорости 30 км/ч и на 17 % при скорости 70 км/ч.

Получена удовлетворительная сходимость результатов компьютерного моделирования и натурального эксперимента, расхождение не превышает 15 %.

4. По результатам компьютерного моделирования и натурных испытаний определены рациональные значения коэффициентов трения на контактных поверхностях головок рельсов, которые составляют на боковой грани наружного рельса – $\varphi = 0,06...0,15$, а на поверхности катания внутреннего рельса – $\varphi = 0,18...0,25$.

5. Разработаны и внедрены на Московской ж. д. рельсосмазыватели на базе локомотива и вагона для работы в составе поезда с применением технологии комбинированной лубрикации.

6. Рекомендованы к применению в технологии комбинированной лубрикации рельсов разработанные смазочные покрытия, прошедшие лабораторные и полигонные испытания: МТ-2 – модификатор с износостойкостью 300 осей с коэффициентом трения не ниже $\varphi = 0,18$; РС-6 «В2У» – лубрикант с износостойкостью 5700 осей с коэффициентом трения не ниже $\varphi = 0,06$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Панин Ю. А. Снижение бокового воздействия на путь как результат применения комбинированной лубрикации / Ю. А. Панин, В. С. Коссов, А. В. Трифонов // Исследование узлов и агрегатов подвижного состава: Труды ВНИКТИ, – Коломна, – 2005, – Вып. 85. – С. 153–160.
2. Панин Ю. А. Методы оценки воздействия колес подвижного состава на путь // Труды ВНИКТИ, Коломна, 2003, – Вып. 82, – С. 170–179.
3. Патент на изобретение. № 2220410 РФ В61К 13/00 Трибометр / Пузанов В. А., Добрынин Л. К., Коссов В. С., Панин Ю. А., Халявин В. С., Гапченко В. Н., Чижигов А. Н. Приоритет 25.09.2002. Оpubл. 27.12.2003. Бюл. № 36.

Поступила в редколлегию 16.11.2006.

ОПТИМИЗАЦИЯ УСТРОЙСТВ ОСУШКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА В ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Запропоновано формалізоване рішення оптимізації пристроїв осушення стислого повітря для рухомого складу залізниць за допомогою математичної моделі роботи системи «компресорна установка – засоби очищення та осушення стислого повітря – головні резервуари – локомотив – поїзд».

Предложено формализованное решение оптимизации устройств осушки сжатого воздуха для подвижного состава железных дорог с помощью математической модели работы системы «компрессорная установка – средства очистки и осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд».

Formalized solution of optimizing the devices of compressed air drying for railway rolling stock has been offered with the use of mathematical model of operating the system «compressor unit – compressed air purification and drying devices – main reservoirs – locomotive – train».

Одним из основных факторов, определяющих надежность подвижного состава железных дорог и безопасность движения на железнодорожном транспорте, является безотказная работа его пневматического оборудования и функционирование тормозов. Во многом это зависит от чистоты сжатого воздуха и, в первую очередь, от степени его осушки.

По данным ВНИИЖТ, ежегодно на каждой дороге происходит 60...100 случаев «перемерзания» пневматической и тормозной магистралей и до 200 отказов тормозного оборудования, производится более 100 неплановых ремонтов кранов машиниста из-за попадания влаги под золотник, повышается трудоемкость плановых ремонтов, снижаются сроки эксплуатации узлов пневмоавтоматики тягового подвижного состава железных дорог [8].

Низкое качество сжатого воздуха в вагонном хозяйстве железных дорог приводит к значительным экономическим потерям:

- сокращение межремонтных сроков обслуживания тормозного оборудования грузовых и пассажирских вагонов;
- сужение в зимний период проходных сечений в напорной и тормозной магистралах поезда. Из-за их обледенений (даже не приводящих к полному «перемерзанию» магистралей) увеличивается время отпуска тормозов в хвостовой части состава. Это один из факторов, повышающих вероятность обрыва автоцепок;
- замерзание дроссельных отверстий воздухораспределителей, приводящему к «неотпуску» тормозов отдельных вагонов и юзу,

следствием чего является образование «ползунов» и «наваров». Это, в свою очередь, приводит к «горению» буксовых узлов. По данным Уральского института железнодорожного транспорта 70 % неплановых остановок поездов произошло из-за нагрева букс, из которых в 50 % случаев на колесах обнаруживались ползуны или их следствие – неравномерный прокат.

Анализ распределения брака по месяцам на железнодорожной сети ОАО «РЖД» показал, что 70...75 % брака, связанного с работой пневмотормозов, приходится на зимнее время. На железнодорожной сети промышленных предприятий положение еще более усугубляется менее ответственным отношением персонала к регламентным работам.

Из вышесказанного следует, что во избежание экономических потерь, качество сжатого воздуха должно обеспечивать решение следующих технических задач:

- практическое отсутствие коррозии внутренних поверхностей труб, резервуаров и узлов автоматики. Обеспечение работы резино-технических изделий, применяемых в тормозном оборудовании и узлах пневмоавтоматики, и периодичности плановых ремонтов тормозного оборудования не менее четырех лет в соответствии с «Комплексной программой реорганизации развития отечественного локомотиво- и вагоностроения ... на период 2001–2010 гг.»;
- предотвращение замерзаний конденсата в напорной магистрали и кране машиниста, в тормозной магистрали и дроссельных отверстиях воздухораспределителей, в узлах пневмоавтоматики тягового подвижного состава и путевых машин.

В настоящее время нет специальных требований качеству сжатого воздуха пневматических и тормозных систем подвижного состава железных дорог. Общепромышленные отечественные (ГОСТ 17433) и международные (ISO 8573-1) стандарты не в полной мере удовлетворяют условиям эксплуатации подвижного состава российских железных дорог.

Расчеты показывают, что для защиты главных резервуаров и пневматических магистралей от влажной коррозии ($\text{Fe}(\text{OH})_3$) температура точки росы сжатого воздуха должна быть не менее чем на 10°C ниже температуры окружающей среды. Для полного вероятностного предотвращения замерзания конденсата в пневмоавтоматике и тормозных приборах, в том числе в калиброванных отверстиях воздухораспределителей при разовом опробовании пневмотормозов при ночных заморозках или дневных оттепелях, температура точки росы сжатого воздуха должна быть не менее чем на $5\ldots 12^\circ\text{C}$ ниже температуры окружающей среды, в зависимости от давления воздуха в главных резервуарах.

Для неглубокого осушения сжатого воздуха в общепромышленной технике находят применение методы, основанные на конденсации паробразной влаги и удалении сконденсировавшейся воды:

- рефрижераторный метод;
- метод контактного отделения сконденсировавшейся влаги;
- метод удаления сконденсировавшейся влаги циклонами и вихревыми трубами.

Применяются также и методы глубокой осушки:

- адсорбционный;
- мембранный;
- абсорбционный;
- вымораживанием;
- предварительной высокой компрессии.

В настоящее время на транспортных средствах, для обеспечения качественного, без капельной влаги, сжатого воздуха, за рубежом и в странах СНГ (к сожалению, в меньших масштабах) нашли применение, в основном короткоцикловые, установки с безнагревным циклом регенерации в двух – и одноадсорберном исполнении. Появились публикации о применении мембранных осушки на большегрузных автомобилях.

Установка средств глубокой осушки сжатого воздуха, имеющих собственное сопротивление и расходы сжатого воздуха, оказывает воздействие на характеристики (показатели) работы компрессорного оборудования и всей системы «компрессорная установка – средства очистки и осушки

сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд». В то же время изменяющиеся во времени характеристики вышеуказанной системы, такие как давление, температура, влагосодержание и расходы потока сжатого воздуха, а также циклы подачи компрессоров влияют на выходные характеристики средств осушки.

В настоящее время вопросы принятия технических решений по осушке сжатого воздуха решаются на основе субъективного анализа.

В то же время современный уровень развития техники требует, чтобы поиск оптимальных технических решений осуществлялся формализовано, с наименьшим влиянием субъективного фактора. Это в полной мере относится и к задаче выбора оптимального устройства осушки сжатого воздуха для тормозных систем подвижного состава железных дорог.

Данная проблема может быть сведена к решению многоцелевой задачи выбора.

Математическая модель работы системы «компрессорная установка – средства очистки и осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд». Для решения этой задачи разработана математическая модель системы «компрессорная установка – средства очистки и осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд», расчетная схема которой показана на рисунке.

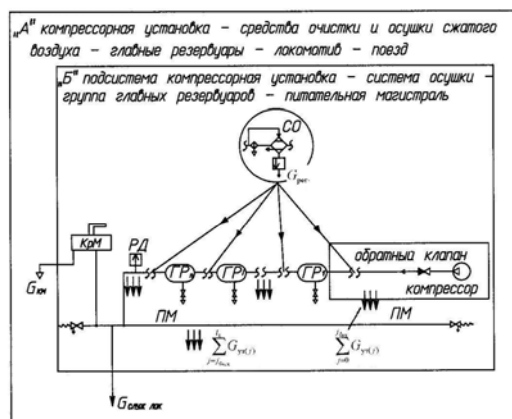


Рис. Расчетная схема к математической модели «компрессорная установка»

Для моделирования процессов, происходящих в этой сложной системе, используется известный метод, заключающийся в том, что сложную систему заменяют несколькими более простыми.

В системе «компрессорная установка – средства очистки и осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд» (область «А» вся область рисунка) выделяется подсистема

«компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль» (область «Б» рисунка). Возможные места установки осушки сжатого воздуха обозначены стрелками, исходящими из области «СО».

Внешними воздействиями на эту подсистему являются:

- температура, давление и влажность воздуха в районе компрессора и системы осушки;
- температура, давление и влажность воздуха в районе напорного трубопровода и главных резервуаров;
- расход воздуха через кран машиниста $G_{км}$ (см. рисунок);
- расходы воздуха на подачу песка, обеспечение работы свистка, тифона и другие разовые расходы ($G_{служ\ лок}$ – см. рисунок).

В общем виде подсистема «компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль» (см. рисунок) состоит из:

- компрессора, подающего воздух в группу главных резервуаров и работающего в повторно-кратковременном режиме по сигналу регулятора давления (РД) (см. рисунок), расположенного, как правило, после последнего главного резервуара. Регулятор давления (как правило, АК-11БУЗ или ДЕМ 102-1-02-2 ТУ25-7301.0029-88 при электрическом приводе или ЗРД ТУ24.04.764-80 при механическом и гидромеханическом приводе) через систему управления регулирует производительность компрессора в соответствии с ГОСТ 10393. «Регулирование производительности компрессора должно быть автоматическим с периодическим прекращением подачи воздуха путем остановок или перевода в режим холостого хода. Диапазон регулирования давления (избыточного – примечание автора) в напорной магистрали (главных резервуарах)» [6] устанавливается «7,5...9,0 кгс/см²» «на электровозах и тепловозах, имеющих компрессор с электроприводом... на остальных тепловозах 7,5...8,5 кгс/см² или 7,5...9,0 кгс/см²», «на автомотрисе АЧ2 7,5...9,0 кгс/см²», «на электропоездах и дизель-поездах 6,5... 8,0 кгс/см²» [7];
- напорного трубопровода, характеризующегося резкими поворотами и соединяющего компрессор, главные резервуары, питательную магистраль (ПМ – см. рисунок) и кран машиниста (КрМ – см. рисунок);
- запорной арматуры (краны и обратные клапаны);
- устройств очистки и осушки сжатого воздуха (СО – см. рисунок), которые могут иметь непостоянные во времени расходы сжатого воздуха.

Подсистема («Б» – см. рисунок) характеризуется собственными расходами (дискретными утечками) сжатого воздуха, рассредоточенными по длине напорного трубопровода и питательной магистрали. Их регламентирует НБ ЖТ ЦТ 02-98 «Тепловозы. Нормы безопасности» и «Инструкция по техническому обслуживанию, ремонту и испытанию тормозного оборудования локомотивов и мотор-вагонного подвижного состава» ЦТ-533. В соответствии с этими нормативными документами утечки, характеризующие «плотность питательной сети» не должны быть больше 0,0012...0,0013 м³/с, в зависимости от объема главных резервуаров. Необходимо отметить, что в эту величину входит собственное потребление воздуха локомотивом на нулевой позиции контроллера машиниста, которое должно обеспечиваться отбором воздуха после последнего главного резервуара, а также утечки по линии: питательная магистраль – обратный клапан – питательный резервуар – реле давления – тормозные цилиндры (на рисунке не показана).

Из работ по неизотермическому течению газов известно, что при исследовании движения любой сплошной среды, в том числе и газов, необходимо составить уравнения, основанные на законах сохранения массы, импульса и энергии [1].

Для любого объема V , ограниченного замкнутой поверхностью σ для газа, не претерпевающего фазовых переходов можно записать уравнение потока массы [1; 2]

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \rho dV + \int_{\sigma} \rho \omega_n d\sigma = 0 \sqrt{b^2 - 4ac}, \quad (1)$$

где τ – время; ω_n – проекция вектора скорости в точке на направление внешней нормали к ограничивающей поверхности; ρ – плотность газа.

Уравнение потока импульса [1; 2], определяющее потери давления в системе:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \rho \omega dV + \int_{\sigma} \rho \omega \omega_n d\sigma = \int_V \rho a dV + \int_{\sigma} P_n d\sigma, \quad (2)$$

где a – вектор ускорения внешних массовых сил; P_n – вектор напряжения внешних массовых сил.

Уравнение энергии [1; 2] без учета фактора фазового перехода (конденсация и сублимация водяных паров), определяющее поле температур:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \rho E dV + \int_{\sigma} \rho E \omega_n d\sigma = \\ = \frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \rho a \omega dV + \int_{\sigma} P_n \omega d\sigma + Q, \quad (3) \end{aligned}$$

где E – полная удельная энергия; Q – количество тепла, подведенное к объему V .

Составим уравнение потока массы для системы «компрессорная установка – средства очистки и осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд». Для удобства параметры, являющиеся «внутренней принадлежностью» подсистемы «компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль» (область «В» рисунка), помещаются в левую часть уравнений. Параметры, являющиеся внешними воздействиями на подсистему «компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль» – в правую часть уравнений (5) и (7). Расчет будем вести отдельно по сухому сжатому воздуху и водяному пару, учитывая, что давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений сжатого воздуха и водяного пара с учетом их коэффициентов активности в смеси. В уравнении потока водяного пара необходимо учесть возможность его конденсации или сублимации. Зададим характеристики системы осушки (СО – см. рисунок):

- сопротивление потоку (перепад давления) в зависимости от расхода и давления воздуха;
- ожидаемую характеристику по осушению сжатого воздуха;
- расходы воздуха для обеспечения осушки (на регенерацию при применении адсорбционной осушки или расходы на редуцированный поток при применении мембранной осушки или расходы на сброс конденсата при других методах осушки);
- длину и свободный объем (без учета объема адсорбента или материала мембран).

Ось x (на рис. не показана) с началом координат в точке выхода сжатого воздуха из компрессора направляется вдоль оси трубопровода. Координата на входе в кран машиниста обозначается L (на рис. не показана).

В уравнении приняты следующие обозначения:

- $\xi_{\text{вх}}$ и $\xi_{\text{исх}}$ соответственно сечения на входе и выходе из слоя адсорбента (или на входе и выходе из мембранной осушки);
- индексы пар и сух.воз относятся соответственно к парообразной составляющей воды и сухому воздуху.

С учетом вышесказанного давление влажного воздуха:

$$P_{\text{вл.воз}} = P_{\text{сух.воз}} \cdot \gamma_{\text{сух.воз}} + P_{\text{пар}} \cdot \gamma_{\text{пар}}, \quad (4)$$

где γ – коэффициент активности компонента в смеси.

Тогда уравнения потока массы для системы, показанной на рисунке, примут следующий вид.

Уравнение потока массы сухого воздуха

$$\begin{aligned} f(Q) \cdot G_{\text{к-сух.воз}} - \frac{\partial}{\partial \tau} \int_0^{\xi_{\text{вх}}} \rho_{\text{сух.воз}} \cdot S(x) dx - \\ - \left[\sum_{j=0}^{\xi_{\text{вх}}} G_{\text{ут-сух.воз.}(j)} \right] - \frac{\partial}{\partial \tau} \int_{\xi_{\text{вх}}}^{\xi_{\text{исх}}} \rho_{\text{сух.воз}} \cdot S(x) dx - \\ - f(P) \cdot G_{\text{рег.сух.воз}} - \frac{\partial}{\partial \tau} \int_{\xi_{\text{исх}}}^L \rho_{\text{сух.воз}} \cdot S(x) dx + \\ + \left[\sum_{j=\xi}^{j_L} G_{\text{ут-сух.воз.}(j)} \right] = G_{\text{служ.лок.сух.воз}} + G_{\text{км-сух.воз}}, \quad (5) \end{aligned}$$

где $f(Q)$ – специальная функция, численное значение которой находится в пределах $0 \dots 1$, отражающая подачу компрессором сжатого воздуха. При отключенном компрессоре $f(Q) = 0$. При работе компрессора на номинальном режиме $f(Q) = 1$;

$f(P)$ – специальная функция, численное значение которой находится в пределах $0 \dots 1$, отражающая расход сжатого воздуха на осушку. В периоды отсутствия расходов воздуха на регенерацию (осушку) $f(P) = 0$. При регенерации (осушке) на номинальном режиме $f(P) = 1$;

$G_{\text{к-сух.воз}}$ – массовая производительность компрессора по сухому воздуху; $S(x)$ – площадь поперечного сечения трубопроводов, главных резервуаров. В адсорберах $S(x)$ – эквивалентная площадь поперечного сечения, равная отношению свободного объема адсорбера к его длине; $G_{\text{рег-сух.воз}}$ – массовый расход воздуха на регенерацию (осушку);

$\left[\sum_{j=0}^{\xi_{\text{вх}}} G_{\text{ут-сух.воз.}(j)} \right]$ – суммарный массовый расход сухого воздуха, вызванный утечками на линии от компрессора до сечения на входе в слой адсорбента (или на входе в мембранную осушку);

$\left[\sum_{j=\xi_{\text{исх}}}^{j_L} G_{\text{ут-сух.воз.}(j)} \right]$ – суммарный массовый расход сухого воздуха, вызванный утечками на линии от выхода из адсорбера до сечения на вхо-

де в кран машиниста и собственными расходами подсистемы «компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль»;

$$\rho_{\text{сух.воз}} = \frac{p_{\text{сух.воз}}}{z_{\text{сух.воз}} \cdot R_{\text{сух.воз}} \cdot T} \quad (6)$$

где $p_{\text{сух.воз}}$ – парциальное давление сухого воздуха; $z_{\text{сух.воз}}$ – коэффициент «неидеальности» сухого воздуха; $R_{\text{сух.воз}}$ – газовая постоянная сухого воздуха; T – абсолютная температура воздуха.

Уравнение потока массы водяного пара:

$$\begin{aligned} f(Q) \cdot G_{\text{к.пар}} - \frac{\partial}{\partial \tau} \int_0^{x_{\text{вх}}} \rho_{\text{пар}} \cdot S(x) dx - \\ - \left[\sum_{j=0}^{j_{\text{вх}}} G_{\text{ут.пара.}(j)} \right] - \frac{\partial m_{V_{\text{вх}} \text{ H}_2\text{O}}}{\partial \tau} - \\ - \frac{\partial m_{\text{адср}}}{\partial \tau} - \frac{\partial}{\partial \tau} \int_{x_{\text{вх}}}^{x_{\text{исх}}} \rho_{\text{пар.вых}} \cdot S(x) dx - \\ - f(P) \cdot G_{\text{рег.пара}} - \int_{x_{\text{исх}}}^L \rho_{\text{пар.вых}} \cdot S(x) dx - \\ - \left[\sum_{j=j_{\text{исх}}}^{j_L} G_{\text{ут.пара.}(j)} \right] = G_{\text{служ лок. пар}} + G_{\text{км.пар}}, \quad (7) \end{aligned}$$

где $\partial m_{V_{\text{вх}} \text{ H}_2\text{O}}$ – приращение массы жидкой или твердой (лед) воды в объеме до системы осушки, происходящее вследствие конденсации или сублимации водяного пара; $\partial m_{\text{адср}}$ – приращение массы адсорбированных паров воды в слое адсорбента (или диффундировавшей из потока парообразной воды при применении мембранных картриджей) в системе осушки; $\rho_{\text{пар.вых}}$ – плотность водяного пара на выходе из системы осушки; $\rho_{\text{пар}}$ – плотность водяного пара

$$\rho_{\text{пар}} = \frac{p_{\text{пар}}}{z_{\text{пар}} \cdot R_{\text{пар}} \cdot T}, \quad (8)$$

где $z_{\text{пар}}$ – коэффициент «неидеальности» водяного пара. В реальных условиях пневматических систем $z_{\text{пар}} \approx 1$

$$p_{\text{пар}} = p_c \cdot \Phi,$$

p_c – давление водяных паров, при котором начинается конденсация (сублимация);

$$p_{\text{пар}} \leq p_c, \quad p_c = p_n \quad \text{при} \quad T \geq 273,15 \text{ K}$$

$$p_{\text{пар}} \leq p_c, \quad p_n \leq p_c \leq p_n \quad \text{при} \quad T \leq 273,15 \text{ K},$$

где p_n – давление насыщенных водяных паров относительно плоской поверхности воды; p_n – давление насыщенных водяных паров относительно плоской поверхности льда при температурах ниже 273,15 K (0 °C).

Решения уравнений (2) и (3) для нестационарного течения сжимаемой жидкости в трубопроводах опубликованы и «имеют довольно громоздкий вид» [3], поэтому в объеме данной статьи не приводятся.

Следует отметить, что потери давления, которые можно определить из уравнения (2), на линии обратный клапан – кран машиниста на современных локомотивах не превышают 0,01 МПа, т. е. при учете только местных сопротивлений на линии компрессор – кран машиниста погрешность определения давлений не превышает 1 %. Для более точных расчетов возможно использование широко применяемой в гидравлических расчетах формулы Дарси–Вейсбаха.

Нахождение действительного поля температур (3) в напорном трубопроводе и главных резервуарах является сложной технической задачей. Положение усугубляется еще и тем, что коэффициент теплоотдачи от стенок резервуаров и трубопроводов к атмосферному воздуху, в значительной мере определяющий коэффициент теплопередачи, зависит от скорости движения поезда, наличия и скорости ветра, осадков и других атмосферных явлений. В то же время при задании внешних атмосферных условий и принятии допущения о стационарности потока на участке интегрирования применение известной формулы Шухова оправдано и дает результаты достаточно точные для проводимых исследований.

У современных винтовых компрессоров, имеющих встроенный концевой холодильник, температура сжатого воздуха не превышает окружающую более чем на 15 °C.

При расчете характеристик системы «винтовая компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль» погрешности определения действительного поля температур минимизируются.

Система уравнений (4), (5), (6), (7), (8) с учетом известных формул Дарси–Вейсбаха и Шухова при условии задания функций $f(Q)$, $f(P)$ и характеристик системы осушки является замкнутой. Варианты расчета системы проводятся при различных внешних воздействиях, обусловленных атмосферными условиями и различными длинами поездов.

Выбор оптимального устройства осушки сжатого воздуха для тормозных систем подвижного состава железных дорог. Для выбора оптимального компрессорного оборудования с устройством осушки сжатого воздуха для тормозных систем подвижного состава железных дорог (подсистема «компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль») можно предложить следующий алгоритм выбора.

На первом этапе формируется главная в иерархическом порядке цель. Ее можно сформулировать таким образом: выбранное компрессорное оборудование должно в любых условиях обеспечивать потребность в качественном сжатом воздухе тормозной системы поезда, т. е. безопасность движения.

На этом этапе с помощью известных зависимостей определяются минимальная производительность компрессоров и их количество, минимальный объем главных резервуаров и предполагаемые средства очистки и осушки сжатого воздуха. Создается множество возможных решений E_i , каждое из которых является определенным сочетанием выбранных характеристик оборудования и алгоритмов работы.

Далее выбор оптимального технического решения проводится в соответствии с «алгоритмом многокритериальной оптимизации», изложенным в работе [5].

1. Разрабатывается «математическая модель исследуемой системы», аналогичная приведенной выше.

В качестве параметров данной модели автором настоящей статьи приняты:

- производительность компрессорной установки (G_k);
- возможные характеристики регулирования компрессорной установки ($f(Q)$);

$$– \text{объем главных резервуаров } \left(\int_0^L S(x) dx \right);$$

$$– \text{геометрические размеры системы осушки } \left(\int_{x_{\text{вх}}}^{x_{\text{исх}}} S(x) dx \right);$$

– возможные характеристики регулирования системы осушки ($f(P)$);

– сопротивление системы осушки ($p_{\text{вх}} - p_{\text{исх}}$);

– степень осушки сжатого воздуха (комплексный показатель, основанный на паспортных или предполагаемых характеристиках системы осушки в зависимости от температуры, давления и влагосодержания сжатого воздуха). На основе степени осушки рассчитываются с помощью известных термодинамических зависимостей взаимозависимые параметры $\left(\frac{\partial m_{\text{адср}}}{\partial \tau} \right)$ и $\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{пар.вых}}} \right)$.

Практически все из вышеуказанных параметров могут находиться в пределах технологических допусков настроек и состояния оборудования. Данные допуски необходимо учитывать при расчете вариантов с помощью математической модели.

В качестве «критериев качества», приняты:

- давление на выходе из компрессора, или отношение давления на выходе из компрессора к максимально допустимому по ТУ на компрессор;
- минимальное давление в главных резервуарах (перед краном машиниста) в режиме отпуска;
- потребляемая мощность компрессорной установки с системой осушки (производная величина от давления на выходе из компрессора и его паспортных данных);
- продолжительность включения компрессора;
- частота пусков компрессора (мотор-компрессора);
- максимальная продолжительность цикла нагнетания (в отдельных случаях минимальная продолжительность цикла нагнетания в качестве заградительного ограничения);
- температура точки росы сжатого воздуха (разность между температурой точки росы сжатого воздуха и температурой окружающей среды);
- другие важные характеристики, влияющие на надежность подвижного состава и его отдельных узлов.

Каждый из критериев качества может иметь заградительные ограничения, при нарушении которых вариант сочетания параметров устанавливаемого оборудования считается неприемлемым.

2. Для каждого варианта внешних условий «задается матрица параметров» [5].

3. По математической модели рассчитываются критерии качества. Варианты, при которых нарушаются заградительные ограничения, отбрасываются.

4. Находятся «недоминируемые столбцы в матрице критериев качества» и «соответствующие им недоминируемые решения» [5].

При покупке готовых устройств осушки сжатого воздуха выбор оптимального решения осуществляется из «множества недоминируемых».

При создании устройств осушки сжатого воздуха, например, адсорбционных, по каждому из недоминируемых решений определяются условия работы системы осушки (давление, температура, влагосодержание и расходы потока сжатого воздуха на входе в систему осушки, а также циклы подачи компрессоров).

Решается вторая в иерархическом порядке цель – создание оптимальной системы осушки сжатого воздуха. Выделяется подсистема СО (см. рисунок).

На базе математической модели работы адсорбционной системы осушки сжатого воздуха, которая будет опубликована позднее, рассчитываются варианты устройств осушки сжатого воздуха.

Достоинством предложенной математической модели является возможность просчитать входные характеристики сжатого воздуха на всех возможных режимах работы локомотива с поездами различной длины. Аналогичные принципы расчета использовались автором для создания системы осушки на автомотрисе АЧ-2.

В то же время предложенная математическая модель полезна не только для оптимизации устройств осушки сжатого воздуха, но и при расчетах необходимого компрессорного оборудования. Она была опробована при создании электровоза переменного тока ВЛ40П [9].

Примененный метод оптимизации и разработанная математическая модель системы «компрессорная установка – средства очистки и

осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд» могут быть использованы для проектирования новых и модернизации эксплуатируемых локомотивов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Васильев О. Ф. Неизотермическое течение газа в трубах / О. Ф. Васильев, Э. А. Бондарев, А. Ф. Воеводин, М. А. Каниболотский. – Новосибирск: Наука. 1978. – 128 с.
2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. 1973. – 847 с.
3. Чарный И. А. Основы газовой динамики. – М.: Гостоптехиздат. 1961. – 200 с.
4. Иноземцев В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава. – М.: Транспорт. 1979. – 424 с.
5. Алейников И. А. Практическое использование пакета Mathcad при решении задач. – М.: РГОТУПС. 2002. – 114 с.
6. ГОСТ 10393-99 Компрессоры воздушные поршневые для тягового подвижного состава. Общие технические условия.
7. Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава железных дорог ЦТ-ЦВ-ЦЛ-ВНИИЖТ/277. – М.: Трансinfo, 2002. – 160 с.
8. Шарунин А. А. Повышение качества сжатого воздуха в пневмосистеме локомотива / А. А. Шарунин, Ю. И. Головач // Сб. научн. тр. ВНИИЖТа. – М.: Транспорт, 1989, – С. 109–116.
9. Редин А. Л. Выбор производительности и алгоритмов работы компрессорных установок электровозов на основе моделирования работы компрессоров в режиме реального времени. А. Л. Редин, А. И. Запольский, А. А. Фонин, Н. Ф. Мохов // Труды ВНИКТИ. – Коломна, 2004, – Вып. 83, – С. 120–128.

Поступила в редколлегию 12.11.2006.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ РАЗДЕЛЕНИЯ ОТЦЕПОВ НА СТРЕЛКАХ

Досліджені залежності інтервалів між відцепами на розділових стрілках від режимів гальмування відцепів состава. Встановлено умови, за яких менший інтервал в групі з трьох відцепів досягає максимуму, та розроблена методика пошуку відповідних режимів гальмування.

Исследованы зависимости интервалов между отцепами на разделительных стрелках от режимов торможения отцепов состава. Установлены условия, при которых меньший интервал в группе из трех отцепов достигает максимума, и разработана методика поиска соответствующих режимов торможения.

The dependence of intervals on the separating switches from cuts braking modes is explored. There were found out the circumstances under which the shortest interval reaches its maximum and this technique is presented.

Сортировочные горки являются одним из основных потребителей энергии на станциях. Поэтому в современных условиях эксплуатации, характеризующихся снижением объемов переработки вагонов, целью оптимизации режимов торможения становится сокращение затрат топлива и электроэнергии на расформирование составов и ликвидацию неразделений отцепов при условии обеспечения требований прицельного регулирования их скорости. Решение указанной задачи может выполняться с помощью итерационного метода [1], основанного на многократном решении задачи оптимизации режимов торможения в отдельных группах отцепов состава. Исследование условий разделения отцепов на стрелках позволит сузить область поиска оптимальных режимов торможения и разработать более эффективные оптимизационные алгоритмы. В этой связи целью данной статьи является поиск функциональной связи между режимами торможения и интервалами на разделительных элементах.

В результате исследований [2] установлено существование области допустимых режимов торможения (ОДР), каждый режим которой $\mathbf{h} = \{h', h''\}$ обеспечивает требования прицельного регулирования, т. е. докатывание отцепа до точки прицеливания с допустимой скоростью. Поэтому для обоснованного выбора оптимального режима торможения отцепа необходимо исследовать характер изменения величины интервалов на разделительных элементах со смежными отцепами в границах ОДР.

Для исследования закономерностей процесса регулирования интервалов между отцепами рассматривается расчетная группа из трех отцепов. При этом интервалы на разделительных элементах определяются с помощью выражений

$$\left. \begin{aligned} \delta t_1(h_2) &= t_{0,1} + t_2(h_2, S_{2,1}) - \tau_1(h_1, s_{1,1}) \\ \delta t_2(h_2) &= t_{0,2} + t_3(h_3, S_{3,2}) - \tau_2(h_2, s_{2,2}), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $t_{0,j}$ – начальные интервалы на вершине горки между отцепами j -й пары; S_{ij}, s_{ij} – соответственно, координаты входа и выхода i -го отцепа из изолированного участка (ИЗУ) разделительной стрелки в j -й паре; t_i, τ_i – время скатывания i -го отцепа от момента отрыва, соответственно, до моментов занятия и освобождения ИЗУ разделительной стрелки; h_i – режим торможения i -го отцепа.

Координаты S_{ij} и s_{ij} , в свою очередь, определяются как

$$S_{ij} = s_{n,i}$$

$$S_{ij} = s_{k,j} + l_i,$$

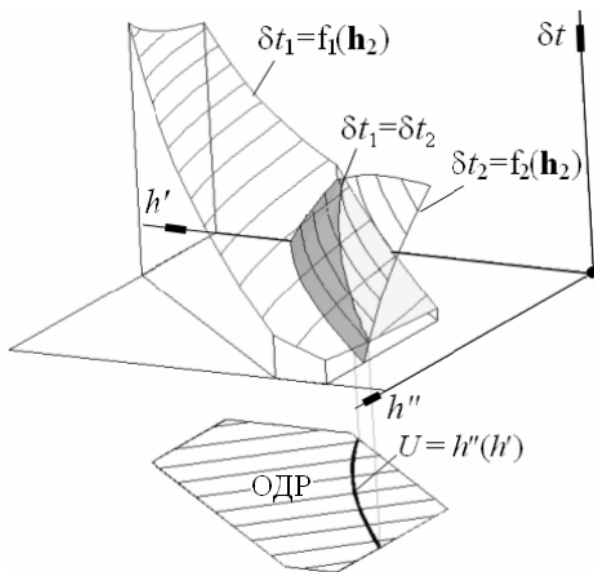
где $s_{n,i}, s_{k,j}$ – соответственно, координаты начала и конца ИЗУ разделительной стрелки j -й пары; l_i – длина базы i -го отцепа по наружным осям.

Очевидно, что с позиций интервального регулирования наилучшим для среднего отцепа расчетной группы является такой режим торможения, при котором меньший из двух интервалов в группе (1) обращается в максимум, т. е. $\min\{\delta t_1, \delta t_2\} \rightarrow \max$. Учитывая, что увеличение степени торможения среднего отцепа h_2 ведет к увеличению интервала δt_1 и, соответственно, к уменьшению δt_2 , указанное условие равносильно условию $\delta t_1 = \delta t_2 = \overline{\delta t} \rightarrow \max$ [2]. Таким образом, возникает задача поиска в ОДР области таких режимов торможения h_2 , при которых выполняется равенство $\delta t_1 = \delta t_2$.

Рассмотрим случай, когда режимы торможения 1-го и 3-го отцепов h_1 , h_3 фиксированы; тогда величины τ_1 , t_3 в (1) являются постоянными. Интервалы t_{01} и t_{02} также являются постоянными, так как в данной задаче рассматривается роспуск с постоянной скоростью. В этих условиях интервалы δt_1 и δt_2 изменяются только при варьировании режима торможения 2-го отцепа h_2 .

На рис. 1, а приведены зависимости указанных интервалов от режима h_2 на стрелках разделения $\sigma_1=3$ и $\sigma_2=5$ в расчетной группе отцепов ОП-ОХ-ОП. Как видно из данного рисунка, множества интервалов δt_1 и δt_2 образуют нелинейные поля $\delta t_1 = f_1(h_2)$ и $\delta t_2 = f_2(h_2)$; при этом условию $\delta t_1 = \delta t_2$ соответствует линия их пересечения. Для решения задачи оптимизации интервалов между отцепами на раздельных элементах необходимо исследовать характер изменения величины $\overline{\delta t}$ в ОДР и установить режимы, при которых эта величина максимальна. Для поиска таких режимов погашаемая энергетическая высота на одной из тормозных позиций фиксируется, а на другой устанавливается из условия равенства интервалов $\delta t_1 = \delta t_2$. Полученные таким образом пары значений (h', h'') позволяют построить линию $U = h''(h')$, все точки которой определяют режимы торможения h_2 среднего отцепа, обеспечивающие равенство интервалов $\delta t_1(h_2) = \delta t_2(h_2)$ на стрелках его разделения σ_1 и σ_2 со смежными отцепами.

а)



Указанная линия представляет собой проекцию на плоскость $h'O'h''$ линии пересечения полей интервалов $\delta t_1(h_2)$ и $\delta t_2(h_2)$ (см. рис. 1, б).

В результате выполненных имитационных экспериментов установлено, что величина $\overline{\delta t}$ монотонно возрастает вдоль линии $U = h''(h')$ и достигает максимума на границе ОДР; при этом направление роста зависит от положения стрелок разделения отцепов 1-й и 2-й пар.

Для анализа установленной зависимости рассмотрим сумму интервалов δt_1 и δt_2 (1):

$$\sum \delta t_{12}(h_2) = t_{0,1} + t_{0,2} - \tau_1(h_1, s_{1,1}) + t_3(h_3, S_{3,2}) + t_2(h_2, S_{2,1}) - \tau_2(h_2, s_{2,2}).$$

Как было отмечено выше, при фиксированных режимах торможения первого h_1 и третьего h_3 отцепов расчетной группы первые четыре слагаемых в данном выражении постоянны; тогда

$$\sum \delta t_{12}(h_2) = C + t_2(h_2, S_{2,1}) - \tau_2(h_2, s_{2,2}), \quad (2)$$

где $C = t_{0,1} + t_{0,2} - \tau_1(h_1, s_{1,1}) + t_3(h_3, S_{3,2})$ – постоянная величина.

Следовательно, сумма интервалов $\sum \delta t_{12}(h_2)$ будет зависеть только от времени Δt проследования средним отцепом участка разделения со смежными отцепами (см. рис. 2):

$$\Delta t = t_2(h_2, S_{2,1}) - \tau_2(h_2, s_{2,2}). \quad (3)$$

б)

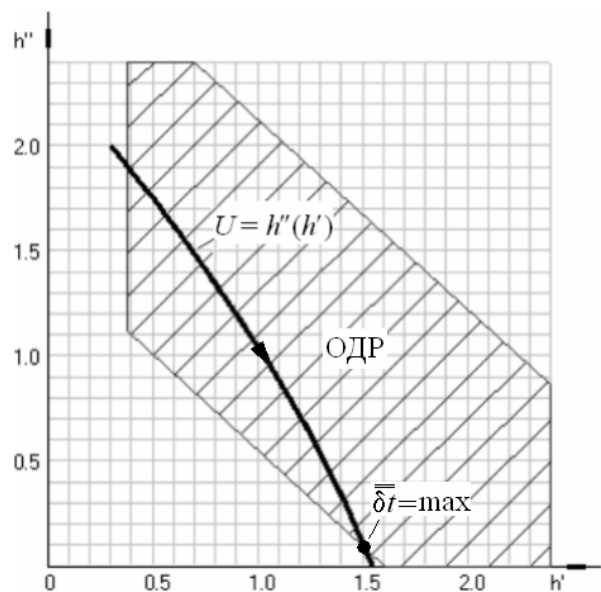


Рис. 1. Зависимости величины интервалов δt от режимов торможения:
а – поля интервалов $\delta t_1(h_2)$ и $\delta t_2(h_2)$; б – линия равных интервалов $U = h''(h')$ на плоскости $h'O'h''$

Абсолютная величина указанной разности $|\Delta t|$ представляет собой время занятия средним отцепом участка разделения отцепов группы, ограниченного точками его входа на ИЗУ стрелки σ_1 и выхода из ИЗУ стрелки σ_2 (см. рис. 2). При этом величина $|\Delta t|$ зависит от длины участка разделения l_p и от режима торможения h_2 ; знак Δt определяется взаимным расположением стрелок σ_1 и σ_2 на плане станции ($\Delta t > 0$, если $S_{2,1} > s_{2,2}$, – см. рис. 3).

Как видно из рис. 2, уменьшение времени прохождения отцепом участка разделения с Δt до Δt^* приводит к увеличению интервалов δt_1 и δt_2 на величину $(\Delta t - \Delta t^*)/2$; при этом величины $|\Delta t|$ и $|\Delta t^*|$ обратно пропорциональны соответствующим средним скоростям отцепа $\bar{V}$ и $\bar{V}^*$ на участке разделения $[S_{2,1}, s_{2,2}]$:

$$|\Delta t| = \frac{|s_{2,2} - S_{2,1}|}{\bar{V}}, \quad |\Delta t^*| = \frac{|s_{2,2} - S_{2,1}|}{\bar{V}^*} \quad (4)$$

Следовательно, для достижения желаемого результата (увеличения интервалов δt_1 и δt_2 при сохранении их равенства) необходимо увеличить среднюю скорость отцепа с $\bar{V}$ до $\bar{V}^*$ на

участке $[S_{2,1}, s_{2,2}]$, соответственно уменьшив ее на начальном участке скатывания (до точки $S_{2,1}$), чтобы увеличить время $t_2(S_{2,1})$; график скорости отцепа при указанном режиме показан на рис. 2 пунктиром. Такой режим движения может быть достигнут при увеличении торможения отцепа на ВТП с одновременным уменьшением его на СТП, что соответствует движению вниз вдоль линии $U = h''(h')$ (см. рис. 1, б). Учитывая монотонность роста величины $\bar{\delta t}$, максимальный интервал в этом случае достигается в точке пересечения линии равных интервалов $U = h''(h')$ с нижним участком границы ОДР.

Противоположный вариант взаимного размещения разделительных стрелок характеризуется условием $S_{2,1} > s_{2,2}$. В соответствии с (2), для увеличения интервалов δt_1 и δt_2 в этом случае необходимо так тормозить средний отцеп, чтобы разность Δt (3) была максимальной. Анализ рис. 3 показывает, что величина Δt будет возрастать при уменьшении средней скорости отцепа $\bar{V}$ на участке разделения $[s_{2,2}, S_{2,1}]$.

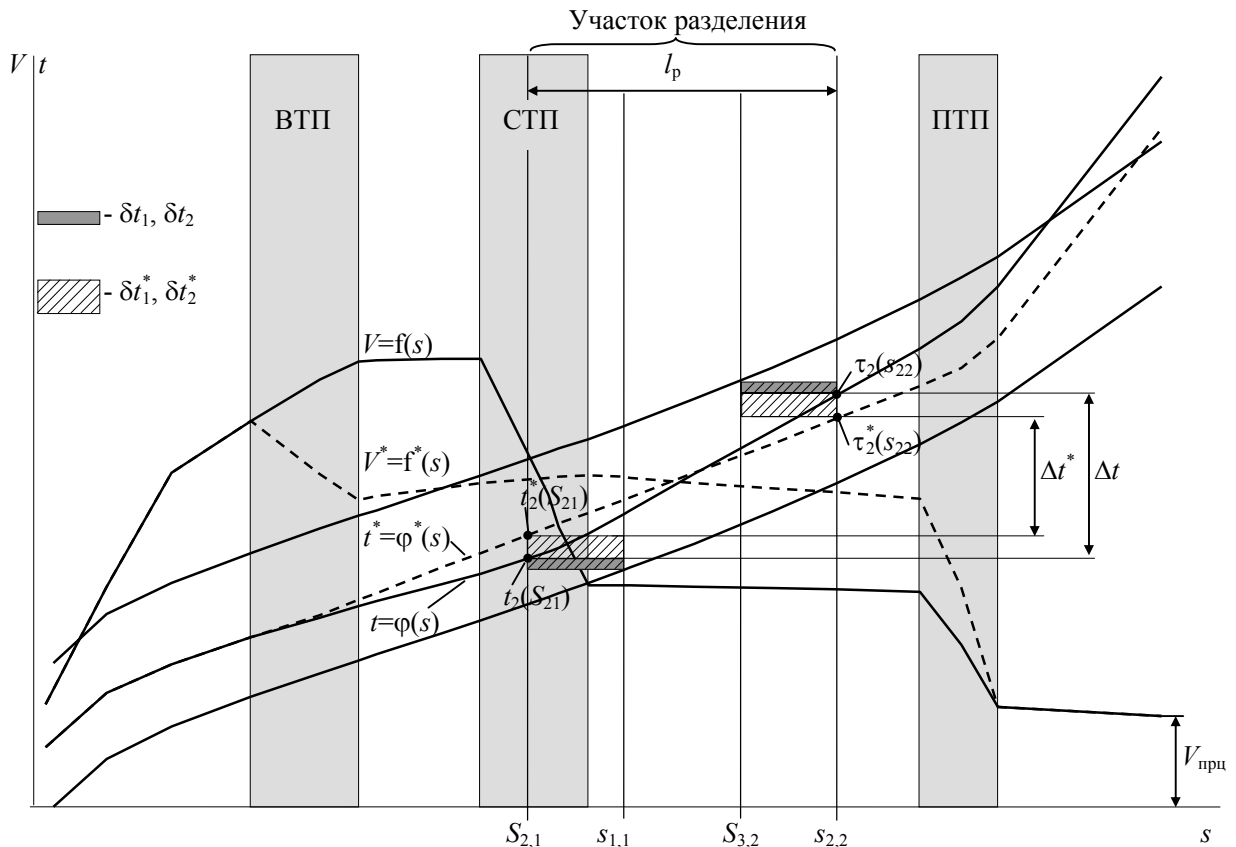


Рис 2. Влияние режимов торможения среднего отцепа на величину интервалов δt_1 и δt_2 на разделительных стрелках при $S_{2,1} < s_{2,2}$

$$t_1^*(h_2) = \delta t_1(h_2) - \Delta_1,$$

$$t_2^*(h_2) = \delta t_2(h_2) + \Delta_2.$$

Таким образом, изменение режимов торможения 1-го и 3-го отцепов приводит к параллельному смещению вдоль оси δt (см. рис. 1, а) всех точек соответствующих им полей $\delta t_1(h_2)$ и $\delta t_2(h_2)$ на величину $\pm\Delta$. Для иллюстрации на рис. 4 приведены примеры сечений вертикальной плоскостью, параллельной $h'_2 O \delta t$ (см. рис. 1, а), полей интервалов $\delta t_1(h_2)$ и $\delta t_2(h_2)$ при изменении режимов торможения $h_1 \rightarrow h_1^*$, $h_1^* \rightarrow h_1$ и $h_3 \rightarrow h_3^*$, $h_3^* \rightarrow h_3$. Смещение полей $\delta t_1(h_2)$ и $\delta t_2(h_2)$, вызванное изменением режимов h_1 и h_2 , при $\Delta_1 \neq \Delta_2$ приводит к изменению положения точки их пересечения $A \rightarrow A^*$ в выбранной секущей плоскости (см. рис. 4, а). Это означает, что при неизменном режиме торможения среднего отцепа h_2 и новых режимах h_1^* и h_3^* равенства интервалов δt_1 и δt_2 не будет. Следствием этого является смещение в ОДР линии равных интервалов $U = h''(h')$, которая является проекцией линии пересечения полей $\delta t_1(h_2)$ и $\delta t_2(h_2)$ на плоскость $h'O h''$. Для примера, на рис. 5 показано положение линий равных интервалов в группе ОП-ОХ-ОП при различных режимах торможения крайних отцепов, указанных в таблице.

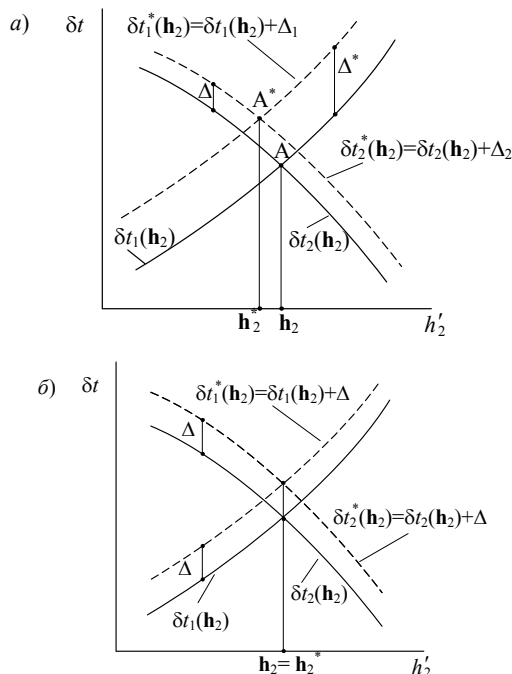


Рис. 4. Смещение полей интервалов $\delta t_1(h)$ и $\delta t_2(h)$ среднего отцепа при изменении режимов торможения крайних отцепов $h_1 \rightarrow h_1^*$, $h_1^* \rightarrow h_1$ и $h_3 \rightarrow h_3^*$, $h_3^* \rightarrow h_3$:
а – $\Delta_1 \neq \Delta_2$; б – $\Delta_1 = \Delta_2$

Режимы торможения крайних отцепов
расчетной группы

№ лин ии	Отцеп 1			Отцеп 3		
	h_1 , м.ЭН.В		$\tau_1(h_1, \sigma_1)$, с	h_3 , м.ЭН.В		$t_3(h_3, \sigma_2)$, с
	h'	h''		h'	h''	
1	0	0	39,39	0	0	49,08
2	0	0	39,39	0,36	0	51,75
3	0,36	0	41,04	0,36	0	51,75

Важным частным случаем является такое изменение режимов торможения крайних отцепов, при котором форма линии пересечения полей $\delta t_1(h_2)$ и $\delta t_2(h_2)$ не изменяется вследствие равенства $\Delta_1 = \Delta_2$, а, следовательно, не изменяется и положение линии $U = h''(h')$ в ОДР (см. рис. 4, б). Величина указанных изменений может быть установлена из следующих соображений. Допустим, существует определенный режим торможения $\bar{h}_2$, который при заданных режимах торможения крайних отцепов h_1 и h_3 обеспечивает равенство интервалов $\delta t_1 = \delta t_2$. В соответствии с (1) это условие можно представить как

$$t_{0,1} + t_2(\bar{h}_2, S_{2,1}) - \tau_1(h_1, s_{1,1}) = t_{0,2} + t_3(h_3, S_{3,2}) - \tau_2(h_2, s_{2,2}),$$

или после преобразования

$$\tau_1(h_1, s_{1,1}) + t_3(h_3, S_{3,2}) = t_{0,1} - t_{0,2} + t_2(h_2, S_{2,1}) + \tau_2(h_2, s_{2,2}). \quad (6)$$

Обозначим правую часть этого выражения как

$$Z(\bar{h}_2) = t_{0,1} - t_{0,2} + t_2(\bar{h}_2, S_{2,1}) + \tau_2(\bar{h}_2, s_{2,2}). \quad (7)$$

Очевидно, что величина $Z(\bar{h}_2)$ не зависит от режимов торможения крайних отцепов, поэтому, в соответствии с (6), любые изменения режимов h_1 и h_3 , при которых выполняется условие

$$\tau_1(h_1, S_{2,1}) + t_3(h_3, s_{2,2}) = Z(\bar{h}_2). \quad (8)$$

повлекут за собой только изменения значений интервалов $\delta t_1(\bar{h}_2)$ и $\delta t_2(\bar{h}_2)$, но при этом их равенство будет сохраняться.

Таким образом, в соответствии с (7) для любой точки ОДР h_2 может быть получено значение $Z(h_2)$, которое однозначно соответствует определенной линии $U = h''(h')$ на плоскости

$h_1 \neq h_2$. При этом, как следует из (8), существует бесчисленное множество комбинаций режимов (h_1, h_3), при которых режимы h_2 на указанной линии U обеспечат равенство интервалов δt_1 и δt_2 .

Полученные результаты позволяют ускорить поиск оптимального режима торможения в расчетной группе отцепов при использовании итерационного метода оптимизации [1]. С этой целью на предварительном этапе для среднего отцепа группы выполняется построение нижнего или верхнего участков границы ОДР, для каждого из n узлов которого в соответствии с выражением (7) определяется величина Z_k , $k = 1 \dots n$ (см. рис 5). В процессе оптимизации после моделирования скатывания 1-го и 3-го отцепов расчетной группы при текущих значениях h_1 и h_3 осуществляется поиск отрезка границы ОДР, узловые точки которого в соответствии с (8) удовлетворяют условию

$$Z_k \leq \tau_1(h_1, \sigma_1) + t_3(h_3, \sigma_2) \leq Z_{k+1}, \quad k = 1 \dots n - 1.$$

Далее в пределах этого участка выполняется поиск такого режима h_2 , при котором $\delta t_1(h_2) = \delta t_2(h_2)$. Найденный режим h_2 обеспечивает максимальный разделительный интервал на стрелках в расчетной группе отцепов.

Таким образом, выполненные исследования позволяют при определении режимов торможения отцепов состава перейти от нелинейной негладкой задачи оптимизации с двумя переменными к задаче одномерного поиска на линейном участке границы ОДР, что существенно повышает эффективность итерационного метода.

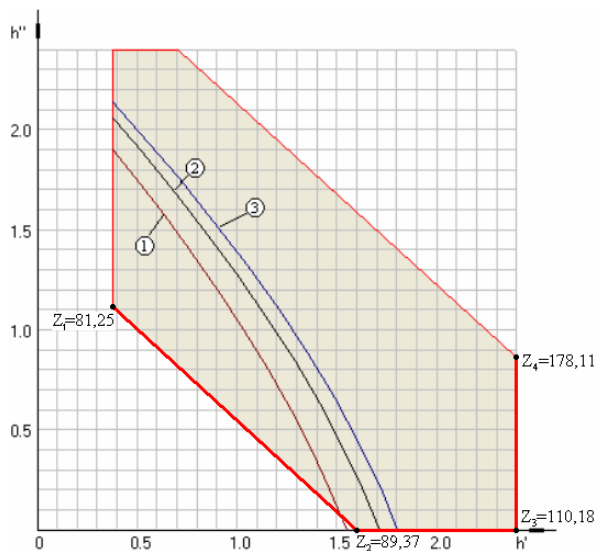


Рис. 5. Положения линии $U = h''(h')$ в ОДР среднего отцепа при изменении режимов торможения крайних отцепов расчетной группы

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бобровский В. И., Рогов Н. В. Оптимизация режимов регулирования скорости отцепов при роспуске составов на горках // Вісник ДПТУ, Вип. 4. — Д.: ДПТ, 2004. — С. 174–182.
2. Бобровский В. И., Козаченко Д. Н. Математическая модель для оптимизации интервального регулирования скорости отцепов на горках // Інформаційно – керуючі системи на залізничному транспорті. — 2003. — № 3. — С. 3–8.

Поступила в редколлегию 12.09.2006.

В. И. СЕНЬКО, Е. П. ГУРСКИЙ (Белорусский государственный университет транспорта)

ВОПРОСЫ КАЧЕСТВЕННОГО И КОЛИЧЕСТВЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИНВЕНТАРНОГО ПАРКА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ

Проведена оцінка інвентарного парку вантажних вагонів по технічному стану і віковій характеристиці, визначені основні шляхи його оздоровлення і оновлення, розглянуто питання визначення потрібного парку.

Произведена оценка инвентарного парка грузовых вагонов по техническому состоянию и возрастной характеристике, определены основные пути его оздоровления и обновления, рассмотрен вопрос определения потребного парка.

The assessment of inventory park of cargo wagons as to their technical conditions and age characteristics are done, main ways for their modernization are stated, the problem of definitions of the necessary park is discussed.

Управление активной частью производственных фондов – подвижным составом, а также формирование инвестиционной программы Белорусской железной дороги, планирование уровня развития постоянных устройств, решение других важных стратегических задач невозможно без научного обоснования потребного парка вагонов. Нельзя не отметить, что основной задачей управления грузовыми перевозками является достижение максимальной эффективности функционирования железнодорожного транспорта, обеспечение полного и качественного удовлетворения спроса клиентуры. Очевидно, что без современного и надежного подвижного состава решить эту задачу практически невозможно. Весьма важной на сегодняшний день является и проблема выбора перспективной структуры вагонного парка, который обеспечит заявленный спрос клиентуры. Устаевающий в техническом отношении вагонный парк, износ которого на сегодняшний день уже достиг 74 %, не позволит в перспективе обеспечить заявленный спрос на грузовые перевозки. Это приведет к неэффективному использованию подвижного состава, отказам клиентов от услуг железнодорожного транспорта, переходам на другие виды транспорта и, как результат, потере доходов Белорусской железной дороги. Для решения этих проблем необходимо, в первую очередь, дать объективную оценку имеющемуся в распоряжении Белорусской железной дороге подвижному составу по его количеству и техническому состоянию.

В 1992 году, на 5 Совете по железнодорожному транспорту, парк грузовых вагонов бывшего МПС СССР был разделен между железнодорожными администрациями.

В связи со снижением объемов перевозок в начале 90-х годов значительная часть парка грузовых вагонов оказалась невостребованной, закупки подвижного состава были практически остановлены, вместе с тем происходило естественное сокращение парка грузовых вагонов из-за окончания срока службы. За период 1992–2005 гг. парк грузовых вагонов сократился на 23 % [1].

В начале 2000-х годов наметился явный рост объемов перевозок, грузооборот 2001–2004 гг. увеличился на 36 %. В условиях установившейся динамики возрастания грузооборота, примерно 10 % в год, четко стал проявляться дефицит отдельных видов подвижного состава, в первую очередь цистерн, минераловозов и полуприцепов. Из-за убыточности пассажирских перевозок (например, в 1998 году убытки от внутриреспубликанских и пригородных железнодорожных пассажирских перевозок составили около 61 % от всех видов перевозок [2]) значительную часть денежных средств от доходов с грузовых перевозок необходимо направлять на поддержку пассажирского сообщения, так называемое перекрестное субсидирование. Такое положение приводит к замедлению темпов обновления грузового подвижного состава и других технических средств, а в конечном итоге – к снижению качества перевозок. В основном эти причины явились следствием дефицита грузового вагонного парка.

Анализ показывает, что характерным для вагонного хозяйства Белорусской железной дороги является старение парка грузовых вагонов и сокращение поставок новых. Одним из показателей, который наиболее полно отражает техническое состояние вагонов, является частота поступления их в текущий отцепочный ре-

монт. За последние годы этот показатель увеличился в 2,1 раза. Количество неисправных вагонов на Белорусской железной дороге составляет 23 % по отношению к инвентарному парку, что несколько выше, чем на Украине и в России [3; 4]. Данные, приведенные авторами показывают, что отсутствие систематического пополнения парка новыми вагонами, как в Республике Беларусь, так и в России привело к существенному старению парка, к увеличению эксплуатационных и ремонтных затрат на восстановление их работоспособности, к увеличению количества отцепок в текущий ремонт и, как следствие, к ухудшению безопасности движения.

В связи с ухудшением технического состояния вагонного парка увеличиваются простои вагонов в ремонте, снижается эксплуатационная надежность. За последнее десятилетие наработка вагонно-километров на одну отцепку грузового вагона по техническим неисправностям уменьшилась на 30 %. Однако на транспорте явно пролеживается тенденция к увеличению числа нарушений требований и правил выполнения маневровых работ на станциях, роспуска на сортировочных горках, при погрузке и выгрузке на подъездных путях промышленных предприятий. Для поддержания существующего парка вагонов в исправном состоянии необходимо наряду с приобретением новых вагонов, совершенствованием их конструкции, ремонта и эксплуатации обеспечивать их сохранность.

Серьезное влияние на безопасность движения поездов оказывает ситуация с участием в перевозочном процессе на Белорусской железной дороге подвижного состава собственности государств СНГ. Сегодня доля вагонов других государств, участвующих в перевозках, колеблется от 25 до 35 %. Чем выше этот показатель, тем труднее управлять безопасностью движения. Анализ работы железных дорог сопредельных государств свидетельствует о недостаточном с их стороны внимании к подвижному составу. Достаточно часто появляются случаи отказов вагонов, принадлежащих другим государствам, которые приводят к тяжелым последствиям. Назрела необходимость разработки принципиально новой схемы «ПТО – фильтр». Реализация такой схемы на пограничной станции должна гарантировать безотказное проследование «чужих» вагонов по Белорусской железной дороге [5].

За последние годы материальная база, обеспечивающая грузовые железнодорожные перевозки, претерпела большие изменения. Нет необходимого поступления нового подвижного состава, возросла зависимость от других госу-

дарств по обеспечению запасными частями и материалами. Белорусская железная дорога оказалась в некотором вакууме от отсутствия конструкторской и нормативно-справочной документации. Межгосударственное сообщение даже в пределах СНГ обострило ситуацию с сертификацией железнодорожной продукции и, в частности, технических средств транспорта, как на стадии создания новой продукции, так и после ремонтно-восстановительных работ. Поэтому возрастает потребность в проведении отечественных научно-исследовательских и проектно-конструкторских исследований, создании на Белорусской железной дороге собственных аналитических центров, лабораторий и бюро.

Вся эта ситуация обостряется еще двумя факторами: состоянием вагонного парка и вагоноремонтных предприятий. Анализ фактических данных, приводимых авторами [6] показал, что процент нарушений безопасности движения поездов, которые произошли по вине работников вагонного хозяйства, составляет 35 % и все случаи брака произошли по причине низкого качества ремонта и технического обслуживания вагонов. Качество плановых видов ремонта вагонов оценивается с помощью «коэффициента качества», который определяется для каждого ремонтного предприятия как отношение количества вагонов, отцепленных за определенный период времени в текущий ремонт до истечения 6 месяцев после деповского и 1 года после капитального ремонта к количеству вагонов, выпущенных из ремонта этим же предприятием за тот же период времени. По результатам обследования установлено, что среднесетевой коэффициент качества составляет $K = 0,17$. Это означает, что каждый шестой вагон выходит из планового ремонта без должного восстановления ресурса. Поэтому, сложившаяся в вагонном хозяйстве сложная ситуация, обусловленная возрастающим дефицитом исправных вагонов, предъявляет повышенные требования как к созданию, производству и приобретению новых вагонов, так и к существенному повышению эффективности работы вагоноремонтной базы.

Состояние инвентарного парка грузовых вагонов Белорусской железной дороги в период с 01.01.1994 по 01.08.2005 года можно охарактеризовать данными, приведенными в табл. 1.

По данным таблицы видна явная тенденция старения парка грузовых вагонов. Износ основных фондов грузовых вагонов инвентарного парка на 01.08.2005 г составил – 74,3 %, в том числе: крытые – 71,8 %; платформы – 68,8 %; полувагоны – 72,7 %; цистерны – 84,3 %; прочие – 96 %.

Состояние инвентарного парка грузовых вагонов

Наименование рода вагонов	Средний возраст вагонов	Срок службы вагонов	% износа вагонов	% вагонов с истекшим сроком службы
Крытые	23	32	71,8	32,3
Платформы	22	32	68,8	33,2
Полувагоны	16	22	72,7	52,0
Цистерны	27	32	84,3	43,3
Изотермические	13	25	52	–
Прочие	25	26	96	39,6
Всего:	21	28	74,3	39,7

Анализ статистических данных, имеющийся в распоряжении авторов, свидетельствует о том, что количество вагонов инвентарного парка дороги с истекшим нормативным сроком службы на 31.12.2002 г. составлял 28 % от общего парка [7], на 01.08.2005 г. этот показатель увеличился до 39,7 %, а износ основных фондов грузовых вагонов инвентарного парка на 01.08.2005 г. составил 74,3 %. На

рис. 1 показано количество вагонов от общего парка с истекшим нормативным сроком службы на 01.08.2005 г.

Анализ данных показывает, что количество вагонов с истекшим нормативным сроком службы на начало 2010 года, при условии отсутствия мероприятий по обновлению и оздоровлению вагонного парка, увеличится до 60 % (рис. 2).

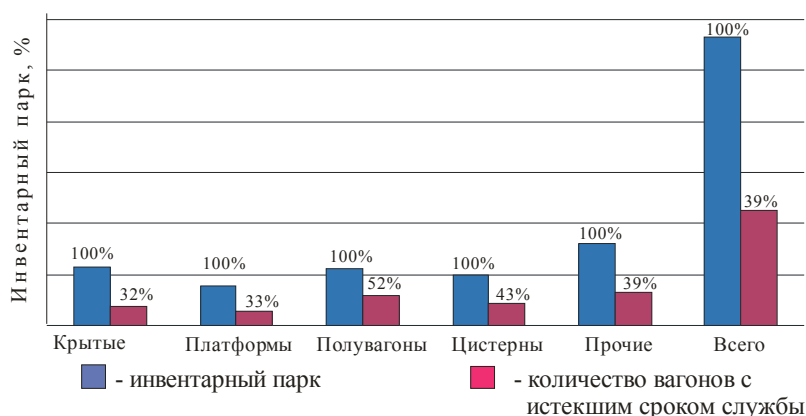


Рис. 1. Характеристика инвентарного парка грузовых вагонов на 01.08.2005 г.

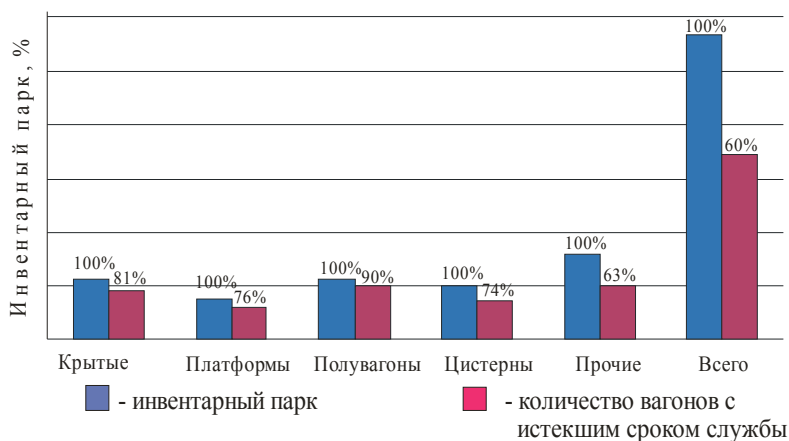


Рис. 2. Характеристика инвентарного парка грузовых вагонов на начало 2010 г.

Уменьшение парка вагонов, в основном, происходит за счет исключения его из инвентаря по техническому состоянию. Ежегодное уменьшение парка грузовых вагонов составляет в среднем, примерно, 800 единиц.

С 1.12.2003 по 11.10.2005 г. сотрудниками лаборатории БелГУТа «Технические и технологические оценки ресурса единиц подвижного состава» обследовано на предмет ремонтпригодности 777 грузовых вагонов. Из них: 286 полувагонов, 268 крытых, 127 цистерн, 48 цементовозов, 30 платформ, 18 прочих. Было рекомендовано к списанию 733 вагона, в том числе 281 полувагон, 265 крытых, 112 цистерн, 47 цементовозов, 19 платформ, 9 прочих. Средний возраст обследованных за указанный период

грузовых вагонов по типу, лет, составил: платформы – 49,7; цистерны – 39,1; крытые – 34,7; полувагоны – 29,6; цементовозы – 32,5. Средний возраст списанных вагонов составил соответственно 51,4; 40,9; 34,7; 29,7; 32,9.

Наибольшую тревогу вызывает техническое состояние цистерн, полувагонов, хоппер - цементовозов, вагонов, используемых под перевозку калийных и азотных удобрений, технической соли и других агрессивных грузов. Данная часть вагонного грузового парка являются наиболее дефицитной, так как 88 % от общего объема перевозок, рис. 3, осуществляется именно этими типами вагонов. Положение усугубляется острой потребностью запчастей и материалов.

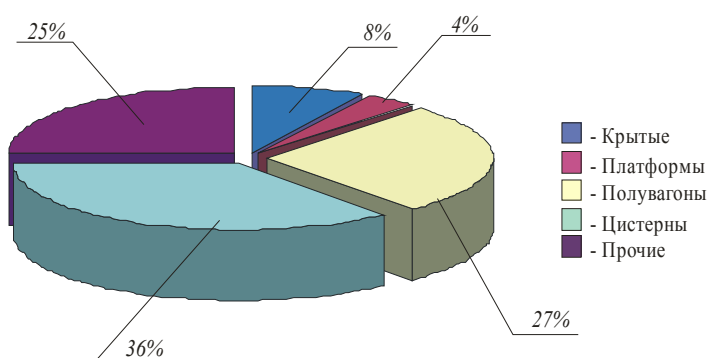


Рис. 3. Сравнительное соотношение парка грузовых вагонов в объеме перевозок

При разделении вагонного парка средний возраст вагонов инвентарного парка составлял 15,3 года, а сейчас этот показатель составляет, примерно, 21 год, то есть, чтобы достичь начального среднего возраста необходимо вложение значительных инвестиций в обновление парка грузовых вагонов.

Понятно, что пополнение парка только за счет новых вагонов в условиях ограниченности финансов является весьма нереальным. Проблему сохранения вагонного парка дороги и улучшения его технического состояния необходимо решать в первую очередь повышением качества капитального и депоовского ремонтов вагонов за счет усиления существующей вагоноремонтной базы, освоением капитально-восстановительного ремонта вагонов с продлением срока их службы (КРП) и закупкой новых вагонов.

Такой подход является общепризнанным в мире. В США, десяток крупных железных дорог модернизируют подвижной состав для себя и на продажу. Крупные железные дороги зачастую используют производственные мощности своих ремонтных предприятий именно для приведения подвижного состава в возможно

лучшее состояние перед перепродажей. Европейские страны по причине нехватки ресурсов, роста дефицита стагнации объемов перевозок, также являются сторонниками модернизации. Модернизация как таковая полностью отделилась от ремонтной практики и стала признанным методом обновления парка [5]. В России «Комплексной программой реорганизации и развития российского локомотиво- и вагоностроения, организации ремонта и эксплуатации пассажирского и грузового подвижного состава на период 2001-2010 гг.» запланировано провести КРП более чем 100 тыс. грузовым вагонам, в основном полувагонам и цистернам для перевозки нефтепродуктов [8]. Проведение КРП рассматривается как составная часть комплекса мероприятий по поддержанию требуемой численности и технического состояния парка грузовых вагонов, наряду с закупкой новых вагонов.

Для Белорусской железной дороги модернизация грузовых вагонов – стратегическое направление по обновлению парка. Это объясняется следующими положениями. Во-первых, финансовое положение не позволяет решать задачу только через закупку нового подвижно-

го состава. Во-вторых, как уже указывалось выше, слишком высок процент наличия в парке вагонов с истекшим нормативным сроком эксплуатации. При этом статистика по сроку службы обследованных вагонов говорит о том,

что ресурс основной массы вагонов значительно превышает нормативный срок службы. На рис. 4 показан процент превышения фактического срока службы при списании над нормативным сроком по родам грузового парка.



Рис. 4. Средний срок службы вагонов при списании

И третья, весьма важная, позиция. Она особенно характерна для цистерн. Списание цистерн из инвентарного парка происходит, как правило, по причине потери работоспособности или котла, или рамы. И при этом вся цистерна исключается из инвентарного парка. Имеется достаточно примеров, когда, например, кузов цементовоза потерял свою несущую способность, а рама после определенных усовершенствований может быть использована для другого типа вагона. Для выполнения различных модернизационных мероприятий лабораторией «ТТОРЕПС» БелГУТа разработана методика по оценке остаточного ресурса несущих элементов, предусматривающая прохождение трех стадий: техническая диагностика, расчет конструкции, ресурсное испытание вагона. В лаборатории проведены исследования по данному вопросу.

По договору с научно-внедренческим центром «Вагоны» (г. Санкт-Петербург) сотрудниками лаборатории совместно со специалистами НВЦ «Вагоны» с 01.09.–31.12.2001 года было обследовано 320 цистерн. Из них было рекомендовано к продлению срока службы через проведение плановых видов ремонта 120 цистерн, 143 через проведение КРП (капитальный ремонт с продлением срока службы на 16 лет). С 01.01.2003 г по 11.10.2005 г сотрудниками ОНИЛ «ТТОРЕПС» обследовано 268 цистерн. Из них было рекомендовано к продлению срока службы через проведение плановых видов ре-

монта 47 цистерн, 79 через проведение КРП. Предварительный расчет годового экономического эффекта при проведении КРП одной цистерне составил 7400 долл. США. В лаборатории по инициативе Белорусской железной дороге разработана конструкторско-проектная документация замены невосстанавливаемых крыш в хоппер-цементовозах и минераловозах. В результате реализации данного проекта удалось сохранить более 1700 вагонов данных типов, сэкономив тем самым для дороги порядка 6,0 млн. долл. США.

Реализация подобных мероприятий позволяет существенно обновить парк вагонов, поднимая, таким образом, его общую надежность без существенных валютных расходов.

В период структурных преобразований железнодорожного транспорта особое значение и актуальность приобретают вопросы качества транспортного обслуживания клиентов, решение которых возможно на основе научных прогнозов потребности в подвижном составе и эффективности его использования. Поэтому разработка прогнозных значений потребности в грузовых вагонах, поиск рационального значения их объемов – это экономия возможных расходов на закупку подвижного состава, снижение эксплуатационных расходов на его обслуживание и ремонт, выработка обоснованных решений развития собственной базы промышленного ремонта и производства элементов

подвижного состава. Очевидно, что эта задача чрезвычайно сложна и для ее решения нужен тщательный технико-эксплуатационный анализ и на его основе прогноз потребности грузового парка. Для решения этой задачи целесообразно использовать селективные алгоритмы и построенные на их основе прогнозные модели оптимальной сложности.

Анализируя практические результаты формирования рабочего парка грузовых вагонов, можно утверждать, что они являются следствием воздействия многих факторов, как внешних, так и внутренних, определяющих его структуру и количественное состояние. В данной постановке задачи на величину парка грузовых вагонов оказывают влияние многие факторы, определяющие в той или иной степени потребный парк грузовых вагонов, а именно: грузооборот железных дорог, пассажирооборот, средняя техническая скорость, средняя участковая скорость, средний вес брутто грузового поезда, протяженность железнодорожных линий, оборот вагона, среднесуточный пробег, статическая нагрузка на вагон, динамическая нагрузка на вагон, производительность вагона и т. д. В этом случае целесообразно применение однофакторных и многофакторных корреляционно – регрессионных моделей оптимальной сложности, учитывающих вероятностный характер величин.

Проведенные исследования позволяют разработать алгоритм построения корреляционно – регрессионной модели оптимальной сложности, которая включает в себя следующие этапы:

- выбор основных факторов, определяющих величину парка грузовых вагонов;
- расчет коэффициентов корреляции между исследуемой величиной и факторами, а также факторов между собой;
- расчет стандартизованных коэффициентов множественной регрессии;
- ранжирование факторов по значимости;
- формирование многофакторной модели оптимальной сложности.

Авторами разработана такая модель, показывающая высокую сходимость расчетных и фактических значений рабочего парка, что доказывает необходимость применения полученной модели для прогнозирования парка грузовых вагонов. Выполненные в этом направлении

исследования, позволили получить расчетные значения рабочего парка грузовых вагонов до 2010 года, которые позволят выработать обоснованную стратегию оздоровления и закупки подвижного состава.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исследование динамики изменения парка грузовых вагонов за период 1995–2004 годы и расчет прогнозных показателей на период 2006–2010 годы: отчет о НИР / Бел. гос. ун-т тр-та ; рук. В. И. Сенько. – Гомель, 2005. – 30 с. – № ГР 20053427.
2. Ярошевич В. П. Совершенствование системы грузовых и пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте / В. П. Ярошевич // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. – 2001. – № 1. – С. 6–14.
3. Сенько, В. И. Совершенствование организации технического обслуживания и текущего ремонта грузовых вагонов. – Гомель: БелГУТ, 2002. – 178 с.
4. Сенько В. И. Обоснование потребного парка грузовых вагонов по многофакторным моделям оптимальной сложности / В. И. Сенько, Е. П. Гурский // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. – 2002. – № 2 – С. 4–6.
5. Комплексный прогноз научно технического прогресса на Белорусской железной дороге до 2020 года: отчет о НИР / Бел. гос. ун-т тр-та ; рук. В. П. Ярошевич. – Минск, 1999. – 250 с. – № ГР.
6. Готаулин, В. В. Анализ технологической подготовки производства вагоноремонтных предприятий и ее влияние на безопасность движения поездов / В. В. Готаулин, О. Ю. Кривич, К. А. Сергеев // Безопасность движения на железнодорожном транспорте: сб. науч. ст. – М.: РГОТУПС, 2002. – С. 51–54.
7. Гурский, Е. П. Исследование состояния парка грузовых вагонов и определение их потребности на перспективу / Е. П. Гурский. // Проблемы безопасности на транспорте: тез. докл. междунар. науч.-практ. конф. Гомель, 2002. – С. 77–78.
8. Силин, В. С. О разработке Федеральной программы «Грузовой подвижной состав нового поколения» и перспективы развития парка грузовых вагонов / В. С. Силин // Подвижной состав 21 века (идеи, требования, проекты): тез. докл. научно-техн. конф. Санкт-Петербург, 27–29 мая 1999 г. – СПб., 1999. – С. 3–5.

Поступила в редколлегия 24.10.2006.

В. И. СЕНЬКО, И. Ф. ПАСТУХОВ, М. И. ПАСТУХОВ (Белорусский государственный университет транспорта)

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ ОБРАЗЦОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Викладені існуюча і нова методики оцінки залишкового ресурсу литих деталей візків вантажних вагонів. Існуюча методика оснований на отриманні втомних характеристик шляхом натурних випробувань деталей на витривалість. Показано, що вона надзвичайно трудомістка, вимагає значних фінансових витрат і спеціального устаткування.

Нова методика оцінки залишкового ресурсу литих деталей оснований на втомних випробуваннях не натурних деталей, а зразків, виготовлених з деталей, що пропрацювали призначений термін служби (30 років). Випробування зразків проводяться при симетричному циклі навантаження при консольному вигині з обертанням. Втомні характеристики матеріалу деталей, після вироблення ними призначеного терміну служби, і спектр експлуатаційної динамічної напруги в деталі є основою для оцінки їх залишкового ресурсу. Експеримент показав, що витрати на втомні випробування зразків в 5 разів нижче, ніж при випробуванні натурних деталей. Методика за наслідками випробування зразків пройшла всебічну апробацію. Різниця в результатах оцінки залишкового ресурсу бічних рам і надресорних балок візків вантажних вагонів при випробуванні натурних деталей і зразків складає не більше 6 %.

Изложены существующая и новая методики оценки остаточного ресурса литых деталей тележек грузовых вагонов. Существующая методика основана на получении усталостных характеристик путем натурных испытаний деталей на выносливость. Показано, что она чрезвычайно трудоемка, требует значительных финансовых затрат и специального оборудования.

Новая методика оценки остаточного ресурса литых деталей основана на усталостных испытаниях не натурных деталей, а образцов, изготовленных из деталей, проработавших назначенный срок службы (30 лет). Испытания образцов производятся при симметричном цикле нагружения при консольном изгибе с вращением. Усталостные характеристики материала деталей, после выработки ими назначенного срока службы, и спектр эксплуатационных динамических напряжений в детали является основой для оценки их остаточного ресурса. Эксперимент показал, что затраты на усталостные испытания образцов в 5 раз ниже, чем при испытании натурных деталей. Методика по результатам испытания образцов прошла всестороннюю апробацию. Разница в результатах оценки остаточного ресурса боковых рам и наддресорных балок тележек грузовых вагонов при испытании натурных деталей и образцов составляет не более 6 %.

The article describes the existing and new methods of assessing residual resource of cast parts of the freight car bogies. The existing method is based on obtaining fatigue characteristics of the parts by way of performing field tests for endurance. It has been shown that these tests are extremely labor-consuming, require considerable costs and special equipment.

The new method of assessing residual resource of cast details is based not on the fatigue test performed on the actually operated parts, but on testing of the samples, which are made of the parts that have already exceeded their service term (30 years). The testing of the samples is performed under symmetrical cycle of loading, under the cantilevered bend with rotation. The fatigue characteristics of material of the parts, after they have passed their service term, and the range of operational dynamic loadings in the part are the basis for their residual resource assessment. The experiment has shown that expenses for fatigue test of the parts are 5 times less than those for the parts testing on location. The method, derived from the results of samples testing, has passed all-round approbation. The difference in results of the residual resource assessment of bogie sideframes and bolsters of the freight cars in the parts testing on location and the samples testing does not exceed 6%.

В настоящее время оценка остаточного ресурса литых деталей тележек грузовых вагонов производится по коэффициенту запаса сопротивления усталости по методике ГосНИИВ–ВНИИЖТ Российской Федерации по зависимости [1]:

$$T_0 = T_t \left(\frac{n}{[n]} \right)^m, \quad (1)$$

где T_t – назначенный срок службы детали, годы; n – коэффициент запаса сопротивления

усталости на момент t испытания детали через срок службы T_t ; $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости, $[n]=1,4$ [2]; m – показатель степени кривой выносливости.

Коэффициент запаса сопротивления усталости литых деталей, обработавших назначенный срок службы, определяется по зависимости:

$$n = \frac{(P_{aV})_{0,95} + \Psi_B (P_T - P_{CT} \cdot K_{II})}{P_{CT} K_{II} K_{дз}}, \quad (2)$$

где $(P_{aV})_{0,95}$ – предел выносливости детали по амплитудой нагрузке после выработки назначенного срока эксплуатации при вероятности неразрушения 0,95, кН; Ψ_B – коэффициент чувствительности детали к асимметрии цикла. Для деталей изготовленных из стали 20Л – $\Psi_B = 0,05$ и из сталей 20ГЛ, 20ФЛ, 20ГФЛ и 20ГТЛ – $\Psi_B = 0,1$; P_T – постоянная средняя нагрузка цикла нагружения детали при испытании на выносливость, кН; P_{CT} – расчетная вертикальная статическая нагрузка брутто на деталь, соответствующая заданной осевой нагрузке, кН; K_{II} – коэффициент использования грузоподъемности вагона, $K_{II} = 0,9$;

$K_{дз}$ – коэффициент вертикальной динамики, приведенный к базовому числу циклов нагружения $N_0 = 10^7$ и эквивалентный повреждающему действию вертикальных динамических нагрузок на литые детали за назначенный срок службы T_t . Для боковых рам $K_{дз} = 0,5$, а для надрессорных балок $K_{дз} = 0,35$.

Эта методика оценки остаточного срока службы по коэффициенту запаса сопротивления усталости имеет два существенных недостатка.

Во-первых она требует дорогостоящих и продолжительных испытаний на усталость натурных деталей, а, во-вторых, пределы выносливости, найденные по нагрузкам и только на вертикальные силы, не отражает реального напряженного состояния деталей в эксплуатации. Так, при испытании боковых рам тележек грузовых вагонов на выносливость основная доля разрушений приходится на внутренний угол буксового проема (50 %), что является закономерным, так как от вертикальных нагрузок в нем возникают наибольшие напряжения. Затем 30 % разрушений приходится на нижний угол рессорного проема, уровень напряжений в котором составляет 0,8 от уровня напряжений внутреннего угла буксового проема и 20 % – на на-

клонный пояс между внутренним углом буксового проема и нижним углом рессорного проема. Однако в эксплуатации в рамах тележек ЦНИИ–ХЗ удельный вес разрушений во внутреннем углу буксового проема составляет только 15 % от их общего количества, в нижнем углу рессорного проема – до 4 %, а по наклонному поясу – единичные случаи. Основная доля разрушений приходится на наружный угол буксового проема (32 % от общего количества) и горизонтальный надпорный пояс (40 %), напряжения в которых от вертикальной нагрузки составляют соответственно 0,02 и 0,25 от допускаемых (рисунок). То есть зоны эксплуатационных разрушений и разрушений при усталостных испытаниях рам не согласуются между собой, ибо в эксплуатации на рамы помимо вертикальных нагрузок передаются еще продольные и поперечные силы. А, следовательно, пределы выносливости по нагрузкам, полученные при испытании только на вертикальные силы не могут служить основанием для оценки несущей способности детали и ее ресурса. Более объективна оценка об остаточном ресурсе, коэффициенте запаса сопротивления усталости и несущей способности литых деталей тележек грузовых вагонов не по нагрузкам, а по напряжениям.

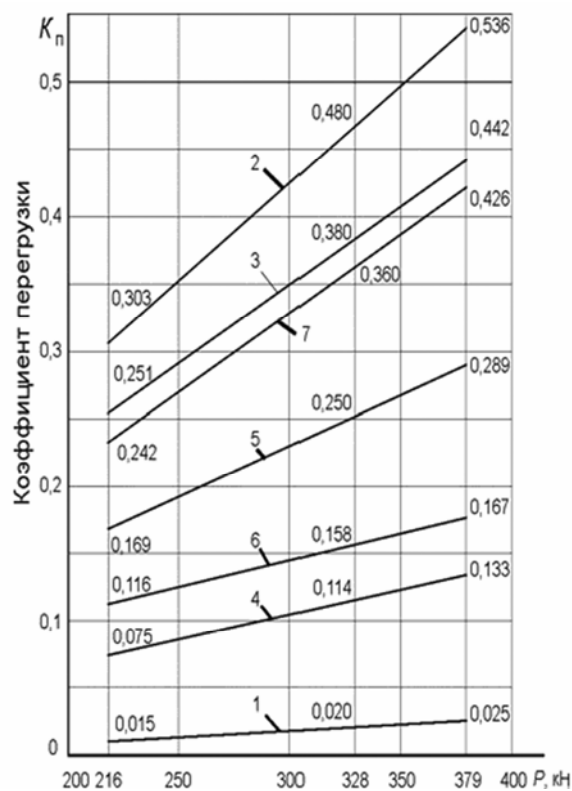


Рис.

Авторами разработана методика оценки остаточного ресурса и коэффициента запаса сопротивления усталости литых деталей после их длительной эксплуатации по напряжениям, путем испытания на выносливость образцов, изготовленных из деталей, отработавших назначенный срок службы.

Остаточный срок службы (ресурс) литых деталей определяется по зависимости:

$$T_o = \frac{\left(\frac{\sigma_{aNt}}{[n]} \right)^m N_0}{B f_3 \sum \sigma_{ai}^m P_{\sigma i}}, \quad (3)$$

где σ_{aN} – предел выносливости детали при вероятности неразрушения 0,95 после выработки ею назначенного срока службы T ; $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности детали, $[n]=1,4$; M – показатель степени кривой выносливости, $m=4,0 \dots 5,0$; N_0 – базовое число циклов при испытании на выносливость, $N_0=10^7$; B – коэффициент перевода календарного расчетного срока службы детали в годах во время непрерывного движения в секундах; f_3 – центральная (эффективная) частота изменения динамических напряжений; σ_{ai} – уровень (разряд) амплитуд динамических напряжений; $P_{\sigma i}$ – частота (вероятность) появления амплитуд напряжений с уровнем σ_{ai} в i -ом интервале скоростей движения вагона.

Коэффициент перевода календарного расчетного срока службы детали определяется по зависимости [2]:

$$B = 365 \frac{10^3 \bar{L}_c}{\bar{v} (1 + \alpha)}, \quad (4)$$

где $\bar{L}_c$ – проектный среднесуточный пробег вагона, $\bar{L}_c = 250$ км; $\bar{v}$ – средняя техническая скорость движения вагона, $\bar{v} = 22,4$ м/с; α – коэффициент порожнего пробега вагона, $\alpha = 0,34$.

Центральная (эффективная) частота изменения динамических напряжений равна

$$f_3 = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}, \quad (5)$$

где a – коэффициент равный: для обрессоренных частей тележки $a=1,6$ и $a=2,0$ для необрессоренных частей тележки; $f_{ст}$ – статический прогиб рессорного подвешивания, $f_{ст}=0,05$ м; g – ускорение свободного падения, $g=9,81$ м/с².

Предел выносливости детали, выработавшей назначенный срок службы при вероятности неразрушения, определяется по зависимости:

$$\sigma_{aNt} = \bar{\sigma}_{aNt} (1 - Z_p \gamma_{\sigma_{aN}}), \quad (6)$$

где $\bar{\sigma}_{aNt}$ – среднее (медианное) значение предела выносливости натурной детали при вероятности неразрушения 0,5, выработавшей назначенный срок службы; Z_p – квантиль распределения, соответствующий односторонней вероятности P , полагая, что σ_{aNt} – случайная величина, имеющая нормальный закон распределения, для основных несущих деталей $P=0,95$ и $Z_p=1,645$; $\gamma_{\sigma_{aN}}$ – коэффициент вариации предела выносливости детали, для стальных отливок $\gamma_{\sigma_{aN}}=0,1$ [2].

Среднее значение предела выносливости детали находят

$$\bar{\sigma}_{aNt} = \frac{\bar{\sigma}_{-1t}}{(\bar{K}_\sigma)_k}, \quad (7)$$

где $\bar{\sigma}_{-1t}$ – среднее (медианное) значение предела выносливости гладкого стандартного образца из детали, отработавшей назначенный срок службы, при симметричном цикле изгиба на базе N_0 ; $(\bar{K}_\sigma)_k$ – среднее значение общего коэффициента снижения предела выносливости данной натурной детали по отношению к пределу выносливости гладкого стандартного образца, $(\bar{K}_\sigma)_k = 4,0 \dots 4,5$ для боковых рам и $(\bar{K}_\sigma)_k = 4,3 \dots 4,8$ для надрессорных балок.

Коэффициент запаса сопротивления усталости детали после выработки ею назначенного срока службы определяется по формуле

$$n = \frac{\sigma_{aNt}}{\sigma_{a3}} \geq [n], \quad (8)$$

где σ_{aNt} – предел выносливости (по амплитуде) натурной детали, выработавшей назначенный срок службы, при симметричном цикле и установившемся режиме нагружения на базе испытаний N_0 циклов при вероятности неразрушения 0,95; σ_a – расчетная величина амплитуды динамического напряжения условного симметричного цикла, приведенная к базе N_0 , эквивалентная по повреждающему действию реальному режиму эксплуатационных случайных напряжений за проектный срок службы детали; $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости, $[n]=1,4$.

Величина эквивалентной приведенной амплитуды динамических напряжений определяется

$$\sigma_{aэ} = m \sqrt{\frac{N_c}{N_0} \sum_{i=1}^k \sigma_{ai}^m \cdot P_i}, \quad (9)$$

где N_c – суммарное число циклов динамических напряжений за расчетный срок службы;

N_0 – базовое число циклов, $N_0 = 10^7$; σ_{ai} – уровень амплитуды напряжения; P_i – вероятность появления амплитуды с уровнем σ_{ai} .

Коэффициенты запаса сопротивления усталости боковых рам и надрессорных балок, найденные по существующей и предлагаемой методикам приведены в табл. 1.

Таблица 1

Коэффициенты запаса сопротивления усталости литых деталей в состоянии поставки и после 30-ти лет эксплуатации, найденные по результатам усталостных испытаний натуральных деталей и образцов

Наименование детали	Марка стали	Осевая нагрузка P_0 , кН (тс)	Срок службы детали t , лет	Предел выносливости детали при вероятности неразрушения 0,95	Коэффициент запаса сопротивления усталости детали n		
				По результатам испытаний			
				натурных деталей $(P_{aN})_{0,95}$, кН (тс)	образцов σ_{aN} , МПа	натурных деталей	образцов
Боковая рама	20Л	201	0	100	32,4	1,274	1,43
		(20,5)	30	(10)	(165)*	1,37	1,3
		230,5		128,1	34,4	—	—
		(23,5)		(13)	(175)*	—	—
	20Г1ФЛ	215,8	0	133,7 (13,62)	39,2	1,64	1,62
		(22)	25	—	(200)*	—	1,60
		230,5	—	—	35,6	—	—
		(23,5)	—	—	(181,5)*	—	—
Надрессорная балка	20Л	201	0	105	30,5	0,957	1,38
		(20,5)	30	(10,5)	(165)*	1,25	1,32
		230,5	—	162,2	30,5	—	—
		(23,5)	—	(16,5)	(165)*	—	—
	20Г1ФЛ	215,8	0	147	37	1,26	1,58
		(22)	26	(14,98)	(200)*	—	1,53
		230,5	—	—	33,6	—	—
		(23,5)	—	—	(181,5)*	—	—

* В скобках приведены средние (медианные) значения предела выносливости гладкого образца при симметричном цикле нагружения.

Из табл. 1 следует, что коэффициенты запаса сопротивления усталости в состоянии поставки (новых) деталей из стали 20Л, найденные по результатам испытания натуральных деталей (формула 2) имеют явно заниженные значения: для боковых рам – 1,274, а для надрессорных балок – 0,957. При таких значениях коэффициентов, должны бы были происходить массовые

разрушения литых деталей в эксплуатации. Однако этого не происходит, потому что они фактически не ниже допускаемых $[n]=1,4$, что подтверждается результатами испытания на выносливость образцов и определении коэффициентов по напряжениям формула (8). Для боковых рам он равен 1,43, а для надрессорных балок 1,38. Через 25–30 лет эксплуатации ко-

коэффициенты сопротивления усталости выравниваются и равны: для боковых рам из стали 20Л по результатам испытания деталей – 1,37, а по результатам испытания образцов – 1,3, для надрессорных балок они соответственно равны 1,25 и 1,32.

Такая же закономерность наблюдается с величинами коэффициентов сопротивления усталости деталей изготовленных из стали 20Г1ФЛ. То есть коэффициенты сопротивления усталости литых деталей, найденные по напряжениям, по

результатам испытания на выносливость образцов ближе соответствуют реальному их поведению в эксплуатации, нежели по нагрузкам по результатам испытания натуральных деталей. Вероятность появления трещин в литых деталях в эксплуатации не превышает 0,0047 и значительно ниже допускаемой вероятности 0,01.

Результаты оценки остаточного ресурса (срока службы) литых деталей по результатам испытания натуральных деталей и образцов приведена в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики усталости литых деталей и остаточного срока службы после 30-ти лет эксплуатации тележек ЦНИИ-ХЗ (18-100)

Наименование детали	Марка стали	Характеристики сопротивления усталости			Остаточный срок службы детали после 30-ти лет эксплуатации T_0 , годы, установленный по результатам испытаний	
		натурных деталей		образцов	натурных деталей	образцов
		Предел выносливости по амплитудным нагрузкам $(P_{aN})_{0,95}$ при вероятности неразрушения $P = 0,95$ кН	Коэффициент запаса сопротивления усталости n	Предел выносливости по амплитудным напряжениям σ_{aN} при вероятности неразрушения $P = 0,95$, МПа		
Боковая рама	20Л	128,1	1,37	175	27	25,9
	20Г1ФЛ	–	–	181,5	–	39,4
Надрессорная балка	20Л	162,2	1,25	165	12,9	12,5
	20Г1ФЛ	–	–	181,5	–	21,8

Выполненные исследования по оценке остаточного ресурса (срока службы) литых деталей показали, что остаточный срок службы боковых рам, выполненных из стали 20Л по результатам натуральных испытаний составил 27 лет, а по результатам испытания образцов – 25,9 лет. Соответственно остаточный срок службы надрессорных балок из стали 20Л составил 12,9 и 12,5 лет. Расхождение результатов находится на уровне 4 %. Однако остаточный срок службы T_0 найденный по результатам испытания натуральных деталей правомочен в рамках только для внутреннего угла буксового проема и нижнего угла рессорного проема, а в надрессорных балках – для шкворневого сечения, тогда как величины T_0 , найденные по напряжениям по результатам испытания образцов – распространяются на любые сечения исследуемых деталей.

По усталостным испытаниям образцов найдены также остаточные сроки службы литых деталей изготовленных из стали 20Г1ФЛ, которые составили: для боковых рам – 39,4, а для надрессорных балок – 21,8 лет.

Предлагаемая методика проста, обеспечивает достаточную точность получаемых значений остаточного срока службы после длительной эксплуатации, в 5 раз менее продолжительна по времени испытания и в 20 раз дешевле, нежели по результатам испытания натуральных деталей. Она позволяет быстро реагировать на любые изменения в использовании новых материалов для литых деталей и оперативно производить оценку остаточного ресурса их за жизненный цикл.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Отчет о НИР «Разработка методики диагностирования литых несущих деталей (надрессорных балок и боковых рам тележек ЦНИИ-ХЗ (18–100)), проработавших более 30 лет и порядок продления срока их службы». – М.: ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 2000. – 88 с.
2. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 1996. – 318 с.

Поступила в редколлегию 11.12.2006.

С. Д. СЫЧЕВ (ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»)

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ КОМПЛЕКСОВ НА БАЗЕ КОМПЬЮТЕРА

Розглянута проблема створення вимірювальних комплексів на базі персонального комп'ютера. Наведені результати розробки програмного забезпечення для реалізації процесу вимірювання, математичної обробки даних та оформлення результатів вимірювання. Описані можливості, які надає ця система програм.

Рассмотрена проблема создания измерительных комплексов на базе персонального компьютера. Представлены результаты разработки программного обеспечения для осуществления процесса измерения, математического анализа данных и оформления результатов измерения. Описаны возможности, предоставляемые данной системой программ.

The problems of the measuring complexes making on PC basis have been viewed, and results of software development for the implementation of the measurements process, as well as for mathematical analysis of the obtained data have been present in the article. The possibilities, provided by the given program system, have been described.

В настоящее время основной процент грузопассажирских перевозок приходится на долю железнодорожного транспорта, поэтому актуальной проблемой является повышение безопасности перевозок, снижение их себестоимости и увеличение срока службы подвижного состава. Решение этой проблемы состоит в разработке принципиально нового оборудования и внедрении его на подвижном составе. Однако теоретические расчеты, положенные в основу разработки нового оборудования, требуют экспериментальной проверки в процессе испытаний на натурных образцах подвижного состава, что сводится к непосредственным инструментальным измерениям комплекса физических величин и характеристик, их последующему системному анализу.

В связи с широким распространением компьютерной техники, в технологии измерений происходят соответствующие изменения. Наблюдается закономерный переход от измерений посредством стрелочных, либо цифровых приборов с отображением текущей измеряемой величины к автоматизированным измерительным комплексам на базе персонального компьютера (ПК). Данный подход к измерениям позволяет более эффективно производить измерения, ускорить обработку полученных результатов. Измерительные комплексы на базе ПК обладают достаточной гибкостью, т. к. эти системы могут быть применены во многих видах испытаний путем смены набора датчиков (датчики электрических, механических величин, температуры и др.). Общая структура подобного рода комплексов показана на рис. 1. В общем случае, можно выделить следующие

части: набор датчиков, преобразующих измеряемые величины в пропорциональные им электрические сигналы; аналого-цифровой преобразователь (АЦП), преобразующий входной электрический сигнал (ток или напряжение) в цифровой код и обеспечивающий гальваническую развязку; ПК в который непосредственно передается цифровой код через порт ввода-вывода.

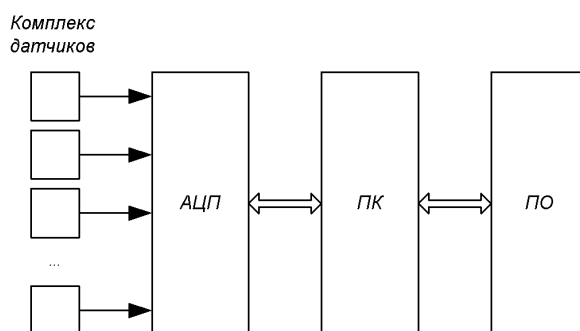


Рис. 1. Общая структура измерительных комплексов на базе ПК

Приобретение аппаратной части комплекса не является проблемой, при этом необходимо определить требуемую точность измерения (зависит от характеристик датчиков и разрядности АЦП), скорость регистрирования процессов (зависит от максимальной частоты дискретизации АЦП и пропускной способности канала АЦП-ПК), количество измеряемых величин (обусловлено конечным числом входных каналов АЦП). Однако немаловажной составляющей комплекса является программное обеспечение (ПО), позволяющее проводить измерения, сохранять полученные результаты и производить их анализ.

Существующее ПО для измерительных систем на базе ПК не достаточно распространено в виду его специфичности, т. е. часто производитель того или иного оборудования создает ПО именно под свой продукт и не заботится о совместимости с аппаратными решениями других производителей. К тому же данное ПО обычно содержит лишь базовые функции отображения и сохранения данных измерения, что существенно сужает область его применения, усложняет анализ полученных данных, снижает точность определения полученных величин и требует разработки или покупки дорогостоящих профессиональных математических пакетов для дальнейшего анализа.

В УкрНИИВ разработана система программ «ЭЛЕКТРО» для измерительного комплекса на базе ПК типа NoteBook и модуля E330 производства АОЗТ «LCard», на которую получено авторское свидетельство № 12200 в Государственном департаменте интеллектуальной собственности Украины.

Данное ПО позволяет упростить процесс подготовки к испытаниям, автоматизировать его и, следовательно, уменьшить влияние субъективных ошибок оператора в процессе измерения. Программа обладает графическим русскоязычным интерфейсом и работает под управлением ОС Windows 98 или Windows XP. Управление программой осуществляется посредством кнопок, переключателей и полей записи (числовых и текстовых), имеющих соответствующие надписи, что практически не требует специальной подготовки оператора ПК для проведения измерений и последующего математического анализа результатов. Программой предусмотрена обработка чисел с двойной точностью (DBL – 64 бита), а также использование стандартных математических методов обработки данных, что позволяет обеспечить достаточную точность вычислений (по результатам испытаний тракта записи и обработки данных программы, погрешность составляет менее 0,1 %).

На основании практического опыта испытаний определены основные этапы подготовки к измерениям и сформирован следующий подход к проведению измерений:

- на основании изучения состава исследуемого объекта и требований, предъявляемых к нему, формируется список физических величин, подлежащих регистрации в процессе измерения;
- определяются границы изменения каждого из регистрируемых параметров и скорость протекания процессов (для определения требуемой минимальной частоты дискретизации АЦП);

- выбираются датчики с соответствующими диапазонами измерения;

- производится установка датчиков в схему исследуемого объекта и присоединение их к АЦП;

- подготавливается файл-шаблон в текстовом виде (при помощи стандартных программных средств Windows), содержащий информацию о частоте дискретизации, количестве регистрируемых каналов и список логических каналов, состоящий из наименования измеряемой величины, номера физического канала, усилении канала и коэффициенте датчика;

- запускается программа «ЭЛЕКТРО», в главном меню производится выбор рабочего каталога и названия файла, в который будет произведена запись измеряемых данных;

- запускается модуль программы «Измерение» (рис. 2), который служит для загрузки в АЦП управляющей программы, ввода параметров измерения из файла шаблона, отображение текущих значений измерения по одному выбранному либо по всем каналам на экране дисплея в режиме реального времени; управление записью реализаций, сохранение данных испытаний в файлы на жестком диске ПК. При сохранении на жестком диске ПК создаются три файла, имеющих различное содержимое: файл с расширением nfo содержит информацию из файла-шаблона о параметрах измерения; файл с расширением dat – содержит данные измерения по всем каналам в виде двоичного двумерного массива; файл с расширением txt дублирует; информацию файла nfo в текстовом виде, может также содержать дополнительную информацию пользователя (при заполнении соответствующего окна в программе). Максимальная величина времени записи ограничена только величиной свободного пространства на жестком диске ПК. После записи необходимого количества реализаций и окончании текущего сеанса измерений необходимо завершить работу модуля путем нажатия кнопки «Окончание измерения»;

- для определения качественных и количественных характеристик записанных величин требуется запустить из главного блока программы модуль «Анализ» (рис. 3). На лицевой панели модуля расположены управляющие кнопки и цифровые индикаторы при помощи которых производится математический анализ. Выбрав файл с данными, необходимо указать номер реализации, номер канала и диапазон вывода величины. При этом на экране отображается форма сигнала и данные математической обработки, а именно – действующее и амплитудное значения, максимальное и мини-

мальные значения, постоянная составляющая, фаза сигнала, коэффициент нелинейных искажений исследуемого сигнала. При необходимости модуль позволяет компенсировать постоянную составляющую сигнала, обусловленную смещением нуля датчика (для синусоидального сигнала). Также имеется закладка, отображающая спектральный состав исследуемого сигнала. Пользователь может отобразить до трех сигналов на одной координатной сетке и сохранить отчет, содержащий результаты анализа, вид сигнала и его спектральный состав, информацию пользователя в текстовом виде. Отчет со-

храняется в формате HTML, который можно открыть для просмотра при помощи стандартных средств Windows. По окончании работы с модулем необходимо нажать управляющую клавишу «Завершение работы» и перейти в центральный модуль программы;

— для получения качественных характеристик процесса, т. е. визуального отображения исследуемого сигнала используется модуль «Отображение» (рис. 4). Данный модуль позволяет отображать на одной координатной плоскости от одного до трех каналов записи и сохранять результаты в файл отчета в формате HTML.

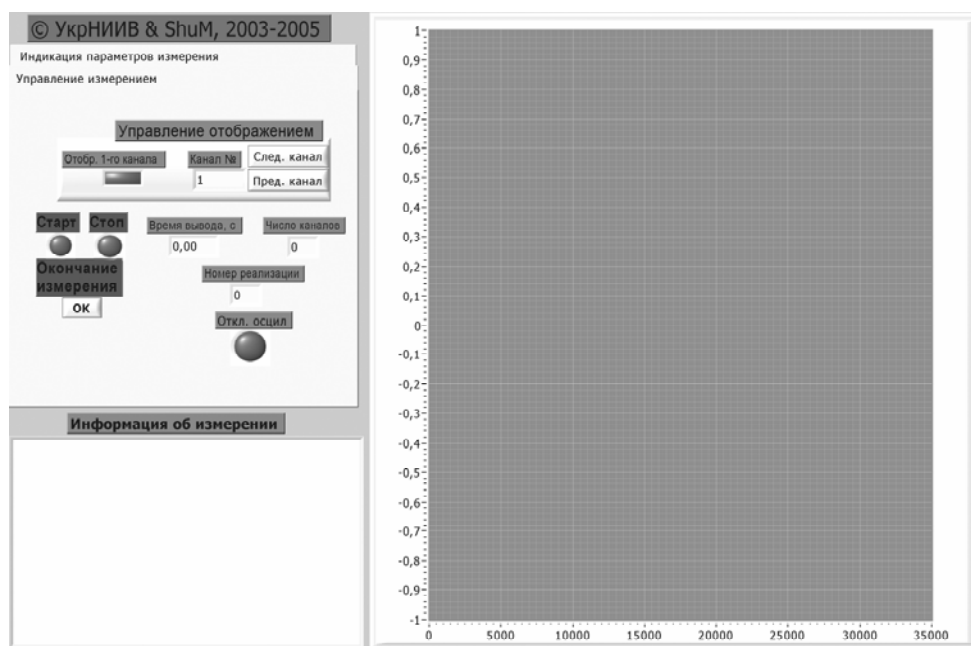


Рис. 2. Интерфейс пользователя модуля «Измерение»

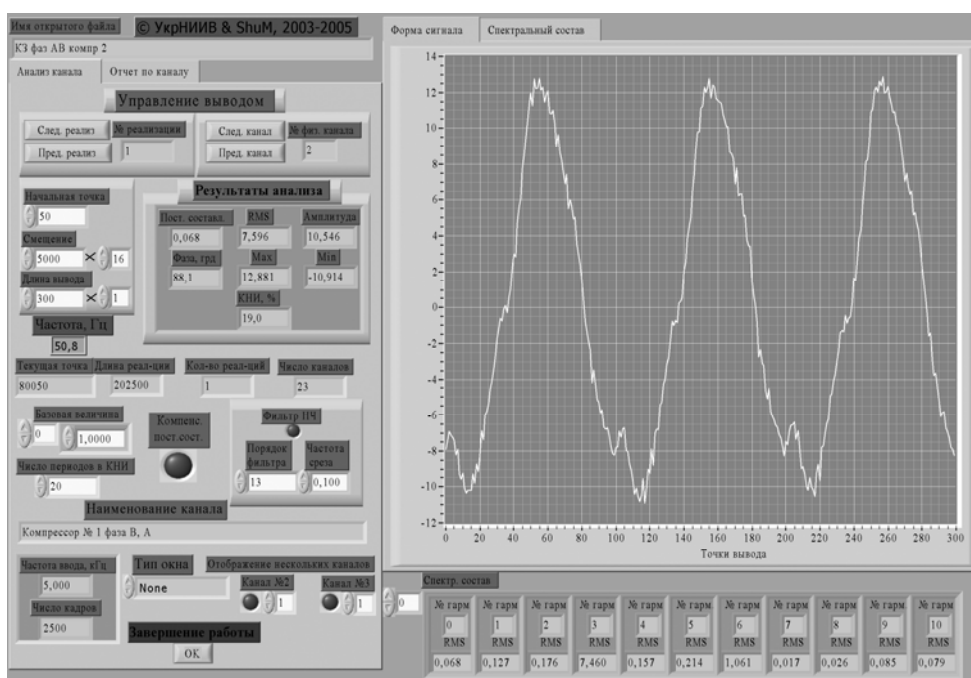


Рис. 3. Интерфейс пользователя модуля «Анализ»

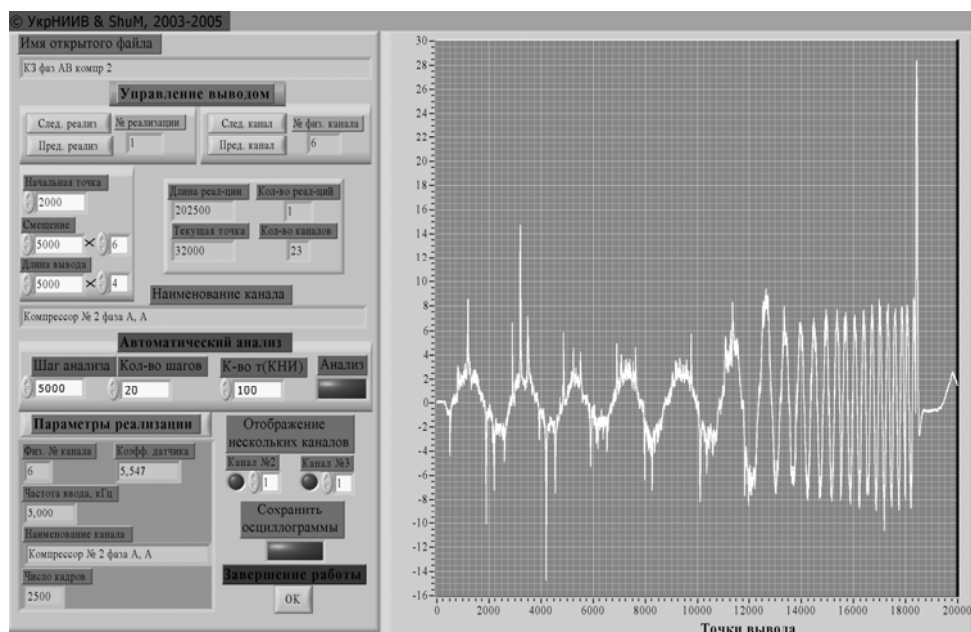


Рис. 4. Интерфейс пользователя модуля «Отображение»

Данный комплекс программ используется в комплексе с АЦП E330 производства фирмы LCard, однако, при наличии соответствующих динамических библиотек, может быть применен с другими платами ввода-вывода. Разработка программы велась в среде графического программирования LabView фирмы National Instruments, позволяющей компилировать самостоятельные исполнимые модули, что обуславливает возможность ее применения на ПК без установленной среды разработки.

Описанный комплекс программ используется в УкрНИИВ при электротехнических

испытаниях оборудования пассажирских вагонов как в стационарных, так и в поездных условиях на протяжении года. Его применение позволило упростить процедуру подготовки к измерениям, более наглядно производить измерения, контролировать значения величин в процессе записи по различным каналам, избежать затрат на покупку программного обеспечения сторонних производителей, ускорить математическую обработку результатов и оформление протоколов испытаний, повысить (по сравнению с графоаналитическими методами) точность определения параметров измеряемого сигнала.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ В ТЯГОВОМ ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ ТЕПЛОВЗОВ

Наведені методика і результати комп'ютерного моделювання динамічних режимів асинхронного тягового привода перспективних магістральних тепловозів з інвертором напруги при використанні тягових двигунів ДАТ305 і ДТА470

Представлены методика и результаты компьютерного моделирования динамических режимов асинхронного тягового привода перспективных магистральных тепловозов с инвертором напряжения при использовании тяговых двигателей ДАТ305 и ДТА470

The computer modeling method and results of dynamical modes in asynchronous traction drive on perspective trunk diesel locomotives with voltage inverters by using DAT305 and DTA470 traction engines are present

Разработка новых тепловозов с асинхронным тяговым приводом (АТП) требует сравнительного анализа различных схем силового канала и систем управления. При этом на динамические качества АТП существенно влияет не только тип схемы, но и параметры асинхронного тягового двигателя (АТД).

На новых тепловозах, разрабатываемых Брянским машиностроительным заводом (БМЗ) совместно с Всероссийским научно-исследовательским и конструкторско-технологическим институтом подвижного состава (ВНИКИ МПС), используются асинхронные двигатели ДАТ305 (номинальные данные: мощность 305 кВт, частота вращения 32,8 рад/с, вращающий момент 9316 Н·м, ток фазы 327 А, фазное напряжение 390 В, частота тока статора 16,3 Гц, КПД 90 %) и ДТА470 (номинальные данные: мощность 470 кВт, частота вращения 60,7 рад/с, вращающий момент 7759 Н·м, ток фазы

352 А, фазное напряжение 550 В, частота тока статора 29,55 Гц, КПД 93 %).

Чтобы сравнить динамические качества АТП с одинаковым исполнением силового канала и системами управления, но различными типами двигателей, было выполнено компьютерное моделирование пуска и реостатного торможения тепловозов с двигателями ДАТ305 и ДТА470 при ухудшении условий сцепления. Разработанная математическая модель АТП включает уравнения силовой электрической, механической и управляющей подсистем привода, программирование выполнено в среде Delphi.

Для моделирования динамики тяговых приводов перспективных тепловозов принята силовая схема с автономным инвертором напряжения (АИН) на IGBT и индивидуальным регулированием осей (рис. 1), получившая наибольшее распространение в мировой практике.

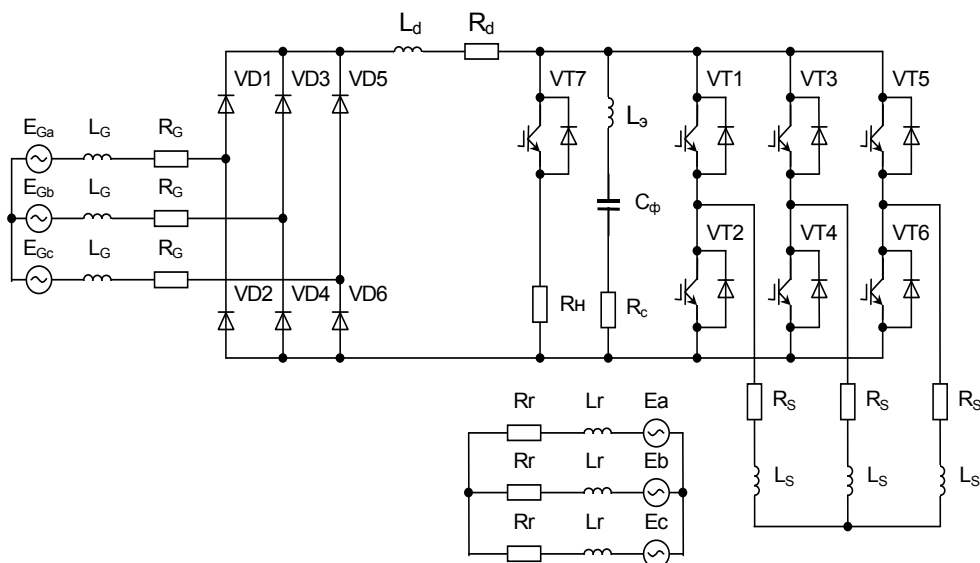


Рис. 1. Схема силовой электрической части АТП с АИН при представлении АТД на основе обобщенной машины

Расчет электрической схемы, в которую входят: источник питания (синхронный генератор), статический преобразователь (выпрямитель и инвертор), цепь реостатного торможения, фильтры выпрямителя и инвертора, асинхронный двигатель, выполняется на основе контурных топологических уравнений в матричной форме [1; 2]

$$\|B\| \|U_B\| = 0, \quad (1)$$

где $\|B\|$ – блочная топологическая матрица; $\|U_B\|$ – блочная матрица напряжений ветвей.

В случае изменения структуры силовой схемы (например, применении инвертора тока) изменяется только матрица $\|B\|$, а система контурных дифференциальных уравнений, сформированная на основе (1), остается неизменной

$$\frac{d\|I_{LK}\| \|L_K\|}{dt} = \|E_K\| - \|R_K\| \|I_{LK}\|, \quad (2)$$

где $\|I_{LK}\|$ – матрица контурных токов индуктивных контуров; $\|I_{LK}\|^{-1}$ – обращенная матрица контурных индуктивностей; $\|E_K\|$ – матрица суммарных контурных ЭДС; $\|R_K\|$ – матрица суммарных контурных сопротивлений.

При формировании матрицы суммарных контурных ЭДС учитываются напряжения на конденсаторах u_c , определяемые из уравнения

$$\frac{d\|u_c\|}{dt} = \left\| \frac{i_b}{c_b} \right\|, \quad (3)$$

где i_b – токи ветвей, содержащих конденсаторы; c_b – емкости конденсаторов соответствующих ветвей.

$$\|i_b\| = \|B\|^t \cdot \|I_K\|,$$

где t – знак транспонирования.

Работа полупроводниковых вентилях моделируется изменением матрицы сопротивлений ветвей по определенному закону в соответствии с алгоритмом управления.

Обмотки статора и ротора асинхронного двигателя являются ветвями силовой электрической схемы и учитываются при составлении топологической матрицы. При этом АД в данной схеме в зависимости от поставленных задач может рассчитываться либо классическими методами, базирующимися на представлении реального двигателя трехфазной «обобщенной

машиной» [3], либо с использованием метода проводимостей зубцовых контуров (ПЗК) [4].

На строящемся магистральном тепловозе 2ТЭ25А будет применено опорно-осевое подвешивание тяговых двигателей. Модель механической подсистемы тягового привода оси локомотива, составленная с использованием результатов работ [5; 6] (рис. 2), учитывает угловые колебания элементов передачи в продольной вертикальной плоскости по отношению к оси пути, определяющим образом влияющие на соответствующие колебания ротора и электромагнитный момент АД.

Тяговое усилие от колесных пар передается через контакт колесо-рельс на локомотив. Сила тяги каждого колеса определяется по сцепному весу и коэффициенту сцепления

$$F_k = (P_{сц} / 2) \cdot \Psi,$$

где F_k – сила тяги колеса; $P_{сц}$ – сцепной вес; Ψ – коэффициент сцепления.

Коэффициент сцепления колеса и рельса рассчитывается по формуле

$$\Psi = K \Psi_0,$$

где Ψ_0 – потенциальный коэффициент сцепления; K – коэффициент сцепления в относительных единицах

$$K = \Psi / \Psi_0.$$

Значения Ψ_0 в зависимости от скорости движения локомотива задаются таблично с интерполяцией в промежуточных точках на основе сплайн-функции. Для моделирования влияния остальных факторов (например, наезд на масляное пятно, подсыпка песка) Ψ_0 можно варьировать.

Коэффициент сцепления в относительных единицах K определяется в функции скорости проскальзывания колес, выраженной в процентах по отношению к скорости локомотива, на основе нелинейной характеристики сцепления, которая задается по точкам с интерполяцией промежуточных значений. Причем вид этой характеристики может варьироваться в зависимости от состояния рельсов [6], например, для сухих рельсов вводится характеристика с явно выраженным максимумом, а для влажных – с неявно выраженным максимумом.

На магистральных тепловозах с АТП могут быть установлены двигатели ДТА470 и ДАТ305. Для сравнения было выполнено компьютерное моделирование пуска и реостатного торможения одного и того же магистрального тепловоза с разными типами АД.

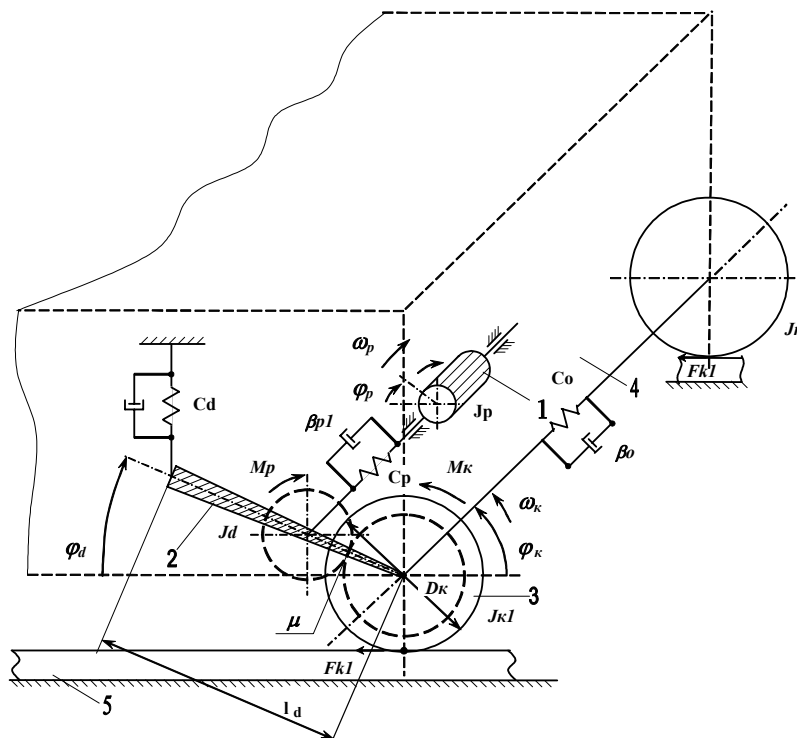


Рис. 2. Расчетная схема механической части АТП тепловоза ТЭМ21:
1 – ротор АТД; 2 – остов АТД; 3 – колесная пара; 4 – локомотив и поезд; 5 – рельсовый путь

Система управления при моделировании также принята одинаковой. В процессе пуска до номинальной скорости и электрического торможения амплитуда напряжения, приложенного к обмотке статора, регулируется по закону

$$U_1 = U_0 + k_u f_1,$$

где U_1 – амплитуда напряжения статора; f_1 – частота напряжения статора; k_u – коэффициент пропорциональности; U_0 – начальное значение напряжения.

Частота напряжения статора АТД вычисляется по формуле

$$f_1 = f_l \pm f_2,$$

где f_l – частота, соответствующая скорости локомотива, приведенной к ротору двигателя; f_2 – частота абсолютного скольжения двигателя.

Знак «+» относится к тяговому, знак «-» – к тормозному режиму работы АТП. При моделировании электрического торможения в процессе снижения частоты f_1 контролируется напряжение ветви реостатного торможения с транзистором VT7 и резистором Rн, включенной параллельно ветви конденсатора фильтра (см. рис. 1). Когда расчетное напряжение превышает заданное, открывается транзистор VT7 и происходит сброс энергии в реостат Rн.

В качестве примера на рис. 3, 4 приведены результаты моделирования пуска и реостатного торможения АТП с двигателем ДАТ305 и ДТА470 при существенном ухудшении условия сцепления (Ψ_0 снижается до 0,01). В данном случае при моделировании использована характеристика сцепления с явно выраженным максимумом. Торможение ДАТ305 начинается в момент времени $t = 5,5$ с.

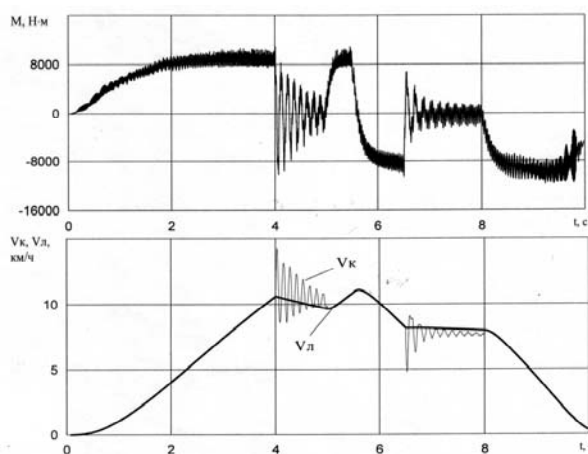


Рис. 3. Результаты моделирования пуска и электрического торможения АТП тепловоза с двигателями ДАТ305 при снижении потенциального коэффициента сцепления Ψ_0 до 0,01 в интервалы времени $4 \text{ с} \leq t \leq 5 \text{ с}$ и $6,5 \text{ с} \leq t \leq 8 \text{ с}$

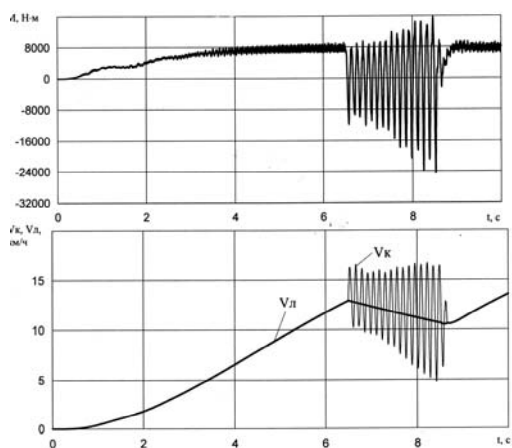


Рис. 4. Результаты моделирования пуска АТП тепловоза с двигателями ДТА470 при снижении потенциального коэффициента сцепления Ψ_0 до 0,01 в интервал времени $6,5\text{ с} \leq t \leq 8\text{ с}$

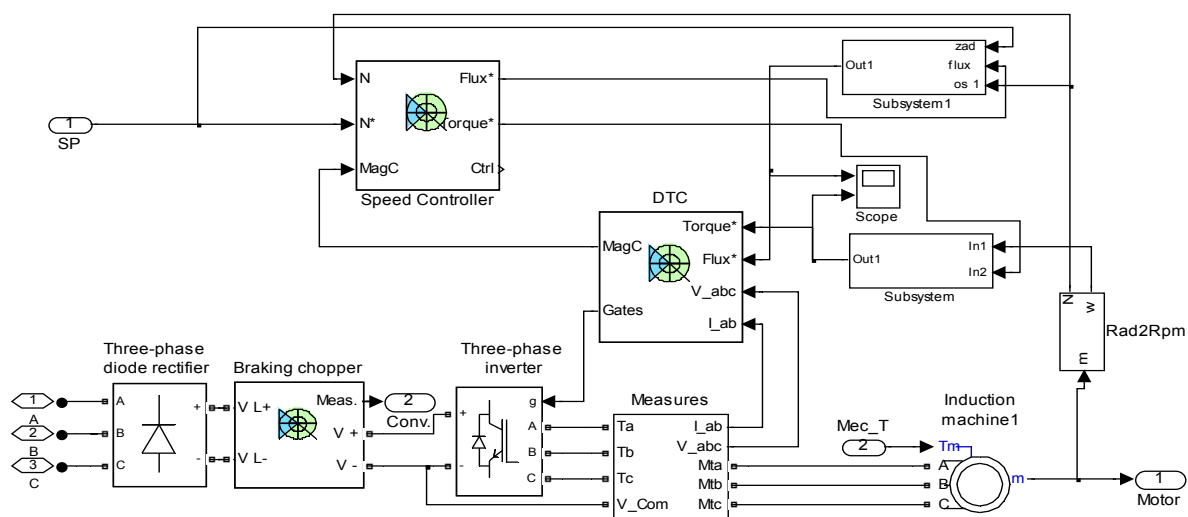


Рис. 5. Фрагмент модели системы прямого управления моментом АД в MatLab

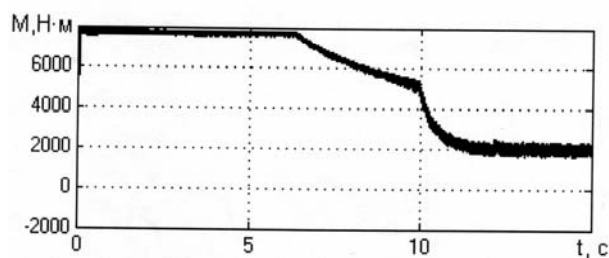


Рис. 6. Результаты моделирования в MatLab пуска и разгона АТП с двигателем ДТА470 при использовании DTC

Выводы

1. Жесткость естественных характеристик асинхронных тяговых двигателей ДАТ305 и ДТА470, даже при очень существенном ухуд-

шении условий сцепления ($\Psi_0 = 0,01$), оказывается достаточной для предотвращения разнотактного буксования, но возникают автоколебания. Затухание колебаний происходит в том случае, если демпфирующая способность электромеханической системы АТП (двигателя и механической передачи) преобладает над усилением колебаний на падающем участке характеристики сцепления.

Как видно из графиков, в АТП с двигателем ДТА470 в случае применения скалярного управления в начале пуска наблюдаются колебания электромагнитного момента, а при существенном ухудшении условий сцепления происходит усиление фрикционных автоколебаний.

Улучшить динамику АТП позволяет применение векторного управления и, в частности, системы прямого управления моментом (Direct Torque Control – DTC) [7] (рис. 5, 6), впервые реализованной фирмой ABB.

2. Асинхронный двигатель ДТА470, имеющий большие, чем ДАТ305, переходные постоянные времени обмоток, обладает меньшей демпфирующей способностью при возникновении фрикционных автоколебаний.

3. Применение системы прямого управления моментом позволяет улучшить динамические качества привода с двигателем ДТА470.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Михальченко Г. С. Моделирование переходных режимов в асинхронном тяговом приводе локомотивов / Г. С. Михальченко, Г. А. Федяева, А. И. Власов // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – № 4. – С. 42–47.
2. Михальченко Г. С. Взаимовлияние динамических процессов в электрической и механической подсистемах тягового электропривода тепловозов при переходных режимах / Г. С. Михальченко, Г. А. Федяева, В. Н. Федяев // Тяжелое машиностроение. – 2005. – № 12. – С. 28–32.
3. Копылов И. П. Математическое моделирование электрических машин. – М.: Высш. шк., 2001. – 327 с.
4. Иванов-Смоленский А. В. Универсальный метод расчета электромагнитных процессов в электрических машинах / А. В. Иванов-Смоленский, Ю. В. Абрамкин, А. И. Власов и др.; Под ред. А. В. Иванова-Смоленского. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 216 с.
5. Бирюков И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.
6. В. Engel. Регулирование тяги с высоким использованием сил сцепления // Железные дороги мира. – 1999. – № 2. – С. 39–45.
7. Козярук А. Е. Современное и перспективное алгоритмическое обеспечение частотно-регулируемых электроприводов / А. Е. Козярук, В. В. Рудаков // Санкт-Петербургская электротехническая компания. 2004. – 128 с.

Поступила в редколлегию 11.08.2006.

С. В. ШМАКОВ (ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»)

ПРИМЕНЕНИЕ КРИТЕРИЯ ПОНЯТНОСТИ РЕЧИ ДЛЯ КЛАССИФИКАЦИИ ПАССАЖИРСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ ВАГОНА ПО УРОВНЮ ШУМА

Пропонується методика визначення рівнів транспортного шуму в пасажирських приміщеннях вагона, які забезпечать необхідну комфортабельність (по шуму). Пропонується здійснювати класифікацію пасажирських приміщень вагона залежно від досягнутого рівня шуму.

Предлагается методика определения уровней транспортного шума в пассажирских помещениях вагона, которые обеспечат необходимую комфортабельность (по шуму). Предлагается проводить классификацию пассажирских помещений вагона в зависимости от уровня шума.

A method of determining levels of transport noise in the passenger sections of a railway car is offered, which will provide the necessary comfort level on noise. It is suggested to conduct classification of passenger sections of a car depending on the noise level.

Целью работы является определение уровней транспортного шума в пассажирских помещениях вагона, при которых обеспечивается комфортабельность по критерию понятности речи.

Комфортабельность в помещениях характеризуется такими количественными параметрами как основные размеры купе, кресел, проходов, температура и влажность воздуха, уровень освещенности, уровень шума и др. Комфортабельность по шуму тем выше, чем ниже его уровень. Допустимые уровни шума для подвижного состава железнодорожного транспорта должны соответствовать требованиям комфортабельности в Украине ДСТУ 4049-2001 [1], в России – НБ ЖТ ЦЛ 201-98 [2]. Максимально допустимые уровни шума для железнодорожного транспорта регламентируются также санитарными нормами ДСН 3.3.6.037-99, Украина, [3] и СП 2.5.1198-03, Россия, [4].

Анализ допустимых уровней по санитарным нормам и по нормам комфортабельности с учетом положений, содержащихся в ГОСТ 12.1.003-83 [5], показывает:

1) уровень шума для пассажиров, места которых расположены в центральной части вагона, допускается равным уровню производственного шума для служебных отделений рефрижераторных секций, вагонов электростанций, помещений для персонала багажных и почтовых вагонов;

2) уровень шума для пассажиров, места которых расположены над тележками вагона, могут превышать уровень шума для служебных отделений рефрижераторных секций, вагонов электростанций на 5 дБ;

3) эти нормативные документы регламентируют только максимально допустимые уровни, одинаковые для разных типов и компоновок пассажирских вагонов.

На обслуживающий персонал подвижного железнодорожного состава распространяются санитарные нормы, которые определяют предельно допустимые уровни производственного шума по физиологическому воздействию на человека в зависимости от напряженности, условий, вида работы. Пассажирские места должны не только соответствовать требованиям санитарным правилам по уровню шума, но и соответствовать определенному уровню комфортабельности.

Стремительное развитие средств мобильной связи, простота и доступность предопределяют положение, когда почти все пассажиры железнодорожного транспорта будут пользоваться ее услугами. Микрофоны мобильных телефонов обладают высокой чувствительностью. Высокий коэффициент усиления микрофона и широкая диаграмма его направленности обеспечивают необходимое усиление голоса говорящего. При этом происходит усиление шумового фона, при котором происходит разговор. Как отмечено выше, допускаемый нормативными документами уровень звука (шума) в пассажирских помещениях вагона приравнен к шумовому фону производственного уровня.

Предлагаемая методика предназначена для количественного расчета (оценки) уровня шумового фона в пассажирских помещениях вагонов.

В основу методики положен расчет объективного параметра – понятность речи в условиях шумового фона.

Такая качественная характеристика, как понятность речи, широко применяется при акустических испытаниях помещений, таких как конференц-залов, студий, аудиторий, диспетчерских помещений и других, для оценки воз-

возможности людей общаться и воспринимать звуковую информацию в условиях шума. В системах проводной и радиосвязи проверка на понятность речи является обязательной. Характеристики понятности речи следующие:

- отличная, без переспросов, когда есть возможность людей общаться в условиях реального шума;

- хорошая, если общение проходит с переспросами редко встречающихся слов, названий, фамилий, о которых нельзя догадаться по смыслу;

- удовлетворительная, когда требуются частые переспросы, трудность общения;

- предельно допустимая, если требуются неоднократные переспросы одно и того же материала, отдельных слов по буквам и с полным слуховым напряжением.

Понятность речи определяется по количественным величинам слоговой S (%) и словесной W (%) разборчивости речи. Взаимосвязь между качественной характеристикой и количественными показателями разборчивости речи определены в ГОСТ 8031-76 [6]. Рассмотрим различные методы по определению разборчивости речи, которые применяются при акустических измерениях [7].

Прямым методом измерения понятности речи является артикуляционный метод. Бригада артикулянтов (специально натренированных операторов) записывают в особые таблицы слова, звуко сочетания, слоги, которые читает диктор со строгим соблюдением специальных правил. Обработка результатов – сравнительный анализ эталонных и рабочих таблиц.

Еще в 1957 г. был введен метод измерения разборчивости речи – формантный метод, свободный от ряда недостатков артикуляционных методов. Формантный метод основан на том, что человек точно может определить уровень звука, при котором он достигает порога слышимости. Изменяя уровень звукового давления, создаваемый генератором шума, получают уровень порога слышимости, соответствующий воздействию этих шумов на слух человека. Меняя уровень звукового давления, создаваемого тональным генератором, получают тот же уровень порога слышимости, что и для шумов в полосе равной разборчивости. Величина изменения уровня отражает степень ощущения речи.

Предлагается следующий алгоритм расчета транспортного шума в пассажирских помещениях вагона по критерию понятности речи. Алгоритм основан на форматно-объективном методе, в основу которого приняты положения, содержащиеся в [7]. Расчет произведен в следующей последовательности:

1. Для анализа рассмотрены октавные полосы со средне геометрическими частотами от

125 Гц до 8000 Гц. Этот диапазон полностью включает частотный диапазон звуков речи, имеющий диапазон от 150 Гц до 7000 Гц.

2. Исходные данные уровней речевого сигнала B_p приведены в табл. 1, согласно [7].

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Интенсивность речевого сигнала B_p		Диапазон уровней звукового давления шума $B_{ш}$, дБ		
октавная полоса, Гц	уровень, дБ	минимальное значение	шаг сетки	максимальное значение
125	64,3	57,0	0,44	78,0
250	67,9	49,0	0,83	73,0
500	66,9	44,0	0,92	68,0
1 000	61,5	40,0	0,89	65,0
2 000	57,0	37,0	0,86	62,0
4 000	53,0	35,0	0,8	60,0
8 000	48,5	33,0	0,72	59,0

3. Уровни звукового давления в октавных полосах частот $B_{ш}$ приняты по индексам нормировочных кривых согласно ОСТ 24.050.18-82 [9], ДСН 3.3.6.037-99 [3]. Весь диапазон возможных уровней звукового давления в каждой октавной полосе (см. табл.1) разбит на сетку с шагом 0,44...0,92 дБ.

4. Расчет уровня формант E_{ϕ} произведен по формуле

$$E_{\phi} = B_p - B_{ш} . \quad (1)$$

5. Выполнен расчет коэффициентов разборчивости $W_{p.n}$ в полосах частот от уровня формант E_{ϕ} .

- 5.1. Если уровень формант E_{ϕ} находился в пределах 0...18 дБ, то E_{ϕ} определен по формуле

$$W_{p.n} = (E_{\phi} + 6) / 30 . \quad (2)$$

- 5.2. Если уровень формант E_{ϕ} находился в пределах -12...0 дБ, то E_{ϕ} определен по формуле

$$W_{p.n} = (E_{\phi} + 6) / 30 + 0,06(-E_{\phi}/6)^{1,807} . \quad (3)$$

6. Расчет коэффициентов разборчивости W_p произведен по формуле

$$W_p = 1/8 \cdot \sum_{k=1}^8 W_{p.k} \quad (4)$$

7. В зависимости от коэффициента разборчивости речи W_p , определена категория помещения. В табл. 2 приведена взаимосвязь между качественной характеристикой и количественными показателями разборчивости речи по ГОСТ 8031-76 [6], [7, табл. 10.6 и 10.2].

8. Все вычисления выполнены с применением программы Excel. Из массива расчетов выбран диапазон уровней звукового давления и соответствующий ему диапазон разборчивости речи. Результаты расчетов приведены в табл. 3.

Таблица 2

Категория помещений по критерию понятности речи

Разборчивость речи W_p , отн. единиц	Понятность речи, %		Категория помещения
	слоговая S	словесная W	
свыше 0,510	св. 80	св. 98	отличная
0,315...0,500	57...80	94...98	хорошая
0,225...0,310	41...56	88...93	удовлетворяет
0,145...0,220	25...40	75...87	предельно допустимая

Таблица 3

Возможная классификация пассажирских помещений по уровню шума

В полосе со среднегеометрической частотой, Гц	Классификация помещения			
	Россия	Украина	Россия	Украина
	Люкс / особо высокого класса, (отличная понятность речи), уровень звукового давления, дБ, не более	1 класс / высокого класса (хорошая понятность речи), уровень звукового давления, дБ, не более	2 класс / повышенного класса (понятность речи – удовлетворительная), уровень звукового давления, дБ, не более	3 класс / обычный класс (понятность речи – предельно допустимая), уровень звукового давления, дБ, не более
125	64,1	64,4...69,5	69,8...72,0	72,3...74,9
250	57,1	57,4...63,3	63,6...66,2	66,5...69,4
500	52,1	52,4...58,3	58,6...61,2	61,5...64,4
1 000	48,4	48,8...54,9	55,2...57,9	58,2...61,3
2 000	45,4	45,8...51,9	52,2...54,9	55,2...58,3
4 000	43,4	43,8...48,9	50,2...52,9	53,2...56,3
8 000	41,8	42,1...48,5	48,6...48,8	52,0...55,1

Сравнение полученных значений уровней звукового давлений с максимально допустимыми уровнями шума по нормативным документам показывает следующее. Уровень шума в пассажирских помещениях отвечает критерию понятности речи как «удовлетворительная». Пассажирские помещения, расположенные над тележками, отвечают критерию понятности речи как «предельно допустимая».

Выводы

Схему расчета можно взять за основу методики для расширенного анализа результатов испытаний по измерению уровней шума.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ДСТУ 4049-2001 Вагони пасажирські магістральні локомотивної тяги. Вимоги безпеки.

2. НБ ЖТ ЦЛ 201-98 Вагоны пассажирские железнодорожные. Нормы безопасности.
3. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
4. СП 2.5.1198-03 Санитарные правила по организации пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте.
5. ГОСТ 12.1.003-83 Шум. Общие требования безопасности.
6. ГОСТ 8031-76 Аппараты телефонные. Тональный метод измерения разборчивости речи.
7. Ефимов А. П. Акустика. Справочник. – М., Радио и связь, 1989.
8. Покровский Н. Б. Расчет и измерение разборчивости речи. М. Радио и связь, 1962.
9. ОСТ 24. 050.18-82 Вагоны пассажирские и рефрижераторные. Шумовые характеристики. Нормы и методы измерения.

Поступила в редколлегию 10.10.2006.

РЕЗУЛЬТАТЫ ТОРМОЗНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТЕПЛОВОЗА ТЭП 150

Наведено результати випробувань тепловоза ТЭП150 на різних режимах гальмування. Одержані залежності дійсної сили натиснення колодок башмаків на бандаж колісної пари від тиску в гальмівному циліндрі.

Представлены результаты испытаний тепловоза ТЭП150 на различных режимах торможения. Получены зависимости действительной силы нажатия колодок башмаков на бандаж колесной пары от давления в тормозном цилиндре.

The africle represents the results of TEP150 diesel locomotive testing in different braking modes. Dependencies of actual force of the shoe pressing upon the wheelset bandage on the pressure in the braking cylinder have been received.

Летом 2005 г. проведены испытания тормозной системы магистрального пассажирского тепловоза ТЭП150 производства ОАО «ХК «Лугансктепловоз», мощностью 3100 кВт (4216 л.с.), с электрической передачей переменного тока, электрическим тормозом, служебной массой 135 т, конструкционной скоростью 160 км/ч, объем главных резервуаров 1300 л.

Тепловоз оборудован электродинамическим, электропневматическим прямым и ручным (стояночным) тормозами.

Инструкцией по эксплуатации тормозов подвижного состава на железных дорогах Ук-

раины [1], для вновь изготовленного подвижного состава, предусмотрено проведение тормозных испытаний, результаты которых изложены в настоящей работе.

Плотность тормозной сети существенно влияет на управляемость тормозами, их эффективность и неистощимость, режим работы компрессоров и зависит от величины утечек [2], поэтому для достоверности результатов испытаний проведена проверка на падение давления в пневматических магистралях и уравнильном резервуаре тепловоза, результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты проверки на падение давления в пневматических магистралях и уравнильном резервуаре тепловоза

Определяемые параметры	Падение давления, кгс/см ²
Плотность питательной магистрали (падение давления за 3 мин с 0,8 до 7,8 кгс/см ²)	Отсутствует
Плотность тормозной магистрали (падение давления за 1 мин с 5,0 до 4,8 кгс/см ²)	
Плотность уравнильного резервуара (падение давления за 3 мин с 5,0 до 4,9 кгс/см ²)	

Время наполнения главных резервуаров с 0,7 до 0,8 МПа (с 7,0 до 8,0 кгс/см²) составляет 25,7 с, для сравнения у тепловоза ТЭП70, при объеме главных резервуаров 1060 л, время их наполнения с 0,7 до 0,8 МПа составляет 20 с [1].

Для более эффективной работы тормозной системы, при высоких скоростях движения, на тепловозе предусмотрено двухступенчатое нажатие тормозных колодок:

I ступень – при служебном торможении краном машиниста или краном вспомогательного тормоза производится с максимальным давлением в тормозных цилиндрах $P = 3,8 \dots 4,0$ кгс/см².

II ступень торможения – только при экстренном торможении краном машиниста и при разрядке тормозной магистрали ниже 3,6 кгс/см² со скорости движения более 60 км/ч производится с максимальным давлением $P = 6,0$ кгс/см².

При настоящих испытаниях действительное нажатие на тормозную колодку определялось опытным путем, фиксировались для расчетов значения максимального давления в тормозных цилиндрах [3] при экстренном торможении (I и II ступень торможения), результаты приведены в табл. 2.

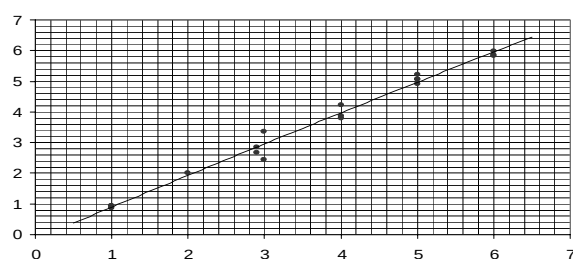
Таблица 2

Результаты испытаний

Тележка кабины	Степень торможения	Время наполнения, с	Максимальное давление, кгс/см ²	Плотность магистрали тормозных цилиндров (падение давления 3, 8...3, 6 кгс/см ² не менее, чем за 1 мин.)
А	I	9	3,9	Падение давления отсутствует
	II	9	6,1	
Б	I	9	3,9	0,1
	II	9	6,1	

График зависимости действительной силы нажатия колодок башмака на бандаж колесной пары, в зависимости от давления в тормозном цилиндре, приведен на рис. 1.

F_n , т.с.



$P_{тц}$, кгс/см²

Рис. 1. График зависимости действительной силы нажатия колодок башмака на бандаж колесной пары

Переход от действительной силы нажатия на тормозную колодку к расчетному производился в соответствии с формулами правил тяговых расчетов (ПТР) [4]:

$$K_p = 222K \frac{16K + 100}{80K + 100},$$

где расчетный тормозной коэффициент определялся как соотношение расчетных сил нажатия всех колодок тепловоза к весу тепловоза:

$$v_p = \frac{\sum K_p}{P_m}.$$

Расчетное усилие нажатия колодок на бандаж и коэффициент тормозного нажатия для I и II степени торможения, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Расчетное усилие нажатия колодок на бандаж и коэффициент тормозного нажатия

Степень торможения	Давление в тормозном цилиндре, кгс/см ²	Действительное усилие нажатия колодок на бандаж, тс	Расчетное усилие нажатия колодок на бандаж, тс	Расчетное усилие нажатия на ось, тс	Коэффициент тормозного нажатия
I	3,9	3,88	3,40	13,60	0,6048
II	6,1	6,07	4,54	18,16	0,8064

Величина расчетного усилия нажатия колодок башмака на бандаж при II степени торможения, составляет 4,54 т.с., на I степени составляет 3,40 т.с.

Полученная величина коэффициента тормозного нажатия соответствует номограммам ПТР.

Результаты испытаний по определению тормозного пути и замедления при экстренном торможении представлены в табл. 4.

График зависимости тормозного пути от скорости при экстренном торможении приведен на рис. 2.

При проведении испытаний ручного тормоза тепловоз устанавливался на уклон 30 ‰, ручной тормоз кабин А и Б поочередно затягивался до усилия на штурвалах 35 кгс.

Тепловоз удерживался на уклоне 30 ‰ при затяжке штурвала ручного тормоза усилием 35 кгс.

Тепловоз начинает движения при уменьшении усилия на штурвале тормоза: кабина А – до 20 кгс; кабина Б – до 15 кгс.

По результатам испытаний можно заключить, что параметры тормозной системы тепловоза ТЭП150 соответствуют требованиям инструкции по эксплуатации тормозов подвижного состава железных дорог Украины № ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015:

– тормозной путь тепловоза ТЭП150 со скорости 160,6 км/ч составил 1532 м, замедление при этом составило 0,65 м/с²;

– коэффициент тормозного нажатия составляет 0,8;

– тепловоз удерживается на уклоне 30 ‰ при приложении к штурвалу ручного тормоза усилия 35 кгс.

Таблица 4

Результаты испытаний по определению тормозного пути и замедления при экстренном торможении

Скорость, км/ч	Тормозной путь, м	Среднее замедление, м/с ²
70	308	0,61
73	348	0,59
80	358	0,69
80	372	0,66
90	497	0,63
95	550	0,63
95	561	0,62
100	592	0,65
113	769	0,64
117,6	798	0,67
119	871	0,63
136,6	1115,6	0,64
158	1448	0,66
160,6	1532	0,65

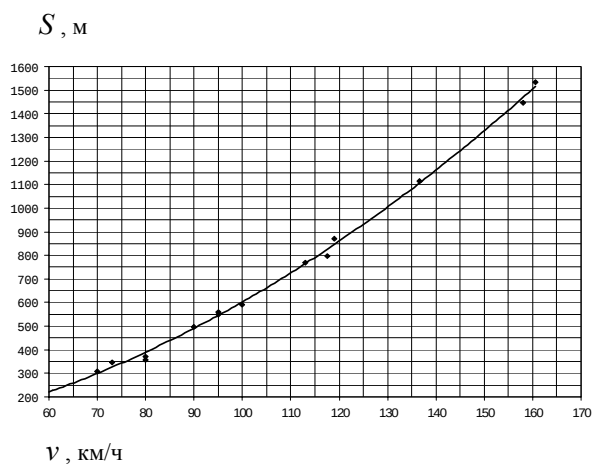


Рис. 2. График зависимости тормозного пути от скорости при экстренном торможении

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015 Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава на железных дорогах Украины. – К., 1997.
2. Асадченко В. Р. Автоматические тормоза подвижного состава железных дорог. – М.: УМК МПС России, 2002. – 128 с.
3. Иноземцев В. Г. Автоматические тормоза / В. Г. Иноземцев, В. М. Казаринов, В. М. Ясенцев. – М.: Транспорт, 1981 – 464 с.
4. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985 – 287 с.

Поступила в редколлегию 21.09.2006.

А. П. БОЛДЫРЕВ, А. М. ГУРОВ, Э. А. ФАТЬКОВ (Брянский государственный технический университет)

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ПОГЛОЩАЮЩИХ АППАРАТОВ В ПОЕЗДНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Надано оцінку ефективності застосування нових перспективних еластомірних поглинальних апаратів (ПМКЭ-110, ЭПА-120), полімерного поглинального апарату ПМКП-110 та гідрополімерного ГП-120А для зниження поздовжньої завантаженості вагона в поїзних умовах експлуатації.

Дана оценка эффективности применения новых перспективных эластомерных поглощающих аппаратов (ПМКЭ-110, ЭПА-120), полимерного поглощающего аппарата ПМКП-110 и гидрополимерного ГП-120А для снижения продольной нагруженности вагона в поездных условиях эксплуатации.

The efficiency of using the new prospective elastomeric absorbing devices (PMKE-110, EPA-120), the polymeric absorbing device PMKP-110 and the hydro-polymeric device GP-120A for reducing longitudinal loading of a car in the operation conditions has been substantiated.

На железнодорожном транспорте в настоящее время эксплуатируются новые амортизаторы удара. Расчеты продольных усилий в составах, вагоны которых оборудованы новыми поглощающими аппаратами, являются особенно актуальными.

Основные положения математического моделирования поездных переходных режимов подробно сформулированы в работах [1–3] и в основном относятся к математическому описанию действующих на вагоны внешних сил.

При трогании поезда на него со стороны локомотива действует сила тяги, описываемая функцией:

$$F_{II} = F_0 \{1 - \exp[-\gamma_{II}(t - \tau_{II})]\} \sigma_0(t - \tau_{II}), \quad (1)$$

где F_0 – максимальная сила тяги; γ_{II} – коэффициент, характеризующий время нарастания силы тяги; τ_{II} – время включения локомотива. Максимальная сила тяги F_0 зависит от массы поезда (например, для массы поезда 10 тыс. т $F_0 = 0,95$ МН; $\gamma_{II} = 3$ с⁻¹).

Формула (1) позволяет моделировать динамические процессы в поезде с несколькими одновременно включающимися в работу локомотивами; при одном локомотиве $\tau_{II} = 0$.

Действующая на i -й экипаж поезда сила торможения определяется:

$$F_{\text{тор},i} = -\frac{n_i C_1 K_i (K_i + C_2)}{K_i + C_3} \times \\ \times \frac{|v_i| + C_4}{|v_i| + C_5} \text{sign} v_i \sigma_0(t - \tau_i),$$

где n_i – число тормозных колодок экипажа; $C_1, \dots, C_5$ – параметры, определяющие зависимость коэффициента трения от скорости скольжения v_i и силы нажатия K_i на тормозную колодку; τ_i – время включения тормозной системы экипажа.

Время включения тормозной системы экипажа зависит от местоположения экипажа в поезде и скорости распространения тормозной волны. Для тормоза с колодками, выполненными из композиционного материала, $C_1 = 0,055$; $C_2 = 0,2$ МН; $C_3 = 0,05$ МН; $C_4 = 150$ км/ч; $C_5 = 75$ км/ч.

В расчетах чаще всего используется экспоненциальная диаграмма наполнения тормозных цилиндров. Сила нажатия K_i определяется:

$$K_i = K_{0i} \{1 - \exp[-\gamma_i(t - \tau_i)]\} \sigma_0(t - \tau_i),$$

где K_{0i} – максимальная сила нажатия на тормозную колодку i -го экипажа; γ_i – коэффициент, характеризующий темп наполнения тормозных цилиндров.

Коэффициент γ_i и скорость тормозной волны зависят от типа используемого воздухораспределителя.

На экипажи поезда действует сила сопротивления движению, определяемая согласно:

$$W_{li} = -\left[A_1 M_1 + (A_2 A_3 |v_i| + A_4 v_i^2) n_{li} \right] \text{sgn} v_i$$

или сила сопротивления троганию

$$W_{li} = - \frac{B_1 n_{li} M_i}{B_2 n_{li} + M_i} \operatorname{sgn} v_i,$$

где M_i – масса i -го экипажа; n_{li} – число осей экипажа; $A_1, \dots, A_4$, B_1 , B_2 – коэффициенты, учитывающие зависимость сил сопротивления от скорости движения и массы экипажей.

Общая сила сопротивления движению

$$F_c = \begin{cases} -(F_{\text{топи}} + W_i) \operatorname{sgn} v_i & \text{при } |v_i| > \varepsilon_1; \\ -\min\{F_{\text{топи}} + W_i, |R_i|\} \operatorname{sgn} R_i & \text{при } |v_i| \leq \varepsilon_1, \end{cases}$$

где R_i – равнодействующая всех сил, действующих на экипаж поезда, за исключением сил общего сопротивления; ε_1 – некоторая малая положительная величина.

Для четырехосного вагона на подшипниках качения $A_1 = 7$ Н/т; $A_2 = 30$ Н; $A_3 = 1$ Н·ч/км; $A_4 = 0,25$ Н·ч²/км; $B_1 = 280$ Н; $B_2 = 7$ т.

В расчетной модели поезда используют как одномассовые модели вагона, так и упруговязкие двухмассовые (рис. 1). Дифференциальные уравнения переходного процесса имеют вид:

$$\begin{cases} m_{2i-1} \ddot{x}_{2i-1} + P_{2i-1} - P_{2i-2} - F_i = 0; \\ m_{2i} \ddot{x}_{2i} + P_{2i} - P_{2i-1} = 0 \end{cases}$$

при $(i = \overline{1, n+1})$,

$$P_{2i-1} = c_i (\Delta x_{2i-1} + \mu \Delta v_{2i-1});$$

$$\Delta x_k = x_k - x_{k+1} \quad \text{при } (k = \overline{1, 2n}),$$

где n – число вагонов поезда; F_i – сумма внешних сил, действующих на экипаж; x_k – абсолютное перемещение k -й массы; c_i , μ_i – параметры расчетной модели i -го вагона; $P_{2i} = P_{2i}(x_{wi}, v_{wi})$ – силовая характеристика межвагонной связи, учитывающая наличие зазора в упругой.

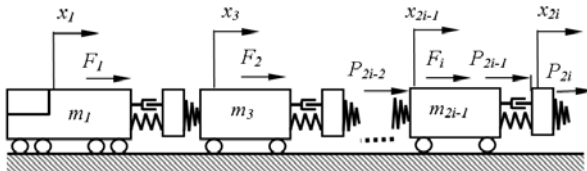


Рис. 1. Расчетная модель поезда

Число степеней свободы системы составляет $2(n+1)$. Необходимость решения системы

из более 400 нелинейных дифференциальных уравнений первого порядка вызывает обязательное применение высокопроизводительных ЭВМ и эффективных численных методов. Наиболее распространенными при решении подобных задач являются метод Рунге-Кутты второго или четвертого порядка и различные виды метода Адамса. В последнее время также широко применяются схемы Парка и Ньюмарка. Указанные методы использовались в данной работе.

Структуру поезда и его состояние в начале переходного режима выбирают в зависимости от задачи математического моделирования. При вычислении критериев эффективности и для расчета спектров продольных нагрузок исследуются такие переходные режимы, как пуск в ход и различные виды торможения (ЭТ, ПСТ, РТ) для поездов с различными массами (обычно 2700, 5000 и 6400 т). Для оценки максимально возможных при определенных условиях эксплуатации продольных сил в поезде и сопоставления их с существующими нормами рассматривают однородный поезд массой 10 тыс. т. Обычно в состав такого поезда включены два локомотива и 80...100 груженых вагонов. Состояние поезда (сжатие или растяжение) задано задачей исследования.

Силовые характеристики межвагонных связей определяются поглощающими аппаратами, устанавливаемыми на вагонах. Исследуются как перспективные (ПМКП-110, ПМКЭ-110, ЭПА-120, ГП-120А), так и серийные (Ш-2-В, ПМК-110А) поглощающие аппараты.

Конструкция нового полимерно-фрикционного амортизатора удара для железнодорожных вагонов ПМКП-110 класса Т1 [4] создана на базе серийного аппарата ПМК-110А, подпорные пружины которого заменены полимерными элементами (рис. 2). Использование полимерного упругого блока повышает полноту и энергоемкость силовых характеристик амортизатора. Это достигается за счет повышения жесткости подпорного комплекта, что позволяет уменьшить управляющие углы клиновой системы и соответственно стабилизировать процессы трения. Кроме того, демпфирующие свойства полимеров значительно снижают фрикционные автоколебания, сопровождающие ударное сжатие.

Применение в качестве возвратно-подпорного устройства фрикционного аппарата эластомерной вставки позволяет при сохранении всех преимуществ гидроамортизатора значительно повысить надежность конструкции при сравнительной простоте изготовления. Фрик-

ционно-эластомерный амортизатор ПМКЭ-110 класса Т2 [5] (рис. 3) разработан на базе серийного аппарата ПМК-110К-23, подпорно-возвратные пружины которого заменены эластомерным амортизатором 1 (вставкой). Конструкция защищена патентом РФ. Внутренний объем вставки заполнен объемно сжатым начальным давлением эластомером. Для перетекания эластомера из камеры сжатия 2 в камеру расширения 3 и наоборот предусмотрен кольцевой зазор между поршнем штока и корпусом вставки и дроссельные отверстия в поршне. Восстановление аппарата после удара происходит под действием давления на плунжер объемно сжатого эластомера.

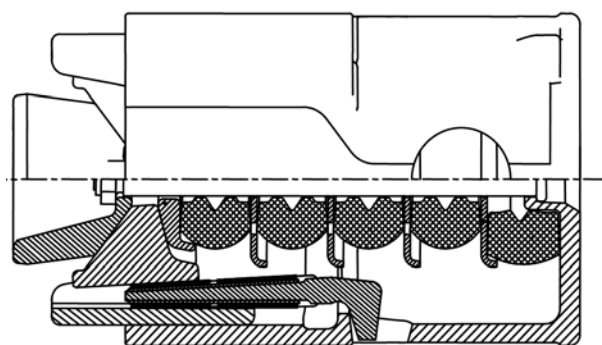


Рис. 2. Поглощающий аппарат ПМКП-110

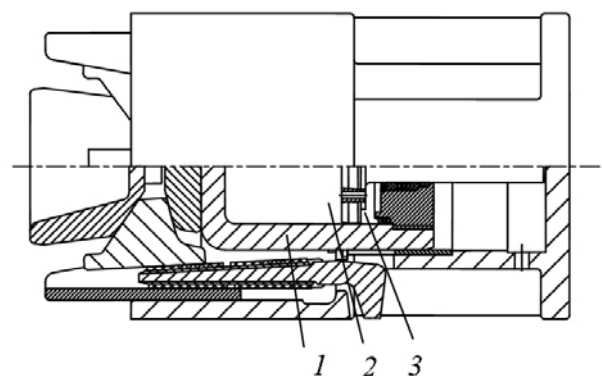


Рис. 3. Поглощающий аппарат ПМКЭ-110

В настоящее время по совокупности экономических и технических показателей наиболее перспективными являются амортизаторы, использующие в качестве рабочего тела объемно-сжимаемый высоковязкий полимер – эластомер. Такие поглощающие аппараты обеспечивают силовые характеристики, близкие к гидравлическим амортизаторам. Амортизирующие устройства с использованием эластомера при равных габаритных размерах по сравнению с другими амортизаторами удара имеют высокую удельную энергоемкость при сравнительно простой конструкции. Принципиальное отличие аппарата ЭПА-120 класса Т3 [6] (рис. 4)

заключается в том, что его корпус выполнен в единой отливке с тяговым хомутом. Это позволило увеличить объем используемого в аппарате эластомерного материала, что привело к значительному снижению давлений в рабочих камерах аппарата. В результате повысились эксплуатационные характеристики аппарата, надежность используемых уплотнительных узлов, снизились требования к механическим характеристикам сталей – появилась возможность использования для изготовления деталей слаболегированных конструкционных сталей, что в конечном счете, существенно снизило стоимость аппарата.

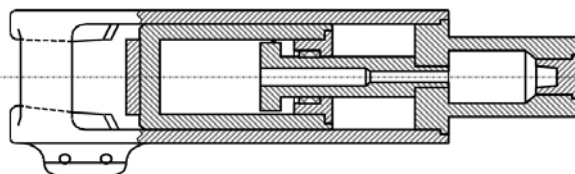


Рис. 4. Поглощающий аппарат ЭПА-120

Общим недостатком эластомерных поглощающих аппаратов является их относительно высокая стоимость. Альтернативой таким аппаратам могут служить гидрополимерные аппараты, которые, сохраняя все преимущества эластомерных, значительно (на 30...50%) дешевле.

Специалистами ООО «НПП Дипром» разработан аппарат ГП-120А (конструкция защищена патентом РФ [7]), имеющий стандартные габариты 570×318×230 мм. В качестве гидравлической жидкости в нем используется масло АМГ-10, а в качестве материала упругих элементов – термоэластопласт Durel. В представленной на рис. 5 конструкции аппарата ГП-120А комплект полимерных элементов размещен в рабочей камере гидравлического амортизатора. Аппарат ГП-120А объединяет в себе преимущества гидравлических и полимерных амортизаторов – гидравлическая часть позволяет получить силовые характеристики, близкие к характеристикам «идеального» амортизатора при высоких скоростях соударения, а полимерный упругий блок обеспечивает эффективную работу в режиме квазистатического сжатия. Проектные характеристики аппарата соответствуют классу Т3.

Силовые характеристики межвагонных связей описываются с помощью уточненных математических моделей поглощающих аппаратов автосцепки, учитывающих физические процессы, происходящие при ударном сжатии.

Фрикционные поглощающие аппараты (Ш-2-В, ПМК-110А). Силовая система рассматривается как безынерционное усилительное зве-

но, в котором связь между входом (силой сжатия аппарата P) и выходом (силой сжатия пружин подпора $P_{пр}$) устанавливается мгновенно с помощью соотношения:

$$P = \psi P_{пр},$$

где ψ – коэффициент передачи, в данном случае – это коэффициент усиления.

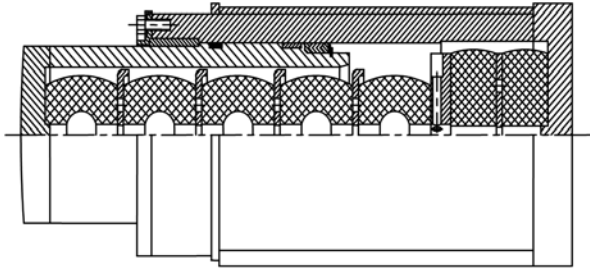


Рис. 5. Конструкция аппарата ГП-120А

Силовая характеристика $P(x, v)$ устанавливает однозначную связь силы сжатия аппарата со сжатием x и скоростью сжатия v .

В работе используется апробированная математическая модель пластинчатого амортизатора типа ПМК-110А:

$$\overline{P}(x, z, v) = P_1(x, z) + P_2(x, z) \overline{\text{sgn}} v,$$

где

$$P_1(x, z) = \frac{[\psi_H(x, z) + \psi_P(x, z)] i_1 c (x + x_0)}{2};$$

$$P_2(x, z) = \frac{[\psi_H(x, z) - \psi_P(x, z)] i_1 c (x + x_0)}{2};$$

$$\overline{\text{sgn}} v = \begin{cases} \frac{C_{HC}(x-y) + \beta_{HC} v}{P_2(x, z)} & \text{при } |x-y| < \frac{P_2(x, z)}{C_{HC}}; \\ \text{sgn } v & \text{при } |x-y| \geq \frac{P_2(x, z)}{C_{HC}}. \end{cases} \quad (2)$$

Если справедливо выражение (2), то y определяется по формуле

$$y = x + (\beta_{HC} v - P_2(x, z) \text{sgn } v) / C_{HC},$$

где x , v – сжатие и скорость сжатия аппарата; z – координата, устанавливающая положение его подвижных пластин; c , x_0 – жесткость и начальная затяжка подпорных пружин; ψ_H , ψ_P – коэффициенты передачи при нагрузке и разгрузке аппарата [8]; i_1 – коэффициент передачи при отсутствии трения; C_{HC} , β_{HC} – жесткость и вязкость контактной зоны при сдвиге.

Отметим, что при вычислении ψ_H , ψ_P используется зависимость коэффициентов трения от скорости, апробированная расчетными и экспериментальными данными:

$$f = f_0 \exp(-bv),$$

где f_0 – коэффициент трения в конце удара; b – параметр, определяющий зависимость коэффициента трения от скорости относительного скольжения.

Описанная модель позволяет имитировать процесс фрикционных автоколебаний при ударном сжатии аппарата.

Модель полимерного амортизатора (используется для подпорного блока аппарата ПМКП-110), описывающая силу сопротивления динамическому сжатию на этапе нагрузки, имеет вид:

$$P(x, v) = \left[1 - \frac{\eta_{ст}}{2} \right] P_{ст} + cv\mu, \quad (3)$$

$$P_{ст}(x) = c_n(x + x_0) + \beta_1(x + x_0)^3 + \beta_2(x + x_0)^5,$$

где c_n , β_1 , β_2 , $\eta_{ст}$, μ определяются путем идентификации по экспериментальным данным.

Сила P сопротивления гидроамортизатора (гидрополимерного аппарата ГП-120А) складывается из гидросопротивления P_Γ и сопротивления P_Y упругих полимерных элементов $P = P_\Gamma + P_Y$.

Сила сопротивления $P_\Gamma(x, v)$ вычисляется с учетом сжимаемости жидкости. Уравнение расхода жидкости при дросселировании из силового гидроцилиндра в полость низкого давления имеет вид:

$$Q = \frac{dV}{dt} - \frac{V}{E'} \frac{dp}{dt}.$$

Используя уравнение Бернулли для турбулентного режима дросселирования, можно получить дифференциальное уравнение, определяющее силу сопротивления гидровставки:

$$\frac{dP_\Gamma}{dt} = \dot{x} \frac{E'(S + \gamma f)}{l_0 - x} - \frac{\mu E'}{l_0 - x} \sqrt{\frac{2P_\Gamma(S + \gamma f)}{\rho}},$$

где E' – модуль объемной упругости жидкости; l_0 – длина гидравлической камеры; γ , μ – коэффициенты гидравлического сопротивления, S – площадь плунжера; f – площадь дроссельных отверстий.

Сила упругих полимерных элементов P_y определяется в соответствии с (3).

Процесс ударного сжатия эластомерного поглощающего аппарата ЭПА-120 (эластомерной вставки ПМКЭ-110), сопровождающийся перетеканием (продавливанием) материала через кольцевой зазор, теоретически может быть описан формулами гидравлики лишь со значительными допущениями. Так, малое значение чисел Рейнольдса предполагает ламинарный режим протекания потока, однако, исследования показывают, что в эластомерном амортизаторе протекание материала через щель происходит с отрывом потока от стенок, что характерно для турбулентных режимов. За счет идентификации по результатам натурных экспериментов сохраняется возможность достаточно полного описания динамической модели эластомерного амортизатора на основе предположения о турбулентном или ламинарном характере потока. Математическая модель описывает процесс дросселирования рабочего тела через кольцевые зазоры и отверстия. При этом уравнения расходов, составленные для рабочих камер, предусматривают ламинарный характер течения эластомера и учитывают линейную зависимость сжимаемости материала от давления:

$$Q = \frac{\pi \cdot r \cdot a_0^3}{\nu \cdot \rho \cdot l} (q_C - q_P) + \frac{n_p \cdot \pi \cdot r_p^4}{8 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l} (q_C - q_P) + \pi \cdot \dot{x}_P \cdot r \cdot a_0,$$

где q_C, q_P – давления в камерах сжатия и расширения, r – радиус поршня; l – длина поршня; a_0 – радиальный зазор между плунжером и поршнем; r_p, n_p – радиус и количество дроссельных отверстий; $\dot{x}_P$ – скорость сжатия амортизатора; ν – кинематическая вязкость эластомера; ρ – плотность эластомера.

При сопоставлении работы различных поглощающих аппаратов при поездных режимах эксплуатации рассмотрены наиболее нагруженные режимы – трогание и различные виды торможения. Исследованы также длинносоставные и наливные поезда.

Рассмотрим задачу пуска в ход осажённых поездов массой 2700 т (коротких) и 5600 т (средних). Параметры используемых математических моделей вагона и локомотива приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения параметров математической модели поезда

Параметры моделей	Локомотив	Вагон
Масса с грузом, кг	128000	82000
Приведенная масса автосцепного устройства и части хребтовой балки, кг	8000	8000
Жесткость межвагонной связи в упругой области, Н/м	$1,39 \cdot 10^8$	10^8
Демпфирующий коэффициент, с	0,015	0,015
Число осей, шт.	6	4
Длина, м	17	15
Число тормозных колодок, шт.	24	8
Коэффициент времени нарастания силы тяги, 1/с	3	—
Максимальная сила тяги (МН) для состава:		
из 31 вагона (2700 т)	0,2	—
61 вагона (5400 т)	0,3	—
80 вагонов (6400 т)	0,475	—
95 вагонов (8000 т)	0,76	—
123 вагона (10000 т)	0,95	—

На рис. 6 представлены результаты расчетов процессов пуска в ход осажённых поездов, все

вагоны которых оборудованы однотипными аппаратами.

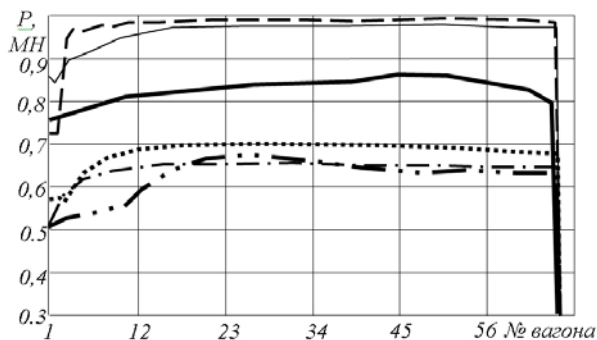


Рис. 6. Распределение максимальных растягивающих сил при пуске однородного сжатого состава (5600 т), вагоны которого оборудованы аппаратами:
 — Ш-2-В, — — — — — ПМК-110А;
 — ПМКП-110 — — — — — ПМКЭ-110;
 - - - - - ЭПА-120, — — — — — ГП-120А

В коротких (2700 т) однородных составах при пуске уровень сил для исследуемых аппаратов достаточно низкий от 0,2 до 0,45 МН; исключение составляет аппарат Ш-2-В, для которого максимальные силы составили 0,78 МН.

В однородных составах массой 5600 т наименьшие продольные силы возникают в поездах, оснащенных поглощающими аппаратами ПМКЭ-110, ЭПА-120 и ПМКП-110 (см. рис. 6). Снижение уровня сил при использовании перспективных поглощающих аппаратов может достигать 35 %. В составе с аппаратами ПМК-110А и Ш-2-В усилия наибольшие. Необходимо отметить особенности работы гидрополимерного аппарата ГП-120 – при малых скоростях сжатия гидравлическая часть практически выключается из работы – в этом случае поглощение энергии обеспечивается только полимерным подпором. Это обстоятельство приводит к снижению энергоемкости на некоторых поездных режимах – в данном случае пуск поезда.

Исследовались также неоднородные осаженные составы массой 5600 т. Весь поезд оборудовался серийными аппаратами ПМК-110, а вагоны 13, 34, 54 оснащались различными перспективными аппаратами. На рис. 7 представлены распределения максимальных растягивающих усилий по длине состава при пуске поезда в ход.

Полученные результаты аналогичны данным для однородных поездов – снижение продольных усилий на вагонах, оборудованных перспективными аппаратами достигает 20...25 %. На соседних вагонах силы при этом могут незначительно увеличиваться (на 3...5 %).

Расчеты торможения поезда. Рассматривался режим экстренного торможения (ЭТ) для однородных составов массами 2700 и 5600 т. Кроме того, исследовался режим ЭТ неоднородных поездов массой 5600 т (весь поезд обо-

рудовался серийными аппаратами ПМК-110, а вагоны 13, 34, 54 оснащались различными перспективными аппаратами).

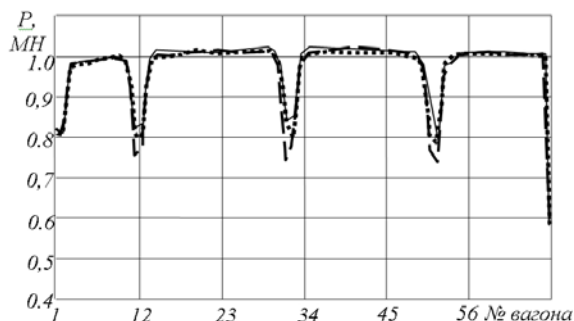


Рис. 7. Распределение максимальных растягивающих сил при пуске неоднородного сжатого состава (5600 т), вагоны 13, 34, 54 оборудованы аппаратами:
 — — — — — ПМКП-110, — — — — — ПМКЭ-110; — ЭПА-120

Расчеты проводились для скорости движения к началу торможения – 22,5 км/ч, а также скорости 60 км/ч. При этом поезд считался растянутым, что является неблагоприятным режимом с точки зрения продольных сил.

Характерные результаты расчетов режимов экстренного торможения для однородных и неоднородных поездов, оборудованных различными поглощающими аппаратами, приведены на рис. 8–9.

При экстренном торможении однородных составов наименьшие сжимающие усилия возникают в однородных составах, оснащенных аппаратами ПМКЭ-110 и ГП-120А, а наибольшие усилия дают аппараты Ш-2-В и ПМК-110А. Снижение уровня сил при использовании перспективных поглощающих аппаратов может достигать 30...40 %.

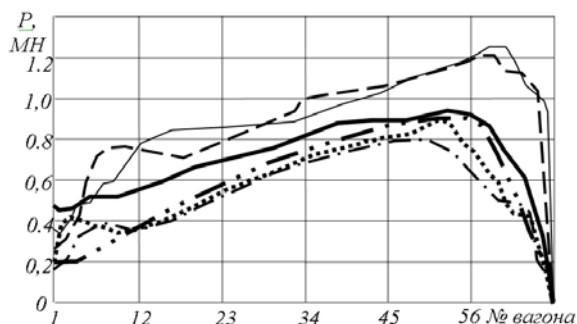


Рис. 8. Распределение максимальных сжимающих сил при экстренном торможении растянутого состава (5600 т), все вагоны которого оборудованы аппаратами (начальная скорость 22,5 км/ч):
 — — — — — Ш-2-В, — — — — — ПМК-110А; — ПМКП-110;
 - - - - - ПМКЭ-110; - - - - - ЭПА-120, — — — — — ГП-120А

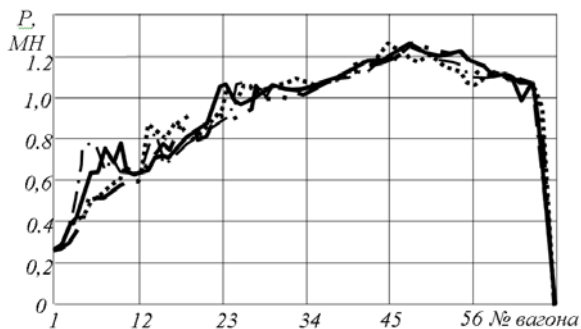


Рис. 9. Распределение максимальных сжимающих сил при экстренном торможении (начальная скорость 22,5 км/ч) растянутого состава (5600 т), вагоны 13, 34, 54 оборудованы аппаратами:
..... – ПМКП-110, – : – – – – ПМКЭ-110;
- · - · - · - · - ЭПА-120, — — — — ГП-120А

Для неоднородных поездов (состав оснащен серийными аппаратами ПМК-110А, а вагоны 13, 34, 54 оборудованы различными перспективными аппаратами), на рис. 9 представлены результаты расчетов режима экстренного торможения (начальная скорость 22,5 км/ч). В целом уровень сил для таких составов отличается незначительно. Небольшое снижение максимальных продольных усилий наблюдается на вагонах, где используются аппараты ЭПА-120.

Наибольшие продольные усилия при переходных режимах движения, как правило, возникают в тяжеловесных и длинносоставных поездах. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что продольные усилия в таких поездах могут при неблагоприятных условиях превышать 3 МН [2], что может привести к значительным повреждениям подвижного состава и перевозимых грузов.

Расчеты продольных усилий в таких поездах особенно актуальны в связи с возрастающим количеством тяжеловесных составов, оборудованных новыми поглощающими аппаратами.

Рассмотрим режимы пуска в ход и экстренного торможения для однородных и неоднородных тяжеловесных составов массой 10000 т (116 вагонов). Для неоднородных поездов все вагоны оборудовались серийными аппаратами ПМК-110, а вагоны 21, 48, 72, 98 – различными перспективными аппаратами.

Полученные результаты близки к данным для составов средней длины:

- наименьшие продольные силы возникают в поезде, оснащенном поглощающими аппаратами ПМКЭ-110 и ЭПА-120. В составе с аппаратами Ш-2-В усилия наибольшие. Снижение уровня сил при использовании перспективных поглощающих аппаратов может достигать 35...40 %;

- в неоднородных поездах наблюдается снижение продольных сил в сечениях, где устанавливались перспективные поглощающие аппараты. На соседних вагонах силы при этом могут увеличиваться на 3...5 %.

Рассмотрим режим экстренного торможения тяжеловесного состава из 110 вагонов со скорости 22,5 км/ч. Так же, как и в предыдущем расчете, исследованы однородные и неоднородные составы.

На рис. 10 представлены распределения максимальных сжимающих усилий по длине состава при экстренном торможении однородного состава для случая оборудования вагонов различными поглощающими аппаратами. Наибольший эффект дает применение аппаратов ЭПА-120. Снижение максимальных сил по сравнению с аппаратами ПМК-110 и Ш-2-В достигает 30...40 %.

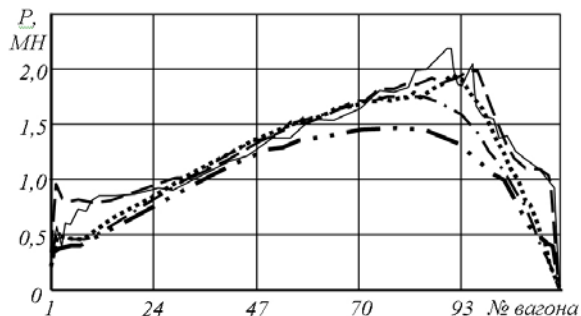


Рис. 10. Распределение максимальных сжимающих сил при экстренном торможении (начальная скорость 22,5 км/ч) растянутого состава (10000 т), все вагоны которого оборудованы аппаратами:
— — — — Ш-2-В, – : – – – – МК-110А, ... – ПМКП-110,
- · - · - · - · - ПМКЭ-110, – : – – – – ЭПА-120

Для неоднородных составов так же, как и в предыдущих расчетах отмечается снижение продольных сил в сечениях, где устанавливались перспективные поглощающие аппараты.

Рассмотрим особенности переходных режимов наливных поездов. Подвижность жидкости в цистернах влияет как на уровень, так и на распределение продольных нагрузок по длине состава.

В работе исследовано движение однородных наливных поездов, оборудованных различными поглощающими аппаратами. При выполнении расчетов для сравнительной оценки аппаратов используется экономичная двухмассовая модель четырехосной цистерны, учитывающая 1-й тон колебаний жидкости. На рис. 11 приведено распределение максимальных сжимающих сил по длине состава из 80 вагонов для режима экстренного торможения. Сопоставлены расчетные результаты для наливного и сухогрузного поезда. Величины сил, отличаются на 5...10 %.

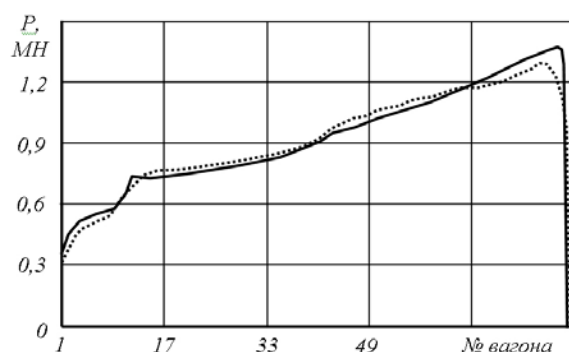


Рис. 11. Распределение максимальных сжимающих сил при экстренном торможении поезда из 80 четырехосных вагонов, оборудованных аппаратами Ш-2-В:
——— — наливной; — сухогрузный поезд

Далее были проведены расчеты для состава, состоящего из 80 четырехосных цистерн с одинаковым недоливом жидкости 0,25R. Исследовались режимы пуска в ход и экстренного (ЭТ)

и полного служебного торможения (ПСТ) для однородных поездов, оборудованных различными поглощающими аппаратами. Данные расчетов приведены на рис. 12 и в табл. 2.

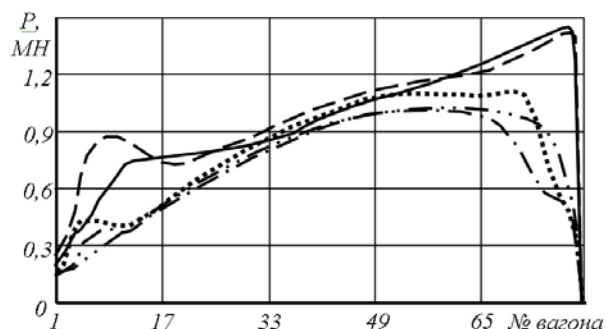


Рис. 12. Распределение максимальных сжимающих сил при экстренном торможении однородного наливного поезда, цистерны оборудованы аппаратами:
——— — Ш-2-В, ... — ПМК-110А, ... — ПМКП-110;
..... — ПМКЭ-110, ... — ЭПА-120

Таблица 2

Максимальные силы, возникающие в наливном поезде при переходных режимах движения

Режим движения	Максимальная сила для различных поглощающих аппаратов, МН				
	Ш-2-В	ПМК-110А	ПМКП-110	ПМКЭ-110	ЭПА-120
Пуск поезда	96	103	71	69,0	65
ПСТ	127	120	85	79,5	84
ЭТ	147	142	107	101,0	102

Максимальные силы, возникающие в рассмотренных ситуациях, имеют наименьшие значения для аппаратов ЭПА-120, ПМКЭ-110, ПМКП-110. В зависимости от режима снижение сил может достигать 20...40 % по сравнению с фрикционными аппаратами Ш-2-В и ПМК-110А.

Таким образом, в большинстве расчетных поездных режимов применение новых поглощающих аппаратов ПМКЭ-110, ЭПА-120 и ПМКП-110 приводит к снижению продольных нагрузок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блохин Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. — М.: Транспорт, 1982. — 222 с.
2. Гребенюк П. Т. Продольная динамика поезда // Труды ВНИИЖТ. — М.: Интекст, 2003. — 95 с.
3. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств. Избранные труды. — К.: Наукова думка, 1985. — 528 с.
4. Пат. 2128301 РФ МПК 6 F 16 F 7/08, В 61 G 9/02. Фрикционный амортизатор / Кеглин Б. Г., Болдырев А. П., Харитонов А. Т., Ступин Д. А.,

Иванов А. В., Ульянов О. А., Прилепо Т. Н., Сухов А. М., Синельников Я.М. Оpubл. 27.03.99. Бюл. № 9.

5. Пат. 2198809 РФ МПК 7 В 61 G 1/12, 11/14, F 16 F 7/08, 9/14, 9,16, 11/00. Фрикционный поглощающий аппарат автосцепки / Кеглин Б. Г., Болдырев А. П., Шлюшенков А. П., Прилепо Т. Н., Игнатенко Ю. В., Ступин Д. А., Иванов А. В. Оpubл. 20.02.03. Бюл. № 5.
6. Пат. 2115578 РФ МПК 6 В 61 G 9/08. Поглощающий аппарат автосцепки / Кеглин Б. Г., Болдырев А. П., Шлюшенков А. П., Шалимов П. Ю., Игнатенко Ю. В., Иванов А. В., Ульянов О. А. Оpubл. 20.07.98. Бюл. № 20.
7. Пат. 2260533 РФ МПК 7 В 61 G 9/08, 11/12 Поглощающий аппарат автосцепки / Кеглин Б. Г., Болдырев А. П., Шалимов П. Ю., Шлюшенков А. П., Прилепо Т. Н., Алдюхов В. А., Иванов А. В., Ступин Д. А. опубл. 20.09.05, бюл. № 26.
8. Болдырев А. П., Кеглин Б. Г. Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава. — М.: Машиностроение-1, 2004. — 199 с.

Поступила в редколлегию 15.10.2006.

О НАЗНАЧЕНИИ РЕЖИМОВ СТЕНДОВЫХ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ

Розглянуто методи відтворення в процесі проведення стендових вібраційних випробувань вібрацій, які сприймаються складними несучими конструкціями рухомого складу в процесі експлуатації.

Рассмотрены методы воспроизведения в процессе проведения стендовых вибрационных испытаний вибраций, воспринимаемых сложными несущими конструкциями подвижного состава.

The methods of reproduction during realization of vibrating tests of vibrations perceived by complex bearing designs of the rolling-stock cars in the letter are considered.

Ресурс несущих конструкций (НК) подвижного состава (ПС) является одной из его фундаментальных характеристик, которая определяет его безопасную длительную эксплуатацию.

Наиболее достоверные результаты оценки ресурса НК ПС получают путем проведения их натурных стендовых вибрационных испытаний (СВИ).

В настоящее время в связи с большими техническими трудностями в организации СВИ сложных механических конструкций, таких как кузов вагона, с помощью этих испытаний, в основном, оценивается выносливость ответственных элементов конструкции ПС [1–14; 17]. Обычно это рамы тележек и их элементы, надрессорные балки, элементы тягового привода и оборудование. Что касается ресурсных испытаний кузовов вагонов, они в основном испытываются на ресурс при продольных соударениях [15–16].

При имитации вертикальных нагрузок на кузов ПС продольными ударами складывается не простая ситуация. Для кузовов грузовых вагонов такой вид нагружения типичен и определяет их выносливость в эксплуатации. Однако для некоторых сложных НК, к которым относится кузов пассажирского вагона, существенные продольные нагрузки вообще не характерны. Учитывая невозможность регулирования соотношений наработки, воспринимаемой различными элементами основных НК при ударах, использование подобных методов в ряде случаев не обосновано. Таким образом, вопросы организации и проведения СВИ НК на действие вертикальных нагрузок, являются актуальными.

Основной проблемой организации СВИ кузовов вагонов является назначение режимов их проведения. Это связано с тем, что при гармоническом возбуждении вертикальных колебаний разной частоты основные НК также нагру-

жаются относительно неодинаково и во многих случаях принцип их автоточности эксплуатационным нагрузкам не соблюдается.

В данной статье предлагается способ выбора частоты вертикального гармонического возмущения при проведении форсированных СВИ НК ПС [18], обеспечивающий режим их проведения, наиболее близкий к их эксплуатационной нагруженности.

Вибрационные комплексы для проведения ресурсных СВИ сложных НК являются сложными инженерными системами. На рис. 1. приведен общий вид вибрационного комплекса, разработанного специалистами ГKB «Южное» для проведения таких испытаний кузова пассажирского вагона.

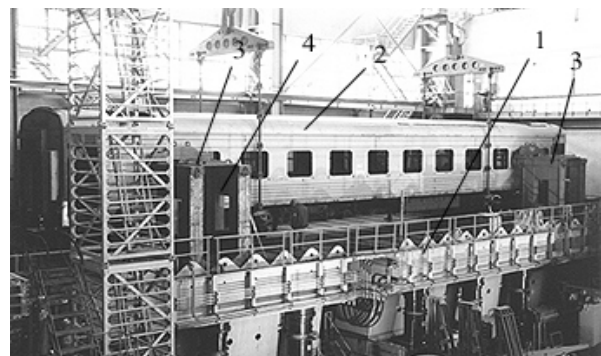


Рис. 1. Вибрационный комплекс для проведения испытаний кузова пассажирского вагона на вертикальную вибрацию

Вибрационный комплекс располагается на виброизолированной платформе 1, исключая влияние вибраций на окружающие сооружения и расположенные вблизи вибрационные стенды. На ней установлен кузов вагона открытого типа (плакартного) 2 с имитатором веса пассажиров и оборудования внутри. Кузов вагона расположен на технологических тележках (на снимке не видны). Смонтированные на ос-

настке 3 (на снимке видны две из четырех стоек оснастки) пульсаторы 4 вибростенда передают гармоническую нагрузку на объект испытаний.

Методика назначения частоты гармонического нагружения кузова вагона состоит в следующем.

Пусть $S_i, i=1...k$ датчики, расположенные в характерных (наиболее нагруженных в эксплуатации) сечениях k основных НК кузова вагона. Напряжения, зарегистрированные при проведении динамических прочностных испытаний, будут обозначаться как $\sigma_{\Sigma Si}, i=1...k$.

Удельные наработки $d_{\Sigma Si}$, определяющие меру повреждения элементов НК в эксплуатации, подобно [17] определим путем суммирования по j разрядам (квантилям) распределения напряжений как

$$d_{\Sigma Si} = \sum_j \sigma_{\Sigma Sij}^m \lambda_i, \quad i=1...k. \quad (1)$$

Величины $\lambda_i = N_i/t$ представляют собой интенсивности колебаний НК, где N_i – общее количество циклов колебаний i – й НК, t – период времени, за которое они произошли, m – показатель степени кривой выносливости.

Введем функции отношений наработок элементов i -го и j -го НК в зависимости от частоты при проведении СВИ и соответствующие функции, построенные по величинам наработок этих НК в эксплуатации в виде

$$\left. \begin{aligned} N(f)_{ij} &= m \sqrt{\frac{d(f)_{Si}}{d(f)_{Sj}}}, \quad i=1...j-1, j+1...k; \\ N_{\Sigma ij} &= m \sqrt{\frac{d_{\Sigma Si}}{d_{\Sigma Sj}}}, \quad i=1...j-1, j+1...k \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где f – частота гармонического нагружения при проведении СВИ.

Для эксплуатационного режима при проведении динамических прочностных испытаний получена величина $N_{\Sigma} = 0,6$ для пары НК пассажирского вагона «шкворневая балка-хребтовая балка».

Учитывая гармонический характер нагружения НК при проведении стендовых испытаний и снятии амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), из уравнений (1) и (2) следует, что

$$N_{ij}(f) = \frac{\sigma(f)_{HSi}}{\sigma(f)_{HSj}}, \quad i=1...j-1, j+1...k. \quad (3)$$

В качестве критерия выбора возможных частот нагружения НК f_i при стендовых вибрационных испытаниях примем квадратичную целевую функцию (ЦФ) формы

$$C(f_l) = \sum_{i=1...k} \sum_{j=i...k} [N_{ij}(f_l) - N_{\Sigma ij}]^2 \rightarrow \min. \quad (4)$$

Дополнительно можно потребовать, чтобы для выбранной частоты f_i максимизировалась наработка, получаемая НК за единицу времени проведения СВИ, то есть ввести вспомогательную (оценочную) функцию

$$D_i(f_l) = \sigma(f_l)_{Si} \cdot f_l \rightarrow \max. \quad (5)$$

С учетом (5) с целью ускорения и форсирования испытаний [18] при прочих равных условиях отдается предпочтение более высокой частоте.

При выполнении условий (4) с учетом (5) абсолютный минимум функции (4) достигается при выполнении следующих условий:

- минимизации ЦФ (4), что определяет нужное соотношение наработок основных НК конструкции при испытаниях и в эксплуатации;
- максимизации ЦФ (5) для обеспечения возможности наибольшего форсирования [18] колебаний НК по амплитуде и частоте нагружения.

Рабочая частота СВИ f_p может выбираться из соображений

$$f_p = \Pr \left\{ (f_l \uparrow C(f_l) \rightarrow 0 \dots D_j(f_l) \rightarrow \max) \right\} \quad l=1...n \quad (6)$$

где f_l – частота, соответствующая одному из n локальных минимумов функции C ; j – номер НК, по наработке которого форсируются по амплитуде нагружения СВИ.

Возможно также предложить обобщенные весовые функции W_{ij} следующей формы, с учетом приоритета элемента, для которого желательно получить наибольшее форсирование испытаний по амплитуде

$$\left. \begin{aligned} W_{ij}(f) &= \frac{N_{ij}(f)}{D_i(f)}; \\ W_{ij}(f) &= \frac{N_{ij}(f)}{D_j(f)}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Эксплуатационные распределения напряжений по их разрядам в характерных точках НК ПС определяются путем статистической обра-

ботки результатов динамических прочностных испытаний исследуемой конструкции.

Одним из предусмотренных Программой - методикой проведения испытаний этапом работ является определение АЧХ системы по каждому из задействованных каналов регистрации. На рис. 2. приведена схема расположения датчиков деформаций на раме кузова пассажирского вагона открытого типа в период проведения СВИ на базе Государственного конструкторского бюро «Южное» г. Днепропетровск. Вагон был должным образом подготовлен к проведению испытаний. Вес демонтированного оборудования был заменен закрепленными металлическими болванками, нагрузка на кузов вагона от веса пассажиров и внутренней облицовки имитировалась загрузкой вагона мешками с песком.

Результаты снятия АЧХ кузова вагона открытого типа приведены на рис. 3. В качестве выходных сигналов рассматривались показания датчиков деформаций, расположенных на шкворневых балках (точки 1, 1а, 7, 7а) и на хребтовой балке (точки 5, 5а).

Целевые функции C_{15} и C_{75} (составленные, соответственно для пар датчиков 1-5 и 7-5), показаны на рис. 4. Кроме естественного диапазона частот 1...2 Гц представляет интерес диапазон частоты гармонического нагружения 5...6 Гц, в котором стабильно выдерживается требуемое соотношение наработок выбранных НК.

Рис. 7 представляет вид обобщенных целевых функций для пар несущих элементов «хребтовая балка – шкворневая балка 1» и «хребтовая балка – шкворневая балка 2». Данные графиков указывают на то, что диапазон частот нагружения кузова вагона 5,5...6,0 Гц позволяет достичь требуемого соотношения наработок основных НК.

Данный диапазон частот интересен также тем, что вспомогательные ЦФ D_1 , D_7 и D_5 имеют там один из локальных максимумов (рис. 5, 6), соответствующих резонансу конструкции кузова вагона.

С учетом вышеизложенного, для проведения стендовых вибрационных испытаний рамы кузова вагона указанного типа была назначена частота гармонического нагружения, близкая к 6 Гц.

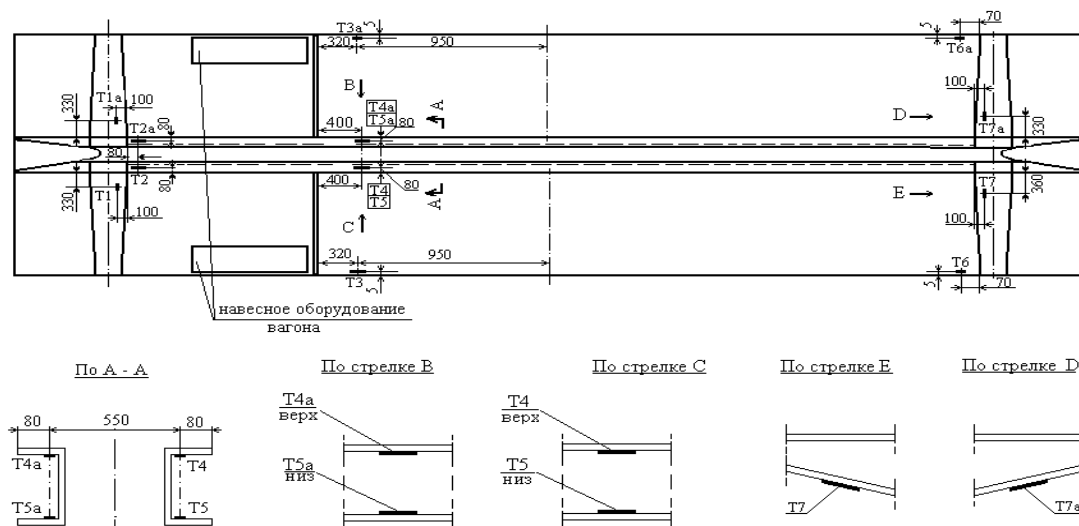


Рис. 2. Схема размещения тензодатчиков на раме кузова пассажирского вагона

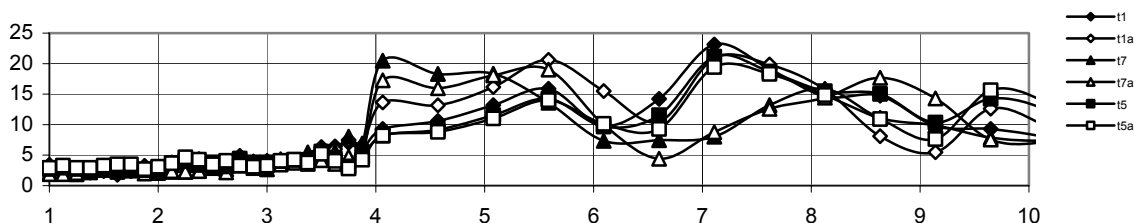


Рис. 3. АЧХ элементов рамы кузова вагона, определенные по данным датчиков деформаций шкворневых (точки 1,1а,7,7 а) и хребтовой (точки 5,5а) балок

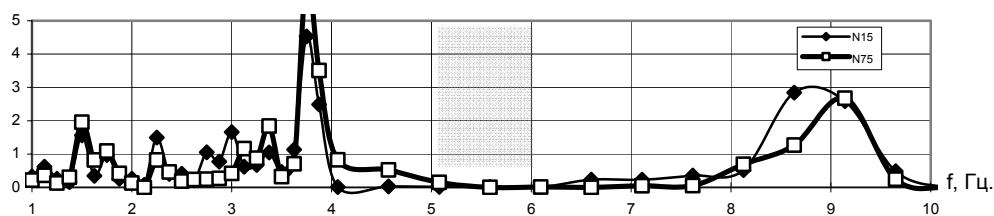


Рис. 4. Целевые функции, определенные по парам датчиков деформаций (t_1 - t_5 и t_7 - t_5)

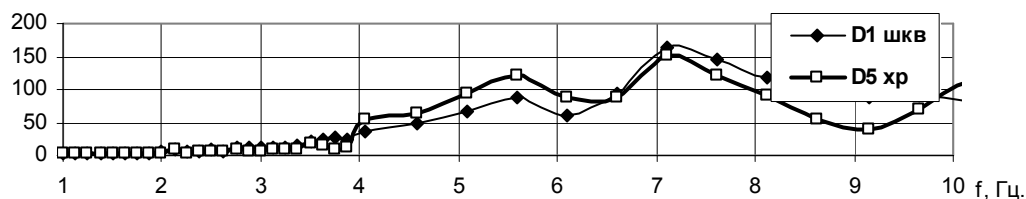


Рис. 5. Весовые функции D_1 и D_5 (формула 5), определенные по АЧХ кузова пассажирского вагона

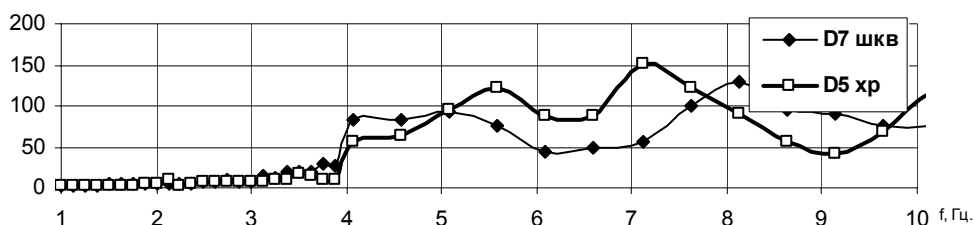


Рис. 6. Весовые функции D_7 и D_5 (формула 5), определенные по АЧХ кузова пассажирского вагона

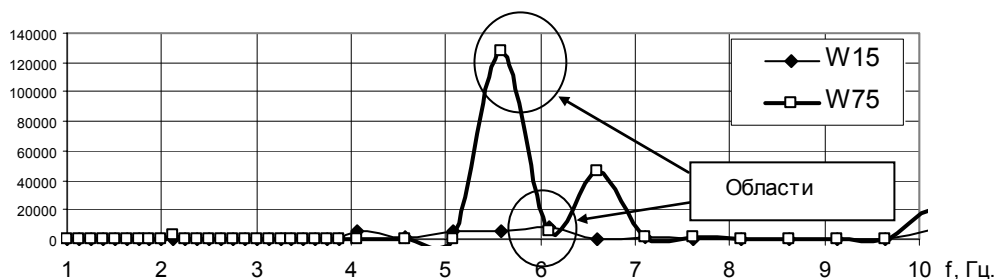


Рис. 7. Обобщенные целевые функции W_{15} и W_{75} (формула 7), для кузова пассажирского вагона открытого типа

ВЫВОДЫ

Рассмотренная в статье методика, а также ее апробация на реальном примере, позволяет сделать следующие выводы:

Методика назначения режима гармонического возбуждения сложной несущей конструкции позволяет обеспечить ее нагружение, адекватное эксплуатационному режиму.

Указанная методика апробирована на примере назначения режима гармонического возмущения при проведении СВИ конструкции кузова пассажирского вагона открытого типа.

При проведении испытаний на ресурс кузовов пассажирского вагона целесообразно подвергать гармоническому нагружению с частотой 5,5-6,0 Гц.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Жук Е. И. и др. Исследование остаточного ресурса ответственных элементов экипажной части подвижного состава железных дорог// Тр. НИИ тепловозов и путевых машин. – 1997. – № 76. – С. 87–94, 156.
2. Жук Е. И. и др. Исследование факторов, влияющих на сопротивление усталости рессор электро-

- поездов // Тр. НИИ тепловозов и путеа. Машин. – 1997. – № 76. – С. 95–102, 156.
3. Результаты испытаний цельнокатанных колес с тонким ободом и упрочненным диском // Конструкц.-технол. Обеспеч. Надеж. Колес рельс. Экипажей. – СПб, 1997. – С. 91–94.
 4. Ресурсные испытания тягового привода с опорно-рамным подвешиванием тяговых двигателей // Сб. науч. Тр. / Всерос. Н.-и. И проект.-конструкт. Ин-т электровозостр. – 1998. – 39. – С. 63–73.
 5. Аксенов Ю. Н. Анализ работоспособности различных вариантов ремонта опорной зоны буксового проема боковых рам тележек грузовых вагонов модели 18-100 / А. Ю. Богачев // Моск. гос. ун-т путей сообщ. – М., 2000. – 24 с. – Библ. 42 назв. – ДЕП. В ЦНИИ ТЭИ МПС 23.06.2000, № 6293.
 6. Иванов И. А. Результаты испытаний цельнокатанных колес с тонким ободом и упрочненным диском / И. А. Иванов, Н. Ю. Сколотнева // Конструкц.-технол. Обеспеч. Надеж. Колес рельс. Экипажей. – С.-Пб, 1997. – С. 91–94.
 7. Prove di fatica per la qualificazione di carrelli merci condotte presso la Breda C.F. di Pistoia / Frediani Aldo, Vitali Fiorenzo // Ing. Ferrov. – 1995. – 50, № 12. – С. 1055–1065
 8. Prove di fatiche sul carrello motore della metropolitana di Los Angeles / Wherardi, Frediani Aldo, Rossz Frando // Ing. Ferrov. – 1993. – 48, № 10. – С. 631–642.
 9. Битюцкий А. А. Оценка ресурса соединительных балок четырехосных тележек на основе результатов натурных испытаний / А. А. Битюцкий, А. М. Орлова, А. Н. Смирнова // Повышение надежности и совершенствование методов ремонта подвижного состава: Сб. науч. Тр. / Петербург. Гос. Ун-т путей сообщ. – СПб: Изд-во ПГУПС, 2001 – С. 66–73.
 10. Коссов Е. Е. К вопросу прогнозирования остаточного ресурса тепловозного дизель-генератора / Е. Е. Коссов, И. В. Сиротенко // Вестн. ВНИИЖТа. – 2000. – № 7. – С. 38–42.
 11. Барбас И. Г. Определение остаточного ресурса тягового подвижного состава / И. Г. Барбас, В. Н. Даценко, Н. П. Островерхов, Ю. И. Савин // Проблемы прочности материалов и сооружений на транспорте: Тез. Докл., предст. На 4-й Междунар. Конф., Санкт-Петербург, 29-30 июня, 1999. – Петербург. Гос. Ун-т путей сообщ. – М.: Моск. Гос. Ун-т путей сообщ., 1999. – С. 10.
 12. Черкашин Ю. М. Оценка остаточного ресурса ходовых частей подвижного состава после длительного периода эксплуатации / Т. П. Северинова, С. Е. Петраков, В. Н. Меркурьев // Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – № 7. – С. 30–35, 48.
 13. Zestaw Kolowy z automatyczna zmiana rozstawu kof / Suwalski R. // Zesz. Nauk/ Transp. / PSI. – 1995, № 27. – С. 279–288.
 14. Бороненко Ю. П. Ресурсные динамические испытания привода вагонного генератора от центральной части оси колесной пары / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, Г. Е. Сорокин // Международная конференция «Экспериментальное кольцо ВНИИЖТ-70», Щербинка 25–26 сент., 2002: Сборник докладов. – М.: Интекст. 2002, – С. 143
 15. Blochin E. P. Dauerstoss von Kuhlvdagen (Испытание рефрижераторных вагонов ударными нагрузками на выносливость) / V. V. Kolbun, L. A. Manaschkin und an. // Glasersannalen die Eisenbahntechnik. – 1991, – № 9 – Berlin. S. 282–284.
 16. Блохин Е. П. Расчет грузовых вагонов на прочность / Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, Л. А. Манашкин, О. М. Савчук. – М: Транспорт, 1989, – 230 с.
 17. Горобец В. Л. Оценка остаточного ресурса рам тележек электропоездов ЭР1, ЭР2 путем их стендовых вибрационных испытаний / В. Л. Горобец, В. П. Кулешов, А. И. Паламаренко // Транспорт. Нагруженность и прочность подвижного состава: Сб. научн. тр. ДИИТа. – Д.: Наука и образование, 1998. – С. 56–62.
 18. Блохин Е. П. Продление срока службы тягового подвижного состава – один из способов обеспечения его надежной эксплуатации / В. Л. Горобец, А. Д. Лашко, В. П. Кулешов // Транспорт: 36. наук. пр. ДПТУ, Вип. 6. – Д.: Арт-Прес, 2000. – С.14–20.

Поступила в редколлегию 14.09.2007.

В. А. ПОЛЯКОВ, Н. М. ХАЧАПУРИДЗЕ (Институт транспортных систем и технологий НАН Украины)

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОЕЗДА С ЛИНЕЙНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Розглядається високошвидкісний поїзд. Його екіпажі мають електродинамічне підвішування і шляхове напрямлення, а також лінійну синхронну тягу. Побудовані моделі природного і бажаних керованих рухів такого поїзда. Визначені необхідні керівні дії на його підсистеми.

Рассматривается высокоскоростной поезд. Его экипажи имеют электродинамическое подвешивание и путевое направление, а также линейную синхронную тягу. Построены модели естественного и желательных управляемых движений такого поезда. Определены требуемые управляющие воздействия на его подсистемы.

A high-speed train has been examined. Its vehicles have electrodynamic suspension and track direction and also a synchronous linear traction. Models of natural and desirable controlled movements of such train have been constructed. The required controlling influence upon its subsystems has been determined.

Высокоскоростной магнитный транспорт с электродинамической левитацией, линейным синхронным двигателем и путевой структурой имеет, по сравнению с традиционным железнодорожным, существенные отличия основных подсистем (подвеса, направления, движителя, торможения, управления и путевой структуры) [1]. В то же время, оба эти вида транспорта, должны обеспечивать, высококачественное механическое движение транспортируемых пассажиров и грузов. Поэтому, несмотря на электромагнитную природу многих подсистем магнитолевитирующего транспорта, именно упомянутое качество механического движения должно являться определяющим критерием при глобальной оценке, в частности, технических средств рассматриваемой транспортной технологии.

Поезд, экипажи которого имеют электродинамическое подвешивание и путевое направление, а также приводятся в движение линейным синхронным двигателем, является сложной электромеханической системой, движения которой определяются множеством внутренних и внешних по отношению к ней факторов. Внутренние факторы могут быть учтены совокупностью параметров элементов системы и структуры, в которую они соединены. Многообразие же внешних факторов сводимо к совокупности возмущающих (имеющих естественную физическую природу) и управляющих (искусственно создаваемых для придания движениям поезда нужных свойств) воздействий. Поэтому исследование проводится в следующей последовательности. Пре-

жде всего, анализируются внутренние свойства системы. Для этого выбирается ее расчетная схема – в виде совокупности элементов, соединенных в структуру, определяемую конструкцией поезда. При этом физическая природа упомянутых элементов считается механической и электромагнитной. В качестве таких элементов приняты опорные твердые тела и индуктивности. В структуру же расчетной схемы они соединяются через податливые элементы. Связи расчетных схем механической и электромагнитной подсистем поезда считаются голономными, идеальными, удерживающими. Расчетные же схемы этих подсистем имеют между собой управляющую (в смысле И. В. Мещерского) связь [2]. Управляющая связь, в общем случае, является, склерономной не голономной, реономна и не идеальна.

Результаты анализа кинематической схемы механической подсистемы (МП) экипажа электродинамического поезда (ЭЭП) свидетельствуют о том, что в состоянии электродинамической левитации (ЭДЛ) в качестве расчетной схемы подсистемы может быть принят агрегат трех твердых тел. Одно из них (массой m_1) имитирует кузов экипажа; два других (массами m_2 и m_3) – его неамортизированные части. При этом в состав двух последних тел включаются как неамортизированные части рам тележек, так и колесные пары, на которых осуществляется разгон до состояния левитации. Будем считать, что тела m_2 и m_3 с телом m_1 взаимодействуют каждое через четыре податливых элемента (соответствующие амортизаторам подвешивания кузова ЭЭП).

Описание движения МП ЭЭП проведено с привлечением инерциальной ортогональной неподвижной системы координат $OXYZ$, а также декартовых систем $iCxyz \forall i \in \overline{[1, 3]}$. Каждый из последних триэдров неизменно связан с одним из тел рассматриваемого агрегата. Оси такого триэдра являются для упомянутого тела главными центральными. Относительно этих осей тела агрегата обладают моментами инерции $I_{xi}, I_{yi}, I_{zi} \forall i \in \overline{[1, 3]}$. Расположение связанных осей $iCxyz \forall i \in \overline{[1, 3]}$ относительно триэдра $OXYZ$ определим самолетными углами $\theta_\lambda, \varphi_\lambda, \psi_\lambda \forall \lambda \in \overline{[1, 3]}$. Кроме этих углов, положение каждого i -го тела расчетной схемы определяется также декартовыми координатами x_i, y_i, z_i его центра масс. В таком случае, конфигурация рассматриваемой системы может быть описана с помощью следующей системы опорных координат:

$$\left. \begin{aligned} \xi^1 &= x_1; \xi^2 = y_1; \xi^3 = z_1; \xi^4 = \theta_1; \xi^5 = \varphi_1; \\ \xi^6 &= \psi_1; \xi^7 = x_2; \xi^8 = y_2; \xi^9 = z_2; \xi^{10} = \theta_2; \\ \xi^{11} &= \varphi_2; \xi^{12} = \psi_2; \xi^{13} = x_3; \xi^{14} = y_3; \\ \xi^{15} &= z_3; \xi^{16} = \theta_3; \xi^{17} = \varphi_3. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Будем считать, что точки 2С и 3С удалены (вдоль прямой, параллельной оси 1Сх) от точки 1С на расстояния l_1 . Тогда аналитические связи, наложенные на агрегат, являющийся расчетной схемой МП ЭЭП в состоянии ЭДЛ, могут быть формализованы выражениями

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= x_1 + l_1; \\ x_3 &= x_1 - l_1. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Таким образом, на рассматриваемую систему трех твердых тел наложены две аналитические связи. В таком случае, указанная система имеет шестнадцать степеней свободы и ее конфигурация может быть описана следующей системой обобщенных координат

$$\left. \begin{aligned} \eta^1 &= x_1; \eta^2 = y_1; \eta^3 = z_1; \eta^4 = \theta_1; \\ \eta^5 &= \varphi_1; \eta^6 = \psi_1; \eta^7 = y_2; \eta^8 = z_2; \\ \eta^9 &= \theta_2; \eta^{10} = \varphi_2; \eta^{11} = \psi_2; \eta^{12} = y_3; \\ \eta^{13} &= z_3; \eta^{14} = \theta_3; \eta^{15} = \varphi_3; \eta^{16} = \psi_3. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Как известно, структурная матрица агрегата определяется соотношением [3]

$$S = \frac{\partial \xi^\beta}{\partial \eta^\lambda} \quad \forall \beta \in \overline{[1, N]}, \lambda \in \overline{[1, \Lambda]}, \quad (4)$$

где N, Λ – число опорных и обобщенных координат такого агрегата.

Выражения (1), (3) и (4), будучи реализованы в составе программы для СКМ Mathematica 5, базирующейся на разработанном алгоритме, позволяют получить структурную матрицу агрегата в виде [4]

$$S = \begin{pmatrix} \sigma \\ \zeta \end{pmatrix};$$

$$\sigma = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$\zeta = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$S_{\beta\lambda} = \frac{\partial \xi^\beta}{\partial \eta^\lambda} \forall \beta \in \overline{[1, 18]}, \lambda \in \overline{[1, 16]}. \quad (5)$$

Движение i -го тела расчетной схемы МП экипажа, как известно, может быть моделировано уравнениями [5]

$$f_{i\alpha\beta}^{\bullet\bullet\beta} \cdot \varepsilon_i + E_{i\alpha,\beta\gamma}^{\bullet\beta} \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_i = K_{i\alpha} \quad \forall \alpha, \beta, \gamma \in \overline{[1, 6]}, \quad (6)$$

где $f_{i\alpha\beta}, E_{i\alpha,\beta\gamma} \forall \alpha, \beta, \gamma \in \overline{[1, 6]}$ – его ковариантный метрический тензор и трехиндексный символ Кристоффеля первого рода [3];

$\varepsilon_i^\beta \forall \beta \in \overline{[1, 6]}, K_{i\alpha} \forall \alpha \in \overline{[1, 6]}$ – его же опорные координаты и соответствующие обобщенные силы.

Вводя далее $\varepsilon_i^\beta \forall \beta \in [\overline{1,6}]$, например, следующим образом

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_i^1 &= x_{iC1}; \varepsilon_i^2 = x_{iC2}; \varepsilon_i^3 = x_{iC3}; \\ \varepsilon_i^4 &= \tilde{\phi}_i; \varepsilon_i^5 = \tilde{\theta}_i; \varepsilon_i^6 = \tilde{\gamma}_i, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

нетрудно показать, что [4]

$$\left. \begin{aligned} f_{i\alpha\beta} &= \begin{vmatrix} f_{it} & 0 \\ 0 & f_{ir} \end{vmatrix} \forall \alpha, \beta \in [\overline{1,6}]; \\ f_{it} &= \text{diag} \{m_i, m_i, m_i\}; \\ f_{ir} &= \begin{vmatrix} f_{i44} & f_{i45} & f_{i46} \\ f_{i54} & f_{i55} & 0 \\ f_{i64} & 0 & f_{i66} \end{vmatrix}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} f_{i44} &= (I_{i11} \cdot \cos^{(2)} \tilde{\gamma}_i + I_{i22} \cdot \sin^{(2)} \tilde{\gamma}_i) \cdot \cos^{(2)} \tilde{\theta}_i + \\ &I_{i33} \cdot \sin^{(2)} \tilde{\theta}_i; \\ f_{i45} &= f_{i54} = (I_{i11} - I_{i22}) \cdot \cos \tilde{\theta}_i \cdot \sin \tilde{\gamma}_i \cdot \cos \tilde{\gamma}_i; \\ f_{i46} &= f_{i64} = I_{i33} \cdot \sin \tilde{\theta}_i; \\ f_{i55} &= I_{i11} \cdot \sin^{(2)} \tilde{\gamma}_i + I_{i22} \cdot \cos^{(2)} \tilde{\gamma}_i; f_{i66} = I_{i33}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

В выражениях (7), (8) и (9) введены обозначения $x_{iC\alpha}$, m_i , $I_{i\alpha\beta} \forall \alpha, \beta \in [\overline{1,3}]$; $\tilde{\phi}_i, \tilde{\theta}_i, \tilde{\gamma}_i$ – декартовы координаты центра масс тела в инерциальной системе отсчета $OX_p \forall p \in [\overline{1,3}]$, его масса, главные центральные моменты инерции, а также эйлеровы углы относительно той же системы отсчета.

Исходя из (6), движение агрегата, являющегося расчетной схемой МП ЭЭП в состоянии ЭДП, может быть описано тензорным уравнением

$$b_{\alpha\beta} \cdot \xi^\beta + B_{\alpha,\beta\gamma} \cdot \xi^\beta \cdot \xi^\gamma = Q_\alpha \forall \alpha, \beta, \gamma \in [\overline{1,N}], \quad (10)$$

$$b_{\alpha\beta} = \text{diag} \{ \|f_{1\varepsilon v}\|, \|f_{2\varepsilon v}\|, \dots, \|f_{\Phi\varepsilon v}\| \} \forall \alpha, \beta \in [\overline{1,N}]; \quad \varepsilon, v \in [\overline{1,6}]; \quad (11)$$

$$B_{\alpha,\beta\gamma} = \text{diag} \{ [E_{1\varepsilon, v\chi}], [E_{2\varepsilon, v\chi}], \dots, [E_{\Phi\varepsilon, v\chi}] \}, \quad \forall \alpha, \beta, \gamma \in [\overline{1,N}]; \varepsilon, v, \chi \in [\overline{1,6}]; \quad (12)$$

$$Q_\alpha = \|K_{1\varepsilon} K_{2\varepsilon} \dots K_{\Phi\varepsilon}\|^T \quad \forall \alpha \in [\overline{1,N}]; \varepsilon \in [\overline{1,6}], \quad (13)$$

где $b_{\alpha\beta}, B_{\alpha,\beta\gamma} \forall \alpha, \beta, \gamma \in [\overline{1,N}]$ – ковариантный метрический тензор агрегата и его трехиндексный символ Кристоффеля первого рода в координатах $\xi^\beta \forall \beta \in [\overline{1,N}]$; $Q_\alpha \forall \alpha \in [\overline{1,N}]$ – обобщенные силы, сопряженные с этими координатами; Φ – число инерционных элементов в расчетной схеме подсистемы.

В таком случае, модель естественной динамики МП ЭЭП в обобщенных координатах $\eta^\lambda \forall \lambda \in [\overline{1,\Lambda}]$ может быть записана в виде

$$c_{\lambda\mu} \cdot \ddot{\eta}^\mu + C_{\lambda,\mu\nu} \cdot \dot{\eta}^\mu \cdot \dot{\eta}^\nu = Y_\lambda \quad \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{1,\Lambda}], \quad (14)$$

где $c_{\lambda\mu}, C_{\lambda,\mu\nu}, Y_\lambda \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{1,\Lambda}]$ – ковариантный метрический тензор агрегата, являющегося расчетной схемой подсистемы, его трехиндексный символ Кристоффеля первого рода в координатах $\eta^\lambda \forall \lambda \in [\overline{1,\Lambda}]$, а также обобщенные силы, сопряженные с этими координатами.

Может быть показано, что [3]

$$c_{\lambda\mu} = b_{\alpha\beta} \cdot \frac{\partial \xi^\alpha}{\partial \eta^\lambda} \cdot \frac{\partial \xi^\beta}{\partial \eta^\mu} \quad \forall \alpha, \beta \in [\overline{1,N}]; \lambda, \mu \in [\overline{1,\Lambda}]; \quad (15)$$

$$C_{\lambda,\mu\nu} = 0,5 \cdot \left(\frac{\partial c_{\lambda\mu}}{\partial \eta^\nu} + \frac{\partial c_{\lambda\nu}}{\partial \eta^\mu} - \frac{\partial c_{\mu\nu}}{\partial \eta^\lambda} \right) \quad \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{1,\Lambda}]; \quad (16)$$

$$Y_\lambda = \frac{\partial \xi^\alpha}{\partial \eta^\lambda} \cdot Q_\alpha(W_\varepsilon) \quad \forall \alpha \in [\overline{1,N}];$$

$$\lambda \in [\overline{1,\Lambda}]; \varepsilon \in [\overline{1,\tilde{V}}], \quad (17)$$

где $W_\varepsilon \forall \varepsilon \in [\overline{1,\tilde{V}}]$, $Q_\alpha \forall \alpha \in [\overline{1,N}]$ – векторные воздействия на тела расчетной схемы экипажа, а также опорные возмущения, сопряженные с координатами $\xi^\alpha \forall \alpha \in [\overline{1,N}]$; $\tilde{V}$ – число «каналов» воздействия внешней среды на тела расчетной схемы.

В составе упомянутой программы компьютерного построения модели естественного движения МП ЭЭП реализуются также соотношения (5), (8), (9), (11) и (15). Это позволяет ковариантный метрический тензор агрегата получить в виде

$$c_{\lambda\mu} = \text{diag} \{ c_{vv} \} \forall \lambda, \mu, v \in [\overline{1,16}]. \quad (18)$$

После введения дополнительных обозначений

$$\left. \begin{aligned} cmt[\lambda, \mu] &= c_{\lambda\mu} \forall \lambda, \mu \in [1, 16]; \\ bm[\lambda] &= m_{\lambda} \forall \lambda \in [1, 3] \\ ix[\lambda] &= I_{x\lambda} \forall \lambda \in [1, 3]; \\ iy[\lambda] &= I_{y\lambda} \forall \lambda \in [1, 3]; \\ iz[\lambda] &= I_{z\lambda} \forall \lambda \in [1, 3], \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

соотношения для компонентов выражения (18) принимают вид [4]

$$\left. \begin{aligned} cmt[1, 1] &= bm[1] + bm[2] + bm[3]; \\ cmt[2, 2] &= bm[1]; cmt[3, 3] = bm[1]; \\ cmt[4, 4] &= ix[1]; cmt[5, 5] = iy[1]; \\ cmt[6, 6] &= iz[1]; cmt[7, 7] = bm[2]; \\ cmt[8, 8] &= bm[2]; cmt[9, 9] = ix[2]; \\ cmt[10, 10] &= iy[2]; cmt[11, 11] = iz[2]; \\ cmt[12, 12] &= bm[3]; cmt[13, 13] = bm[3]; \\ cmt[14, 14] &= ix[3]; cmt[15, 15] = iy[3]; \\ cmt[16, 16] &= iz[3]. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Реализация (в составе той же компьютерной программы для СКМ Mathematica 5) выражений (16), совместно с (20), позволяет, после введения дополнительных обозначений

$$csl[\lambda, \mu, \nu] = C_{\lambda\mu\nu} \forall \lambda, \mu, \nu \in [1, 16], \quad (21)$$

записать трехиндексный символ Кристоффеля первого рода для рассматриваемого агрегата в координатах $\eta^{\lambda} \forall \lambda \in [1, 16]$ в виде [4]

$$csl[\lambda, \mu, \nu] = 0 \forall \lambda, \mu, \nu \in [1, 16]. \quad (22)$$

Опорным координатам (1) соответствуют опорные возмущения

$$Q_{\lambda} = \left\| F_{\lambda X} F_{\lambda Y} F_{\lambda Z} \begin{matrix} \tilde{M}_{\lambda x}^* \\ \tilde{M}_{\lambda y}^* \\ \tilde{M}_{\lambda z}^* \end{matrix} \right\|^T \forall \lambda \in [1, 7]. \quad (23)$$

Из связей (2), наложенных на агрегат, заключаем, что

$$\left. \begin{aligned} \tilde{M}_{\mu x}^* &= M_{\mu x}^*; \\ \tilde{M}_{\mu y}^* &= M_{\mu y}^*; \\ \tilde{M}_{\mu z}^* &= M_{\mu z}^*. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

В выражениях (23) и (24): $F_{\mu x}, F_{\mu y}, F_{\mu z}; M_{\mu x}^*, M_{\mu y}^*, M_{\mu z}^*$ – заданный проекциями на оси триэдра OXYZ, приведенный к центру инерции

μ -го тела главный вектор действующих на него возмущений, а также линейные комбинации проекций на оси триэдра μ Схуз приведенного к тому же центру главного момента упомянутых возмущений.

В состоянии левитации на тела расчетной схемы МП ЭЭП воздействуют: $P_{\lambda} \forall \lambda \in [1, 3]$ – силы весов этих тел (приложенные в их центрах масс); $F_{Tk}, F_{Dk}, F_{Gk}, F_{Lk} \forall k \in [2, 3]$ – тяговые, тормозные (касательные к оси пути), направляющие (нормальные к этой оси) и левитационные (бинормальные к той же оси) усилия, действующие на каждое k -ое тело со стороны приводного ЛСД, а также стабилизационного и левитационного элементов электромагнитной подсистемы; $E_{Ak} \forall k \in [1, 3]$ – аэродинамические усилия, действующие на тела расчетной схемы экипажа со стороны окружающей атмосферы; $R_{\mu ij} \forall \mu \in [1, 3], i \in [2, 3], j \in [1, 2]$ – внутренние силы воздействия в агрегате на μ -ое тело со стороны i -го через j -ое податливое сопряжение.

Таким образом, по отношению к состоянию разгона, в состоянии ЭДЛ на рассматриваемые тела воздействуют те же возмущения, за исключением сил $\Sigma_{\kappa\chi} \forall \kappa \in [2, 3], \chi \in [1, 4]$ взаимодействия пути с колесами.

Реализация выражений (5), а также (17) и (23) в составе снова той же компьютерной программы построения модели естественной динамики рассматриваемой МП ЭЭП, после введения дополнительных обозначений:

$$\left. \begin{aligned} gds[\lambda] &= Y_{\lambda} \forall \lambda \in [1, 16]; vbdx[\lambda] = F_{\lambda X}; \\ vbdz[\lambda] &= F_{\lambda Z}; vbdy[\lambda] = F_{\lambda Y}; \\ mbdx[\lambda] &= \tilde{M}_{\lambda x}^*; mbdy[\lambda] = \tilde{M}_{\lambda y}^*; \\ mbdz[\lambda] &= \tilde{M}_{\lambda z}^* \forall \lambda \in [1, 3], \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

позволяют получить выражения для обобщенных возмущений в виде [4]

$$\left. \begin{aligned} gds[1] &= vbdx[1] + vbdx[2] + vbdx[3]; \\ gds[2] &= vbdy[1]; gds[3] = vbdz[1]; \\ gds[4] &= mbdx[1]; gds[5] = mbdy[1]; \\ gds[6] &= mbdz[1]; gds[7] = vbdy[2]; \\ gds[8] &= vbdz[2]; gds[9] = mbdx[2]; \\ gds[10] &= mbdy[2]; gds[11] = mbdz[2]; \\ gds[12] &= vbdy[3]; gds[13] = vbdz[3]; \\ gds[14] &= mbdx[3]; gds[15] = mbdy[3]; \\ gds[16] &= mbdz[3]. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Таким образом, с применением разработанного компьютерного алгоритма, получены выражения для всех компонентов модели (14) естественной динамики МП ЭЭП в состоянии ЭДЛ.

Электромагнитная подсистема (ЭМП) ЭЭП, во взаимодействии с его МП, должна обеспечивать выполнение требуемых движений экипажа в целом. Основными функциональными элементами упомянутой ЭМП, как известно, являются тяговый, левитационный, а также боковой стабилизации [1]. В зависимости от принятой конструктивной реализации (предполагая путевую структуру с дискретным полотном), эти функции могут реализовываться различными конструктивными модулями либо возлагаться, в различных сочетаниях, на агрегаты таких модулей той или иной степени интеграции. Однако в любом случае, смыслом функционирования ЭМП является дозированный отбор энергии из питающей электрической сети, а также ее преобразование в энергию парциальных движений МП экипажа. В полной мере и с требуемым качеством указанные функции (дозированный отбор и электромеханическое преобразование энергии) ЭМП должны осуществляться в режимах управляемых движений ЭЭП. Построение же любого из таких движений, как известно, невозможно без описания естественного движения рассматриваемой электромеханической системы. Поэтому, в дополнение к построенной модели естественного движения МП, должно быть описано естественное функционирование ЭМП ЭЭП.

Для реализации различных требуемых движений МП ЭЭП к ней со стороны ЭМП должны быть приложены изменяющиеся (в общем случае, как во времени, так и в пространстве) по определенным законам тяговое F_T , левитационное F_L , а также, стабилизирующее поперечные колебания экипажей, направляющее F_G усилия. Как наиболее рациональное [1], принято сочетание автономной тяговой подсистемы ЭЭП (с помощью трехфазной обмотки линейного синхронного двигателя) и его интегрированной левитационно-направляющей (с использованием короткозамкнутых путевых контуров) подсистемы. При этом, благодаря принятым конструктивным мерам, якорные обмотки линейного синхронного двигателя (ЛСД) и короткозамкнутые путевые контуры (КПК) электромагнитно полностью разобщены [1]. В таком случае, усилия F_T , F_L и F_G возникают в процессе электромеханического преобразования энергии при взаимодействии электромагнитных полей сверхпроводящих экипажных контуров (СЭК) с полями соответственно якорной об-

мотки ЛСД, а также КПК. Кроме того, взаимодействие упомянутых полей СЭК с полями КПК приводит к возникновению силы электродинамического торможения экипажа F_D .

При взаимодействии полей СЭК с бегущим синусоидальным полем якорных обмоток ЛСД электромагнитная энергия частично (за исключением потерь) преобразуется в энергию механического движения ЭЭП. При этом между индукторными и якорными обмотками ЛСД возникают усилия, мгновенное значение продольного (направленного вдоль касательной к осевой линии пути) компонента результирующей которых может быть описано выражением [1]

$$f_T = \sum_{v=1}^K i_s^v \cdot \sum_{k=1}^{N_{ac}} i_{ac}^k \cdot \frac{\partial \mu_{vk}}{\partial \xi}. \quad (27)$$

В процессе же взаимодействия полей токов СЭК и КПК возникают усилия F_L , F_G , а также F_D . Их мгновенные значения могут быть найдены согласно равенствам [1]

$$f_L = \sum_{v=1}^K i_s^v \cdot \sum_{\lambda=\chi_v-E}^{\chi_v+E} i_{wc}^{\lambda} \cdot \frac{\partial m_{v\lambda}}{\partial \xi}; \quad (28)$$

$$f_G = \sum_{v=1}^K i_s^v \cdot \sum_{\lambda=\chi_v-E}^{\chi_v+E} i_{wc}^{\lambda} \cdot \frac{\partial m_{v\lambda}}{\partial \eta}; \quad (29)$$

$$f_D = \sum_{v=1}^K i_s^v \cdot \sum_{\lambda=\chi_v-E}^{\chi_v+E} i_{wc}^{\lambda} \cdot \frac{\partial m_{v\lambda}}{\partial \xi}. \quad (30)$$

В этих выражениях введены обозначения: i_s^v, K – мгновенное значение тока цепи в v -ого СЭК, а также число таких контуров установленных на экипаже; $i_{ac}^k, i_{wc}^{\lambda}$ – текущие значения токов в цепях k -ой якорной катушки ЛСД и λ -го КПК; N_{ac} – число катушек якорной обмотки ЛСД, взаимодействие с которыми моментно учитывается для каждого СЭК; χ_v – порядковый номер (считая от начала участка трассы, вдоль которого происходит движение ЭЭП, с учетом направления этого движения) последнего КПК, поперечную осевую линию которого миновала поперечная осевая линия v -го СЭК; E – половина числа КПК, с которыми, при любом текущем положении СЭК, учитывается его электромагнитное взаимодействие; $\mu_{vk}, m_{v\lambda}$ – взаимные индуктивности между магнитной цепью v -го СЭК, а также соответственно цепями k -ой якорной катушки ЛСД и λ -го КПК; $Q\xi\eta\zeta$ – путевой триэдр ЭЭП.

Значения величин K , а также N_{ac} в процессе движения ЭЭП не изменяются. Значения же $i_s^v \forall v \in [1, K]$ изменяются (благодаря принятым конструкционным мерам) достаточно медленно и на интервалах, соизмеримых со временем наблюдения движения экипажа, могут считаться равными между собой и постоянными

$$i_s^v = i_s \forall v \in [1, K]. \quad (31)$$

Значения $\chi_v \forall v \in [1, K]$ непрерывно меняются в процессе движения экипажа и определяют этим движением. Значение E целесообразно выбирать так, чтобы по обеим сторонам от каждого СЭК в КПК, предшествующих (а также следующих за) учитываемым, токи i_{wc}^λ были бы пренебрежимо малы.

Каждый из токов $i_{ac}^k \forall k \in [1, N_{ac}]$ протекает в цепи якорной катушки, последовательно включенной в одну из фаз статора ЛСД. Поэтому совокупность этих токов объединяет в себе три равные по количеству элементов, но различные, в общем случае, по их мгновенным значениям группы. Каждая же из таких групп, в свою очередь, состоит из равных по мгновенным значениям токов, протекающих в цепях якорных катушек, включенных в одноименную фазу статорной обмотки. Поэтому

$$i_{ac}^\zeta = i_{ac}^\xi, \zeta = \xi + 3 \cdot \sigma \quad \forall \xi \in [1, 3], \sigma \in [1, (K_s - 1)], \quad (32)$$

где K_s – число триад якорных катушек, включенных в секцию статора ЛСД и отысканию из совокупности $i_{ac}^k \forall k \in [1, N_{ac}]$ подлежат лишь токи $i_{ac}^\xi \forall \xi \in [1, 3]$. Все иные компоненты этой совокупности могут быть найдены согласно выражениям (32).

Результирующие потокоцепления фазовых обмоток якоря ЛСД могут быть определены выражениями [6]

$$\left. \begin{aligned} \psi_\xi &= i_{ac}^\xi \cdot L_\xi + i_s \cdot \sum_{\lambda=1}^{\Lambda} M_{\xi\lambda}; \\ L_\xi &= L_{\xi\sigma} - M_{\xi\xi} \quad \forall \xi \in [1, 3], \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

где $L_{\xi\sigma}$, $M_{\xi\xi} \quad \forall \xi \in [1, 3]$ – собственные индуктивности этих обмоток от полей рассеяния, а также их попарные взаимные индуктивности; $\Xi = 0,5 \cdot K$ – число СЭК на одном из бортов ЭЭП; $M_{\xi\lambda} \forall \xi \in [1, 3], \lambda \in [1, \Xi]$ – взаимные индуктивности якорных и индукторных контуров ЛСД.

Согласно (33), мгновенные значения токов, протекающих в цепях фазовых обмоток якорной обмотки, определяются соотношениями

$$i_{ac}^\xi = (\psi_\xi - i_s \cdot \sum_{\lambda=1}^{\Xi} M_{\xi\lambda}) \cdot L_\xi^{(-1)} \quad \forall \xi \in [1, 3]. \quad (34)$$

Исходя из второго закона Кирхгофа, для тех же якорных фазных обмоток могут быть записаны уравнения напряжений [6]

$$u_k = \frac{d}{dt} \psi_k + r_k \cdot i_k \quad \forall k \in [1, 3], \quad (35)$$

где $u_k, r_k \forall k \in [1, 3]$ – напряжения, приложенные к этим обмоткам, а также активные (омические) сопротивления их цепей.

Фазные обмотки якоря ЛСД по обоим бортам ЭЭП соединены каждая со своим независимым источником трехфазного синусоидального напряжения, частота которого системой управления поддерживается пропорциональной мгновенной скорости ЭЭП и обратно пропорциональной шагу установки катушек одноименной фазы ЛСД $\lambda_0 = 2 \cdot \tau$ [1]. Поэтому

$$u_k = U_a \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot \dot{\chi} \cdot \lambda_0^{(-1)} \cdot t + \sigma_k + \theta_u);$$

$$\sigma_k = \begin{cases} 0 & \text{для } k = 1; \\ -\frac{2}{3} \cdot \pi & \text{для } k = 2; \\ +\frac{2}{3} \cdot \pi & \text{для } k = 3 \end{cases} \quad \forall k \in [1, 3], \quad (36)$$

где U_a – амплитудное значение подводимого напряжения; $\dot{\chi}$ – усредненная мгновенная скорость движения ЭЭП; θ_u – дополнительный угол сдвига напряжения.

Если фазные обмотки якоря симметричны и идентичны между собой, то

$$r_k = r_{af} \quad \forall k \in [1, 3], \quad (37)$$

где r_{af} – омическое сопротивление такой обмотки.

В таком случае, после подстановки соотношений (34), а также (36) и (37) в уравнения (35) и элементарных преобразований, последние выражения принимают окончательный вид:

$$\begin{aligned} \dot{\psi}_k &= U_a \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot \dot{\chi} \cdot \lambda_0^{(-1)} \cdot t + \sigma_k + \theta_u) - \\ &\quad - r_{af} \cdot L_k^{(-1)} \cdot (\psi_k - i_s \cdot \sum_{\lambda=1}^{\Xi} M_{k\lambda}); \end{aligned}$$

$$\sigma_k = \begin{cases} 0 - & \text{для } k=1; \\ -\frac{2}{3} \cdot \pi - & \text{для } k=2; \\ +\frac{2}{3} \cdot \pi - & \text{для } k=3 \end{cases} \quad \forall k \in \overline{[1, 3]}. \quad (38)$$

Итак, токи $i_{ac}^k \forall k \in \overline{[1, N_{ac}]}$ могут быть определены из соотношений (32) и (34) после интегрирования, совместно с уравнениями динамики МП ЭЭП (14), уравнений (38), описывающих электромагнитные процессы в ЛСД.

Токи $i_{wc}^\lambda \forall \lambda \in [(\chi_v - E), (\chi_v + E)] \forall v \in \overline{[1, K]}$ носят вихревой характер и являются результатом возникновения электродвижущих сил в КПК (по закону электромагнитной индукции) вследствие изменения потокоцеплений между ними и СЭК. В общем случае, все СЭК и все КПК являются элементами единой электродинамической системы. Однако значимость связей между упомянутыми элементами для результирующих процессов в системе весьма неравнозначна. Поэтому, с приемлемой для инженерных расчетов точностью, указанный интегральный процесс электродинамических взаимодействий может быть разъят на компоненты, каждый из которых представляет собой электромагнитное взаимодействие между одним из СЭК и учитываемым (по принципу пренебрежимой малости иных взаимодействий) числом КПК. Каждый же из упомянутых компонентов, согласно второму закону Кирхгофа (учитывая вырожденность КПК – пренебрежимую малость их емкостей), может быть описан матричным уравнением вида [6; 7]

$$l_{\lambda\mu} \cdot \frac{d}{dt} i_{wc}^\mu = (r_{\lambda\mu} \cdot i_{wc}^\mu + \\ = - + \frac{d}{dt} m_{v\lambda} \cdot i_s^v) \quad \forall \lambda, \mu \in [(\chi_v - E), (\chi_v + E)], \quad (39)$$

где $l_{\lambda\mu} \forall \lambda, \mu \in [(\chi_v - E), (\chi_v + E)]$ – матрица индуктивностей (при $\lambda = \mu$ – это собственные индуктивности КПК; при $\lambda \neq \mu$ – это их взаимные индуктивности); $r_{\lambda\mu} \forall \lambda, \mu \in [(\chi_v - E), (\chi_v + E)]$ – матрица омических (активных) сопротивлений цепей КПК; $m_{v\lambda} \forall \lambda \in [(\chi_v - E), (\chi_v + E)]$ – матрица взаимных индуктивностей между v -ым СЭК и учитываемыми (во взаимодействии с ним) КПК.

Таким образом, токи $i_{wc}^\lambda \forall \lambda \in [(\chi_v - E), (\chi_v + E)]$, $v \in \overline{[1, K]}$ могут быть найдены интегрированием,

совместно с уравнениями (14) динамики МП ЭЭП, $v \in \overline{[1, K]}$ уравнений вида (39).

Определяющим критерием при глобальной оценке рассматриваемой транспортной технологии является качество механического движения ЭЭП. Это качество может быть оценено по степени совпадения реальных результирующих их движений с желаемыми. Последние же представимы в виде программ таких движений [3]:

$$\varphi_g(\eta^\lambda, t) = 0 \quad \forall \eta \in [\overline{1, \Theta}], \lambda \in \overline{[1, \Lambda]}. \quad (40)$$

При этом если $\Theta = \Lambda$, то программа полна, однозначно определяет желаемое движение и из нее могут быть получены его законы

$$\eta^\lambda(t) \forall \lambda \in \overline{[1, \Lambda]}, t \in [0, T], \quad (41)$$

где T – интервал наблюдения движения поезда.

Если же $\Theta < \Lambda$, то, путем придания желаемому движению некоторых дополнительных качеств, формализуемых дополняющими программами

$$\left. \begin{aligned} \rho_\delta(\eta^\lambda, t) &= 0 \quad \forall \delta \in [\overline{1, \Delta}], \\ \lambda &\in \overline{[1, \Lambda]}; \Delta = \Lambda - \Theta, \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

программа (40) и в этом случае может быть сделана полной.

Чтобы ЭЭП совершали желаемое движение, описывающая его модель должна, с одной стороны, не противоречить законам механики, и поэтому базироваться на уравнениях (14). С другой же стороны, такая модель должна быть совместна с программой вида (40). Одним из путей получения этой результирующей модели является введение в упомянутые уравнения естественного движения (14) программных управляющих сил $\Pi_\lambda \forall \lambda \in \overline{[1, \Lambda]}$, делающих возможным исполнение системой программы (40). При этом модель такого запрограммированного движения приобретает вид:

$$c_{\lambda\mu} \cdot \overset{\cdot\cdot}{\eta}^\mu + C_{\lambda,\mu v} \cdot \overset{\cdot\mu}{\eta} \cdot \overset{\cdot v}{\eta} = \\ = Y_\lambda + \Pi_\lambda \quad \forall \lambda, \mu, v \in \overline{[1, \Lambda]} \quad (43)$$

и из нее, после подстановки законов (41), могут быть получены законы изменения

$$\Pi_\lambda(t) \forall \lambda \in \overline{[1, \Lambda]}, \quad (44)$$

требуемые для исполнения ЭЭП такого желаемого движения.

Соотношения (40) формализуют управляющие связи, накладываемые на расчетную схему

МП исследуемой системы для выполнения ею движений (41). Конструктивной реализацией реакций таких связей должны явиться векторные управляющие силы взаимодействия упомянутой МП системы с ее ЭМП. Полная управляемость этой МП требует натурной реализации законов

$$\Phi_{\beta}(t) \forall \beta \in [1, \overline{N}], t \in [0, T], \quad (45)$$

которые могут быть получены, с использованием соотношений (4) и (44), в виде

$$\Phi_{\beta}(t) = \left(\frac{\partial \xi^{\beta}}{\partial \eta^{\lambda}} \right)^{(-1)} \cdot \Pi_{\lambda}(t) \quad \forall \beta \in [1, \overline{N}], \lambda \in [1, \overline{\Lambda}]. \quad (46)$$

Фактически же в системе реализуется лишь трехкомпонентное векторное управление $\Psi\{F_T(t), F_L(t), F_G(t)\} \quad \forall t \in [0, T]$, которое поэтому существенно не полно. При этом выражения (27)–(39), описывающие функционирование ЭМП ЭЭП, позволяют определять рациональные диапазоны параметров подсистемы и их соотношений, а также находить требуемые (для получения результирующих механических движений) законы первичных воздействий на ту же подсистему. В частности, для линейного син-

хронного двигателя это – требуемые законы (совместного, взаимоувязанного) изменения характеристик (амплитуды, частоты и фазы) питающего его фазную якорную обмотку напряжения

$$\Omega \Leftarrow \{U_a(t), f_u(t), \theta_u(t)\} = 0 \quad \forall t \in [0, T]. \quad (47)$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дзензерский В. А. Высокоскоростной магнитный транспорт с электродинамической левитацией / В. А. Дзензерский, В. И. Омеляненко, С. В. Васильев та ин. – К.: Наук. думка, 2001. – 479 с.
2. Березкин Е. Н. Курс теоретической механики. – М.: МГУ, 1974. – 647 с.
3. Коренев Г. В. Очерки механики целенаправленного движения. – М.: Наука, 1980. – 192 с.
4. Исследование собственных и вынужденных колебаний и нагруженности электродинамических транспортных средств: Отчет о НИР (промежуточный) / Институт транспортных систем и технологий (ИТСТ НАН Украины) «Трансмаг» – Д., 2003. – 80 с.
5. Лурье А. И. Аналитическая механика. – М.: Гостехиздат, 1961. – 824 с.
6. Львович А. Ю. Электромеханические системы. – Л.: Из-во Ленингр. ун-та. 1989. – 296 с.
7. Арменский Е. В. Единая теория электрических машин / Е. В. Арменский, И. В. Кузина. – М.: Из-во Моск. ин-та электрон. машиностроения. 1975. – 256 с.

Поступила в редколлегию 29.05.04.

В. И. ПРИХОДЬКО (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»)

МОДЕЛИРОВАНИЕ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА И РЕЛЬСА

Запропоновано опис математичної моделі ударної взаємодії колеса та рейки. При цьому удар може розглядатися як пружним, так і в'язким.

Предлагается описание математической модели ударного взаимодействия колеса и рельса. При этом удар может рассматриваться как упругим, так и вязким.

Description of the mathematical model of wheel/rail impact interaction has been given in this paper. In this, the impact action can be regarded both as elastic and viscous.

В задачах динамики рельсовых экипажей, как правило, рассматривается непрерывное взаимодействие колеса и рельса при движении. При этом применяются различные теории для математического описания процесса контакта с учетом упругих и пластичных деформаций, а также с учетом проскальзывания [1–14]. Но при движении по железнодорожному пути возникают не только геометрические, но и динамические неровности рельсовых нитей, а с учетом дефектов поверхности катания колес и головок рельсов (ползуны, навары, локальный износ, стыки) может возникать и ударное взаимодействие колес и рельсов. Поэтому для уточнения математических моделей пространственных колебаний рельсовых экипажей следует рассмотреть процесс ударного взаимодействия колеса и рельса.

Ранее обосновано, что связь между колесом и рельсом является неударной и допускает отрыв между ними при определенных условиях движения [15; 16].

Движение колеса с учетом неударной связи описывается уравнением [16; 17]:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -\tilde{R}(y)H(y) + Q,$$

где m – масса колеса; y – прогиб рельса; $\tilde{R}(y)$ – реакция рельса на прогиб y ; $H(y)$ – функция Хевисайда; Q – сила, действующая на колесо со стороны тележки.

Данному уравнению можно придать вид

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -R(y) \cdot H(y) + pg - \frac{d^2 \eta(x)}{dt^2}, \quad (1)$$

где t – время отсчитываемое от момента, когда колесо находится в начале неровности; $R(y)$ – реакция рельса отнесенная к массе колеса; p –

отношение массы над колесом к массе колеса; $\eta(x)$ – неровность рельса, где $x = vt$, v – скорость движения колеса в горизонтальном продольном направлении.

Уравнение (1) справедливо до тех пор, пока $y(t) > 0$, как только $y(t_x) = 0$, то в момент t_x происходит отрыв колеса от рельса и уравнение (1) принимает вид:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = pg - \frac{d^2 \eta(vt)}{dt^2} \quad (2)$$

начальными условиями для данного уравнения являются

$$y(t_x) = 0; \quad \left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=t_x} = y_1,$$

где y_1 – значение производной решения уравнения (1) в момент отрыва колеса от рельса.

На рис. 1 представлено решение уравнения (1) для $t \in [0, l/v]$, где l – длина неровности на рельсе

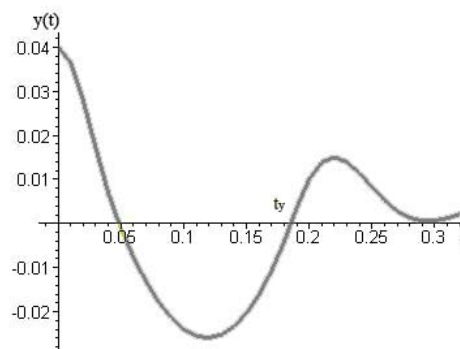


Рис. 1. Решение уравнения (1) при $t \in [0, l/v]$

Однако данное представление решения уравнения (1) справедливо до момента t_y , т. е. до момента удара колеса о рельс.

Начиная с этого момента, для уравнения (1) должны быть изменены начальные условия.

В этот момент, в нашем случае $t_y = 0,19$ с, $y(t_y)$ принимаем равным нулю, а скорость

$$\left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=t_y} = \alpha \left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=t_{y-0}}, \quad (3)$$

где $\left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=t_{y-0}}$ – скорость до удара; $\left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=t_y}$ – ско-

рость после удара; α – коэффициент, характеризующий удар колеса о рельс.

В выражение (3) введем коэффициент α , который постараемся оценить исходя из общих положений теории удара двух тел [1].

К общим положениям теории удара двух тел относятся следующие два положения:

- задачи сохранения импульса, как следствие, действие равно противодействию;
- соотношение между кинетическими энергиями до удара и после удара.

Пусть v_0 и V_0 – скорости двух тел массой m и M до удара, а v и V скорости соответствующих тел после удара, тогда следуя первому из названных положений, имеем

$$mv + mV = mv_0 + MV_0. \quad (4)$$

где v_0 , V_0 , v и V проекции скоростей на линию удара.

Из второго положения, которое запишем в виде

$$\frac{mv^2}{2} + \frac{MV^2}{2} = \gamma \left(\frac{mv_0^2}{2} + \frac{MV_0^2}{2} \right), \quad (5)$$

где γ – коэффициент пропорциональности, при $0 < \gamma \leq 1$ следует, что кинетическая энергия после удара меньше кинетической энергии до удара.

Введем обозначения

$$a = mv_0 + MV_0;$$

$$P_{\text{вв}}$$

$$b = \gamma (mv_0^2 + MV_0^2),$$

тогда соотношения (4) и (5) принимают вид

$$\begin{cases} mv + MV = a; \\ mv^2 + MV^2 = b. \end{cases} \quad (6)$$

Опуская элементарные выкладки решения данной системы, запишем ее решения:

$$\left. \begin{aligned} V_{1,2} &= \frac{a \pm \sqrt{m(b - a^2 / M + bm / M)}}{m + M}; \\ v_{1,2} &= \frac{a - MV_{1,2}}{m}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Заметим, что в решении (7) необходимо определиться со знаком, стоящим перед квадратным корнем в выражении для $V_{1,2}$.

Считая, что в момент удара колеса о рельс скорость рельса $V_0 = 0$, а масса рельса значительно больше массы колеса, то в соотношениях (7) необходимо взять знак «минус», если колесо не отрывается (не отскакивает) от рельса, и знак «плюс» в случае, когда колесо отрывается (отскакивает) от рельса.

Так, например, если $m = 1$, $M = 10000000$, $v_0 = 0,5$ м/с, $V_0 = 0$, то при $\gamma = 0,9$ получим (м/с)

$$\left. \begin{aligned} V_1 &= 0,97 \cdot 10^{-7}; \\ v_1 &= -0,47, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

т. е. при отскоке колеса от рельса, а при движении колеса в направлении движения имеем (м/с)

$$\left. \begin{aligned} V_2 &= 0,26 \cdot 10^{-8}; \\ v_2 &= 0,47. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Тогда для коэффициента α получим

$$\alpha = v_2 / v_0 = 0,94.$$

Таким образом, для данного примера $\alpha \approx \gamma$.

Заметим, что при $\gamma = 1$ имеет место классический вариант абсолютно упругого удара и в этом случае $v = -v_0$. Интерпретация соотношения (8) состоит в том, что удар можно рассматривать как упругий удар, а (9) характеризует удар как вязкий. Какой вид удара имеет место в реальных условиях, ответ может дать только эксперимент, который позволит определить и коэффициент γ , а тем самым и коэффициент α .

Напомним, что абсолютно неупругими называются тела, которые остаются в соприкосновении после удара. Два тела называются абсолютно упругими, если при их соударении не происходит никакой потери кинетической энергии [18].

На рис. 2 представлено решение уравнения (1) после удара.

Сравнивая данное решение с представленным на рис. 1, отметим, что качественный характер сохранился, но имеет место различие в количественной оценке, т. е. в численных значениях. Максимальный прогиб в соответствии с

графиком на рис. 2 составляет примерно 0,7 % от прогиба на рис. 1, а прогиб рельса в конце неровности в случае с ударом несколько больше, чем на рис. 1.

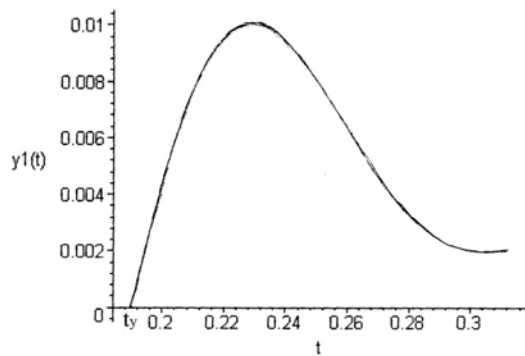


Рис. 2. Решение уравнения (1) после удара

Из всего вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

- взаимодействие колеса и рельса в динамике рельсовых экипажей следует рассматривать не только с учетом неударной связи, но и с учетом возможности удара колеса о рельс при движении по локальным неровностям пути;
- для усовершенствования метода моделирования взаимодействия колеса и рельса, а также проверки адекватности математической модели удара желательна экспериментальная проверка;
- предложенное математическое описание взаимодействия колеса и рельса с учетом неударной связи между ними и возможности удара может быть использовано в математических моделях пространственных колебаний рельсовых экипажей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Петров Н. П. Влияние поступательной скорости колеса на напряжения в рельсе // Записки РТО. – 1903. – №2. – С. 27–115.
2. De Pater A. D. The Approximate Determination of the outing Movement of a Railway Vehicle by Aid of the Method of Krylov and Bogoliubov // Applied Scientific Research. – Section A, vol. 10. – 1961. – P. 203–228.
3. Kalker J. J. On the Rolling of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction // Doctoral Thesis Delft Technological University. – 1967. – P. 120–122.
4. Лазарян В. А. Динамика вагонов. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.

5. Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – К.: Наук. думка, 1972. – 193 с.
6. Лазарян В. А. Устойчивость движения железнодорожных экипажей с двойным рессорным подвешиванием / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко, В. Д. Данович // Науч. тр. ДИИТ. – Д.: ДИИТ. – 1966. – Вып. 59. – С. 45–51.
7. Данович В. Д. Пространственные колебания вагонов на инерционном пути: Дис... докт. техн. наук: 05.22.07. – Д., 1981. – 465 с.
8. Блохин Е. П. Математическая модель пространственных колебаний четырехосного рельсового экипажа / Блохин Е. П., Данович В. Д., Морозов Н. И.; Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Днепропетровск, 1986. – 39 с. – Рус. - Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 29.09.86, №7252 ж.д.
9. Коротенко М. Л. Дифференциальные уравнения пространственных колебаний четырехосного вагона с учетом конечной жесткости кузова и инерционных свойств основания / М. Л. Коротенко, В. Д. Данович // Проблемы механики наземного транспорта: Межвуз. сб. науч. тр. – Д.: ДИИТ. – 1973. – Вып. 199/25. – С. 3–13.
10. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 560 с.
11. Ушкалов В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – К.: Наук. думка, 1982. – 359 с.
12. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
13. Вершинский С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов. – М.: Транспорт, 1991. – 359 с.
14. Шеффель Г. Устойчивость при вилении с боковым оттоком и способность подвижного состава вписываться в кривые // Ж. д. мира. – 1974. – № 12. – С. 32–46.
15. Мямлин С. В. Математическая модель движения колеса по рельсовой нити // Транспортні системи і технології: Зб. наук. пр. КУЭТТ. – К.: КУЭТТ. – 2003. – Вип. 1, 2. – С. 154–156.
16. Мямлин С. В. Математическая модель пространственных колебаний пассажирского вагона в обычной постановке / С. В. Мямлин, В. И. Приходько // Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля. – Луганськ, 2006. – № 7. – С. 266–276.
17. Тимошенко С. П. Прочность и колебания элементов конструкций. – М.: Наука, 1975. – 704 с.
18. Аппель П. Теоретическая механика. Т. II. – М.: Физматгиз, 1960. – 487 с.

Поступила в редколлегию 14.10.2006.

Н. А. РАДЧЕНКО, Т. И. КУЗНЕЦОВА (Институт транспортных систем и технологий НАН Украины), О. В. ЗВОНАРЕВА (ДИИТ)

ДИНАМИКА СЦЕПОВ ТРЕХ СОЧЛЕНЕННИХ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИХ ЭКИПАЖЕЙ

Оцінені коливання і стійкість левітаційного руху різних варіантів конструктивної реалізації зчепу трьох зчленованих електродинамічних екіпажів у прямолінійних і криволінійних ділянках шляхової структури. Визначені основні параметри, що відповідають стійкому руху зчепу.

Оценены колебания и устойчивость левитационного движения различных вариантов конструктивной реализации сцепа трех сочлененных электродинамических экипажей в прямолинейных и криволинейных участках путевой структуры. Определены основные параметры, соответствующие устойчивому движению сцепа.

Oscillations and stability of levitation-type movement of different constructive options of three articulated electro-dynamic vehicles on the straight and curved sections of the track structure have been investigated. The principal system parameters corresponding to stable movement of the train have been determined.

В ранее проведенных исследованиях были показаны возможность и условия реализации устойчивого левитационного движения одиночных электродинамических транспортных средств в прямолинейных и криволинейных участках путевой структуры [1–3]. Представляет интерес оценка колебания и устойчивости левитационного движения сцепа, состоящего из нескольких, в частности, из трех сочлененных электродинамических транспортных экипажей вдоль путевой структуры П-образного очертания в профиле. Это обусловлено проводимыми в Японии опытными исследованиями динамики трех сочлененных экипажей вдоль U-образной путевой структуры, а также полученными результатами теоретических исследований сотрудниками Института транспортных систем и технологий НАН Украины для сочлененного сцепа двух экипажей вдоль П-образной путевой структуры. Для этого сцепа оказалось, что его левитационное движение может быть неустойчивым вследствие интенсивных колебаний галопирования последней тележки.

Характерной особенностью конструктивной схемы рассматриваемого сцепа является то, что опирание крайних экипажей осуществляется на крайние тележки посредством четырех упругодиссипативных элементов, а среднего экипажа – через два упруго-диссипативных элемента (рис. 1). Вследствие этого может иметь место неравномерная просадка корпусов экипажей и неравномерное распределение углов их галопирования.

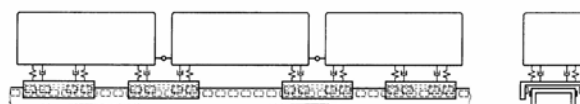


Рис. 1

Для устранения этих неравномерностей или их значительного уменьшения предусматривалось увеличение жесткостей и вязкостей упругодиссипативных элементов, относящихся к средним тележкам, по сравнению со значениями этих параметров для крайних тележек и смещение на величину Δ_0 центра тяжести корпусов крайних экипажей в сторону крайних тележек.

Рассматриваемый объект исследований представляет собой электромеханическую систему, состоящую из семи твердых тел: трех корпусов экипажей и четырех тележек, к вертикальным стенкам которых прикреплены сверхпроводящие магниты, и токопроводящих прямоугольных короткозамкнутых контуров, прикрепленных к вертикальным стенкам П-образной путевой структуры.

Во время поступательного движения сцепа токи от сверхпроводящих магнитов индуцируются в путевых контурах. Благодаря взаимодействию полей магнитов и контуров создаются силы отталкивания между ними, что при скоростях $v = 25 \dots 30$ м/с приводит к левитации экипажей сцепа.

Будем рассматривать равномерное движение сцепа экипажей вдоль путевой структуры, не принимая во внимание продольные колебания твердых тел системы.

За обобщенные координаты примем линейные перемещения твердых тел в поперечном и вертикальном направлениях y, z и их угловые перемещения относительно продольных, поперечных и вертикальных осей θ, ψ, φ [1].

Уравнения движения исследуемых транспортных систем будем получать с помощью уравнений Лагранжа второго рода, описывающих движение экипажа,

$$D_{qv} + \Pi_{qv} + \Phi_{qv} = Q_v, \quad (v=1, 2, \dots, N) \quad (1)$$

и уравнений токов

$$L \frac{dl}{dt} + rl = f, \quad (2)$$

где

$$D_{qv} = \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_v} - \frac{\partial T}{\partial q_v}, \quad \Pi_{qv} = \frac{\partial \Pi}{\partial \dot{q}_v},$$

$$\Phi_{qv} = \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_v}, \quad (3)$$

Q_v – обобщенные силы, являющиеся функциями электродинамических сил F_L, F_S действующих на экипаж в поперечных вертикальных плоскостях вдоль нормалей и касательных к поверхностям сверхпроводящих магнитов; N – число степеней свободы; $L = |L_{ik}|$ – матрица коэффициентов самоиндукции ($i=k$) и взаимной индукции ($i \neq k$) путевых контуров; r – активное сопротивление путевого контура; l – вектор столбец токов i_k в k -х путевых контурах; f – вектор э.д.с. f_k , наводимых экипажными сверхпроводящими магнитами в k -х путевых контурах.

В выражениях (1)–(3) $D_{qv}, \Pi_{qv}, \Phi_{qv}$ – дифференциальные операторы, соответствующие координатам ($v=1, 2, \dots, N$); T, Π, Φ – кинетическая, потенциальная и функция рассеяния системы.

Величины f_k определяются выражением:

$$f_k = - \sum_{m=1}^n i_m^c \frac{\partial M_{km}}{\partial t}, \quad (4)$$

где M_{km} – коэффициенты взаимной индукции между m -ми поездными магнитами и k -ми путевыми контурами; n – число поездных сверхпроводящих магнитов; i_m^c – ток в m -м сверхпроводящем магните.

Электродинамические силы F_{Lm}, F_{sm} взаимодействия сверхпроводящих магнитов с путевыми контурами вдоль нормали и касательной в поперечной плоскости определялись из выражений:

$$F_{Lm} = i_m^c \sum_{k=1}^p i_k \frac{\partial M_{km}}{\partial \Delta_m}; \quad (5)$$

$$F_{sm} = i_m^c \sum_{k=1}^p i_k \frac{\partial M}{\partial \delta_m}, \quad (6)$$

где Δ_m и δ_m – значения смещений m -го сверхпроводящего магнита относительно токопроводящих контуров путевой структуры в поперечном и вертикальном направлениях; p – число учитываемых путевых контуров.

Интегрируя системы связанных уравнений (1), (2), оценим левитационное движение экипажей.

Будем оценивать колебания и устойчивость движения сцепов экипажей при их движении вдоль П-образной путевой структуры в профиле, имеющей следующие очертания в плане: прямоугольный участок путевой структуры протяженностью 150 м, входная переходная кривая длиной 500 м, круговая кривая радиусом $R=8000$ м длиной 150 м, выходная переходная кривая – 400 м и прямая – 300 м.

Считаем, что поверхность путевой структуры в круговой кривой наклонена к горизонтальной плоскости в сторону центра кривизны на угол $\theta_h = 0,1$ рад, а в переходных кривых значение этого угла переменное и изменяется пропорционально кривизне пути, определяемой по синусоидальной зависимости от пройденного пути [4].

Для расчетов были приняты следующие основные параметры экипажей и путевой структуры: массы корпуса и тележки соответственно равны 25 и 3,75 т значения упругих и диссипативных элементов равны $2,0 \cdot 10^3$ кН/м, и $2,0 \cdot 10^2$ кН·с/м, для крайних тележек и 400 кН/м и 30 кН·с/м для средних тележек. Диаметр прутков токопроводящих прямоугольных контуров 0,03 м, вертикальные и продольные размеры соленоидов сверхпроводящих магнитов $0,5 \times 1,0$ м, а токопроводящих контуров $0,4 \times 0,8$ м.

Рассматривались следующие варианты:

- на всех тележках закреплены по 8 сверхпроводящих магнита;
- на крайних тележках установлены по 4 сверхпроводящих магнита, а на средних – по 8;
- все тележки оборудованы 6-ю сверхпроводящими магнитами.

Оценка левитационного движения исследуемого сцепа проводилась в диапазоне значений скоростей 30...100 м/с в прямолинейных и криволинейных участках пути (в круговых и переходных кривых) по значениям перемещений твердых тел системы (корпусов и тележек), по поперечным и вертикальным ускорениям корпусов экипажей и левитационным зазорам между сверхпроводящими магнитами и путевой структурой. Предварительно находились приемлемые из условия устойчивости движения основные параметры, от которых зависят вышеупомянутые критерии, принятые для оценки динамики сцепа.

Рассмотрим полученные результаты интегрирования уравнений вида (1), (2) для первого варианта конструктивной схемы сцепа, соответствующего установке на всех тележках по 8 сверхпроводящих магнитов.

Так, для скорости движения $v = 100$ м/с значений смещений центров тяжести крайних экипажей $\Delta_0 = 0,955$ м и намагничивающей силы в соленоидах магнитов $2,8 \cdot 10^3$ Ампер-витков имеет место устойчивое левитационное движение всех экипажей в прямолинейных и криволинейных участках путевой структуры. Высота левитации центров тяжести тележек Z_T соответствует значениям примерно равным 0,163...0,170 м, причем на их значения практически не оказывает влияние кривизна путевой структуры. Углы галопирования крайних корпусов экипажей и тележек могут в установившемся режиме значительно отличаться. Так, для корпуса первого экипажа $\varphi_{K1} = -0,013$ рад, а для корпуса третьего экипажа $\varphi_{K3} = 0,013$ рад, хотя $\varphi_{K2} = 0$; для первой и четвертой тележек углы соответственно равны $\varphi_{T1} = -0,002$ и $\varphi_{T4} = 0,002$ рад, а для второй и третьей тележек $\varphi_{T2} = -0,0075$ и $\varphi_{T3} = 0,0075$ рад. Кривизна пути также практически не оказывает влияния на их значения.

Значения боковых отсосов корпусов и тележек существенно зависят от кривизны путевой структуры и изменяются в установившихся режимах движения соответственно в интервалах $y_K \approx 0...-0,014$ м, $y_T \approx 0...-0,018$ м, что наглядно видно из графиков зависимости этих величин от пройденного пути S (рис. 2 и 3), где линиями 1–3 – обозначены перемещения соответствующих номеров корпусов и 1–4 – аналогичные перемещения тележек.

Характер изменения углов боковой качки корпусов и тележек аналогичен изменению бо-

кового отношения. Их значения в установившихся режимах соответствуют $\theta_K \approx 0...-0,037$, $\theta_T \approx 0...-0,013$ рад. Небольшие значения имеют также углы виляния корпусов и тележек, зависящих от их номера по ходу движения и кривизны путевой структуры $\psi_{K1} \approx 0...0,0038$ рад, $\psi_{K2} \approx 0$, $\psi_{K3} \approx 0...0,0040$ рад, $\psi_{T1} \approx 0...-0,00006$ рад, $\psi_{T4} \approx 0...0,00006$ рад, $\psi_{T2} \approx 0...-0,00033$ рад, $\psi_{T3} \approx 0...0,00033$ рад.

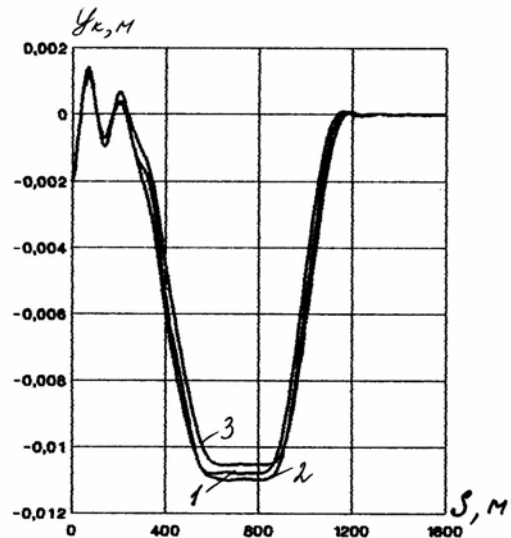


Рис. 2

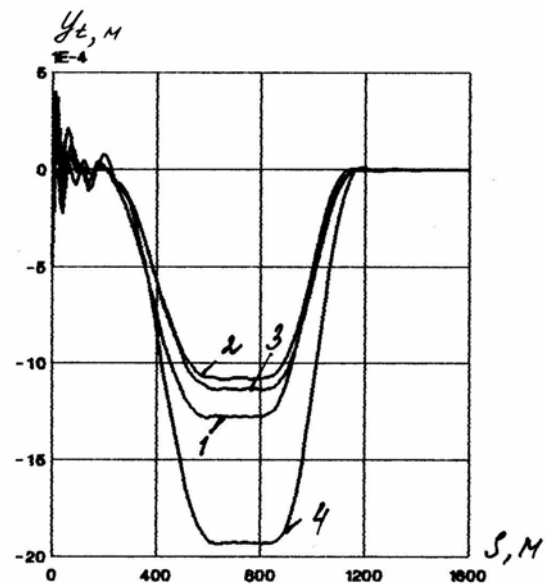


Рис. 3

Левитационные зазоры между сверхпроводящими магнитами и путевыми контурами изменяются, как показали результаты расчетов, в диапазонах $\delta_j = 0,148...0,19$ м ($j = 1, 2, ..., 32$ – номера магнитов) в вертикальном направлении и $\Delta_j = 0,0747...0,0763$ м в поперечном направлении.

Максимальные значения ускорений корпусов мало отличаются для различных экипажей и в вертикальном направлении практически не зависят от кривизны путевой структуры $\ddot{z}_K \approx 0,4 \text{ м/с}^2$, а в поперечном направлении $\ddot{y}_K \approx 0$ для установившегося режима в прямолинейном участке пути и $\ddot{y}_K \approx 0,28 \text{ м/с}^2$ для круговой кривой; их значения не превышают нормативных принятых для железных дорог России.

Для скорости $v \approx 30 \text{ м/с}$ I варианта конструктивной схемы сцепа также имеет место устойчивое левитационное движение, причем значения обобщенных координат, ускорений корпусов и левитационных зазоров изменяются в интервалах:

$$\begin{aligned} z_{Ti} &= 0,141 \dots 0,152 \text{ м } (i=1,2,3,4), \\ \varphi_{km} &= -0,013 \dots 0,013 \text{ рад, } (m=1,2,3), \\ \varphi_{Ti} &= -0,009 \dots 0,009 \text{ рад, } y_{km} = 0 \dots 0,037 \text{ м,} \\ y_{Ti} &= 0 \dots 0,0082 \text{ м, } \theta_{km} = 0 \dots 0,0115 \text{ рад,} \\ \theta_{Ti} &= -0,0014 \dots 0,0031 \text{ рад, } \psi_{km} = -0,0014 \dots 0,0014 \text{ рад,} \\ \ddot{z}_{Rm} &= -2,0 \dots 1,8 \text{ м/с}^2, \quad \ddot{y}_{km} = 0 \dots 1,25 \text{ м/с}^2, \\ \delta_j &= 0,11 \dots 0,15 \text{ м, } \Delta_j = 0,0655 \dots 0,0845 \text{ м.} \end{aligned}$$

Как видно из этих результатов, максимальные значения ускорений корпусов могут превышать нормативные, принятые для железных дорог России, которые равны $1,0 \text{ м/с}^2$ в поперечном направлении и $0,5 \text{ м/с}^2$ в вертикальном направлении.

Оценим левитационное движение сочлененного сцепа 3-х экипажей для второго варианта конструктивной схемы, соответствующего числу сверхпроводящих магнитов для крайних тележек, равному четырем и для средних – восьми.

Как показали результаты проведенных расчетов при скорости 100 м/с , значении $\Delta_0 = 2,5 \text{ м}$ и намагничивающей силы в соленоидах магнитов равной $3,6 \cdot 10^5 \text{ А·витков}$, движение сцепа устойчиво, причем значения ускорений корпуса не превышают нормативных величин. Однако, левитационные зазоры в вертикальном направлении для крайних и средних магнитов существенно отличаются и изменяются соответственно в диапазонах $0,13 \dots 0,14$ и $0,19 \dots 0,195 \text{ м}$. Также в значительной мере отличаются углы галопирования крайних (первого и третьего)

корпусов экипажей и в установившемся режиме соответственно равны $-0,024$ и $+0,024 \text{ рад}$. В остальном результаты качественно не отличаются от результатов расчетов для первого варианта конструктивной схемы.

Для скорости 30 м/с также имеет место устойчивое левитационное движение с небольшими перемещениями твердых тел системы и приемлемыми левитационными зазорами, но максимальные значения ускорений корпусов в вертикальном и поперечном направлениях больше, чем при скорости 100 м/с , и составляют соответственно $1,8$ и $1,05 \text{ м/с}^2$.

Для третьего варианта конструктивной схемы сцепа при скорости 100 м/с $\Delta_0 = 1,5 \text{ м}$ и значении намагничивающей силы в соленоидах магнитов равном $4,8 \cdot 10^5 \text{ А·витков}$ левитационное движение также устойчиво, причем ускорения корпусов экипажей в вертикальном и поперечном направлениях существенно меньше (соответственно $\leq 0,3$ и $\leq 0,27 \text{ м/с}^2$) предельно допускаемых для железных дорог России. Высота левитации магнитов соответствует $0,155 \dots 0,17 \text{ м}$, а качество движения такое же, как и для первого варианта конструктивной схемы сцепа.

Для скорости 30 м/с левитационное движение сцепа устойчиво с приемлемыми левитационными зазорами, но ускорения корпусов в вертикальном и поперечном направлениях выше нормативных, их максимальные значения соответственно равны $1,2$ и $1,05 \text{ м/с}^2$. Однако, эти значения уменьшаются с увеличением скорости. Так, при скорости 50 м/с ускорения корпусов экипажей не превышают значений $0,8 \text{ м/с}^2$ в вертикальном направлении $0,7 \text{ м/с}^2$ в поперечном.

Таким образом, при рациональном выборе основных параметров сцепов сочлененных трех экипажей и путевой структуры реализуется устойчивое левитационное их движение в прямолинейных и криволинейных участках путевой структуры. Однако, при малых значениях скорости $v \approx 30 \dots 50 \text{ м/с}$ ускорения корпусов превышают нормативные. Учитывая то, что движение при этих скоростях для данного вида транспорта соответствуют, как правило, кратковременным режимам разгона и торможения, то следует ожидать, что движение сцепов должно быть приемлемым из условий комфорта пассажиров.

Отметим также, что движение сцепов, составленных из модульных экипажей без их сочленения при рациональном выборе основных параметров характеризуется, как показали результаты расчетов, более равномерным распределением перемещений корпусов экипажей в вертикальной плоскости без смеще-

ния их центров тяжести и большей скоростью затухания колебаний по всем координатам, чем для сцепов, составленных из сочлененных экипажей. Они также были практичны из условия формирования поездов. Поэтому сцепам из модульных экипажей следует отдать предпочтение по сравнению со сцепами из сочлененных экипажей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дзензерский В. А. Динамика транспорта на сверхпроводящих магнитах / В. А. Дзензерский, Н. А. Радченко – Д., 2003. – 231 с.
2. Дзензерский В. А. Исследование колебаний, стационарных режимов и устойчивости движения различных типов электродинамических транспортных систем / В. А. Дзензерский, Н. А. Радченко, Т. И. Кузнецова, Л. А. Филоненко // Техническая механика.–2003. – № 1. – С.145–153.
3. Дзензерский В. А. Стационарные режимы и устойчивость движения электродинамической транспортной системы с дискретными путевыми контурами / В. А. Дзензерский, Н. А. Радченко, Т. И. Кузнецова, Л. А. Филоненко // Техническая механика. – 1999. – № 1. – С.84–89.
4. Шахунянц Г. М. Железнодорожный путь. – М: Транспорт, 1969. – 536 с.

Поступила в редколлегию 12.12.2006.

П. А. ДОНЧЕНКО, Д. В. ГРЕЦЬКИЙ, В. М. КОНОВАЛ (Черкаський державний технологічний університет)

ЕФЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ВЛАШТУВАННЯ ПАЛЬОВОГО ФУНДАМЕНТУ З АНТИФРИКЦІЙНИМ ШАРОМ У ПРОСАДОЧНИХ ҐРУНТАХ II ТИПУ

Розглянуто застосування способу влаштування пальового фундаменту з антифрикційним шаром в гідрофобізованій обсыпці. Відмічається, що під час обсыпки утворюється захисний екран з гідрофобізованого ґрунту для захисту поверхні палі від біоагресивних умов навколишнього ґрунтового середовища. Наведено перелік операцій щодо влаштування пальового буронабивного фундаменту з гідрофобізованою обсыпкою.

Рассмотрено применение способа возведения свайного фундамента с антифрикционным слоем в гидрофобизированной обсыпке. Отмечается, что при обсыпке образуется защитный экран из гидрофобизированного грунта для защиты поверхности сваи от биоагрессивных условий окружающей грунтовой среды. Также приводится перечень операций относительно устройства свайного буронабивного фундамента с гидрофобизированной обсыпкой.

The article considers application of the method of erecting pile foundation with antifriction coverage in water-repellant sprinkling. It has been noted that in application of the sprinkling protective screen from water-repellant soil is being formed for protection of the pile surface from bio-aggressive conditions of the soil environment. The author also provides the list of operations concerning arrangement of bored-pile foundation with water-repellant sprinkling.

Постановка проблеми. Одним з важливих шляхів рішення проблеми щодо підвищення надійності та довговічності пальових фундаментів у просадочних ґрунтах II типу є використання нових ефективних науково обґрунтованих технологій будівництва та їх ремонту.

За рівнем особливо негативної і тривалої дії на екологічний стан підземного простору наших українських міст-«мільйонерів» слід виділити вплив каналізаційних мереж, затоплень нафтопродуктами, а також існування похованих звалищ побутового сміття і відходів виробництва. Тривалість і безперервність дії каналізаційно-побутових стоків та викидів сприяє глибокому перетворенню хімічного складу підземних вод, а також негативним змінам стану і властивості порід, що знаходяться на рівні водного горизонту. У товщі відкладень забруднених каналізаційно-побутовими стоками спостерігаються мікробіологічні процеси, що призводить до утворення корозійно-небезпечних твердих, газоподібних, рідких середовищ та швидкому руйнуванню цих матеріалів фундаментів [1].

Експлуатаційні властивості захисних покриттів залежать від фізико-хімічних властивостей матеріалів, дотримання технології виконання та проведення ізоляційних робіт, можливості виконання заходів щодо захисту ізоляції від пошкоджень в процесі експлуатації.

Існуючі технології влаштування пальових фундаментів у просадочних ґрунтах II типу з

прорізкою просадочної товщі та використанням для зменшення негативного тертя, що виникає в межах цієї товщі антифрикційного шару мають ряд недоліків – це відсутність антикорозійних якостей покриття, ненадійність та не довговічність ізоляційних покриттів, що відповідно впливають і на загальний строк служби фундаментів.

Викладення основного матеріалу. Згідно [2; 3] у разі прорізиції просадочного шару під час влаштування пальового фундаменту у просадочних ґрунтах II типу, на поверхні палі слід влаштовувати поверхню ковзання, тобто антифрикційний шар. За конструктивними міркуваннями антифрикційний шар, що знаходяться між тілом палі та поверхнею просадочного ґрунту, може бути з матеріалів, що мають більш низькі показники тертя по ґрунту ніж бетонна поверхня. Антифрикційний шар може бути влаштованим за рахунок буферних шарів та пристосувань різної складності, мета відокремити роботу пальового фундаменту від роботи просадочного масиву.

Відомі такі способи влаштування пальових фундаментів з антифрикційними покриттями:

Спосіб влаштування буронабивного пальового фундаменту з антифрикційною «сорочкою», що виконується за рахунок занурення у свердловину, що влаштована з арматурного каркасу, обмотаного шарами плівкового непромокального матеріалу з подальшим бетонуванням свердловини фундаменту та роздаванням до контурів

свердловини антифрикційної «сорочки» з плівкового непромокального матеріалу [4].

Спосіб влаштування пальового фундаменту, який виконується за рахунок занурення захисної труби з башмаком, що спадає та з прикріпленою через анкерні елементи еластичної пластмасової оболонки, витягання труби з залишенням башмаку, що спадає та пластмасової оболонки та виконується за рахунок нагрівання поверхні труби та плавлення анкерних елементів [5; 6].

Також відомий спосіб влаштування пальового фундаменту, який виконується за рахунок влаштування буферної зони між тілом фундаменту та пальовим фундаментом за рахунок матеріалу з низьким опором зрушування [7; 8].

Загальним недоліком вищеперелічених технологій влаштування пальових фундаментів є:

- передбачення утворення тільки антифрикційного шару з властивостями ковзання. Не передбачаються властивості антифрикційного покриття, щодо довговічності матеріалу шару та захисту бетонної поверхні палі від несприятливих ґрунтових умов;

- технології влаштування пальового фундаменту [7; 8] використовують як антифрикційні поверхні полімерні труби, що по-перше мають високу вартість, по-друге, мають недостатню антифрикційну якість;

- велика трудомісткість операцій та потреба у допоміжному та габаритному устаткуванні за способами влаштування [5; 6].

У цих способах відбувається гофроутворення у антифрикційному покритті, змерзання покриття з навколишнім ґрунтом, зминання непромокального плівкового матеріалу, загибання граничних матеріалів покриття.

Відомі технології влаштування пальового фундаменту, виконують шар ковзання між палею та ґрунтом за рахунок влаштування конструкції роликів, що знаходяться у трубі, що обрамляє на рівні просадочного шару з заповненням всередині антифрикційним матеріалом [9; 10].

Недоліком таких способів влаштування пальових фундаментів є досить висока трудомісткість операцій способу, також можливе руйнування конструкції антифрикційної зони в результаті нерівномірної просадки ґрунтової товщі, необхідність в плановому ремонті антифрикційного пристосування (наповнення труби, що обрамляє антифрикційним матеріалом, заміна роликів, внаслідок зношування, корозія труби, що обрамляє тощо). Ці недоліки роблять даний спосіб влаштування тільки теоретичним без можливості практичного застосування у реальних агресивних та складних просадочних умовах.

Також широко відомий спосіб влаштування пальових фундаментів у просадочних ґрунтах II типу [11], що виконується за рахунок створення буферної зони з матеріалу заповнення з непухлими властивостями та з систематизованою подачею мастильних матеріалів у буферну зону в процесі експлуатації пальового фундаменту.

Недоліками даного способу можна назвати незначне зниження сил негативного тертя по тілу палі, внаслідок просадки навколишнього ґрунту, також потреба в необхідній плановій та систематизованій подачі мастильних матеріалів у буферний проміжний шар ґрунту.

Є відомими технологія та пристрій для влаштування паль у просадочних ґрунтах [12; 13]. Технологія виконується за рахунок занурення до проектною відмітки полого сердечника, що об'єднаний в нижній частині з елементом, що трамбує та таким, що має вертикальні отвори, наступним заповненням простору над трамбуємим елементом корозійностійким антифрикційним матеріалом та наступне вібровидалення сердечника з трамбуємим елементом, з подальшим втрамбуванням у навколишній ґрунту антифрикційного матеріалу, та подальше бетонування тіла палі.

Недоліками тут можна назвати, що спосіб влаштування такого пальового фундаменту є досить трудомістким за рахунок застосування складних пристроїв, по чергове заповнення антифрикційного матеріалу та бетону палі, яке призводить до збільшення часу влаштування палі. Оскільки набивна паля і має антикорозійний антифрикційний шар, але згідно з вимогами [2; 3] є актуальною для умов просадочності I типу, так як не передбачається прорізка просадочної товщі.

Виходячи з класифікації та огляду способів влаштування пальових фундаментів, можна зробити деякий висновок, що найбільш перспективним з приводу зменшення трудомісткості, підвищення технологічності операцій, та збільшення антифрикційної здатності покриттів є напрям утворення шару антифрикції за рахунок шарів зі смуг еластичного непромокального матеріалу [4].

Довговічність полімерних та бітумних матеріалів, що знаходяться в ґрунтовому середовищі, складає приблизно 40 років, а термін служби цих матеріалів 15–20 років. Фундаментні конструкції відносяться до конструкцій підвищеної надійності, що повинні експлуатуватися досить довгий час. Напрошується висновок, що за існуючих умов експлуатації, антифрикційні покриття пальових фундаментів необхідно захищати від дії навколишнього ґрунтового середовища з метою збільшення їх терміну служби.

Для збільшення довговічності антифрикційних покриттів необхідний їх захист від негативної дії навколишнього середовища. Для зменшення небезпеки корозії фундаментів необхідна заміна ґрунту на менш корозійно-агресивний, гідрофобізація ґрунту. Для запобігання змерзання ізоляції з ґрунтом необхідна спеціальна обробка ґрунту. Для зменшення небезпеки біокорозії необхідна обробка отрутохімікатами. Також втрата міцності захисних полімерних та бітумних покриттів за період експлуатації відбувається в основному за рахунок мікротріщин, що утворюються на їхній поверхні. За рахунок цього зменшується загальна товщина покриття, в мікротріщини проникає волога та агресивні до тіла бетону речовини (луги, кислоти). Одним з можливих методів сумісного рішення цих задач є утворення захисного екрану з місцевого гідрофобізованого ґрунту.

Тому виходячи з цієї необхідності були розроблені та подані до Укрпатенту заявки на патенти України, з тематики: способи влаштування пальових фундаментів у просадочних ґрунтах з антифрикційними покриттями. Також були заявлені співвідношення сумішей для гідрофобізації місцевого ґрунту.

Розроблений спосіб пальового фундаменту з антифрикційним шаром виконується у такій послідовності (рис. 1):

Влаштовують свердловину 1 діаметром 700...800 мм ямобуром АБ-100 на усю глибину просадочної товщі 2 з заглибленням низу свердловини на величину рівну 700...1050 мм у дренуючий шар 3 (на рисунку не показано). У заглибленій частині свердловини влаштовують поширення 4, за рахунок втрамбування поданої бетонної суміші 5, циліндричним штампотрамбівкою. Занурюють у свердловину металеву обсадну трубу 6 діаметром 500...600 мм та заповнюють пазухи (матеріалом заповнення) гідрофобізованим місцевим ґрунтом 7.

Попередньо металеву обсадну трубу 6 обгортають двома шарами полімерного матеріалу 8 з липкими сторонами. Причому спочатку обгортають першим шаром зі своєю липкою стороною та з попереднім нанесенням консистентної змазки у вигляді солідолу, щоб липка сторона першого шару знаходилась ззовні, а змазка безпосередньо прилягала до поверхні труби 6. Потім трубу 6 обгортають другим шаром полімерного матеріалу, причому його липку сторону сполучають з липкою стороною першого шару. Для вільного знімання полімерного матеріалу з обсадної труби 6 при її витяганні з свердловини 1, влаштовують випуски полімерної плівки 8 на

нижньому кінці труби 6 з заведенням їх у її днище, де вони в подальшому під час бетонування придавлюються вагою бетону 5, що укладений. Внутрішній об'єм труби 6 заповнюють бетонною сумішшю 5 за допомогою цебра з автокраном. Після чого вилучають трубу 6 автокраном, залишаючи у свердловині 1 шари полімерного матеріалу 8 з подальшим проведенням вібрування бетонної суміші 5 та армування тіла пальового фундаменту. За рахунок вібрування відбувається значний боковий тиск, внаслідок чого матеріал гідрофобізованого ґрунту 7 ущільнюється.

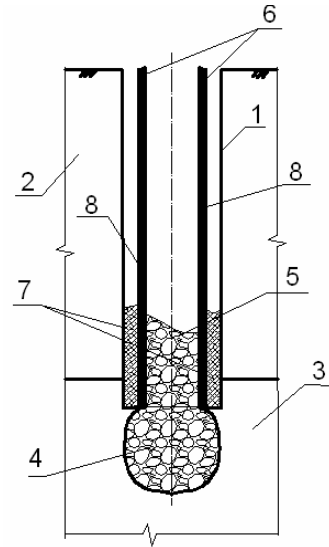


Рис. 1. Пальовий фундамент з антифрикційним шаром, що влаштовується

Застосування даного способу влаштування пальового фундаменту з антифрикційним шаром дозволяє:

1. Зменшувати водопроникність, газопроникність при застосуванні даної гідрофобізованої обсыпки, також зменшувати вимивання пластифікаторів з матеріалу еластичної плівки при її обсыпці гідрофобізованим ґрунтом.

2. Збільшувати при даній обсыпці ГФГ строк роботи ізоляції палі з еластичної плівки в середньому на 40 %.

3. Збільшувати фізико-механічні показники еластичної плівки у разі обсыпки та знаходженні її у гідрофобізованому ґрунті протягом часу: 6–10 років, в порівнянні з аналогічними зразками ізоляційних матеріалів, що були занурені в звичайний мінералізований ґрунт, а саме, відносно видовження в середньому на 22 %, міцність на розрив на 12 %, адгезію між шарами на 8 %.

4. Створювати захисний екран з ущільненого гідрофобізованого ґрунту для захисту еластичної плівки палі та її поверхні від біоагресивних умов навколишнього ґрунтового середовища.

Висновки. У результаті виконання способу утворюється захисний екран з ущільненого гідрофобізованого місцевого ґрунту навколо палі, що не вступає в хімічну реакцію з матеріалом ізоляції та захищає її та бетонну поверхню палі від несприятливих умов ґрунтового масиву. Тому даний спосіб влаштування пальових фундаментів є досить актуальним в наш час при застосуванні на просадочних та набухаючих ґрунтах в новому будівництві у міському ґрунтовому просторі, при реальній можливості замочування навколишніх ґрунтів витоками каналізаційних, водопровідних та промислових стоків, що є причиною появи біодеструкторів на бетонній поверхні.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Драновский А. Н. Подземные сооружения в промышленном и гражданском строительстве: Учебное пособие для студентов вузов по специальности ПГС / А. Н. Драновский, А. Б. Фадеев. – Казань: Изд-во КГУ, 1993. – 355 с.
2. СНиП 2.02.03-85 Свайные фундаменты // Госстрой СССР. М.: ЦИТИ Госстроя СССР. 1985. 72 с.
3. Абелев Ю. М. Основы проектирования и строительства на просадочных макропористых грунтах / Ю. М. Абелев, М. Ю. Абелев. – М.: Стройиздат, 1979. – 115 с.
4. Патент на винахід України № 23535, кл. Е 02 D 5/38, 1998.
5. Авторское свидетельство СССР № 711233, кл. Е 02 D 5/38, 1977.
6. Авторское свидетельство СССР № 1265241, кл. Е 02 D 5/38, 1986.
7. Ермошин П.М. Устройство буронабивных свай. – М.: Стройиздат, 1982. – 212 с.
8. Авторское свидетельство СССР № 881254, кл. Е 02 D 5/38, 1981.
9. Авторское свидетельство СССР № 1038421, кл. Е 02 D 27/32, 1983.
10. Авторское свидетельство СССР № 885445, кл. Е 02 D 27/32, 1981.
11. Авторское свидетельство СССР № 1825843, кл. Е 02 D 5/34, 1993.
12. Патент на изобретение России № 2060321, кл. Е 02 D 5/38, 1996.
13. Авторское свидетельство СССР № 1758164, кл. Е 02 D 5/38, 1989.

Надійшла до редколегії 22.11.2007.

В. В. ГРИНЁВ, В. Д. ГРИНЁВ, В. И. АТРАХИМОВИЧ (Полоцкого государственного университета, Республика Беларусь)

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ПРОЧНОСТЬ КАМЕННОЙ КЛАДКИ

Уточнені особливості руйнування стиснутих кам'яних конструкцій. Встановлено вплив варіантів перев'язки цеглин і їх розташування в горизонтальних рядах на міцність мурування. Розроблена методика оцінки й пошуку раціональних перетинів стиснутих елементів з використанням ізопериметричних характеристик. Результати роботи підтверджені наявністю публікацій й винаходів.

Уточнены особенности разрушения сжатых каменных конструкций. Установлено влияние способов перевязки кирпичей и их укладки в горизонтальные ряды на прочность кладки. Разработана методика оценки и подбора рациональных сечений сжатых элементов с использованием изопериметрических характеристик. Результаты работы подтверждены наличием публикаций и изобретений.

Features of destruction of the compressed stone designs have been specified. The influence of the bricks bandaging methods and their stacking in horizontal rows on durability of the laying has been established. A technique of assessment and selection of rational cross-sections of the compressed elements with the use of iso-perimetric characteristics has been developed. The results of the work have been confirmed by research publications and patented inventions.

Каменная кладка состоит из камней и раствора и может быть усилена арматурой. Из камней, железобетона (бетона) и металла устраиваются комплексные конструкции. Из кладки возводятся стены, простенки, колонны (пилоны), перемычки, своды, перекрытия. Сечения колонн выкладываются в форме правильных многоугольников, начиная с треугольного сечения и завершая круглыми, а также в форме тавровых, кольцевых и коробчатых сечений. Стены в плане могут быть любого очертания.

Известно, что геометрия кладки влияет на ее прочность. Так, например, при одинаковой площади квадратной колонны и круглой, сложенных из обычного цельного кирпича, последняя будет на 40 % менее прочной [1]. Колонны таврового сечения с большим периметром менее прочны цельных колонн прямоугольного сечения при равных площадях. Прочность кладки зависит от толщины стены, так у стены в 1 кирпич повышение прочности составит 5...10 %, а стен в 1/2 кирпича – до 15...20 % по сравнению со стеной толщиной 1 1/2 кирпича [2]. Иные примеры влияния геометрии сечений на прочность кладки в технической литературе отсутствуют.

Данные о влиянии геометрии исходных камней на прочность кладки неполны, однако, известно, что увеличение толщины камней и правильность их граней повышают прочность кладки, устройство пустот снижает прочность [3; 4]. Немаловажную роль играет вид соедине-

ний камней между собой, который характеризуется определенным чередованием ложковых и тычковых рядов кладки в сечении стены или колонны. Соединения камней между собой образуют тот или иной вид перевязки, усиленной, при необходимости, косвенной арматурой.

Любые системы перевязок основываются на следующих правилах (правила разрезки):

- постели камней следует располагать перпендикулярно воздействию внешней нагрузки, располагая их горизонтальными рядами;
- обеспечить отсутствие сдвига, при этом боковые грани камней должны быть перпендикулярны постелям;
- продольные и поперечные вертикальные швы должны быть перевязаны, при перевязки кирпичами последние сдвигаются относительно швов нижележащего ряда на 1/4 или 1/2 кирпича.

Обеспечение последнего условия препятствует расслаиванию кладки на отдельные столбики. Для стен перевязка осуществляется укладкой тычковых и ложковых рядов с определенным шагом, так, двухрядная система (цепная перевязка) получается чередованием тычковых и ложковых рядов, шестирядная система состоит из пяти ложковых на высоте и одного тычкового.

Известно, что при цепной перевязке в кладке толщиной в 1 кирпич содержится 50 % тычковых, то при наличии последних через 5 рядов – 12 % тычковых, прочность кладки снижается на 5 %, через 8 рядов – соответственно на 20 % [4].

При кладке стен и их стыков, простенков, колонн применяются помимо цельных кирпичей трехчетвертки, половинки и одночетвертки. При перевязке образуются линейные и криволинейные вертикальные и сплошные горизонтальные швы, первые могут быть прямоугольными в плане, радиальными, кольцевыми. Разновидности швов изображены на рис. 1

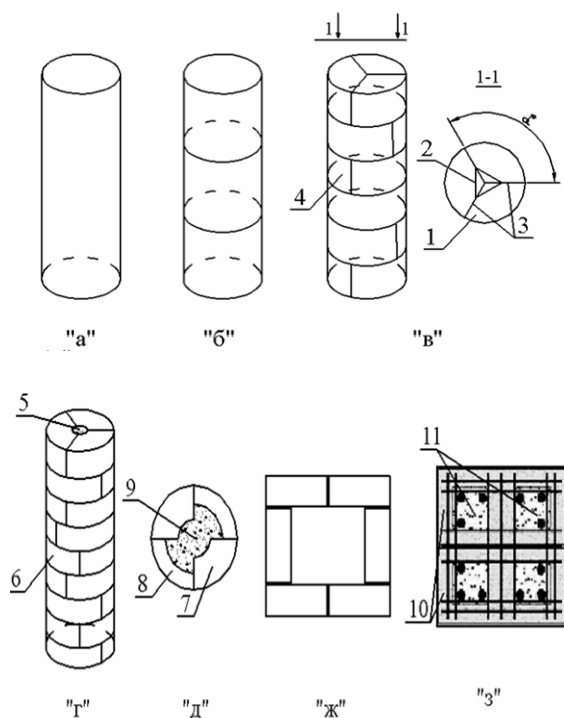


Рис. 1. Разновидности колонн и соединения камней:

1 – камни треугольного очертания с одной криволинейной гранью; 2 – косвенная арматура в форме треугольника; 3 – вертикальные радиальные швы; 4 – кольцевой сердечник; 5, 6, 7 – трапециевидные камни разной толщины с противоположными круговыми гранями; 8 – сердечник образующий шлицевые соединения с камнями; 9 – бетонное заполнение; 10 – бетонный камень; 11 – заполнение пустот железобетоном

Прочность колонн на рис. 1 будет снижаться в последовательности: «а», «б», «в», «г», «д». Колонна «б» состоит из отдельных блоков (барабанов), соединенных лишь горизонтальными швами.

Перевязка криволинейных камней колонн «в», «г», «д» осуществляется их поворотом в каждом последующем ряду на угол $\alpha/2$. Кольцевой вертикальный шов по периметру круглого сердечника (см. рис. 1, з), не перевязан с периферийными камнями, что характерно для кладки «в корзинку» рис.2. При отсутствии кирпичного сердечника образуется колонна с пустотой (см. рис.1 «ж»). При армировании железобетоном, кладки из пустотных бетонных блоков, создается высокопрочная комплексная конструкция (см. рис.1 «з»)[5].

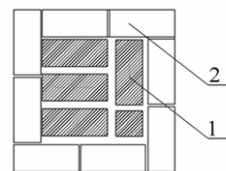


Рис. 2. Кладка «в корзинку»:

1 – ядро колонны выполненное с перевязкой;
2 – наружные ложковые ряды, выполненные без перевязки с ядром

Вертикальные швы по высоте могут быть перевязаны кирпичом, кирпичом на растворе, косвенной арматурой, проволочными и стержневыми анкерами из металла или стеклопластика. Кладочные растворы приготавливаются из разных вяжущих, при этом толщина горизонтального шва составляет 1...20 мм. В отдельных случаях вместо раствора используют прокладки. Оценку прочности кладки предлагается выполнить, исходя из рассмотрения стадии работы кладки.

Известно, что кладка разрушается из-за образования вертикальных трещин и их роста по высоте. Из первоначального цельного монолита кладки образуются отдельные столбики (ветви) со значительной гибкостью. Столбики работают на внецентренное сжатие, после разрушения наиболее слабого звена (столба) происходит хрупкое, спонтанное разрушение остальных фрагментов. Вполне очевидно, что прочность при этом зависит от размеров столбиков и их гибкости. При разных размерах столбиков (ветвей) первыми начнут разрушаться столбы с наименьшими размерами сечения.

Как показал анализ результатов испытаний каменной кладки, вертикальные швы во II и III стадии образуются в кирпичах, перекрывающих вертикальные швы и далее идут по вертикальному шву рис. 3.

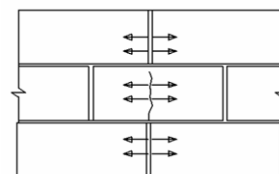


Рис. 3. Образование вертикальных швов в стадиях II-III

Следует заметить, что напряжения в горизонтальных швах и в сечениях кирпича зависят от прочности и деформативных свойств раствора и кирпича.

Исходя из вышесказанного, можно сделать закономерный вывод, что минимальные размеры ветвей для кирпича 120×120 мм либо 60×250 мм (рис. 4).

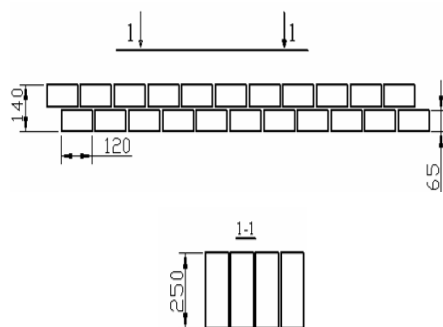


Рис. 4. Кладка стены толщиной в кирпич

Необходимо отметить, что традиционно кладка стены толщиной в кирпич выполняется как тычковыми, так и ложковыми рядами и пере-

вязка может быть цепной (двухрядной) либо многорядной. При перевязке тычковых и ложковых рядов в стадии разрушения образуются столбики 120×120 мм (10 мм не учитываем из-за не ровного раскола кирпича). Перевязка по см. рис. 4 является исключением и сечение столбика будет 60×250 мм. Каждый столбик в момент разрушения (III...IV стадия) будут работать раздельно и, в целом, подвергаться внецентренному сжатию. При этом конечная прочность кладки будет зависеть от момента инерции при изгибе и от гибкости, тоже взаимосвязанной с моментом инерции. Представляется резонным сравнить изменение моментов инерции в зависимости от сечения столбиков и толщины стены (табл. 1).

Таблица 1

Толщина стены в кирпичах	Сечение стены длиной 100 см	Момент инерции J_i , см ⁴	Момент инерции столбиков на 1 м.п. $J_{c\Sigma}$	$J_i/J_{c\Sigma}$
1/2	12×100	14 400	14 400	1,0
1,0	25×100	130 208	14 400	9,0
1,0		130 208	130 208	1,0
1 1/2	38×100	457 267	14 400	37,4
2,0	51×100	1 105 425	14 400	76,8
2 1/2	64×100	2 184 533	14 400	151,7

Рассмотрим влияние толщины стены на отношение $J_i/J_{c\Sigma}$ (рис. 5).

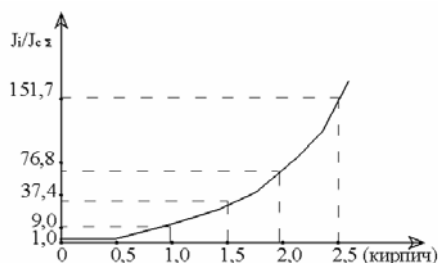


Рис. 5. Зависимость отношения $J_i/J_{c\Sigma}$ от толщины стены

Вышеизложенные исходные данные и анализ (см. рис. 5) позволяет теоретически показать снижение прочности стен при увеличении ее толщины, а также подтвердить влияние вида перевязки на величину момента инерции, т. е. на прочность кладки. Также доказано, что цельные камни на всю толщину стены являются наиболее эффективными для кладки стен, см. таблицу, строки 1 и 3.

Для учета влияния видов перевязки на прочность кладки нами проведен анализ разно-

образных сечений колонн, исходя из способов заполнения сечения камнями. Методики оценки эффективности того или иного сечения колонн поясняется примером, приведенным на рис. 6.

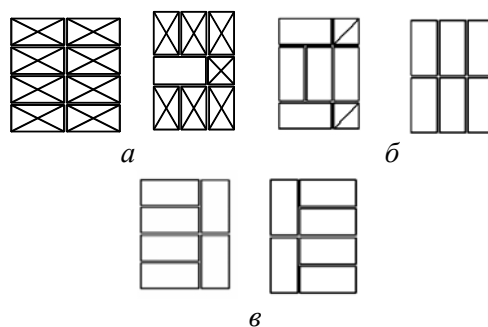


Рис. 6. Виды перевязок столбов $2 \times 1,5$ кирпича: а – цепная (двухрядная); б – (четырёхрядная)

Найдем площади сечения и периметр вертикальных швов (в кирпичах). Полученные результаты приведены в табл. 2.

Дополнительно рассмотрим некоторые возможные сечения круглых (многоугольных) колонн рис. 7.

Результаты величины коэффициента « k » приведены в табл. 3.

Таблица 2

Номера сечений	Площадь A , кирп ²	Длина U швов, кирп.	$k = \frac{U}{A}$
1	3	4,25	1,41
2	3	6,50	2,17
3	3	6,50	1,81
4	3	5,50	1,81
5	3	5,50	1,81
6	3	6,00	2,00

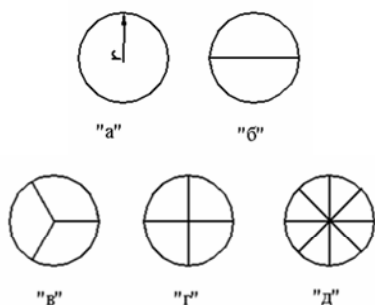


Рис. 7. Разновидности круглых колонн

Таблица 3

№ п/п	Разновидности колонн	Площадь, A в « r »	Длина швов U в « r »	$k = \frac{U}{A}$
1	<i>a</i>		0	0
2	<i>б</i>		$2r$	$0,64/r$
3	<i>в</i>	πr^2	$3r$	$0,96/r$
4	<i>г</i>		$4r$	$1,27/r$
5	<i>д</i>		$8r$	$2,55/r$

Анализ данных, приведенных в таблицах 2 и 3, позволяет сделать следующие выводы:

- прочность кладки возрастает с уменьшением коэффициента k , т. е. с увеличением размеров камней, заполняющих сечение колонны;
- у колонн с цепной перевязкой прочность несколько меньше, нежели при использовании 4-рядной системы перевязки;
- прочность кладки колонн при двух и четырех рядных системах перевязки неравномерна по высоте, что приводит к неэффективному использованию материалов;
- кладка с цепной перевязкой более трудоемка из-за необходимости использования в большинстве случаев (86 %) неполномерного кирпича – трехчетверок;
- полученная методика оценки прочности колонн подтверждает неэффективность использования обыкновенного кирпича и его непол-

номерных включений в круглых сечениях, по сравнению с прочностью квадратных колонн такой же площади. Эта методика позволяет проектировать эффективные сечения колонн, находить эффективные покрытия тротуаров.

Выводы

1. Имеющиеся в технической литературе факты влияния геометрии кладки на ее прочность впервые подтверждены теоретическими выкладками.
2. Предложена методика проектирования эффективных сечений колонн и проведение сравнительного анализа.
3. Доказано влияние геометрии камней и вида перевязки на прочность стен разной толщины.
4. Пустотность бетонных камней позволяет создавать высокопрочные комплексные конструкции.
5. Авторами разработаны новые конструкции колонн и дорожных камней, которые подтверждены патентами [6–10].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. СНиП II-22-81. Каменные и армокаменные конструкции / Госстрой СССР. – М.: Стройиздат, 1983.
2. Поляков С. В. Каменные и армокаменные конструкции / С. В. Поляков, Б. Н. Фалевич. – К.: Вища шк., 1981.
3. Еременок П. Л. Каменные и армокаменные конструкции / П. Л. Еременок, И. П. Еременок. – К.: Вища шк., 1981.
4. Андреев С. А. Каменные конструкции. Изд. Министерства коммунального хозяйства. Москва, Ленинград. 1948 г. С.37, 40.
5. Попков Ю. В. Прочность сжатых железобетонных комплексных конструкций на основе вибропресованных бетонных камней / Ю. В. Попков, В. В. Гринев // Вестник ПГУ. – 2006. – № 9. – С. 8–16.
6. Каменная колонна. Патент на полезную модель Республики Беларусь № 1506 2003 г. Гринев В. Д., Аражи Х. Р.
7. Каменная колонна. Патент на полезную модель Республики Беларусь № 1619 2003 г. Гринев В. Д., Лось Н. Н., Атрахимович В. И.
8. Каменная колонна. Патент на полезную модель № 1755. Заявка № И 20040295 от 17.06.04. Гринев В. Д., Атрахимович В. И., Хаткевич А. М.
9. Каменная колонна. Патент на полезную модель № 1661. Заявка № И20040212 от 3.05.04. Хаткевич А. М., Атрахимович В. И., Аражи Х. Р.
10. Каменная колонна. Патент на полезную модель № 1750. Заявка № И 20040253 от 27.05.04. Хаткевич А. М., Атрахимович В. И., Аражи Х. Р.

Поступила в редколлегию 11.12.2006.

ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ КВАЗИРЕГУЛЯРНОЙ ТРЕХПРОЛЕТНОЙ БАЛКИ НА УПРУГИХ ОПОРАХ

Досліджено на прикладі трипрогінної нерегулярної балки на пружних опорах досліджений вплив різних по твердості пружних опор на регулярну балку, а також досліджений вплив різної твердості пружних опор (однакових між собою) на балку, нерегулярну по довжинах прогінів. Показано, що при певних параметрах нерегулярності в практичних розрахунках можна використати прості рішення для регулярних систем, отримані наближені залежності, графіки.

Исследовано на примере трехпролетной нерегулярной балки на упругих опорах исследовано влияние различных по жесткости упругих опор на регулярную балку, а так же исследовано влияние различной жесткости упругих опор (одинаковых между собой) на балку, нерегулярную по длинам пролетов. Показано, что при определенных параметрах нерегулярности в практических расчетах можно использовать простые решения для регулярных систем, полученные приближенные зависимости, графики.

In work on the example of three-flight irregular beam on resilient supports influence of the once-personal on inflexibility resilient supports is probed on a regular beam, and influence of different stiffness of resilient supports (identical between itself) is similarly probed on a beam, irregular on lengths of flights. It is shown that at the certain parameters of irregularity in practical calculations it is possible to utilize simple solutions for the regular systems, got close dependences, graphs

Статья является логическим продолжением исследований, отраженных ранее в работах [6–8] рассматривалась трехпролетная балка на абсолютно жестких опорах и были найдены предельные границы линейных (l), жесткостных (EI) и массовых (μ) значений параметров, при которых вычисления частот можно производить по значительно более простым решениям для регулярной балки.

Как было показано ранее в [7], использование в схеме абсолютно жестких опор может привести к ошибке при определении частот собственных колебаний, в связи с тем, что абсолютно жесткое опирание в практике не реализуется, и, таким образом, более точными расчетными схемами неразрезных балок могут служить балки на упругих опорах.

Задача данного исследования состоит в определении диапазона изменений жесткостей упругих опор, в котором данную схему можно рассчитывать по более простой формуле. А также показать зависимость собственной частоты балки от изменения длин крайних пролетов при разных жесткостях упругих опор.

Данное исследование выполнено для трехпролетной балки с центральными упругими опорами и крайними абсолютно жесткими. Для исследования записано уравнение, по методу подробно изложенному в [5]. Полученное уравнение в функциях Гогенемзера-Прагера слишком громоздко и занимает ни одну страницу, по этой причине оно не приведено в рамках данной статьи.

Была составлена программа для определения частотного параметра λ_i , который в данных исследованиях является основным. Программа позволяет исследовать изменение собственной частоты в зависимости от соотношения длин пролетов, жесткостей упругих опор балки.

В общем случае частота собственных колебаний балки определялась по известной формуле

$$\omega_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{\mu}}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости материала балки, кПа; μ – погонная масса балки, кг*с²/м²; I – момент инерции сечения, см⁴; ω_i – частота свободных колебаний i -й формы колебаний, Гц; l – пролет балки, м; λ_i – частотный параметр определяемый по программе.

В научной литературе для балок на упругих опорах при динамических расчетах используется безразмерная величина c' – относительная жесткость упругой опоры, что значительно расширяет возможности анализа. Относительная жесткость выражается следующей зависимостью (для регулярных балок):

$$c' = \frac{c_0 l_i^3}{E_i I_i}; c'_1 = \frac{c_{01} l_1^3}{E_1 I_1}; \dots = \frac{c_{0i} l_i^3}{E_i I_i}; \quad (2)$$

где c_0 – жесткость упругой опоры, имеющая размерность тс/м; l_1 – длина первого пролета

балки, м; EI – жесткость первого пролета балки. В данном исследовании задавалась непосредственно относительной жесткостью упругой опоры c' . В случае необходимости иметь дело не с безразмерной жесткостью, c_0 находится из уравнения (2). Установлено, что в случае нерегулярности по длинам пролетов (крайние пролеты остаются равными, изменяется только центральный пролет) l_1 берется длина первого пролета. Жесткость и масса всех трех пролетов могут быть неодинаковыми, т. е. балка может быть нерегулярной по массе и по жесткости.

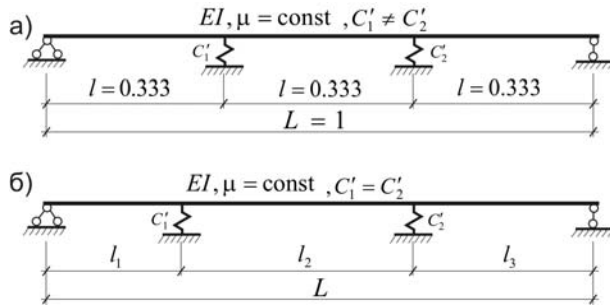


Рис. 1. Расчетная схема трехпролетной балки на упругих опорах:

а – для первого расчета, б – для второго расчета

Проанализированы были следующие случаи:

- $\mu, EI, l - \text{const}, c'_1 \neq c'_2$,
- $\mu, EI - \text{const}, l - \text{переменная}$, при разных жесткостях упругих опор $c' = c'_1 = c'_2$.

В общем случае процент погрешности при определении частот нерегулярной балки по уравнениям для регулярной определялся по формуле

$$\frac{\omega_p - \omega_{np}}{\omega_p} * 100 \%, \quad (3)$$

где $\omega_{np} = \omega_l, \omega_c$ – частоты нерегулярной балки, имеющие нерегулярность соответственно по l , и c .

В случае нерегулярности по длинам пролетов погрешность определяем по формуле, приведенной в [8]. Выразим через коэффициент k_l величину нерегулярности пролета балки $l_p^2 = l_l^2 \times k_l^2$. Исходя из этого коэффициент нерегулярности равен

$$k_l = \frac{l_p}{l_l}, \quad (4)$$

Так как для регулярной по длине балки (равнопролетной) можно записать

$$l_p = \bar{l}_p * L, \quad (5)$$

где $\bar{l}_p$ – относительная длина пролета, L – полная длина балки, следовательно,

$$k_l = \frac{\bar{l}_p}{l_l} = \frac{0,3333}{\bar{l}_l}. \quad (6)$$

Окончательно запишем:

$$\frac{\omega_p - \omega_l}{\omega_p} = \frac{\frac{\lambda_p^2}{l_p^2} \sqrt{\frac{EI}{\mu}} - \frac{\lambda_l^2}{l_l^2} \sqrt{\frac{EI}{\mu}}}{\frac{\lambda_p^2}{l_p^2} \sqrt{\frac{EI}{\mu}}} = 1 - \frac{\lambda_l^2 k_l^2}{\lambda_p^2}. \quad (7)$$

В случае неравенства жесткостей двух упругих опор погрешность при определении частот определяется путем сравнения частотных коэффициентов, ввиду того, что прочие параметры рассматриваемых схем одинаковы.

$$\frac{\omega_p - \omega_{np}}{\omega_p} = \frac{\frac{\lambda_p^2}{l_p^2} \sqrt{\frac{EI_p}{\mu_p}} - \frac{\lambda_{np}^2}{l_{np}^2} \sqrt{\frac{EI_{np}}{\mu_{np}}}}{\frac{\lambda_p^2}{l_p^2} \sqrt{\frac{EI_p}{\mu_p}}} = 1 - \frac{\lambda_{np}^2}{\lambda_p^2}. \quad (8)$$

За регулярную схему в обоих случаях принималась регулярная трехпролетная балка, у которой две центральные опоры упругие, а крайние – абсолютно жесткие. Далее вычислялись частотные коэффициенты по следующей известной формуле

$$\frac{sh\lambda_i}{ch\lambda_i - \cos\beta_i} - \frac{\sin\lambda_i}{\cos\lambda_i - \cos\beta_i} = \frac{2\lambda_i^3}{c'}, \quad (9)$$

где λ_i – частотный коэффициент, c' – относительная жесткость упругих опор.

В первом случае для построения кривых зависимостей задавалась жесткость левой опоры, затем шло изменение жесткости правой в диапазоне [0...1 000 000]. Применительно к реальным конструкциям данный тип соответствует случаю, когда жесткости опор различны ввиду разницы в геометрических размерах, случаю, когда в опоре появившиеся трещины уменьшают проектную прочность и жесткость, соответственно пролетное строение начинает работать по несколько другой схеме. При определении погрешности за λ_p бралось вычисленное значение частотного коэффициента по формуле (9) при условии, что жесткость правой опоры равна жесткости левой, т. е. $c'_1 = c'_2$. Во втором случае жесткость обеих центральных упругих опор изменялась одинаково. За λ_p принималось вычисленное по формуле (9) значение частотного коэффициента при соответствующей жесткости упругих опор.

Ниже приведены графики изменения частоты собственных колебаний от соотношения жесткостей (первый рассматриваемый случай).

Полученные значения частотных коэффициентов, участвующих в вычислении погрешности при определении частот балки по регулярной схеме, симметричны относительно главной диагонали матрицы частотных коэффициентов:

$$M = \begin{pmatrix} 0 & 25 & \dots & 10000 \\ 0 & \lambda_{1,1} & \lambda_{1,2} & \lambda_{1,n-1} & \lambda_{1,n} \\ 25 & \lambda_{2,1} & \lambda_{2,2} & \lambda_{2,n-1} & \lambda_{2,n} \\ \dots & \lambda_{n-1,1} & \lambda_{n-1,2} & \lambda_{n-1,n-1} & \lambda_{n-1,n} \\ 10000 & \lambda_{n,1} & \lambda_{n,2} & \lambda_{n,n-1} & \lambda_{n,n} \end{pmatrix} \quad (7)$$

Частоты $\lambda_{1,2}$ и $\lambda_{2,1}$ равны. Таким образом, безразлично в какой последовательности под-

ставляются жесткости упругих опор в частотное уравнение. Изображенные ниже графики показывают, при расчете по какой из двух жесткостей упругих опор получается наименьшее отклонение от регулярной схемы. В свою очередь, данные графики дают возможность исправить полученное значение по регулярной схеме с учетом ожидаемой погрешности, что также дает возможность определить частоту балки по более простой зависимости.

После графика каждой из форм следует вывод, в котором указываются границы интервалов, в которых возможно определение частоты в пределах точности инженерных расчетов. Это дает возможность в пределах допустимой точности определить частоту без умножения на какие-либо коэффициенты, взятые с графика.

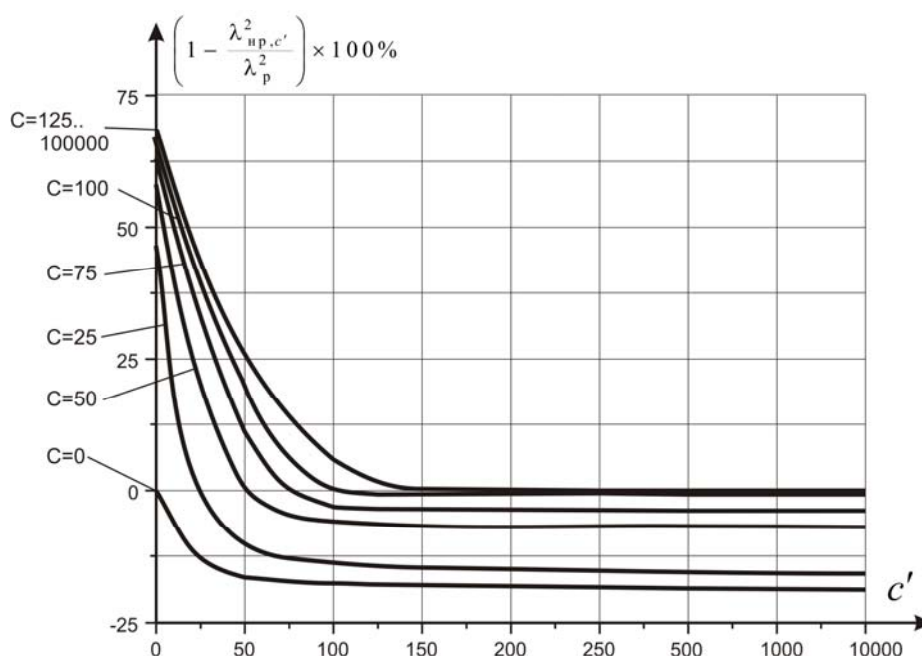


Рис. 2. График изменения частоты собственных колебаний в зависимости от соотношения жесткостей двух упругих опор по первой форме колебаний

Анализируя график первой формы, можно отметить границы диапазона, в котором можно определять частоты при помощи более простой зависимости. Допустимое расхождение между результатами вычислений не должно превышать 10...15 %. Для данного графика можно отметить следующее: если определить частотный коэффициент по формуле (9) по наименее жесткой опоре с жесткостью [25...100 000] в то время как жесткость второй упругой опоры находится в диапазоне жесткостей [75...100 000], то итоговая погрешность окажется в допустимых пределах. При жесткостях упругих опор меньших приведенных значений сложно выбрать какое-либо

приемлемое решение — слишком велика кривизна графиков.

Для второй формы также действует описанная выше зависимость, с той лишь разницей, что из двух упругих опор принимается с большей жесткостью (больше 200), а допустимый диапазон жесткостей другой опоры находится в диапазоне 75...100000. Как и для первой формы, из-за значительной кривизны графиков, сложно подобрать необходимые значения жесткостей упругих опор меньших 75. Связано это с тем, что при уменьшении жесткости опор балка по своей работе приближается к балке без центральных опор.

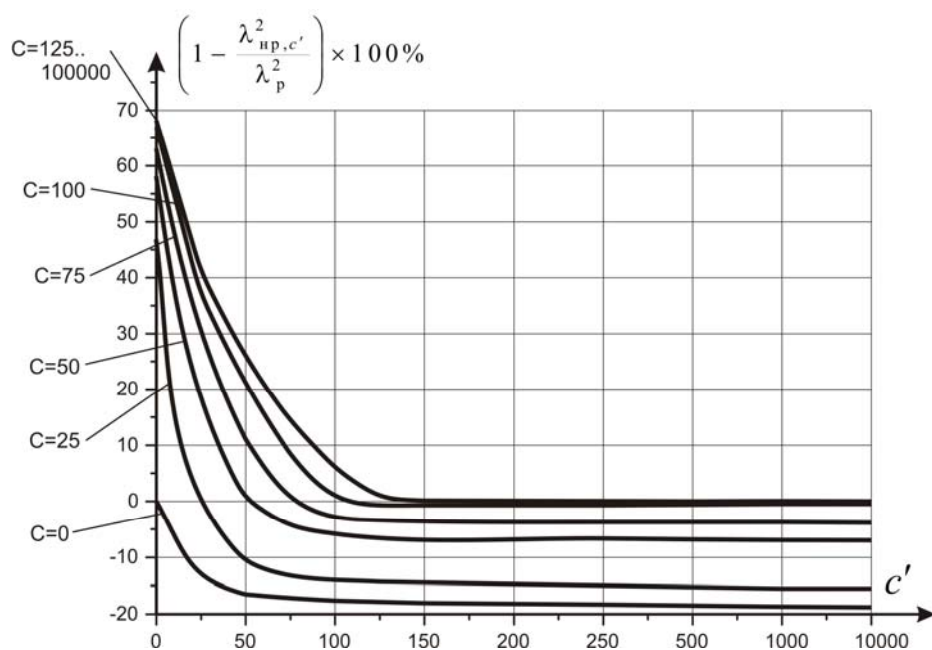


Рис. 3. График изменения частоты собственных колебаний в зависимости от соотношения жесткостей двух упругих опор по второй форме колебаний

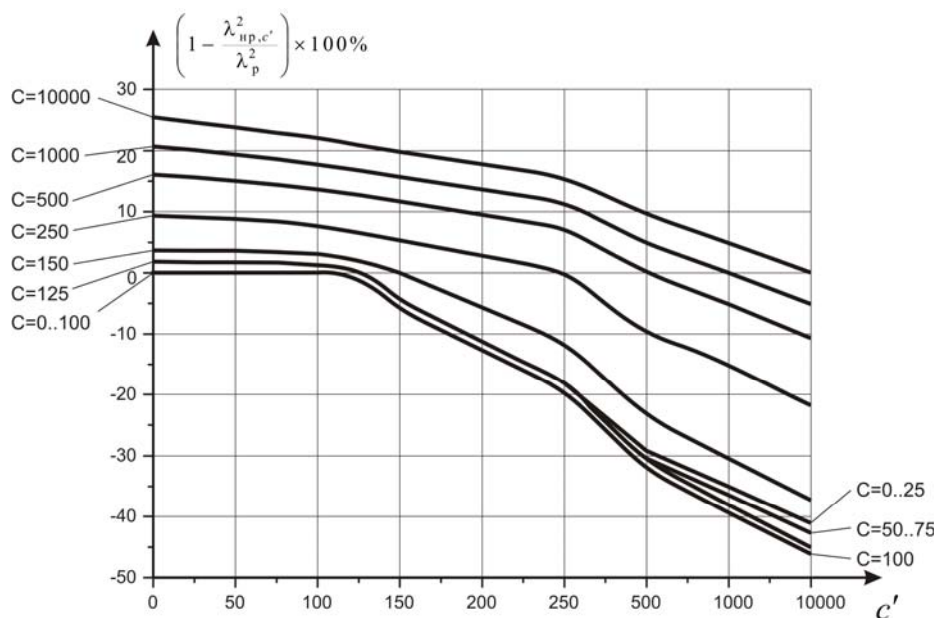


Рис. 4. График изменения частоты собственных колебаний в зависимости от соотношения жесткостей двух упругих опор по третьей форме колебаний

Для третьей формы можно указать следующее: при жесткости менее жесткой опоры меньше 200 необходимо для формулы (9) брать большее из значений жесткостей упругих опор но до 250.

Ниже приведены графики изменения частоты собственных колебаний для второго рассматриваемого случая – при нерегулярности по длинам пролетов балки. Наименование кривых для каждой из жесткости указаны относительно – за основу принята относительная приведенная жесткость упругих опор при регулярной схеме

балки. Связано это с тем, что в формулу для подсчета относительной приведенной жесткости (2) входит длина первого пролета, которая в данном исследовании является изменяемой величиной. Таким образом, нецелесообразно придерживаться для каждого случая нерегулярности под длинам пролетов фиксированного значения относительной приведенной жесткости, ввиду того, что реальный параметр, участвующий в ее подсчете – относительная жесткость левой упругой опоры (c'_1) становится изменяемой величиной для каждого конкретного

случая, что недопустимо, ввиду того, что для определения частотных коэффициентов первоначальные параметры жесткостей упругих опор неизменны, и находятся в строго заданном диапазоне, образующем при регулярной схеме указанный на графике диапазон относительных приведенных жесткостей.

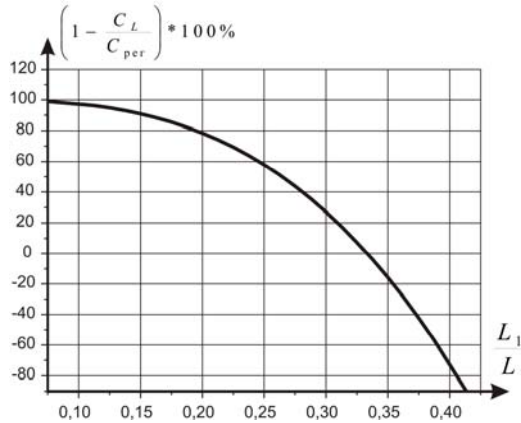


Рис. 5. График изменения жесткостей упругих опор

Приведенный выше график показывает в процентном отношении изменение жесткости упругих опор в случае, когда вычисление ведется по приведенной относительной жесткости одинаковой для всех величин пролетов. Как видно из рис. 5 различие в жесткостях упругих опор для регулярной балки, и жесткостью упругой опоры для нерегулярной под длине пролетов составляет от 96 % (при относительной длине первого пролета 0,1), до -78 % при 0,4.

Как видно из графика, даже незначительное отклонение длины пролета от регулярной схемы влечет за собой существенное изменение частоты. В диапазоне 0,30...0,31 и до 0,35 возможно определять частоты по формуле (9). При жесткости упругих опор равной нулю получаем балку на двух опорах, ввиду чего соотношение пролетов перестает играть какую-либо роль в определении частоты (один из способов удостовериться в правильности определения частотных коэффициентов).

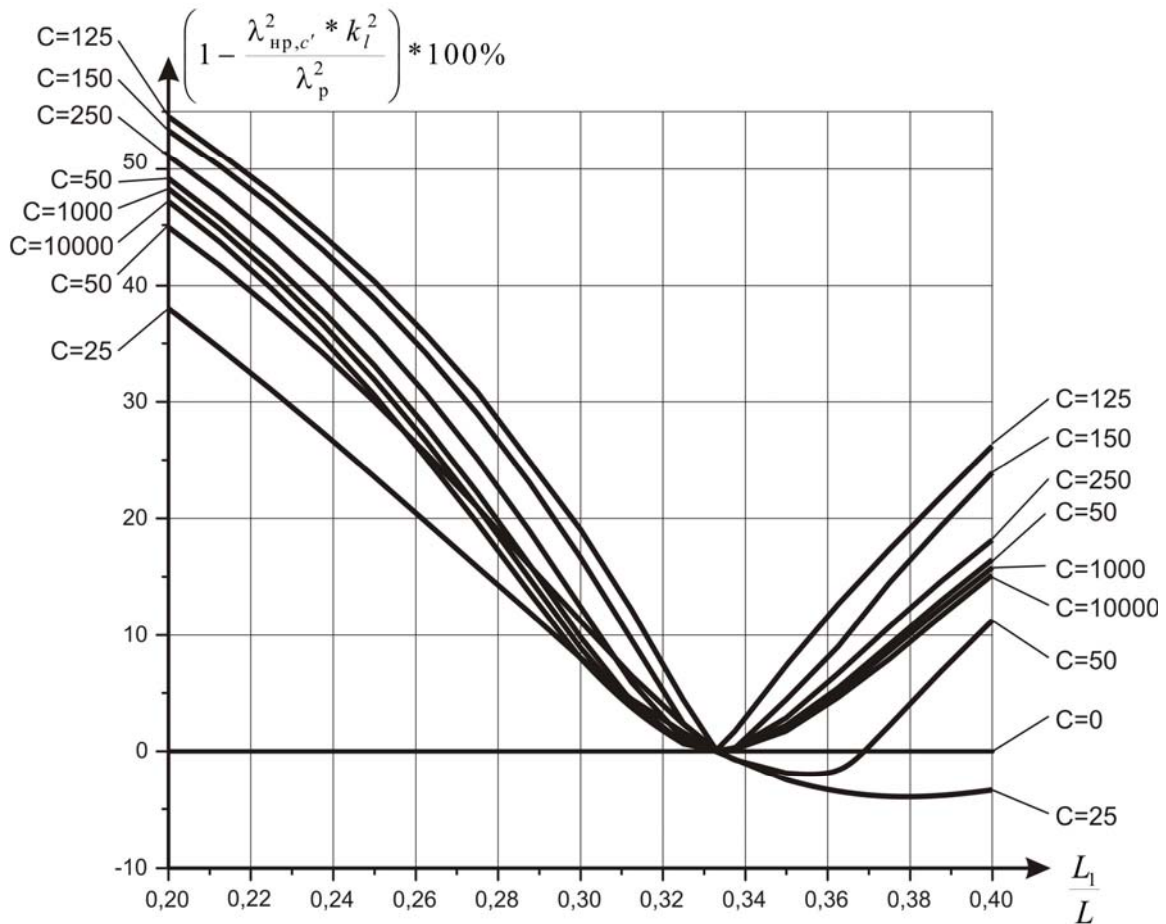


Рис. 6. График изменения частоты собственных колебаний в зависимости от соотношения длин пролетов при разных жесткостях упругих опор по первой форме колебаний.

График симметричен относительно значения отношений пролетов 0,25. Следовательно, есть два диапазона, первый 0,13...0,17 второй

0,31...0,37 в которых возможно определять частоты по формуле (9) с допустимой погрешностью.

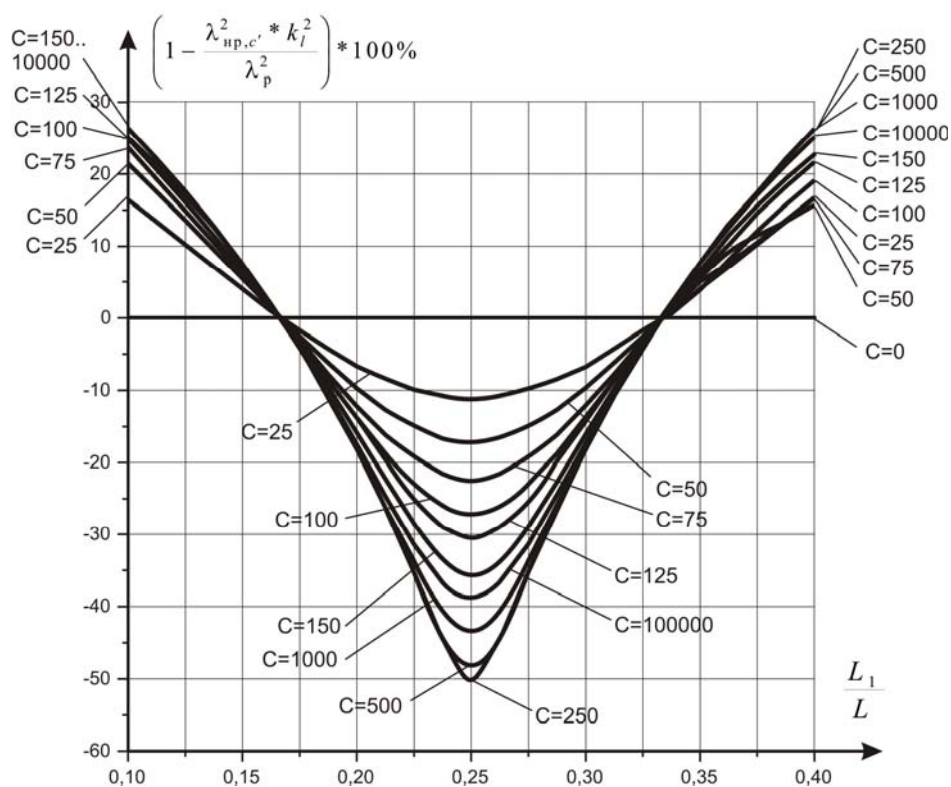


Рис. 7. График изменения частоты собственных колебаний в зависимости от соотношения длин пролетов при разных жесткостях упругих опор по второй форме колебаний

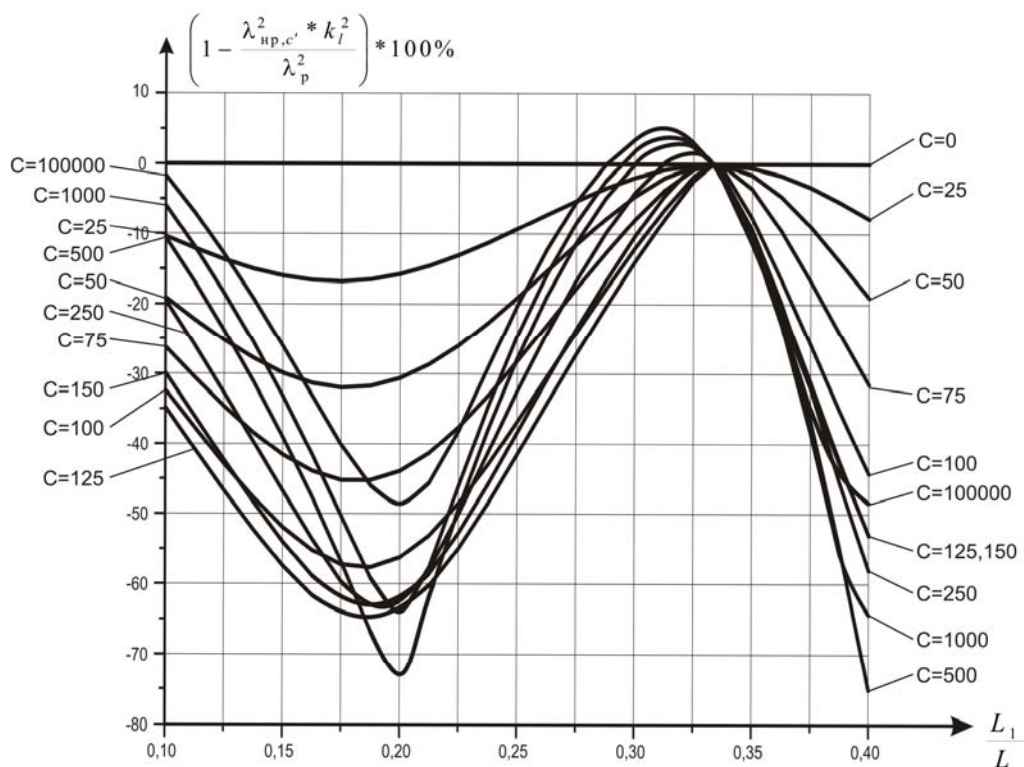


Рис. 8. График изменения частоты собственных колебаний в зависимости от соотношения длин пролетов при разных жесткостях упругих опор по третьей форме колебаний

С некоторым допущением, на графике для 3 формы можно также отметить два диапазона, удовлетворяющих условиям. Первый диапазон

– это от 0,29 до 0,35, второй находится вблизи значения 0,1 и невелик – от 0,8 до 0,12 для значений относительной приведенной жесткости

больше 500. Так же можно отметить, что кривая, соответствующая значению жесткости 25 полностью находится в допустимом диапазоне – следовательно при всех значениях от 0 до 25 при любом отношении пролетов возможно определять частоту по более простым формулам с допустимой погрешностью. Аналогичный вывод можно сделать и для графика второй формы.

Как следует из вышеприведенных результатов исследования, в некоторых случаях рациональней для упрощения определения собственных колебаний балок на упругих опорах пользоваться формулой (6). В других же случаях возможно определение частот по этой же формуле, с последующим изменением полу-

ченных результатов в зависимости от погрешностей на графиках. Как пример, определим частоты собственных колебаний трехпролетной балки с центральными упругими опорами, имеющую следующие параметры сечения балки: 60 х 60 мм, длина балки 30 м, балка регулярная по длине, массе и жесткости пролетов; момент инерции сечения $I = 108 \text{ см}^4$; модуль упругости для стали 20600 кН/см²; погонная масса 0,27714 кН/м. Жесткость левой упругой опоры 20 кН/м, жесткость правой – 40 кН/м.

Относительную приведенную жесткость упругих опор определяем по формуле (2) относительно любого пролета (в данном случае не имеет значения ввиду регулярной схемы балки) и будет равна соответственно для левой и правой упругих опор 50 и 100.

Таблица

Формы	Варианты расчета							
	МКЭ		по формуле (6) без учета погрешности по формам, по приведенным выше правилам для выбора жесткости опор		по формуле (6) с учетом погрешности		непосредственное составление частотного уравнения (точный метод)	
	Частота, Гц	Погрешность, %	Частота, Гц	Погрешность, %	Частота, Гц	Погрешность, %	Частота, Гц	Погрешность, %
1	1,028	0,00	0,9675	–6,25	1,028	0,00	1,028	0,00
2	1,309	0,00	1,3141	0,387	1,309	0,00	1,309	0,00
3	1,394	0,00	1,3940	–0,003	1,394	0,00	1,394	0,00

Как видно из таблицы с более чем достаточной точностью можно определить частоты собственных колебаний трехпролетной балки на центральных упругих опорах используя для этого только формулу (6) и графики, показанные на рис. 2–4. Использование графиков, показанных на рис. 6–8, также происходит по аналогичному принципу, что тоже позволяет с достаточной точностью определить частоты, не прибегая к непосредственному составлению частотного уравнения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гуржий К. В. Исследование влияния незначительных нерегулярностей на изменение собственных частот неразрезных балок на жестких опорах / К. В. Гуржий, К. И. Солдатов // Межвузовский сборник, – Д., 1993, – С. 63–74.
2. Гуржий К. В. Особенности динамики систем близких к регулярным применительно к двухпролетным неразрезным балкам с промежуточной упругой опорой / К. В. Гуржий, К. И. Солдатов // Межвузовский сборник, – Д., 1994, – С. 70–83.

3. Солдатов К. И. Частные случаи задачи о собственных колебаниях регулярных упруго опертых балок. // Труды ДИИТа. – Д., 1971, – Вып. 127, – С. 72–79.
4. Ананьев И. В. Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем. – М.: ОГИЗ, 1946. – 224 с.
5. Эйхе Г. Н. Анализ структуры уравнения частот и форм колебаний прямолинейных цепных стержневых систем и свободные колебания стержневых систем и свободные колебания радиально-вантовых мостов, Дисс. канд. техн. наук, – 183 с.
6. Солдатов К. И. Дослідження динаміки нерегулярних по довжинах прольотів мостових конструкцій / К. И. Солдатов, Г. С. Железняк, К. В. Гуржий // Вісник ДПТУ, – Д., 2004, – С. 221–226.
7. Солдатов К. И. О жесткости опор реальных мостовых конструкций / К. И. Солдатов, Г. С. Железняк, К. В. Гуржий // Вісник ДПТУ, – Д., 2004, – С. 154–160.
8. Железняк Г. С. Исследование собственных колебаний квазирегулярной трехпролетной балки / Г. С. Железняк, К. И. Солдатов // Вісник ДПТУ, – Д., 2005, – С. 166–173.

Поступила в редколлегию 10.11.2007.

Л. Б. КРАВЦИВ, Е. В. ЧЕРЕМИСИНА (Украинская государственная академия железнодорожного транспорта)

ДЕФОРМАТИВНЫЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ СВОЙСТВА СТАЛЕБЕТОННЫХ БАЛОК ПРИ СИЛОВЫХ И ТЕМПЕРАТУРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Запропоновано методику розрахунку границі вогнестійкості навантажених сталобетонних балок. Бетон подано трифазним середовищем: твердий несучий матеріал (кістяк); сукупність рідких включень у порах; газ у порах. Розраховуються температурні поля в перерізі балок з урахуванням внутрішньої рухливої границі паротворення; досліджується напружено-деформований стан балок з урахуванням двохосного напружено-деформованого стану бетону.

Предложена методика расчета предела огнестойкости нагруженных сталобетонных балок. Бетон представлен трехфазной средой: твердый несущий материал (скелет); совокупность жидких включений в порах; газ в порах. Рассчитываются температурные поля в сечении балок с учетом внутренней подвижной границы парообразования; исследуется напряженно-деформированное состояние балок с учетом двухосного напряженного состояния бетона.

The procedure of a limit fire-strength of the loaded steel-concrete beams. Concrete is submitted by the three-phase environment: a firm bearing material (skeleton); set of liquid inclusions in interstices; gas in interstices. The temperature fields in section of a beams pays off in view of internal border of steam formation; the condition of a beams with the account double intense condition of concrete is investigated tensely-deformed.

На сегодняшний день при строительстве зданий и сооружений широко применяются конструкции с несущими элементами из сталобетона. При их проектировании необходимо учитывать не только требования прочности, жесткости и устойчивости, но и противопожарной безопасности. А для этого необходимо уметь рассчитывать предел огнестойкости конструкций и их элементов.

Цель работы состоит в разработке методики расчета предела огнестойкости сталобетонных балок с различными условиями закрепления.

Рассмотрим сталобетонные балки, находящиеся под действием равномерно распределенной нагрузки и равномерного огневого воздействия со стороны стального листа. Температура изменяется вдоль оси «у» по закону стандартного пожара $T_{(f)}$ [2] (рис. 1 а, б, в).

Соединение составляющих компонентов сталобетонной балки в поперечном направлении считается абсолютно жестким, т. к. стальной лист обладает малой изгибной жесткостью. В продольном направлении – связи упругоподатливы. Влиянием поперечной силы на величину нормальных напряжений будем пренебрегать.

Согласно [4] приведем бетон к условию изотропной мгновенно упругой сплошной среде.

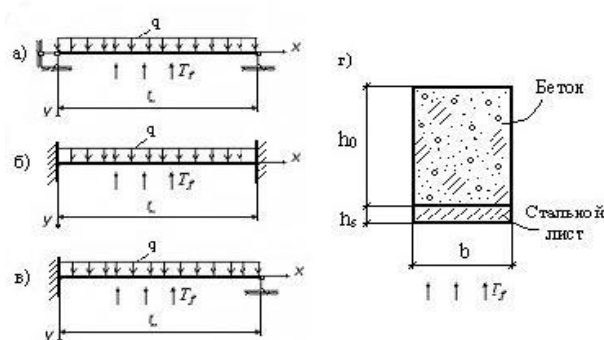


Рис. 1. Схемы воздействия на сталобетонные балки (а, б, в); поперечное сечение балок (з)

Обобщенные интегральные модули деформации сжатой и растянутой зон сечения при температуре 20 °С имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} E_b &= 3 \sum_{k=1}^N A_k (\varepsilon'_b)^{(k-1)} / (k+2); \\ E_{bt} &= 3 \sum_{k=1}^N A_{tk} (\varepsilon'_b)^{(k-1)} / (k+2) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где A_k, A_{tk} – коэффициенты, определяемые из условий минимума квадратичных отклонений, экспериментально полученных значений деформаций и посчитанных с использованием полинома четвертой степени ($k = 4$).

Будем предполагать, что при нормальной температуре, т. е. до начала действия пожара, балка работает без трещин в растянутой зоне бетона. Обозначим через T^* температуру, при которой появляется первая трещина. Критерием образования трещин будем считать достижение в растянутых волокнах бетона предельного напряжения при растяжении R_{bt} (рис. 2).

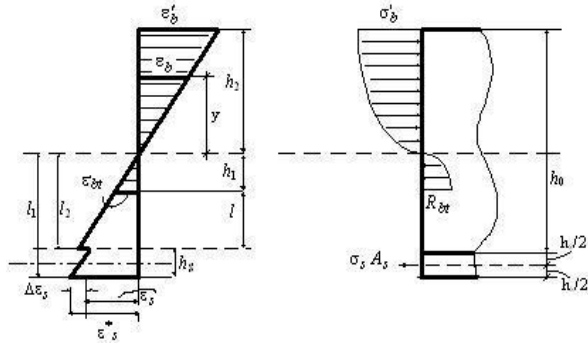


Рис. 2. Напряжения и деформации в сечении сталебетонного элемента

Дифференциальное уравнение изогнутой оси балки записываем в следующем виде:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(D \frac{d^2 w}{dx^2} - M_T \right) = q, \quad (2)$$

где

$$D = \int_{-h_1}^0 \frac{E_{bt}(T)}{(1-\nu_{bt})^2} y^2 dy + \int_{h_1}^{h_2} \frac{E_b(T)}{(1-\nu_b)^2} y^2 dy + \int_{-l_1}^{-l_2} \frac{E_s(T)}{(1-\nu_s)^2} y^2 dy, \quad (3)$$

$$M_T = - \int_{-h_1}^0 \frac{\alpha_{bt} E_{bt}(T)(T-T_0)}{3(1-\nu_{bt})} y dy - \int_0^{h_2} \frac{\alpha_b E_b(T)(T-T_0)}{3(1-\nu_b)} y dy - \int_{-l_1}^{-l_2} \frac{\alpha_s E_s(T)(T-T_0)}{3(1-\nu_s)} y dy, \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} E_b(T) &= E_b \beta_b(T); \\ E_{bt}(T) &= E_{bt} \beta_b(T); \\ E_s(T) &= E_s \beta_s(T). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Зависимости прочностных характеристик бетона и стали от температуры $\beta_b, \gamma_b, \gamma_{bt}, \beta_s, \gamma_s$ приведены в работе [1]. Коэффициент Пуассона ν_b и коэффициент теплового расширения α_b тяжелого бетона в диапазоне температур (20...600) °C можно считать постоянными и примерно равными: $\nu_b = 0,2$; $\alpha_b = 10^{-5}$ °C⁻¹.

При температуре 700 °C коэффициент α_b увеличивается до $1,5 \cdot 10^{-5}$ °C⁻¹. Для стали $\nu_s = 0,3$; $\alpha_s = 1,3 \cdot 10^{-5}$ °C⁻¹. Численные значения прочностных характеристик при 20 °C принимаются согласно [3].

В диапазоне температур

$$T_0 \leq T_f \leq T^*, \quad D = \text{const}, \quad M_T = \text{const}.$$

Решение дифференциального уравнения (2) для шарнирно-опертой балки будет следующим:

$$W(x) = \frac{q}{24D} [x^2(x-2l) + l^3] + \frac{M_T}{2D} x(l-x). \quad (6)$$

Для второй производной будем иметь

$$w''(x) = \frac{q}{2D} x(l-x) - \frac{M_T}{D}, \quad (7)$$

Наибольшая кривизна будет достигаться на середине балки при $x = L/2$

$$k_* = \max w''(x) = w''(L/2) = \frac{qL^2}{8D} - \frac{M_T}{D}. \quad (8)$$

Отметим, что коэффициент жесткости D и температурный момент M_T пока не определены, так как неизвестно положение нейтральной поверхности (расстояние h_1).

В случае одноосного изгиба расстояния h_1 , h_2 (высота растянутой и сжатой зон) определяются условиями:

1) равенство нулю суммарных усилий в любом сечении сталебетонной балки

$$\int_{-h_1}^{h_2} \sigma_1 dy + \int_{-l_1}^{-l_2} \sigma_{s1} dy = 0, \quad l_1 = l_2 + h_s; \quad (9)$$

2) на границе зоны трещиноватости напряжение в бетоне равно критическому напряжению по растяжению R_{bt}

$$y = -h_1: \sigma_{bt1} = \frac{E_{bt}}{1-\nu_b^2} \varepsilon_{bt11} = R_{bt}, \quad \varepsilon_{bt11} = h_1 y''. \quad (10)$$

Высота зоны трещиноватости бетона l связана с начальной толщиной бетона h_0 соотношением

$$l = h_0 - (h_1 + h_2). \quad (11)$$

Учитывая, что в отсутствие трещин $h_2 = h_0 - h$, $l = 0$, из условия (9) получаем следующее уравнение относительно неизвестного расстояния h_1 :

$$\int_{-h_1}^{h_0-h_1} \frac{E_b}{1-\nu_b^2} y dy + \int_{-(h_1+h_s)}^{-h_1} \frac{E_s}{1-\nu_s^2} y dy = 0. \quad (12)$$

Это уравнение с учетом зависимостей:

$$\begin{aligned} E_b(T) &= E_b(20^\circ\text{C})\beta_b(T); \\ E_s(T) &= E_s(20^\circ\text{C})\beta_s(T); \\ \nu_b &\cong \text{const}, \quad \nu_s \cong \text{const}, \end{aligned} \quad (13)$$

можно представить в виде

$$\begin{aligned} \varepsilon \int_{-h_1}^{h_0-h_1} \beta_b(T) y dy + \int_{-(h_1+h_s)}^{-h_1} \beta_s(T) y dy &= 0; \\ \varepsilon &= \frac{E_b(20^\circ\text{C})}{1-\nu_b^2} \frac{1-\nu_s^2}{E_s(20^\circ\text{C})}. \end{aligned} \quad (14)$$

Учитывая, что

$$\begin{aligned} E_b(20^\circ\text{C}) &\approx 10^4 \text{ МПа}, \quad E_s(20^\circ\text{C}) \approx 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \\ \nu_b &\approx 0,2, \quad \nu_s \approx 0,3, \end{aligned}$$

получаем, что уравнение (14) содержит малый параметр

$$\varepsilon : \varepsilon \approx 1/20 = 0,05, \ll 1.$$

Следствием этих соотношений является также неравенство $h_1 \ll h_0$, то есть нейтральная поверхность располагается вблизи стального листа. Разлагая интегралы в (14) в ряды, получим с точностью до линейных членов по малому параметру ε

$$\begin{aligned} \varepsilon \left[\int_0^{h_0} \beta_b(T) y dy - \beta_b(T_{\text{хол}}) h_0 h_1 \right] - \\ - \beta_s(T_f) \frac{h_s^2}{2} - \beta_s(T_f) h_s h_1 = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Окончательно для h_1 получаем выражение

$$h_1 = \frac{\left[\varepsilon \int_0^{h_0} \beta_b(T) y dy - \beta_s(T_f) \frac{h_s^2}{2} \right]}{\left[\varepsilon \beta_b(T_{\text{хол}}) h_0 + \beta_s(T_f) h_s \right]}, \quad (16)$$

где $T_{\text{хол}}$ – температура на верхней части балки, не подверженной огневому воздействию.

Из условия (10) следует, что первые трещины будут образовываться в середине пролета балки ($x = L/2$). Температура T^* и момент времени t_* начала трещинообразования будут определяться условием

$$\begin{aligned} \sigma_{bt1}(-h_1) &= \frac{E_b(20^\circ\text{C})}{1-\nu_b^2} \times \\ &\times \beta_b(T_*) h_1 y'' \left(\frac{L}{2} \right) = R_{bt}(T_*). \end{aligned} \quad (17)$$

Подставляя $w''(L/2)$ из (8) получим следующее уравнение для определения T^* , а тем самым и момента времени t_*

$$\begin{aligned} \frac{E_b(20^\circ\text{C})}{1-\nu_b^2} \beta_b(T^*) h_1 \frac{qL^2 + 8M_T}{8D} = \\ = R_{bt}(20^\circ\text{C}) \gamma_{bt}(T^*). \end{aligned} \quad (18)$$

Обратим внимание, что в этом соотношении параметры h_1, D, M_T также являются функциями температуры T^* .

С ростом температуры огневого воздействия возможно разрушение бетона в зоне сжатия за счет уменьшения его прочностных свойств. Условие отсутствия разрушения бетона относительно деформаций сжатия формулируется в виде

$$\begin{aligned} \sigma_{b1}(y) = \frac{E_b(20^\circ\text{C})}{1-\nu_b^2} y y'' \left(\frac{L}{2} \right) < R_b(T) = \\ = R_{bt}(20^\circ\text{C}) \gamma_{bt}(T^*). \end{aligned} \quad (19)$$

при $0 \leq y \leq h_0 - h_1$. Это условие в явном виде можно записать как

$$\frac{E_b(20^\circ\text{C})}{1-\nu_b^2} \cdot \frac{qL^2 + 8M_T}{8D} \beta_b(T) x_3 < R_b(20^\circ\text{C}) \gamma_b(T), \quad (20)$$

Наконец, нагрев стального листа может привести к его пластической деформации, а значит к потере несущей способности. Условие, при котором стальной лист сохраняет прочностные свойства, имеет вид

$$\begin{aligned} \sigma_{s1}(T_f) = \frac{E_s(20^\circ\text{C})}{1-\nu_s^2} \cdot \frac{qL^2 + 8M_T}{8D_1} \beta_s(T_f) h_1 < \\ < \sigma_T(T) = \sigma_T(20^\circ\text{C}) \gamma_s(T). \end{aligned} \quad (21)$$

Аналогично были получены решения для двух других балок (рис. 1 б, в).

По предложенной методике были проведены численные оценки огнестойкости сталебетонных балок с размерами $h_0 = 0,1$ м, $L = 0,5$ м, $h_s = 4$ мм, толщина воздушного зазора между сталью и бетоном $h_b = 0$.

Результаты оценок приведены в табл. 1 для наиболее прочной марки обычного тяжелого бетона В50.

Таблица 1

Остаточная прочность по сжатию нагруженных сталебетонных балок при $R_b(20\text{ }^{\circ}\text{C}) = 27,5\text{ МПа}$,

$R_{bt}(20\text{ }^{\circ}\text{C}) = 1,55\text{ МПа}$, $E_b(20\text{ }^{\circ}\text{C}) = 40000\text{ МПа}$,

Остаточная прочность при температуре стали				
загрузка 50 т/м ²	200 °С, %	300 °С, %	400 °С, %	500 °С, %
Значение остаточной прочности для шарнирно – опертой балки	78,0	56,3	41,5	20,1
Для защемленной балки	83,0	61,4	43,3	21,1
Для балки, защемленной с одной стороны и шарнирно – опертой с другой	80,5	58,7	42,3	22,3

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1) остаточная прочность балки зависит от условий закрепления;

2) различие в остаточной прочности заметно проявляется при небольших температурах: при температуре стального листа 200...300 °С остаточная прочность в балке, защемленной с двух сторон, на 20 % больше, чем в шарнирно-опертой балке, а при температуре 500 °С – на 2 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чихладзе Э. Д. Огнестойкость бетонных и сталебетонных конструкций / Чихладзе Э. Д., Жа-

кин А. И., Веревичева М. А. – Харьков: ХарГАЗТ, 2000. – Вып. 40. – 97с.

2. Рекомендации по расчету пределов огнестойкости бетонных и железобетонных конструкций / НИИЖБ. – М.: Стройиздат, 1986. – 40с.
3. СНиП 2.03.04 – 84. Бетонные и железобетонные конструкции, предназначенные для работы в условиях воздействия повышенных и высоких температур. – М., 1985. – 53с.
4. Чихладзе Э. Д. Теория деформирования сталебетонных плит / Э. Д. Чихладзе, А. Д. Арслаханов // Межвуз. сб. научн. тр. ХарГАЗТ, 1996. – Вып. 27. – С. 4–39.

Поступила в редколлегию 16.10.2006.

РОЗРАХУНОК ЧАСТОТ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ МЕТАЛЕВИХ АРОЧНИХ МОСТІВ МЕТОДОМ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Наведено розрахунок частот вільних коливань методом скінченних елементів металевого арочного моста через р. Старий Дніпро у місті Запоріжжя та експериментальної моделі (арка з їздою низом). Описана розрахункова схема методом скінченних елементів. Проведено порівнювальний аналіз результатів розрахунку (МКЕ) з результатами випробувань, а також розрахунку конструкцій за методикою, що пропонується авторами.

Приведен расчет частот собственных свободных колебаний методом конечных элементов металлического арочного моста через р. Старый Днепр в городе Запорожье и экспериментальной модели (арка с ездой поверху). Описана расчетная схема методом конечных элементов. Проведен сравнительный анализ результатов расчета (МКЭ) с результатами испытаний данного моста и в том числе с расчетом по предлагаемой авторами методике.

The article provides calculation by the finite elements method of frequencies of own free fluctuations of the metal arch bridge over Saryi Dnepr river in the city of Zaporozhye, and that of the experimental model (an arch with the traffic on top). The calculation chart has been described by the finite elements method. Comparative analysis has been performed of the calculation results (FEM) with results of this bridge actual testing, including calculation according to the method proposed by the authors.

Дослідженню було піддано конструкцію металевого арочного мосту через ріку Старий Дніпро у місті Запоріжжя [4] та моделі «гнучка арка з балкою жорсткості» з їздою низом. Мостовий перехід у місті Запоріжжя являє собою систему гнучка арка з пружною балкою з їздою верхом. Мостовий перехід умовно можна поділити на три частини: берегові естакади (права і ліва) та русловий

арочний прогін. Арочний прогін складається з металеві арки кругового обрису ($R=190$ м), металеві балки жорсткості (система поздовжніх та поперечних двотаврових зварних балок), яка спирається через стояки на арку, та залізобетонної плити автопроїзду жорстко з'єднаної з балкою жорсткості через пружні упори по верхньому поясу поздовжніх балок. Схема мостового переходу наведена на рис. 1.

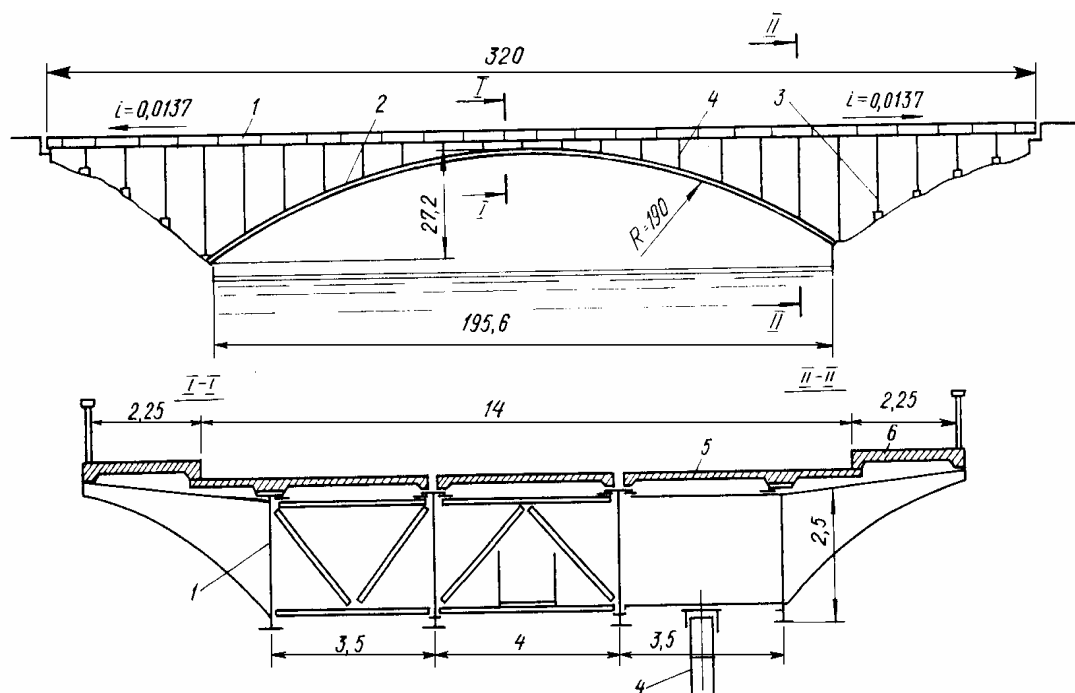


Рис. 1. Схема арочного моста «гнучка арка з балкою жорсткості» їздою верхом та поперечний перетин балки жорсткості

Модель арки має такі геометричні характеристики: прогін арки $L = 4$ м; арка прямокутного перетину

$$A = A_0 / \cos \alpha,$$

де $A_0 = 3,80 \text{ см}^2$ – площа перетину арки в замку.

стріла арки $f = 71,2$ см складена з двох головних ферм з балкою жорсткості виконаних з двох швелерів №10 зі скороченими полками ($I_B = 227 \text{ см}^4$, $A_B = 18,3 \text{ см}^2$).

Схема моделі наведена на рис. 2.

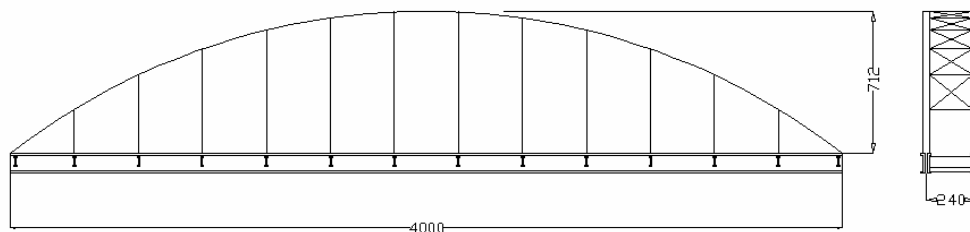


Рис. 2. Схема моделі гнучка арка з балкою жорсткості (арка з їздою низом)

Розрахунок виконано з використанням проектно-обчислювального комплексу SCAD. Комплекс реалізує скінченно-елементне моделювання статичних і динамічних розрахункових схем, перевірку стійкості та несучої здатності. В основу розрахунку покладений метод скінченних елементів з використанням як основні невідомі переміщення і повороти вузлів розрахункової схеми. У зв'язку з цим ідеалізація конструкції виконана у формі, пристосованій для даного методу, а саме: система подана у вигляді набору тіл стандартного типу (стержнів) – скінченних елементів, які приєднуються до вузлів.

Тип скінченного елемента визначається його геометричною формою, правилами, які визначають залежність між переміщеннями вузлів скінченного елемента і вузлів системи, фізичним законом, яким задається залежність між внутрішніми зусиллями та внутрішніми переміщеннями і набором параметрів (жорсткостей), що входять в описання цього закону.

Вузол у розрахунковій схемі метода переміщень, подано у вигляді абсолютно жорсткого тіла, розміри якого намагаються досягти нуля. Положення вузла у просторі, під час деформацій системи, визначається координатами центру і кутами повороту у трьох вісях, жорстко зв'язаних з вузлом. Вузол представляється як об'єкт, з шістьма степенями вільності (трьома лінійними зміщеннями і трьома кутами повороту).

Всі вузли і елементи розрахункової схеми нумеруються. Ці номери сприймаються як імена, що дозволяють робити необхідні посилання.

Основна система метода переміщень обирається шляхом накладання у кожному вузлі всіх зв'язків, що забороняють будь-які вузлові переміщення. Умови рівності нулю зусиль в цих зв'язках становлять собою рівняння рівноваги, а зміщення вказаних зв'язків – основні невідомі метода переміщень.

Динамічне моделювання арочного моста через р. Старий Дніпро у місті Запоріжжя (рис. 3).

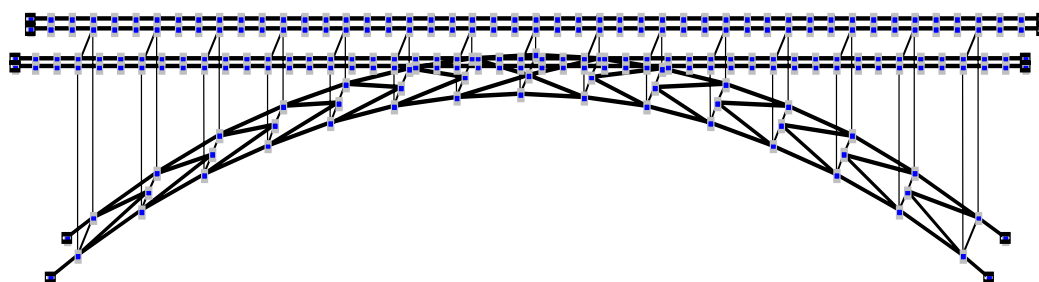


Рис. 3. Загальний вигляд розрахункової схеми моста у м. Запоріжжя

Для завдання даних о розрахунковій схемі була використана декартова система координат:

- глобальна правостороння система координат XYZ, зв'язана з розрахунковою моделлю;

- локальні правосторонні системи координат, зв'язані з кожним скінченним елементом.

Розрахункова модель характеризується такими параметрами (рис. 3):

- кількість вузлів – 290;
- кількість скінченних елементів – 556.

Розрахункова модель була виконана тільки для руслового прогону (арки), берегові естакади в розрахункову модель не включались через те, що практично не впливають на динамічну роботу моста. Всі елементи конструкції подані як стержньові скінченні елементи типу 5 (елемент типу 5 – працює по просторовій схемі і сприймає по вздовжню силу N , згинаючі моменти M_Y та M_Z , поперечні сили Q_Z та Q_Y , а також крутний момент M_K).

Конструкція розкладена на скінченні елементи конструктивно, застосовуючи принцип обмеження вільної довжини КЕ вузлами кріплення елементів. Кожна з двох арок наведена ланцюгом з 16-ти елементів перемінної довжини від точки кріплення стійки до точки кріплення наступної стійки. Кожна стійка наведена як окремий елемент довжиною, що обмежена поздовжніми балками (у верхній частині) та аркою (у нижній).

Поздовжні балки і залізобетонна плита проїзду розбиті на елементи конструктивно: по довжині кожна панель довжиною 12,8 м поділена ще на три частини для описання пружних упорів, через які плита проїзду і балка жорсткості включаються у спільну роботу. Причому, залізобетонна плита розрізана навіпіл вздовж осі мосту і подана двома ланцюгами елементів, а балки жорсткості попарно об'єднані у поперечному перетині в один скінченний елемент, що враховано при завданні геометричних характеристик елементів (перетин посилений вдвічі). У поперечному напрямку елементи зв'язані: у рівні балки жорсткості – поперечними балками (розташовані на початку та у кінці панелей), у рівні арок – горизонтальними вітровими елементами.

Жорсткості елементів задані параметрично, через геометричні розміри і вид перетинів та залежно від матеріалу (сталь, залізобетон).

Арка за схемою шарнірно обперта в п'ятах – всі переміщення і кути повороту, окрім повороту вздовж осі Y , заборонено.

Балка жорсткості і плита проїзду жорстко-защемлені (у ролі защемлення виступають берегові естакади) – всі переміщення і кути повороту заборонено.

Навантаження на конструкцію прийнято від власної ваги елементів в кН/м та наведені у табл. 1. Основою для динамічного навантаження прийнято власну вагу конструкції з коефіцієнтом перерахунку 0,101 – для переведення міри ваги (кН/м) в маси (т). Кількість

врахованих форм коливань – 3. Результати розрахунку наведені у табл. 2.

Таблиця 1

Навантаження на одну арку від власної ваги конструкції, кН/м

Найменування конструкції	Навантаження
Власна вага арки	16,5
Власна вага надарочної конструкції	90,5
Перевантаження від асфальтобетону	6,7
Всього:	113,7

Таблиця 2

Частоти та періоди вільних коливань

Власні параметри	Частота (Гц)		Період (с)
	кругова	лінійна	
0,09190	10,88	1,73	0,577
0,08588	11,64	1,85	0,539
0,06197	16,13	2,57	0,389

Для кожної з врахованих в динамічному навантаженні форм коливань конструкції, підрахована частота цієї форми (кругові частоти в радіанах, частоти в герцах, періоди коливань в секундах).

На рис. 4 наведені графічні форми власних вільних коливань конструкції.

Динамічне моделювання арочного моста типу «гнучка арка з балкою жорсткості» (модель) їздою низом. Для завдання даних по розрахунковій схемі була використана декартова система координат (як і в першому випадку).

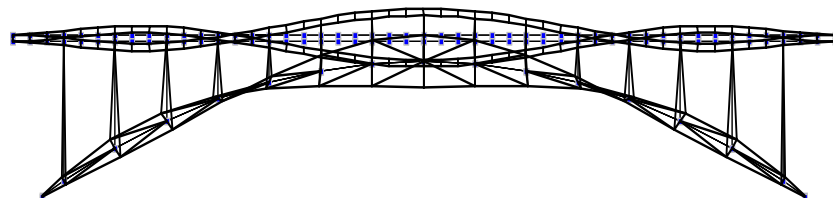
Розрахункова схема характеризується наступними параметрами (рис. 5):

- кількість вузлів – 54;
- кількість скінченних елементів – 130.

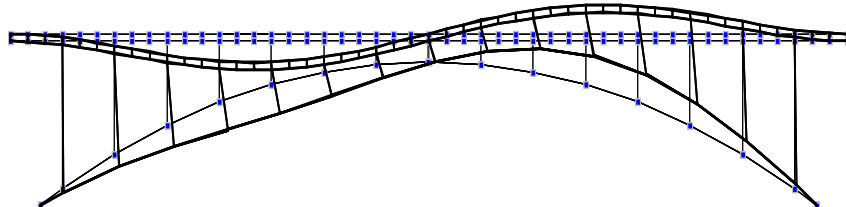
Всі елементи конструкції представлені в розрахунковій схемі як стержньові скінченні елементи типу 5. Кожна з двох арок представлена ланцюгом з 13-ти елементів перемінної довжини від точки кріплення підвіски до точки кріплення наступної підвіски. Кожна підвіска представлена як окремий елемент довжиною обмеженою поздовжніми балками у нижній частині та аркою у верхній. Поздовжні балки розбиті на елементи конструктивно – по довжині панелі ($d=0,307$ м). В поперечному напрямку елементи зв'язані: в рівні балки жорсткості – поперечними балками (розташовані на початку та у кінці панелей) та горизонтальними вітровими елементами, в рівні арок – горизонтальними вітровими елементами.

Жорсткості елементів задані параметрично, через геометричні розміри і вид перетинів та у залежності від матеріалу.

a



б



в

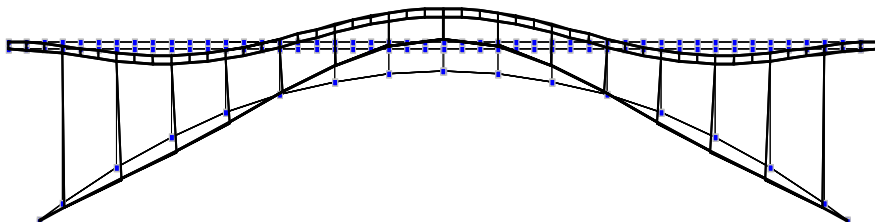


Рис. 4. Три перші форми коливань прогонової будови:
a – перша форма коливань; *б* – друга форма коливань; *в* – третя форма коливань

Модель в розрахунковій схемі шарнірно обперта по кінцям прогону: один кінець шарнірно нерухомо (всі переміщення і кути повороту окрім повороту вздовж осі Y заборонено); другий кінець спирається на шарнірно рухому опору (переміщення вздовж осі X та кути повороту вздовж осі Y дозволені, всі інші – заборонено). Навантаження на конструкцію прийнято від власної ваги елементів в кН/м. При описанні навантаження для динамічного

розрахунку використане навантаження від власної ваги (погонна вага моделі кН/м) з коефіцієнтом перерахунку в маси (т) який дорівнює 1. Кількість врахованих форм коливань 4.

Результати розрахунку наведені у табл. 3. Для кожної з врахованих в динамічному навантаженні форм коливань конструкції підрахована частота цієї форми. На рис. 6 наведені графічні форми власних вільних коливань конструкції, а в табл. 4 наведено порівняльні результати розрахунків.

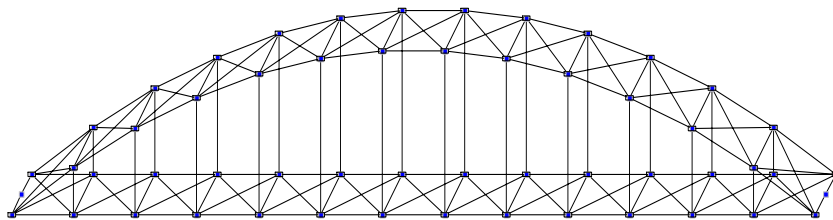
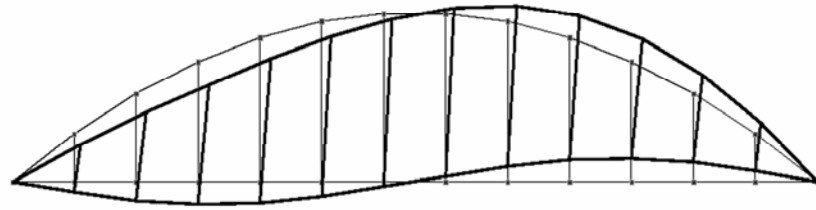


Рис. 5. Загальний вигляд розрахункової моделі «гнучка арка з балкою жорсткості».
 Частоти та періоди вільних коливань

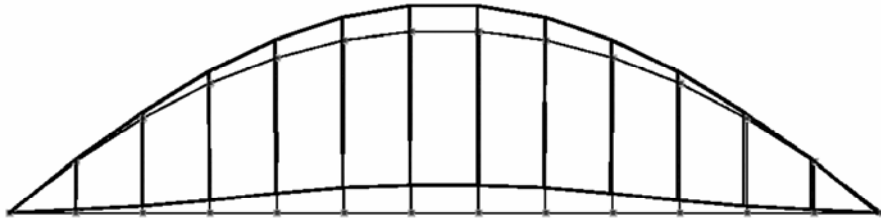
Таблиця 3

№ п/п	Власні параметри	Частота (Гц)		Період (с)
		Кругова	лінійна	
1	0,00463	215,74	34,35	0,02911
2	0,00338	295,16	47,00	0,02128
3	0,00200	498,55	79,38	0,01260
4	0,00116	861,29	137,16	0,00730

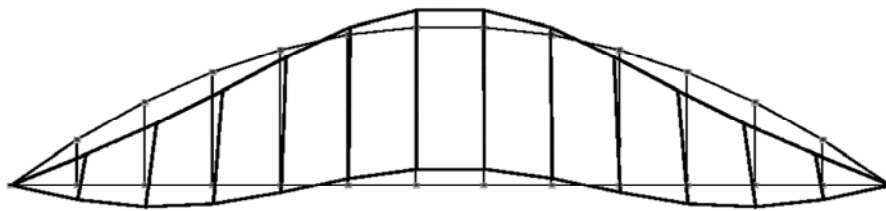
а



б



в



г

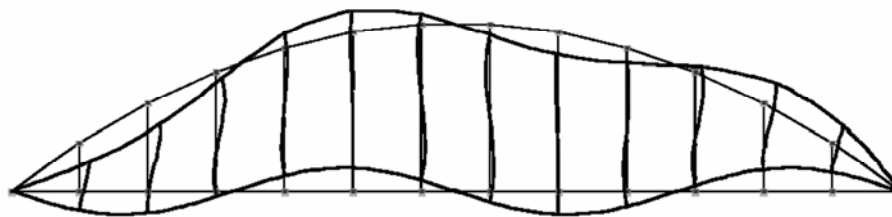


Рис. 6. Перші форми коливань моделі

Таблиця 4

Об'єкт	Параметри конструкції		Експеримент	Теоретично	МКЕ	Балка на пружних опорах	Розбіжність %
Металевий арочний міст у м. Запоріжжя	Частота*, Гц	ν_1	1,48	—	1,72	1,490	14,1\0,8
		ν_2	1,80	—	1,85	1,810	2,9\0,3
		ν_3	2,70	—	2,57	2,786	4,8\3,1
	Прогин**, мм		f_0	—	162,00	—	29,0
Модель «гнучка арка з балкою жорсткості»	Частота, Гц	ν_1	33,3	34,1	34,30	34,280	2,9\2,4
		ν_2	—	45,04	47,00	40,950	4,1\12,8
		ν_3	—	—	79,39	86,850	7,5
		ν_4	—	—	137,15	137,055	0,1

* Частота вільних вертикальних коливань конструкції.

** Прогин арки в замковому перетині від дії власної ваги конструкції.

Висновки

При порівнянні результатів розрахунку по методу скінченних елементів з розрахунком конструкції як балки на пружних опорах та даних, отриманих при випробуваннях металевого арочного мосту через ріку Старий Дніпро у місті Запоріжжя та моделі гнучка арка з балкою жорсткості можна зробити наступні висновки:

Навіть при наявності деяких спрощень і припущень прийнята розрахункова схема як балка на пружних опорах досить близька до реальної конструкції і може бути використана у дослідженнях роботи металевого арочного мосту з їздою верхом.

Розрахунок конструкції за схемою регулярної балки на пружних опорах дає результати з великою точністю, близьких до реальних результатів випробувань.

Крутний момент досить сильно впливає на частоту вільних коливань (див. рис. 4 – перша форма коливань).

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Звіт з науково – дослідної роботи «Обстеження та випробування автомобільного мосту через ріку Старий Дніпро у м. Запоріжжя» ДИИТ, 1975.
2. Индустриальное строительство мостов / Баренбойм И. Ю., Карасик М. Е. // Будівельник, – К., 1978.
3. Конашенко С. И. Свободные и вынужденные колебания системы гибкой арки с балкой жесткости // Труды ДИИТа, Вып. 25, Трансжелдориздат, 1953.

Надійшла до редколегії 08.11.2006.

СНИЖЕНИЕ ПУСТОТНОСТИ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ ПОДБОРОМ РАЦИОНАЛЬНОГО ЗЕРНОВОГО СОСТАВА КОМПОНЕНТОВ

Розглянуто проблеми ефективного використання заповнювачів і вторинних ресурсів промисловості в бетонах міцністю до 20 МПа, вирішення яких забезпечує економію цементу.

Изложены проблемы эффективного использования заполнителей и вторичных ресурсов промышленности в бетонах прочностью менее 20 МПа, решение которых обеспечивает экономию цемента.

The article deals with the tasks of efficient use of fillers and reusable industrial materials in the concretes with strength less than 20 MPa, the solution of which provides savings of cement consumption.

Постановка проблеми. Состав бетонной смеси определяет важнейшие свойства бетона и его экономичность. Применение общепризнанных методик, базирующихся на формировании системы четырех уравнений с последующим их решением и определением количества каждого из четырех основных компонентов, не обеспечивает эффективного использования цемента в бетонах. Особенно эта проблема актуальна для бетонов прочностью менее 20 МПа, а также в связи с появившейся в последние годы тенденцией модификации бетонов наполнителями и пластификаторами. А применение для транспортирования бетонных смесей на строительных площадках бетононасосов при существующих подходах к определению составов бетонных смесей по сути вынуждает строителей для обеспечения требуемой удобоукладываемости бетонных смесей значительно увеличивать расходы цемента. Это приводит к обострению весьма актуальных экологических, энергетических и экономических проблем [1].

Анализ последних исследований и определение нерешенных проблем. Проведенный нами анализ существующих методов определения составов многих композиционных материалов, сходных по свойствам с бетонами (силикатитов, асфальтобетонов, керамических и др.), показал, что они принципиально отличаются от тех, которые применяются в бетоневедении [2–6]. Наши исследования подтвердили, что и для определения составов бетонов, как и вышеуказанных композиционных материалов, необходимо учитывать тот рациональный зерновой состав компонентов, который может обеспечить наиболее высокую плотность смеси, а следовательно наименьшую дефектность затвердевшего бетона. Кроме того не декларативное, как это наблюдается в общепринятых методиках определения составов бетонных смесей, а реальное обеспечение рационального зернового состава компонентов предопределяет также и улучшен-

ную удобоукладываемость бетонных смесей при существенной экономии цемента, особенно для бетонов прочностью менее 20 МПа [7; 8].

Цель проведенных исследований. Разработать эффективную методику определения составов бетонных смесей с рациональным зерновым составом компонентов, обеспечивающим требуемые технологические характеристики бетонной смеси и свойства затвердевшего бетона при минимальном расходе цемента и требуемом количестве вторичных мелкозернистых продуктов промышленности.

Основной материал исследований. Анализ проведенных нами исследований показал, что как при наличии цемента в наиболее мелкой фракции, так и без него, пустотность смеси наименьшая при количественном соотношении фракций (по абсолютным объемам) крупной, средней и мелкой равном 52:23:25 %. С уменьшением мелкой фракции до 20 % и соответствующем пропорциональном увеличении содержания других фракций, пустотность смеси увеличивается незначительно. Но с увеличением мелкой фракции до 30 % и соответствующем пропорциональном уменьшении содержания других фракций, пустотность смеси увеличивается более существенно. При этом содержание цемента в составе наиболее мелкой фракции практически не влияет на пустотность смеси.

Проведенными экспериментальными исследованиями определены рациональные соотношения важнейших характеристик зернового состава компонентов бетонной смеси, обеспечивающие повышенную плотность ее минерального скелета. Но реальные характеристики применяемых в бетонах материалов, в том числе соотношение размеров зерен и их количество, минералогический состав могут существенно отличаться от полученных рациональных соотношений. Так, например, наиболее широко применяемый для бетонов в Украине песок состоит

в основном (примерно 85 %) из зерен крупностью более 0,14 и менее 0,63 мм, т. е. средним размером около 0,4 мм. В то же время применяемый для бетонов цемент состоит в основном из зерен средней крупностью 60...70 мкм, т. е. основная часть зерен примерно в 7 раз мельче зерен песка. Чтобы обеспечить соотношение размеров зерен этих компонентов 1:10, необходимо либо доизмельчить цемент, либо находить более крупный песок. Кроме цемента необходимо также наполнитель с таким же размером зерен, как у цемента.

Однако для помола песка до требуемой тонины, а также доизмельчения цемента требуются значительные энергозатраты. Поэтому, очевидно, в качестве наиболее мелкой составляющей целесообразно кроме цемента использовать вторичные тонкомолотые продукты, которые были измельчены ранее и не находят своего применения.

Для определения их основных характеристик по тонине помола нами проведен планированный эксперимент. Кодовые и натуральные значения переменных этого эксперимента с использованием в качестве наиболее мелкой составляющей хвостов обогащения железных руд приведены в табл. 1.

Таблица 1

Кодовые и натуральные значения переменных в эксперименте с хвостами обогащения железных руд

Код	Натуральные значения		
	$W, \% (X_1)$	$V_m, \% (X_2)$	$D_c/d_m (X_3)$
-1	6,0	10	5
0	7,5	20	7,5
+1	9,0	30	10,0

Хвосты обогащения железных руд предварительно рассеяли на фракции, выделив три: мельче 40 мкм, 50...60 мкм и 80...90 мкм. Таким образом, в сочетании с зернами песка крупнее 0,14 мм – мельче 0,63 мм соотношение размеров зерен средней фракции к мелкой $D_c/d_m (X_3)$ варьировали в пределах 10; 7,5; 5. А в качестве наиболее крупной использовали фракцию 3...5 мм, которую получили из гранотсева. Следовательно, соотношение размеров зерен крупной фракции к средней оставляли постоянным и равным 10:1 во всех вариантах. А количественное соотношение наиболее крупной фракции к средней во всех вариантах оставляли постоянным и равным 7:3. Содержание

наиболее мелкой фракции $V_m, \% (X_2)$ варьировали в пределах 10...30 % от общей массы трехфракционной смеси. Варьировали также и влажностью смеси $W, \% (X_1)$ в пределах 6...9 %.

Матрица плана эксперимента по трем вышеприведенным переменным представлена в табл. 2. В качестве оптимизируемого фактора принята пустотность минерального скелета за вычетом воды, используемой для увлажнения смеси. Уплотнение смеси проводили трамбованием по вышеприведенной методике.

Таблица 2

Матрица плана трехфакторного эксперимента по оптимизации пустотности смеси с хвостами обогащения железных руд

№ вариантов	$X_1 (W)$	$X_2 (V_m)$	$X_3 (D_3)$
1	+1	+1	-1
2	-1	+1	-1
3	0	0	-1
4	+1	-1	-1
5	-1	-1	-1
6	0	0	0
7	+1	0	0
8	-1	0	0
9	0	+1	0
10	0	-1	0
11	+1	+1	+1
12	-1	+1	+1
13	0	0	+1
14	+1	-1	+1
15	-1	-1	+1

Результаты статистической обработки этого эксперимента представлены в виде полинома (1).

$$Y(x_1, x_2, x_3) = 15,78 - 1,08x_1 - 0,77x_2 -$$

$$0,083x_3 + 2,9x_1^2 + 1,42x_2^2 + 2x_3^2 - 0,013x_1x_2 -$$

$$-0,845x_1x_3 + 0,65x_2x_3 + 0,77x_1x_2x_3. \quad (1)$$

Для детального анализа, полученного по результатам планированного эксперимента уравнения регрессии (1), нами строились графические зависимости (номограммы) влияния исследуемых факторов на пустотность смеси. Некоторые наиболее характерные из них представлены ниже. На рис. 1 представлены зависимости пустотности трехкомпонентной смеси от влажности и соотношения диаметров средних и мелких (D_c/d_m) зерен при содержании мелкой фракции 10 % (рис. 1, а) и 20 % (рис. 1, б).

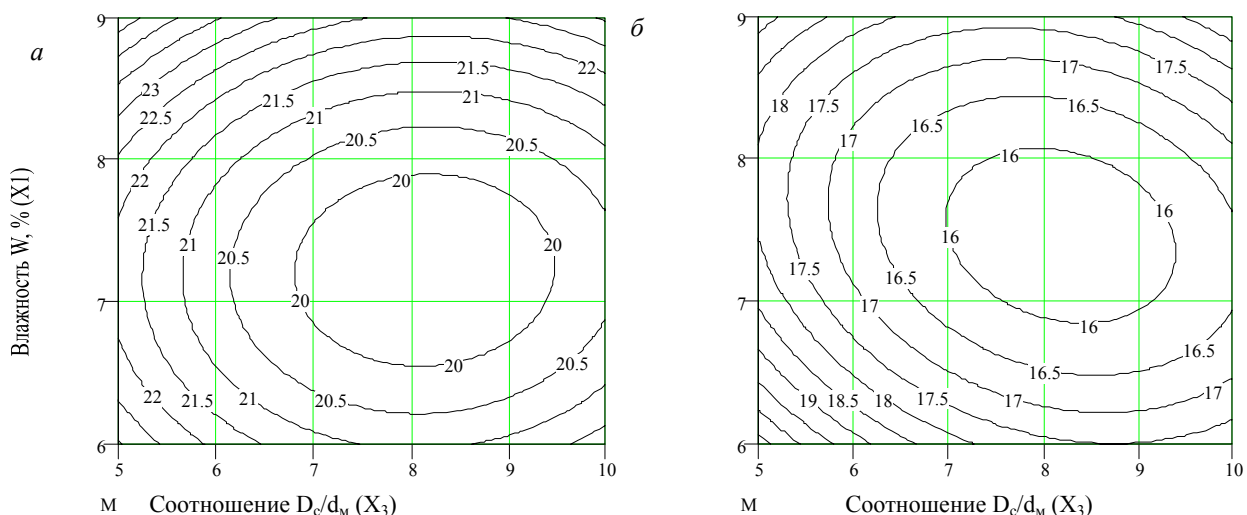


Рис. 1. Номограммы зависимости пустотности трехкомпонентных смесей от соотношения диаметров средней и мелкой фракций и влажности смеси при содержании мелкой фракции:
а – 10 %; б – 20 %

Их анализ показывает, что по мере увеличения влажности в исследуемом диапазоне пустотность смеси сначала снижается и достигает минимума при влажности в пределах 7...8 %. А при дальнейшем увеличении влажности пустотность смеси возрастает, достигая максимума равного 24,5 % при максимальной влажности смеси 9 % и минимальном соотношении диаметров средней и мелкой фракций равном 5. Но при той же влажности и соотношении диаметров средней и мелкой фракций равном 7 и более пустотность равна около 22,5 % (см. рис. 1, а).

По мере увеличения соотношения диаметров средней и мелкой фракций пустотность смеси также уменьшается и достигает миниму-

ма при их соотношении большем 7. Минимальная пустотность при постоянном содержании мелкой фракции обеспечивается практически при одинаковых значениях остальных исследуемых параметров – влажности 7...8 %, соотношении диаметров средней и мелкой фракций более 7. Но она существенно (на 4 %) меньше и равна 16 % при содержании мелкой фракции 20 % (см. рис. 1, б), чем при ее содержании 10 % (пустотность равна 20 %, см. рис. 1, а).

Зависимость пустотности от влажности и содержания мелкой фракции при постоянном соотношении диаметров средней и мелкой фракций равном 5 представлена на рис. 2, а; равном 7,5 – на рис. 2, б.

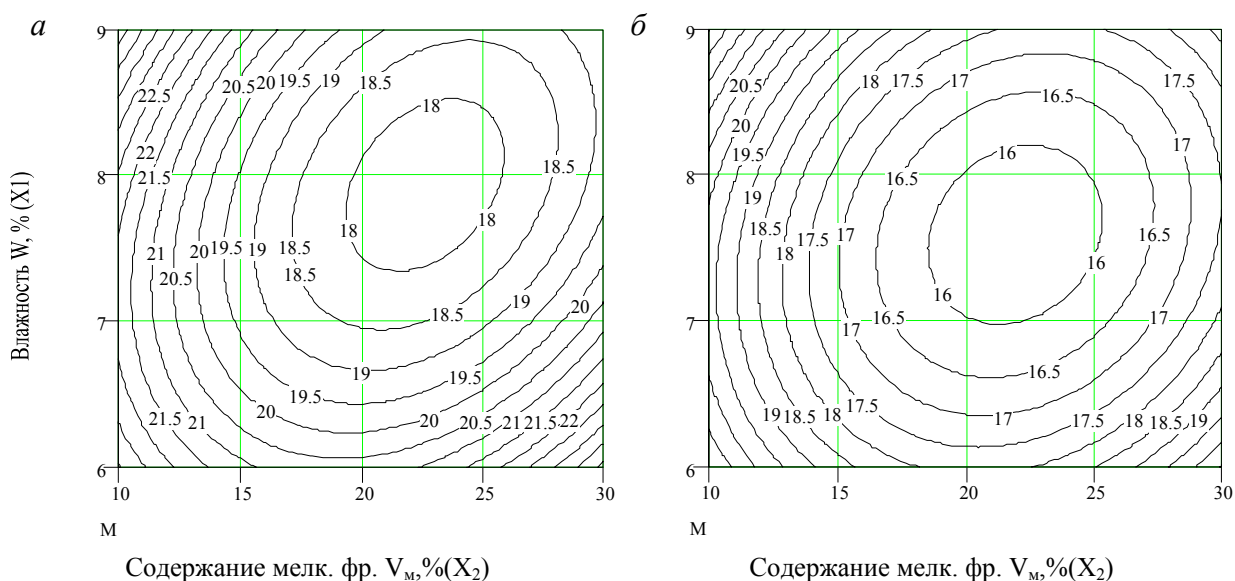


Рис. 2. Номограммы зависимости пустотности трехкомпонентных смесей от содержания мелкой фракции и влажности смеси при соотношении диаметров средней и мелкой фракции:
а – 5; б – 7,5

Анализ представленных зависимостей позволяет определить следующие закономерности. При минимальном соотношении диаметров зерен средней и мелкой фракций равном 5, пустотность смеси уменьшается по мере увеличения влажности и достигает минимума (18 %) при влажности 7,5...8,5 % в диапазоне содержания мелкой фракции 20...25 %. А по мере дальнейшего увеличения влажности пустотность несколько увеличивается. Максимальная пустотность равная 24,5 % определена при влажности 9 %, минимальном содержании мелкой фракции 10 %, а также при влажности 6 % и максимальном содержании мелкой фракции 30 %, если соотношение диаметров средней и мелкой фракций равно 5 (см. рис. 2, а).

При соотношении диаметров средней и мелкой фракций равном 7,5 (см. рис. 2, б) минимальная пустотность ниже, чем в предыдущем варианте (см. рис. 2, а) на 2 % и составляет 16 % при влажности 7...8 %, содержании мелкой фракции 20...25 %. Примерно на 2 % ниже и максимальные значения пустотности, чем при соотношении диаметров средней и мелкой фракций равном 5, но они определены при одинаковых значениях влажности и содержания мелкой фракции.

Из трех исследуемых факторов наиболее существенное влияние на пустотность смеси оказывает содержание мелкозернистого компонента. При его изменении от 10 до оптимального значения около 25 % пустотность уменьшается на 3,5...4 % и составляет 16 % при оптимальном значении остальных факторов – влажности 7...8 %, соотношении средних диаметров зерен средней и мелкой фракций не менее 8. А при дальнейшем увеличении содержания мелкой фракции до 30 % пустотность увеличивается на 1,5 %. Характерно, что аналогичная закономерность изменения пустотности смеси в зависимости от изменения содержания мелкой фракции наблюдается и при неоптимальных значениях двух других переменных. Так, например, если соотношение диаметров средней и мелкой фракций равно 7,5 (близко к оптимальному), то при влажности 6 % пустотность смеси уменьшается от 21 до 17,5 % при увеличении содержания мелкой фракции от 10 до 20...25 %. А при дальнейшем увеличении содержания мелкой фракции и тех же значениях двух других переменных пустотность увеличивается до 20 % (см. рис. 2, б). Если влажность смеси равна 6 %, соотношение диаметров средней и мелкой фракции – 5, то по мере увеличения содержания мелкой фракции от 10 до 20 %

пустотность уменьшается от 23 до 20,5 %. А по мере дальнейшего увеличения содержания мелкой фракции до 30 % пустотность увеличивается до 24 % (см. рис. 2, а).

Менее существенно на изменение пустотности влияют две других исследуемых переменных. При изменении влажности от 6 до 7 % пустотность смеси уменьшается максимум на 2,5 % (см. рис. 1, а), а, в основном, как при оптимальных так и неоптимальных значениях других переменных, пустотность изменяется на 1,5...2 %. Примерно в тех же пределах изменяется пустотность и при изменении соотношения диаметров средней и мелкой фракций в исследуемых границах. Наиболее существенно (3 %) пустотность уменьшается при содержании мелкой фракции 20 %, влажности 6 % и увеличении соотношения диаметров средней и мелкой фракций от 5 до 9 (см. рис. 2, а). А во всех остальных вариантах изменения этого параметра изменение пустотности не превышает 2 %.

Весьма важной для практики производства бетонов является наблюдаемая закономерность плавного, постепенного увеличения и уменьшения пустотности по мере изменения всех исследуемых переменных. В довольно широком диапазоне их варьирования пустотность остается практически на одном уровне. Так, пустотность остается минимальной (см. рис. 1, 2) при изменении влажности смеси более чем на один процент (более 20 литров воды на кубометр смеси). Пустотность смеси также остается практически постоянной в довольно широком диапазоне содержания мелкой фракции от 19 до 26 % от общего содержания твердых компонентов, что составляет 120...150 кг/м³ смеси (см. рис. 1, 2). Следовательно, возможное колебание этих параметров в процессе производства бетонов не приведет к резкому изменению плотности, а, вероятно, и других физико-механических характеристик бетонов. Но более существенное изменение, особенно уменьшение расхода мелкозернистого компонента до пятнадцати и менее процентов, что часто имеет место, особенно при производстве низкопрочных бетонов, может привести к существенному снижению пустотности смеси, следовательно, и важнейших характеристик затвердевшего бетона.

Как отмечалось ранее, соотношение диаметров смешиваемых средних и мелких фракций в исследуемом диапазоне наименее существенно влияет на пустотность смеси, но после его уменьшения до шести – семи раз и менее пустотность смеси начинает интенсивно снижаться. Поэтому в бетонных смесях наиболее важно

на оптимальном уровне поддерживать количество мелкой фракции и влажность смеси. А целесообразность выдерживания определенного соотношения диаметров средних и мелких фракций необходимо определять по результатам технико-экономических расчетов. Для этого необходимо продолжить экспериментальные исследования с поиском оптимальных соотношений исследуемых параметров не только по пустотности смеси, но также прочности и другим важнейшим характеристикам затвердевшего бетона. В этих экспериментах необходимо использовать полученные выше закономерности по влиянию зернового состава смеси на пустотность. Но продолжать экспериментальные исследования целесообразно с использованием реально применяемых для получения бетонов составляющих и режимов их формования.

Выводы

1. Для обеспечения повышенной плотности бетонных смесей и затвердевшего бетона необходимо обеспечивать рациональный зерновой компонентов.

2. Требуются дальнейшие исследования по обеспечению надежного перемешивания смесей с низкими расходами цемента, а также изучению долговечности таких бетонов и защите в них арматуры от коррозии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Труды 1 Всероссийской конференции по бетону и железобетону «Бетон на рубеже третьего тысячелетия», проходившей 9...14 сентября 2001 г. В 3-х т. М.: НИИЖБ, 2001. – 1820 с.
2. Боженов П. И. Технология автоклавных материалов. – Л.: Стройиздат, 1978. – 368 с.
3. Хавкин Л. М. Технология силикатного кирпича. – М.: Стройиздат, 1982. – 384 с.
4. Попильский Р. Я. Прессование керамических порошков / Р. Я. Попильский, Ф. В. Кондрашов. – М.: Metallurgy, 1968. – 272 с.
5. Гуменский Б. М. Основные сведения из общего грунтоведения. – Л.: ЛИИЖТ, 1968. – 54 с.
6. Юшкевич М. О. Технология керамики / М. О. Юшкевич, М. И. Роговой. – М.: Наука, 1969. – 379 с.
7. Нетеса Н. И. Проблемы экономии цемента в бетонах введением рационального количества микронаполнителей // Строительство, материаловедение, машиностроение: Сб. науч. трудов. – Д.: Изд-во ПГАСА, 2001. - Вып. 12. - С. 301–305.
8. Нетеса Н. И. Влияние зернового состава компонентов на структуру, прочность и морозостойкость бетонов // Строительство, материаловедение, машиностроение. – Д.: Изд-во ПГАСА. - 2002. - Вып. 16. – С. 100–107.

Поступила в редколлегию 14.11.2007.

О. М. ПІШНЬКО, А. М. ЗІНКЕВИЧ, Т. І. АФАНАСЬЄВА (ДИИТ),
М. В. САВИЦЬКИЙ (ПДАБА)

МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ІН'ЄКЦІЙНИХ КОМПОЗИЦІЙ НА ОСНОВІ ЦЕМЕНТУ

Наведено методики визначення основних технологічних та експлуатаційних властивостей, що визначають ефективність ін'єкційних композицій на основі цементу, а також деякі результати експериментальних досліджень з використанням наведених методик.

Приведены методики определения основных технологических и эксплуатационных свойств, определяющих эффективность инъекционных композиций на основе цемента, а также некоторые результаты экспериментальных исследований с использованием приведенных методик.

The mechanism of concrete mix compaction by vacuum compaction and vibro-vacuumizing is considered. The major factors essentially influencing this process are distinguished. The mathematical dependences are given. The theoretical findings are verified by experimental tests.

Вступ

Застосування технології ін'єктування дозволяє вирішувати цілий ряд задач у разі проведення ремонту та відновлення конструктивних елементів споруд. Найчастіше ін'єкційні методи застосовують під час відновлення структурної цілісності матеріалу конструкцій [1], в окремих випадках можлива реалізація технічних рішень, де ін'єкційний розчин може бути ефективним засобом включення сталених елементів підсилення в сумісну роботу з конструкцією [2].

Відповідно до специфіки методу проведення ремонтних робіт у разі ін'єктуванні і вимог до ефективності сумісної роботи ремонтного матеріалу з матеріалом конструкції сформовано комплекс вимог до технологічних та фізико-механічних характеристик ін'єкційних композицій на основі цементу [3], основними з яких є такі:

- низька в'язкість матеріалу із збереженням показника на нормованому рівні протягом певного періоду часу;
- відсутність значних седиментаційних процесів;
- максимальна стабільність об'єму матеріалу (незначні деформації усадки або розширення).

Для отримання ін'єкційних композицій з необхідними властивостями під час розробки їх складів та контрольних випробувань для встановлення придатності матеріалу до застосування сформовано комплекс випробувань матеріалів.

Визначення реологічних параметрів суспензій

Під час визначення в'язкості ін'єкційних розчинів, для яких граничне напруження зсу-

ву наближається до нуля ($\tau_0 = 0$), застосовувався γ -подібний віскозиметр-лійка (схема наведена на рис. 1).

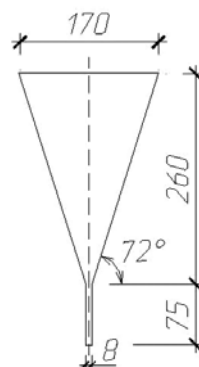


Рис. 1. Схема γ -подібного віскозиметра

Параметр в'язкості розраховувався за величиною швидкості витікання 1 л розчину з використанням рівняння гідродинаміки Ньютона, інтегралом якого для випадку витікання рідини через циліндричну трубку є вираз Пуазейля (Па·с):

$$\eta_{ef} = \frac{\pi r^4 \gamma}{8q}, \quad (1)$$

де r – радіус трубки віскозиметра; γ – питома вага розчину, Н/м³; q – об'ємна секундна витрата рідини, м³/с.

Седиментаційна стійкість суспензій оцінювалась за допомогою приладу, зображеного на рис. 2. Як параметр седиментаційної стійкості прийнято відношення щільностей розчину в нижній та верхній частинах роз'ємної виміральної ємності, витриманого протягом 10 хв.

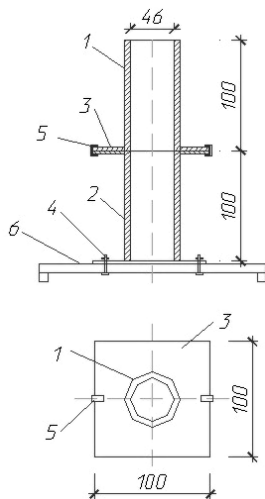


Рис. 2. Схема приладу для визначення седиментаційної стійкості суспензій:

1 – верхня частина вимірювальної ємності;
2 – нижня частина; 3 – пластина для запобігання втрат розчину при зрізанні стовпа; 4 – фіксатори;
5 – затискачі; 6 – станина

Коефіцієнт седиментаційної стійкості визначається за формулою:

$$k_{sed} = \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (2)$$

де γ_1 – щільність розчину в нижній частині вимірювальної ємності; γ_2 – в верхній частині.

Оскільки значний вплив на величину усадки має вологість середовища (обумовлює інтенсивність вологовтрат матеріалу), залежності величини усадкових деформацій зразків встановлювались у разі моделювання різних вологісних умов. Використовувались зразки $40 \times 40 \times 160$ мм: одна серія з модулем поверхні $m = 1,125$ (повністю відкрита для висихання поверхня), інша з модулем поверхні $m = 0,125$ (гідроізований зразок з частково відкритими для висихання торцевими поверхнями), у разі необхідності може застосовуватись додаткова серія зразків з витримуванням у воді.

Контролювались протягом часу абсолютні лінійні деформації зразків (за допомогою компаратора) з приведенням їх до відносних та вологовтрати зразків (в % від початкового вмісту) за зміною їх маси.

В'язкість та седиментаційна стійкість

Забезпечення відповідності допустимим значенням таких основних властивостей технологічності ін'єкційних розчинів, як низька в'язкість та седиментаційна стійкість, є основою для подальшого формування характерис-

тик ремонтного матеріалу, що визначають ефективність ремонтної системи в цілому.

Під час розробки або приготування ін'єкційної суміші для заповнення дефектів певного розміру можливе співставлення отриманої величини в'язкості матеріалу з необхідною (рис. 3), використовуючи запропонований метод безпосередньо на будівельному майданчику з врахуванням характеристик обладнання (робочого тиску).

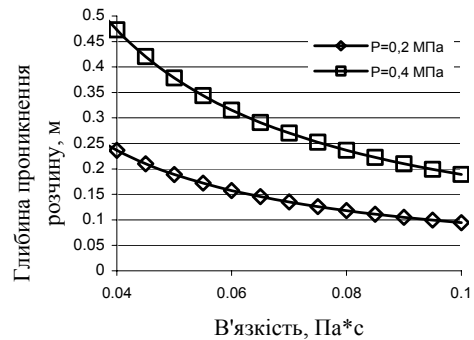


Рис. 3. Проникна здатність ін'єкційного матеріалу в тріщину шириною розкриття 1 мм.

Прийнята попередньо величина в'язкості дозволяє забезпечити достатнє заповнення дефектів, проте, внаслідок можливості прояву седиментаційних процесів у цементних суспензіях (розшарування) при низьких значеннях в'язкості (рис. 4) ефективність ремонту значно знижується.

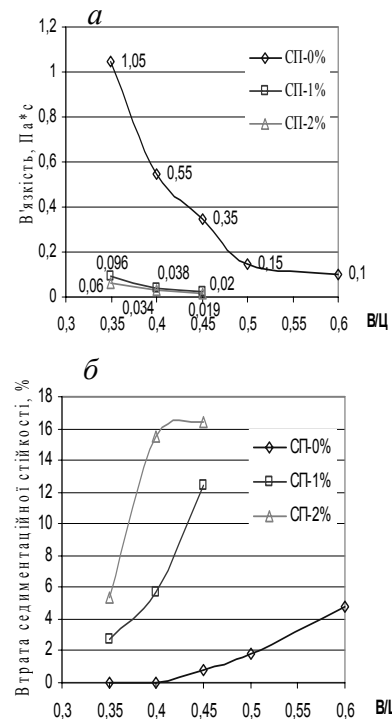


Рис. 4. Залежності в'язкості ін'єкційних сумішей (а) та седиментаційних процесів в них (б) від В/Ц та концентрації суперпластифікатора

Втрата седиментаційної стійкості призводить до появи неоднорідності властивостей матеріалу (різної деформативності та характеристик порової структури та ін.), а також необхідності технологічних перерв для очищення обладнання та трубопроводів від осадів.

Оскільки в'язкість та седиментаційна стійкість є взаємопов'язаними характеристиками ін'єкційної суміші, використання наведених методик дозволяє встановити прийнятне їх співвідношення: отримання суміші з мінімальною в'язкістю у разі забезпечення допустимого рівня седиментації, наприклад, за допомогою введення модифікатора (рис. 5).



Рис. 5. Регулювання співвідношення в'язкості та седиментаційної стійкості сумішей введенням модифікатора – редиспергуючого полімеру

Усадкові деформації

Надійність сумісної роботи системи «ремонтний матеріал – конструкція» і виникаючі внутрішні напруження в значній мірі залежать від величини власних деформацій ремонтного матеріалу. Порушення цілісності системи можливе в двох випадках:

- розтріскування ремонтного шару при досягненні величини розтягуючих напружень межі міцності ремонтного матеріалу на розтяг;
- порушення контакту між шаром ремонтного матеріалу і матеріалом конструкції, при досягненні величини напруження зсуву межі міцності зчеплення шарів (адгезійної міцності).

Оскільки ін'єкційні матеріали, як правило, не містять грубодисперсних компонентів, має місце прояв значних деформацій усадки, які можуть компенсуватись утворенням етрингіту під час застосування розширювальних добавок. Проте, інтенсивність утворення та стійкість етрингіту протягом часу залежить від багатьох факторів і, насамперед, від величини вологовмісту (рис. 6). Навіть при відносно малих вологовтратах (зразки з модулем відкритої поверхні $m = 0,125$) матеріали з компенсованою усадкою можуть виявляти вже певний рівень деформацій, які досягають значної величини для зразків $m = 1,125$ (втрата гідратної води при значних во-

логовтратах) [4]. У той же час, для окремих композицій при незначних вологовтратах спостерігається надмірне розширення, що може призвести до появи значних внутрішніх напружень.

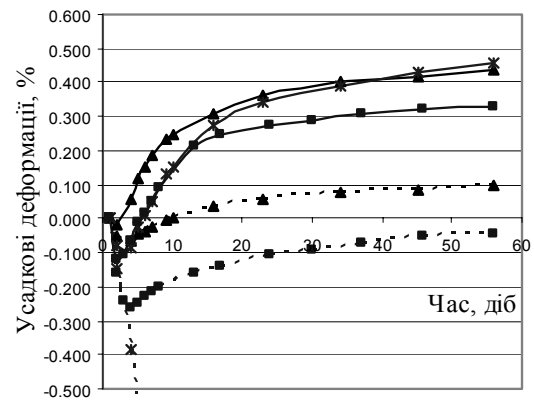


Рис. 6. Усадкові деформації ін'єкційних композицій з компенсованою усадкою: суцільні лінії – зразки $m = 1,125$; пунктирні – $m = 0,125$

Наведена в [5] методика розрахунку, застосована для випадку роботи ремонтного матеріалу в тріщині, дозволяє оцінити величину напружень в матеріалі та в контактній зоні при деформаціях усадки для дефекту (пошкодження) певної геометрії, наприклад, ширини розкриття тріщини (рис. 7). Це дає можливість допустити певні деформації усадки в матеріалі, за яких не відбувається руйнування ремонтної системи.

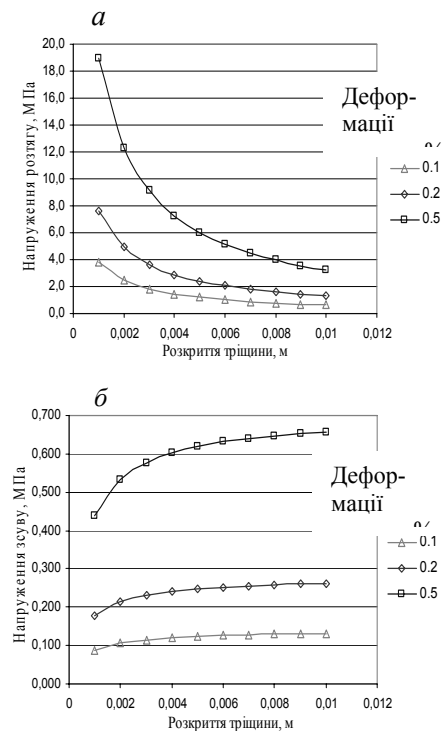


Рис. 7. Залежності величин напружень розтягу (а) та зсуву (б) в ремонтному шарі від величини розкриття тріщини і власних деформацій усадки

Висновки

Наведений комплекс випробувань ін'єкційних композицій на основі цементних в'язучих дозволяє оцінювати вплив властивостей матеріалу на ефективність його роботи як складової ремонтної системи.

Використання такої комплексної методики під час розробки складів композицій та контрольних випробувань для встановлення придатності матеріалів до застосування дає змогу прогнозувати поведінку ремонтного матеріалу з певними властивостями з врахуванням умов середовища та параметрів конструкцій, що дозволить шляхом коригування рецептури чи технологічного процесу досягти прийнятного результату ремонту.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Пшинько А. Н. Инъекционный материал для ремонта железобетонных конструкций транспортных сооружений / А. Н. Пшинько, Н. В. Савицкий, А. Н. Зинкевич // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: Сб. науч. тр., – 2003. – Вып. 23. – Д.: ПГАСиА, – С. 122–125.

2. Пшинько О. М. Застосування ін'єкційних розчинів при підсиленні залізобетонних та кам'яних конструкцій / О. М. Пшинько, М. В. Савицький, А. Н. Зинкевич // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: Сб. науч. тр., – 2004. – Вып. 30. – Д.: ПГАСиА, – С. 197–199.
3. Методология и практика разработки систем для ремонта железобетонных конструкций / А. Н. Пшинько, Н. В. Савицкий, А. Н. Зинкевич, А. Н. Савицкий, В. А. Чернец / Сб. тр. БелГТАСМ. Ч.1., 2002. – Белгород.: – С. 179–184.
4. Вплив вологовтрат ремонтного матеріалу на його деформаційну сумісність з матеріалом конструкції / А. М. Зинкевич, О. М. Пшинько, М. В. Савицький // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: Сб. науч. тр., – 2002. – Вып. 21. – Д.: ПГАСиА, – С. 97–102.
5. Горчаков Г. И. О расчете трещиностойкости фактурного слоя панелей и блоков / Г. И. Горчаков, В. П. Михайловский // Бетон и железобетон. – 1972. №5. – С. 26–27.

Надійшла до редколегії 29.01.07.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ ВАКУУМИРОВАНИЕМ

Розглянуто механізм ущільнення бетонних сумішей вакуумуванням і вібровакуумуванням. Виділено основні фактори, що принципово впливають на цей процес. Дано математичні залежності. Експериментальними дослідженнями підтверджені результати теоретичних розробок.

Рассмотрен механизм уплотнения бетонных смесей вакуумированием и вибровакуумированием. Выделены основные факторы, принципиально влияющие на этот процесс. Даны математические зависимости. Экспериментальными исследованиями подтверждены результаты теоретических разработок.

The mechanism of concrete mix compaction by vacuum compaction and vibro-vacuumizing is considered. The major factors essentially influencing this process are distinguished. The mathematical dependences are given. The theoretical findings are verified by experimental tests.

Постановка проблемы

Удаление излишней воды затворения в процессе вакуумирования (вибровакуумирования) бетонных смесей является сложным гидродинамическим процессом. На практике удаляют эту воду путем создания разности давления при помощи вакуумнасоса между бетонной смесью и ее поверхностью, на которой установлен вакуумщик (или другое вакуумное устройство). За счет вакуумной обработки предоставляется возможность существенно улучшить качество бетона – повысить его плотность, прочность, морозостойкость, водонепроницаемость и др. Результаты дальнейших теоретических исследований по этой проблеме будут способствовать существенному улучшению перечисленных показателей вакуумбетона.

Основной материал

На основании анализа и обобщения литературных данных [1–4] нами установлено, что на процесс вакуумирования бетонных смесей существенное влияние оказывают две принципиальные группы факторов:

- микрофакторы – размер и форма пор в уплотняемой бетонной смеси, толщина двойного электрического слоя на поверхности частиц твердой фазы, явления адсорбции, кальматация пор и т. п.;

- макрофакторы – рабочая поверхность вакуумщика, толщина вакуумируемого изделия (конструкции), разрежение (давление) в вакуумпостели вакуумщика, количество и вязкость воды затворения (жидкой фазы).

Микрофакторы, определяющие структуру уплотненного вакуумбетона, решающим обра-

зом влияют на процесс вакуумирования. В дальнейшем последовательно рассмотрены обе группы факторов.

Несмотря на то, что скорость движения воды к вакуумщику в уплотняемой вакуумированием бетонной смеси незначительна, в движущемся ее потоке возникают сильные возмущения, вызванные чрезвычайно сложной конфигурацией пор. Причиной возмущений так же могут служить резкие повороты в поровых каналах, даже на сравнительно малых отрезках их длины, срывы струи с большого количества выступов частиц твердой фазы и образование местных вихрей, возникновение возмущений в потоке воды при слиянии отдельных струек, которые не всегда имеют одно и то же направление движения и величину скорости, резкое изменение сечения порового канала, т.е. внезапное расширение или сужение его, отсутствие разгонного участка, где профиль скоростей мог бы установиться параболическим, что бывает при строго ламинарном режиме движения. В общем случае длину канала постоянного сечения в уплотняемой бетонной смеси нельзя принять больше диаметра зерен мелкого заполнителя или даже зерен цемента.

Немаловажное влияние на характер движения воды в процессе уплотнения бетонной смеси вакуумированием оказывают мельчайшие частицы – глинистые, пылевидные, илестые, которые, как правило, всегда имеются в зерновом составе заполнителей. Кроме этого сами частицы заполнителей бетона в большинстве случаев покрыты тонкой оболочкой («чехлом», «рубашкой»), состоящей из другого вещества. Такие оболочки образуются вследствие электростатического притяжения этих частиц по-

верхностью заполнителя. Вещество оболочек может состоять из различных минеральных и органических соединений, но в большинстве случаев оболочки состоят из глинистых и железистых частиц, а также частичек кремнезема [4].

Во время движения воды часть указанных оболочек может быть разрушена (сорвана) и образовавшиеся таким образом частицы и имеющиеся в бетонной смеси другие частицы размером меньшим, чем диаметр поры (капилляра) под действием удаляемой воды перемещаются, в результате чего может происходить внутреннее засорение пор (каналов) уплотняемой бетонной смеси или полная их закупорка (происходит кальматация).

Таким образом, по высоте уплотняемого слоя бетонной смеси происходит перераспределение мельчайших частиц. Частицы совсем малых размеров уносятся к вакуумщику и задерживаются фильтром вакуумщика. Некоторые из них проникают и через фильтр. Более крупные частицы распределяются в порах по высоте уплотняемого бетона в зависимости от своих размеров и диаметра пор. Наиболее интенсивный перенос мельчайших частиц происходит в первый момент вакуумирования, когда поры в уплотняемой бетонной смеси имеют относительно большие размеры.

Мелкие частицы под воздействием воды заполняют места между более крупными, еще мельче между предыдущими и т.д. Вода, не задерживаемая фильтром, проникает в вакуумполость вакуумщика, затем – в водосборник. Крупные частицы бетонной смеси под действием вакуума и атмосферного давления сближаются, занимая место удаляемой воды (жидкой фазы). В некоторых случаях, они, попадая в турбулентные потоки последней, которая воздействует на них тангенциальными силами, занимают наиболее устойчивое положение, способствуя, таким образом, получению более плотной структуры бетона.

Существенное влияние на процесс вакуумирования оказывает вовлеченный воздух в бетонную смесь в процессе ее приготовления, а также воздух, растворенный в воде затворения.

Опытами установлено, что растворимость газа в жидкости зависит от давления, под которым он находится над жидкостью. Эта зависимость выражается законом Д. Генри:

$$Q = \alpha \cdot P,$$

где α – коэффициент растворимости газа в жидкости; P – давление над жидкостью.

Известно, что при нормальном давлении в воде находится 3...4 % растворенного воздуха

(от общей массы воды). При понижении давления, согласно закону Д. Генри, воздух из воды затворения будет выделяться в бетонную смесь.

Воздушные пузырьки, которые имеют малые размеры в начале процесса вакуумирования, вместе с извлекаемой водой удаляются из бетонной смеси (при верхнем слое еще не достаточно уплотненном).

В дальнейшем при некотором уплотнении бетонной смеси и падении давления, воздушные пузырьки, увеличиваясь в объеме, уже не могут по капиллярам и порам передвигаться вместе с удаляемой водой, и оказывают сопротивление продвижению последней (равносильно составляющим бетона). Пузырьки в бетоне, увеличиваясь в объеме, являются как бы упругими телами, закупоривающими капилляры и поры. Сближающиеся в процессе вакуумирования составляющие бетона обжимают пузырьки воздуха, при этом увеличение таких пузырьков в объеме замедляется, и при достаточном обжатии приостанавливается. В этом случае может наблюдаться следующее.

При достаточном обжатии пузырька и в результате уноса мельчайшими частицами твердой фазы части воды из его оболочки он разрушится и занимаемый им ранее объем может полностью заполниться частицами цемента и другими мельчайшими частицами – пора ликвидируется; или занимаемый ранее объем пузырьком может частично заполниться твердой фазой и пора на некоторый объем уменьшится, при некоторых условиях образуется шаро- или в большинстве случаев эллипсообразная пора. Как показали наши исследования [5-7], такие поры можно устранить только периодическим вибрированием в процессе вакуумирования.

Касаясь общих закономерностей удаления воды (жидкой фазы) при вакуумировании бетонных смесей (вторая группа факторов) нами отмечено следующее. Объем извлекаемой воды при вакуумировании за малый промежуток времени с единицы вакуумируемой поверхности (площади вакуумщика) прямо пропорционален разрежению в вакуумполости и обратно пропорционален общему сопротивлению уплотняемой бетонной смеси, вязкости воды (жидкой фазы). С учетом обширных результатов исследований по фильтрованию и фильтрации жидкостей в пористых средах [4; 8–10] нами выражено изложенное в общем виде:

$$\frac{dB_{изв}}{dt} = \frac{\Delta P \cdot S}{\mu (R_{б.с.} + R_{б.ш.})}, \quad (1)$$

где $B_{\text{изв}}$ – количество извлеченной воды; S – поверхность вакуумирования; μ – вязкость воды (жидкой фазы); $R_{\text{б.с.}}$ – сопротивление уплотняемой бетонной смеси; $R_{\text{в.щ.}}$ – сопротивление вакуумшита.

Сопротивление уплотняемой бетонной смеси изменяется от нуля вначале вакуумирования до максимального значения в конце процесса.

Так как количество извлеченной воды прямо пропорционально в нашем случае толщине слоя отвакуумированной бетонной смеси, то это можно выразить зависимостью:

$$h_{\text{вак}} = k_0 \frac{B_{\text{изв}}}{S},$$

$h_{\text{вак}}$ – толщина слоя отвакуумированной бетонной смеси; k_0 – коэффициент пропорциональности, который равен:

$$k_0 = \frac{V_{\text{вак}}}{B_{\text{изв}}},$$

$V_{\text{вак}}$ – объем отвакуумированного слоя бетонной смеси.

Сопротивление отвакуумированного слоя бетонной смеси:

$$R_{\text{б.с.}} = r_0 h_{\text{вак}} = k_0 r_0 \frac{B_{\text{изв}}}{S},$$

где r_0 – удельное объемное сопротивление отвакуумированной бетонной смеси (сопротивление оказываемое потоку воды уплотняемой бетонной смесью площадью 1 м^2 и толщиной 1 м).

Подставляя значение $R_{\text{б.с.}}$ в уравнение (1) получим:

$$\frac{dB_{\text{изв}}}{dt} = \frac{\Delta P \cdot S}{\mu \left(k_0 r_0 \frac{B_{\text{изв}}}{S} + R_{\text{в.щ.}} \right)}. \quad (2)$$

При $\Delta P = \text{const}$ все величины в уравнении (2) за исключением $B_{\text{изв}}$ и t имеют постоянные значения. После разделения переменных, интегрирования в пределах от 0 до t и от 0 до $B_{\text{изв}}$ и простейших преобразований получено следующее уравнение вакуумирования бетонной смеси при постоянном разрежении (давлении):

$$B_{\text{изв}}^2 + 2 \frac{R_{\text{в.щ.}} \cdot S}{k_0 r_0} B_{\text{изв}} = 2 \frac{\Delta P \cdot S^2}{\mu k_0 r_0} t. \quad (3)$$

Полученное уравнение (3) значительно упрощается, если принять, что $R_{\text{в.щ.}} = 0$, тогда

$$B_{\text{изв}}^2 = 2 \frac{\Delta P \cdot S^2}{\mu k_0 r_0} t$$

или (4)

$$B_{\text{изв}} = S \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\mu k_0 r_0}} t.$$

Время вакуумной обработки:

$$t = \frac{B_{\text{изв}}^2 \mu k_0 r_0}{2 S^2 \Delta P}. \quad (5)$$

С учетом толщины уплотняемого слоя бетонной смеси (толщины изделия) получено:

$$t = \frac{h_{\text{вак}}^2 \mu r_0}{k_0 \Delta P}. \quad (6)$$

Таким образом, при прочих равных условиях время вакуумной обработки пропорционально квадрату высоты (толщины) изделия.

Полученные теоретические разработки нашли экспериментальное подтверждение.

Для приготовления бетонных смесей применяли следующие материалы:

– шлакопортландцемент М400 (г. Кривой Рог) (ГОСТ 310.1-76);

– зола-унос Приднестровской ГРЭС (ГОСТ 25818-83);

– вода водопроводная (ГОСТ 23732-79).

Состав бетонной смеси приведен в табл. 1. Во всех исследованиях бетонные смеси готовили одинаковой подвижности, характеризующейся осадкой стандартного конуса – ОК = 5...6 см.

Таблица 1

Состав бетонной смеси (кг/м³)

Материалы и плотность бетонной смеси	Единицы измерения	Расход материалов и плотность бетонной смеси
Цемент	кг	350
Зола-унос	кг	927
Вода	л	296
Плотность	кг/м ³	1573

Формовали вакуумированием и вибровакуумированием образцы размером 15x15x7 см (с целью уменьшения влияния масштабного фактора). Предварительное уплотнение бетонной смеси в формах выполняли вибрационным способом в течение 7...10 с. Первую партию образцов подвергали вакуумированию до пре-

крашения удаления избыточной воды затвердения. Величина вакуума составляла 0,7 (полный вакуум принят за единицу). При формировании второй партии образцов во время вакуумирования осуществляли периодическое вибрирование продолжительностью 8...10 с через каждые 1,5...2 мин (осуществляли два приема вибрирования) [5; 7]. Все образцы твердели в нормальных условиях 28 суток. Результаты исследований приведены в табл. 2.

Таблица 2

**Количество извлеченной воды, плотность и прочность бетонов
в зависимости от толщины формируемого образца и способа вакуумирования**

Толщина образца, мм	Продолжительность вакуумирования, мин	Количество извлеченной воды, л/м ³		Плотность, кг/м ³ при вакуумировании		Предел прочности при сжатии, МПа при вакуумировании	
		без периодического вибрирования	с периодическим вибрированием	без периодического вибрирования	с периодическим вибрированием	без периодического вибрирования	с периодическим вибрированием
70	6	85	96	1620	1652	24,8	28,1
100	13	82	93	1610	1643	24,2	27,4
140	22	80	90	1600	1630	24,1	27,3

Как видно из табл. 2, при увеличении толщины образца в 1,5 раза, продолжительность вакуумирования увеличилась более чем в 2 раза, а при увеличении этой толщины в 2 раза продолжительность вакуумирования выросла в 4 раза, что полностью подтвердило теоретические разработки (уравнение 6).

Приведенные экспериментальные данные полностью подтвердили выводы о необходимости применения периодического вибрирования в процессе вакуумирования с целью разрушения образовавшихся пор. Такой прием предоставил возможность существенно увеличить плотность бетона, при этом предел прочности при сжатии повышается на 13...16 % по сравнению с обычным вакуумированием (см. табл. 2).

Выводы

Рассмотрен механизм уплотнения бетонных смесей вакуумированием и вибровакуумированием. Выделены основные факторы, которые принципиально влияют на этот процесс. Даны зависимости количества извлеченной воды, продолжительности вакуумирования (вибровакуумирования) от величины разрежения (давления) в вакуумпости вакуумщика, толщины формируемого изделия, общего сопротивления уплотняемой бетонной смеси. Теоретические разработки нашли экспериментальное подтверждение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ребиндер П. А. Поверхностные явления в дисперсных системах. Физико-химическая механика: Избранные труды. – М.: Наука, 1979. – 384 с.
2. Адамсон А. Физическая химия поверхности. – М.: Мир, 1979. – 568 с.
3. Зимон А. Д. Адгезия пыли и порошков. – М.: Химия, 1976. – 352 с.
4. Жужиков В. А. Фильтрация. Теория и практика разделения суспензий. 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Химия, 1980. – 400 с.
5. Сторожук Н. А. Оптимальное управление процессом вибровакуумной обработки бетонной смеси // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура. - 1980. - №12. – С. 82 - 86.
6. Сторожук Н. А. Свойства вакуумбетона // Строительные материалы и конструкции. – 1990. - №1. – С. 18 - 19.
7. Сторожук Н. А. Бетоны, уплотненные при оптимальном управлении формированием / Н. А. Сторожук, Т. Н. Дехта // Строительство, материаловедение, машиностроение. Сб. научн. тр. – Д.: ПГАСА. – Серия: Стародубовские чтения, 2002. – Вып. 15, ч. 3. – С. 83–86.
8. Толстой Д. М. Скольжение жидкостей и дисперсных систем по твердым поверхностям // Сб. трудов, посвященный памяти акад. Лазарева П. П. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – С. 159–221.
9. Лейбензон Л. С. Движение природных жидкостей и газов в пористой среде. – М-Л.: Гостехиздат, 1947. – 244 с.
10. Аравин В. И. Теория движения жидкостей и газов в недеформируемой пористой среде / В. И. Аравин, С. Н. Нумеров. – М.: Гостехиздат, 1953. – 616 с.

Поступила в редколлегию 22.09.2007.

СТАТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОДОРОЖНОГО МОСТА С ОПЫТНЫМИ ПРОЛЕТНЫМИ СТРОЕНИЯМИ ИЗ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО НАПРЯЖЕННЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ П-ОБРАЗНЫХ БАЛОК ДЛИНОЙ 18 М

Наведено результати випробувань збірної прогонової будови завдовжки 18 м, виготовленої за проектом ВСК 31-81.

Приведены результаты испытаний сборного пролетного строения длиной 18 м, изготовленного по проекту ВСК 31-81.

The article considers the results of testing an 18m-long sectional span structure, manufactured under project ВСК 31-81.

Испытывалось одно из трех одинаковых пролетных строений нового автодорожного моста, рассчитанного под нагрузки А-11 и НК-80 и имеющего габарит 1,0+Г-11,5+1,5 м.

Пролетное строение собрано из 14 предварительно напряженных железобетонных П-образных балок длиной 18 м, шириной 1,0 м и высотой 0,85 м. Балки объединены между собой бетонированием шпоночных пазух и

выпусков арматуры, а также накладной монолитной плитой толщиной 80 мм, поверх которой уложена гидроизоляция и два слоя асфальтобетонного покрытия суммарной толщиной 80 мм. Поперечное сечение пролетного строения приведено на рис. 1, а опалубочные размеры его главных балок – на рис. 2. Балки армированы стержневой арматурой класса А-IIIв, А-IV.

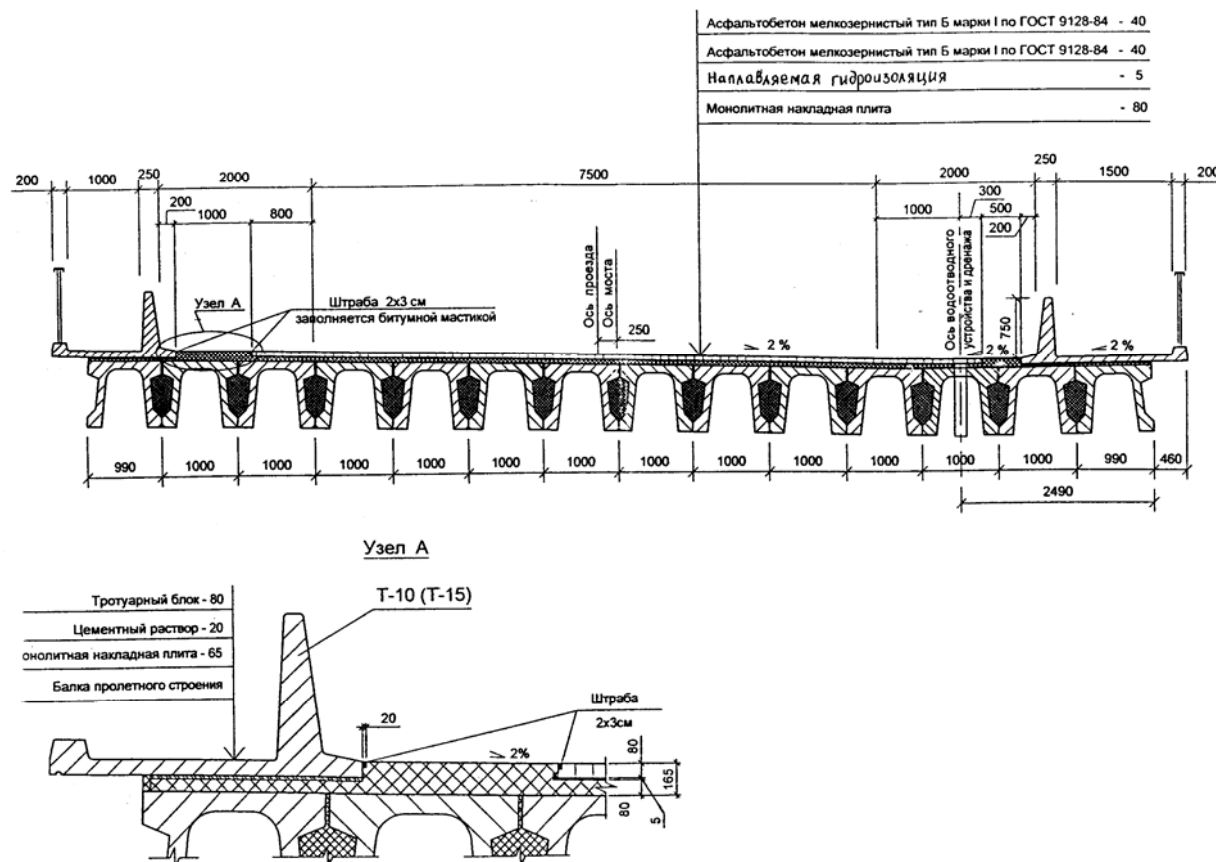


Рис. 1. Поперечное сечение автодорожного пролетного строения (проект ВСК 31-87)

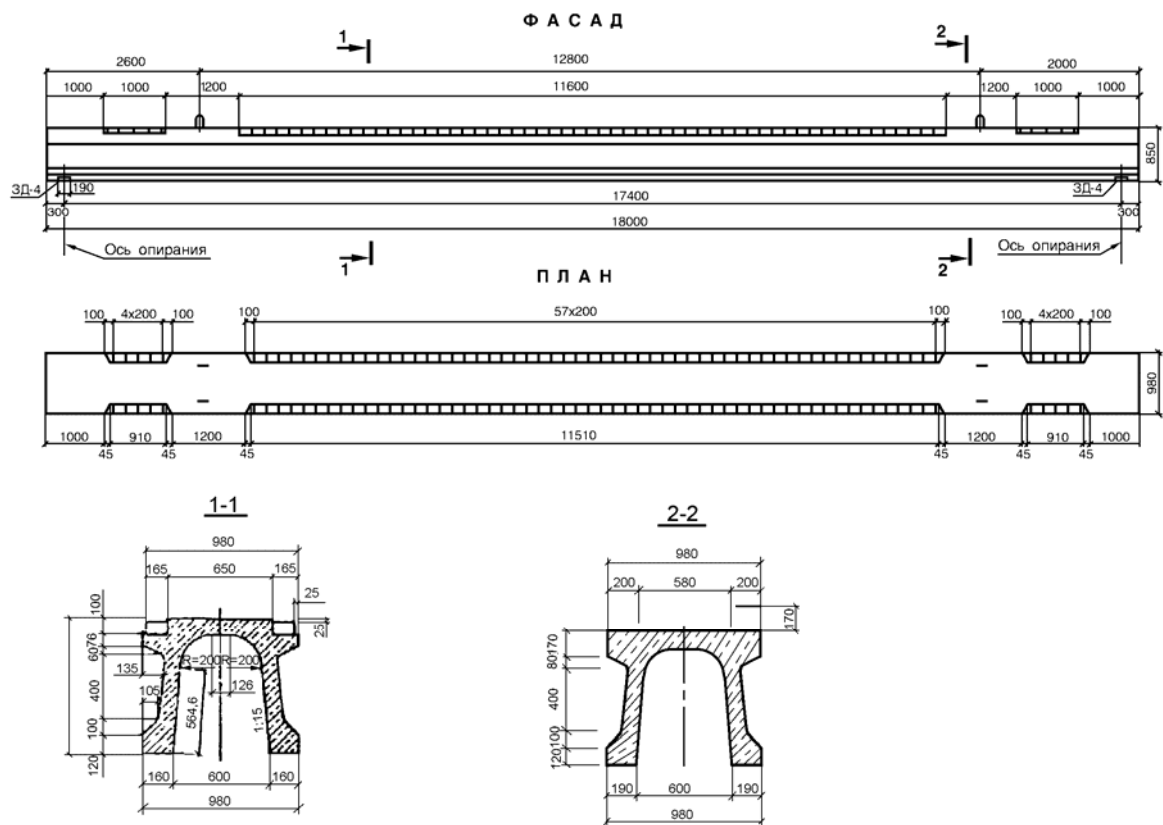


Рис. 2. Опалубочные размеры П-образной балки

Конструкция пролетного строения с П-образными балками разработана для экспериментального строительства институтом УкрГИПРОДОР (проект ВСК 31-87) в качестве альтернативы унифицированным сборным пролетным строениям из пустотелых плит. Отметим, что по весу, расходу предварительно напряженной стержневой арматуры П-образная балка при одинаковом пролете и ширине с пустотелой плитой имеет несколько лучшие показатели. Так, вес и расход преднапряженной арматуры у нее соответственно на 10 и 11% меньше, а расчетная несущая способность по моменту в середине пролета у балки и плиты практически одинаковы.

Приемо-сдаточные испытания моста проводились по заранее разработанной и утвержденной программе, предусматривающей две основные схемы загрузки пролетного строения испытательной нагрузкой, в качестве которой использовались четыре загруженные автомашины КрАЗ массой по 23 т.

Схема № 1. Предусматривала создание максимального изгибающего момента в среднем сечении испытываемого пролетного строения при строго симметричном относительно продольной оси моста размещении нагрузки на проезжей части. Для загрузки по этой схеме требовалось 3 автомашины, которые устанавливались кабинами в одну сторону таким образом, что средняя ось каждого автомобиля нахо-

дится в середине длины пролета, то есть в 9 м от торца пролетного строения. В направлении поперек моста машины устанавливались:

а) первая машина – своей продольной осью по оси моста (5,5 м от правого парапетного ограждения);

б) вторая машина – своей продольной осью на расстоянии 1,83 м от правого парапетного ограждения (3,67 м справа от оси моста);

в) третья машина – своей продольной осью на расстоянии 2,33 м от левого парапетного ограждения (3,67 м слева от оси моста).

Загрузка производилась последовательно. Сначала устанавливалась первая машина и снимались показания приборов, затем вторая и т. д. Разгрузка производилась в обратной последовательности: с пролетного строения съезжала третья машина, затем вторая и, наконец, первая.

При первой основной схеме загрузки в среднем сечении пролетного строения испытательной нагрузкой создавался изгибающий момент, равный 253,12 т·м, что составляет 80,74 % от предельного момента (313,5 т·м), по которому согласно [1] должна подбираться испытательная нагрузка. Напомним, что согласно п. 4.4 и п. 4.5 [1] усилия, возникающие в элементах конструкций моста от испытательной нагрузки, не должны превышать усилий от подвижной временной вертикальной нагрузки, принятой в проекте (при коэффициенте надеж-

ности по нагрузке равном 0,95 и полном динамическом коэффициенте) и не должно быть ниже 65% от этой величины.

Схема № 2. Предусматривала имитацию установки 2-х полос нагрузки А-11 по ремонтному варианту (вплотную к парапетному ограждению), что создавало максимально эксцентричное (относительно продольной оси моста) загрузку пролетного строения.

Для загрузки по этой схеме требовалось 4 автомашины, которые устанавливались на проезжей части двумя колоннами по две машины в каждой. Первая колонна размещалась по ширине автопроезда таким образом, что ее продольная ось отстояла от левого парапетного ограждения на 1,5 м, а ось второй колонны – на расстоянии 4,5 м от него же. Машины, в каждой из колонн, были развернуты кабинами в разные стороны и касались задними торцами кузовов. При этом торцы кузовов находятся над средним поперечным сечением пролетного строения. Как и при загрузке по первой схеме, загрузка производилась поэтапно: сначала устанавливалась первая колонна из двух машин и снимались показания приборов, затем – вторая. Разгрузка производится в обратном порядке. При загрузке по схеме № 2 испытательная нагрузка создавала практически такой же изгибающий момент в среднем сечении для пролетного строения в целом, что и схема № 1. Однако, для отдельно взятых балок он был больше, чем в

схеме № 1. Кроме того, поперечная сила в опорном сечении пролетного строения достигала величины 46 т.с., что так же больше, чем при загрузке по схеме № 1.

Накануне автомашины, участвующие в испытаниях, были загружены и взвешены по осям с точностью до 0,01 тонны.

В процессе испытаний фиксировались вертикальные прогибы всех балок в среднем поперечном сечении испытываемого пролета с точностью до 0,1 мм. Для этого снизу по всей ширине пролетного строения с шагом 1 м были установлены 15 механических прогибомеров с проволоочной связью, что дало возможность регистрировать вертикальные перемещения по краям каждого из 14-ти П-образных блоков (балок), образующих сечение. Для повышения достоверности результатов испытаний каждая из основных схем загрузки пролетного строения испытательной нагрузкой повторялась дважды. Учитывая то, что загрузка и разгрузка пролетного строения проводились поэтапно оказалось, что в процессе испытаний были получены данные по 14-ти установкам автомашин (включая и их отсутствие на пролетном строении).

В табл. 1 приведены вертикальные перемещения балок по всей ширине среднего поперечного сечения пролетного строения, зафиксированные с помощью прогибомеров в процессе проведения статических испытаний.

Таблица 1

Вертикальные перемещения среднего поперечного сечения пролетного строения при статических испытаниях

Схема	№ установки	К-во машин	Прогибы, см (по прогибомерам)						
			П1	П2	П3	П4	П5	П6	П7
1	1	1	0,006	0,02	0,037	0,07	0,108	0,15	0,232
	2	2	0,088	0,16	0,234	0,30	0,327	0,36	0,353
	3	3	0,088	0,15	0,244	0,34	0,348	0,39	0,415
	4	2	0,086	0,17	0,246	0,34	0,345	0,36	0,373
	5	1	-0,002	0,02	0,057	0,11	0,126	0,19	0,247
	6	0	0,003	0	0,011	0,02	0,003	0,03	0,016
1а	7	3	0,095	0,16	0,221	0,31	0,332	0,36	0,406
	8	0	0,001	0	0	0,01	0	0,01	-0,001
2	9	2	0,310	0,39	0,411	0,41	0,332	0,22	0,173
	10	4	0,385	0,48	0,576	0,64	0,659	0,64	0,557
	11	2	0,384	0,43	0,457	0,45	0,385	0,27	0,197
	12	0	0,042	0,03	0,033	0,04	0,023	0,02	0,004
2а	13	4	0,373	0,5	0,577	0,63	0,643	0,59	0,538
	14	0	-0,002	0	0,003	-0,01	0,014	0	0,003

Схе- ма	№ уста- новки	К-во машин	Прогибы, см (по прогибомерам)							
			П8	П9	П10	П11	П12	П13	П14	П15
1	1	1	0,25	0,23	0,19	0,121	0,08	0,04	0,02	0,004
	2	2	0,34	0,278	0,21	0,137	0,08	0,038	0,01	-0,008
	3	3	0,42	0,411	0,4	0,364	0,32	0,261	0,22	0,165
	4	2	0,35	0,298	0,22	0,154	0,09	0,051	0,01	0,002
	5	1	0,28	0,249	0,19	0,135	0,08	0,049	0,02	0
	6	0	0,02	0,014	0,01	0,01	0	0,01	0,01	0,005
1a	7	3	0,41	0,406	0,4	0,366	0,33	0,254	0,21	0,159
	8	0	0	0	0,01	0,005	0,01	0,005	0	0,005
2	9	2	0,09	0,053	0,02	0,004	0	-0,011	-0,01	-0,005
	10	4	0,44	0,307	0,2	0,108	0,05	0,003	-0,02	-0,03
	11	2	0,11	0,066	0,02	0,004	-0,01	-0,015	-0,02	-0,019
	12	0	0	-0,007	-0,02	-0,009	0	-0,009	0	-0,003
2a	13	4	0,41	0,292	0,2	0,105	0,04	0,01	-0,02	-0,023
	14	0	0	0,002	0	0	-0,01	-0,002	0	-0,001

Наблюдавшиеся при испытаниях прогибы и деформации поперечного сечения в середине длины пролета приведены в виде эпюр на рис. 3 и рис. 4.

Максимальные прогибы балок пролетного строения были зафиксированы:

а) при первой основной схеме загрузки (установка № 3) - 0,42 см (см. табл. 1, показания прогибомера П8) в средних балках Б7 и Б8;

б) при второй основной схеме загрузки (установка № 10) - 0,66 см для смежных ребер балок Б4 и Б5.

Величина остаточного прогиба вышеперечисленных балок оказалась:

а) после загрузки и разгрузки по первой основной схеме - 0,02 см;

б) после загрузки и разгрузки по второй основной схеме - 0,023 см.

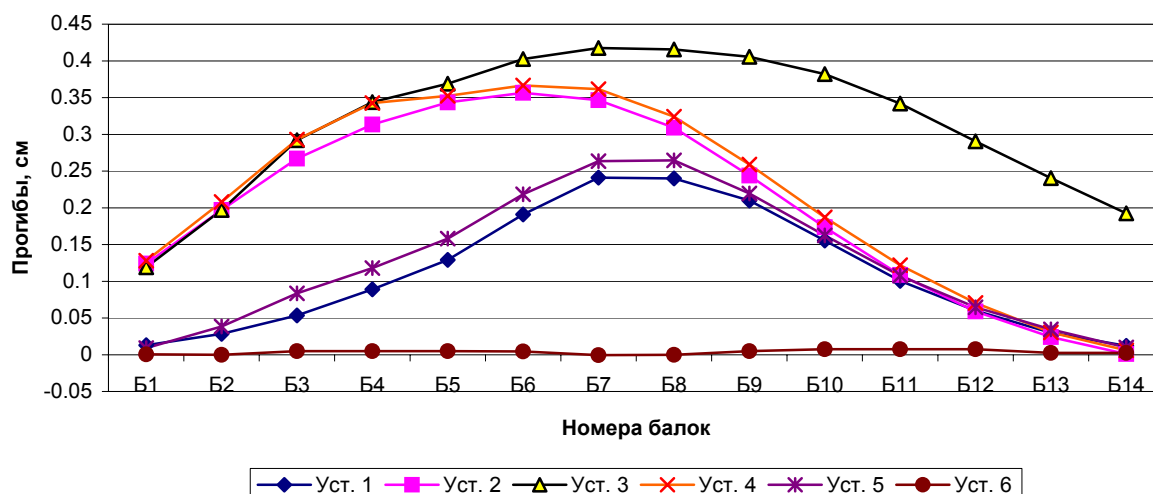


Рис. 3. Эпюра вертикальных прогибов балок в среднем поперечном сечении пролетного строения при различных установках испытательной нагрузки по первой основной схеме загрузки

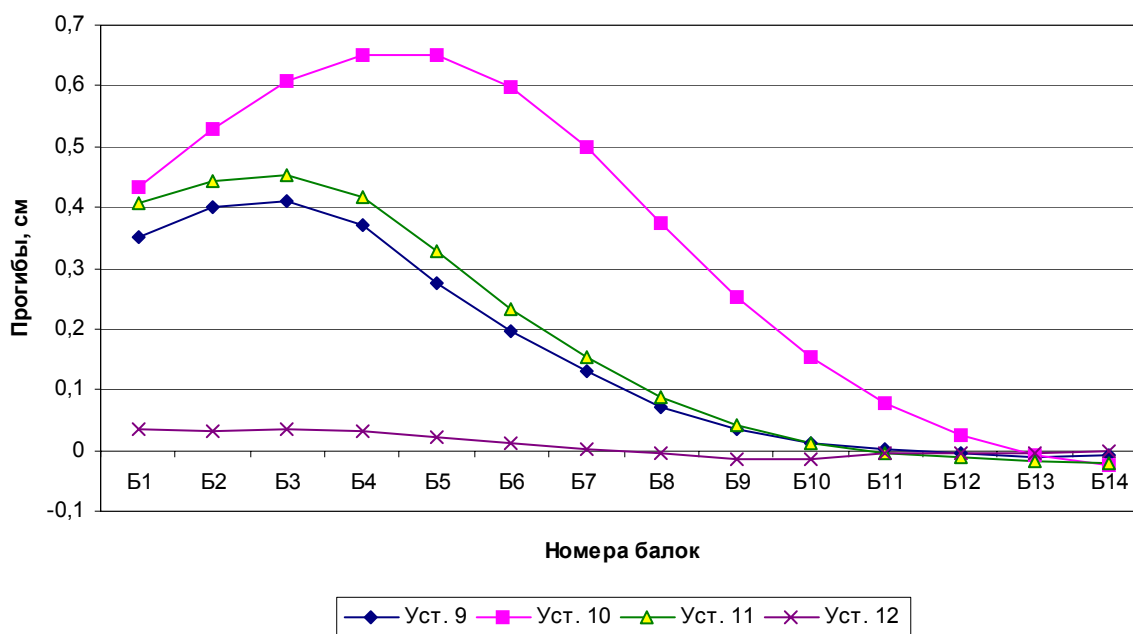


Рис. 4. Эпюра вертикальных прогибов балок в среднем поперечном сечении пролетного строения при различных установках испытательной нагрузки по второй основной схеме нагружения

Таким образом, величина максимального упругого прогиба в среднем сечении пролетного строения от испытательной нагрузки не превышала $(0,66 - 0,02)/17,4 \times 10^2 = 1/2719$ длины пролета, что значительно меньше нормируемой [2] величины $(1/400 L$, где L – расчетный пролет). Это означает, что фактическая жесткость пролетного строения отвечает требованиям современных норм.

Среднеарифметическое значение полных и остаточных прогибов по всем 14 балкам испытываемого пролетного строения оказались соответственно равными: 0,315 см и 0,011 см (схема № 1); 0,344 см и 0,0089 см (схема № 2). При этом значения конструктивного коэффициента K составили: $K_1 = 0,571$ (схема № 1) и $K_2 = 0,585$ (схема № 2).

По данным многочисленных статических испытаний коэффициент K для пролетных строений, в которых расчетами не учитывается совместная работа главных балок с элементами проезжей части и дорожной одежды, – как правило находится в интервале 0,5...0,7. Таким образом, полученные при настоящих испытаниях значения коэффициента K как раз и попадают в указанный диапазон, то есть по этому показателю работа пролетного строения под нагрузкой отвечает норме.

В качестве еще одного из основных критериев оценки моста по результатам статических испытаний служит соотношение измеренных упругих и остаточных прогибов, выражаемое показа-

телем работы конструкции α . В нашем случае $\alpha_1 = 0,036$ (схема № 1), $\alpha_2 = 0,027$ (схема № 2).

Известно, что показатели работы конструкции α для металлических и железобетонных мостов, законченных строительством, могут достигать значений $-0,15$, а для тех же мостов, находящихся в эксплуатации, значений $-0,05$. В нашем случае показатели работы конструкции больше отвечают работе мостов, длительное время находящихся в эксплуатации, хотя они были получены во время приемо-сдаточных испытаний. Таким образом, остаточные прогибы оказались весьма незначительными.

Фактические коэффициенты поперечной установки для балок испытываемого пролетного строения от одной полосы нагрузки (машины или колонны из двух машин), установленной в том или ином конкретном месте в пределах ширины ездового полотна, определялись по формуле

$$\eta_i = \frac{f_i}{\sum_{i=1}^n f_i},$$

где η_i – фактический коэффициент поперечной установки для i -й балки; f_i – величина упругого прогиба i -той балки; $n = 14$ – число балок.

При проведении статических испытаний нагрузка устанавливалась по ширине ездового полотна в пяти различных местах, а именно:

1) – по оси пролетного строения (уст. № 1, уст. № 5);

2) – в 3,67 м слева от оси пролетного строения (уст. № 2, уст. № 4);

3) – в 3,67 м справа от оси пролетного строения (уст. № 3, уст. № 7);

4) – в 4,5 м слева от оси пролетного строения (уст. № 9, уст. № 11);

5) – в 1,5 м слева от оси пролетного строения (уст. № 10, уст. № 13).

Из всего массива данных, полученных при испытаниях, можно определить фактические

коэффициенты поперечной установки для каждой из 14-ти балок входящих в состав поперечного сечения пролетного строения от одной полосы нагрузки, находящейся в любом из пяти вышеперечисленных мест.

В табл. 2 помещены значения фактических коэффициентов поперечной установки для балок испытываемого пролетного строения, а на рис. 5 для наглядности те же значения представлены в виде графиков.

Таблица 2

Коэффициенты поперечной установки для балок пролетного строения при различных по ширине проезжей части положениях нагрузки

Расстояние от оси пролетного строения до оси нагрузки	Коэффициенты поперечной установки для балок						
	Б1	Б2	Б3	Б4	Б5	Б6	Б7
0,0 м	0,0067	0,0212	0,0403	0,0619	0,0865	0,1244	0,1552
3,67 м (слева)	0,0880	0,1294	0,1619	0,1718	0,1565	0,1199	0,0779
3,67 м (справа)	–0,0049	–0,0040	0,0077	0,0104	0,0143	0,0282	0,0436
4,5 м (слева)	0,1555	0,1754	0,1787	0,1634	0,1255	0,0901	0,0610
1,5 м (слева)	0,0215	0,0431	0,0719	0,1045	0,1426	0,1575	0,1463

Окончание табл. 2

Расстояние от оси пролетного строения до оси нагрузки	Коэффициенты поперечной установки для балок						
	Б8	Б9	Б10	Б11	Б12	Б13	Б14
0,0 м	0,1551	0,1307	0,0957	0,0618	0,0361	0,0191	0,0061
3,67 м (слева)	0,0492	0,0281	0,0163	0,0086	0,0019	–0,0038	–0,0057
3,67 м (справа)	0,0682	0,1063	0,1394	0,1567	0,1560	0,1475	0,1307
4,5 м (слева)	0,0350	0,0199	0,0082	0,0008	–0,0029	–0,0051	–0,0054
1,5 м (слева)	0,1208	0,0879	0,0585	0,0328	0,0147	0,0024	–0,0046

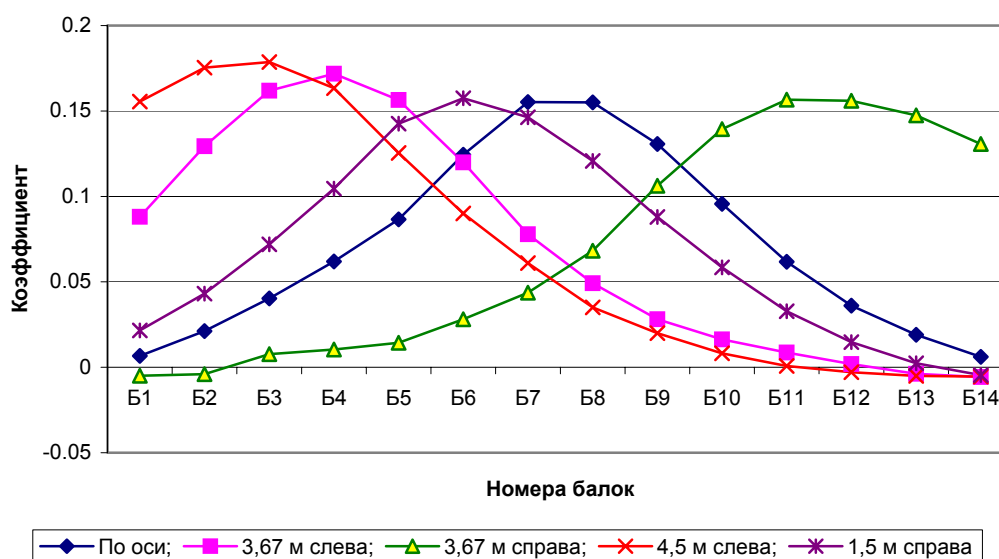


Рис. 5. Коэффициенты поперечной установки для балок пролетного строения при различных положениях нагрузки

Зная фактические коэффициенты поперечной установки, можно определить усилия (изгибающие моменты), возникающие в балках от загрузений пролетного строения расчетными нагрузками А-11 и НК-80. Соответствующие вычисления были проделаны и оказалось, что максимальный изгибающий момент от воздействия временной нагрузки величиной 55,37 т·м, возникает в балке Б6 и вызывается одиночной колесной нагрузкой НК-80. Несколько меньший момент (50,83 т·м) вызывают в балке Б4 две полосы нагрузки А-11, установленной у края ездового полотна (ремонтный вариант).

Из расчетных листов проекта ВСК 31-87 следует, что П-образная балка длиной 18 м армированная стержневой напряженной арматурой класса А-IIIв, А-IV рассчитана на восприятие предельного изгибающего момента в середине пролета величиной $M_{\text{пред}} = 128,64$ т·м. Момент создаваемый расчетной постоянной нагрузкой составил $M_{\text{пост}} = 57,49$ т·м.

Разница между этими двумя моментами и является той величиной, которая допускается от воздействия расчетных временных подвижных нагрузок

$$M_{\text{доп}} = M_{\text{пред}} - M_{\text{пост}} = 71,15 \text{ т·м} > 55,37 \text{ т·м}$$

Таким образом, испытанное пролетное строение имеет фактическую грузоподъемность (по изгибающему моменту в середине пролета) больше проектной.

Фактическая грузоподъемность пролетного строения (по моменту) соответствует нагрузкам А-15 и НК-100.

Подводя итог, особо отметим тот факт, что пролетное строение, подвергнутое статическим испытаниям, работало в упругой стадии. Каких-либо изменений (трещин, сколов) в состоянии конструкций моста до и после окончания испытаний не обнаружено.

Проведенные расчеты, опирающиеся на результаты испытаний, указывают на наличие резерва грузоподъемности у пролетных строений моста по сравнению с проектом.

Все это дает основание рекомендовать пролетные строения из П-образных балок длиной 18 м (проект ВСК 31-87) к широкому применению.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ДБН В. 2.3-6-2002. Мосты и трубы. Обследование и испытание / Госстрой Украины. – К. 2002. – 26 с.
2. СНиП 2.05.03-84*. Мосты и трубы / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП. 2001. – 214 с.

Поступила в редколлегию 31.05.06.

А. П. ФИЛИМОНОВ (Украинская государственная академия
железнодорожного транспорта)

ВЫВОД МАТРИЦЫ ЖЕСТКОСТИ КОНЕЧНОГО ЭЛЕМЕНТА СТАЛЕБЕТОННОЙ ПЛИТЫ

Розглядається бетонна плита з зовнішнім листовим армуванням. До даної плити застосовано передумови теорії «тонких плит». Показано порядок виводу та коефіцієнти матриці жорсткості для прямокутного скінченного елемента сталобетонної плити, що розглядається. Кожен вузол має три степені вільності. Для апроксимації переміщень точок плити в серединній поверхні прийнято поліном четвертого степеня з двома перемінними.

Рассматривается бетонная плита с внешним листовым армированием. К данной плите применимы предпосылки теории «тонких плит». Приводится порядок вывода и коэффициенты матрицы жесткости для прямоугольного конечного элемента рассматриваемой сталобетонной плиты. В каждом узле имеется по три степени свободы. Для аппроксимации перемещений точек плиты в срединной поверхности принят полином 4-й степени с двумя переменными.

The concrete plate with external sheet reinforcing is considered. To the given plate preconditions of the theory of «thin plates» are applied. The order of a conclusion and factors of a matrix of rigidity for a rectangular final element of a considered steel-concrete plate is resulted. In each unit is present on three degrees of freedom. The polynomial of 4-th degree with two variables for approximation of movings of points of a plate in a medial surface is accepted.

В настоящее время разработано множество моделей конструкций, учитывающих нелинейность деформирования материалов и особенности, связанные с образованием трещин в бетоне. Отмечая большие достоинства наиболее совершенного метода Н. И. Карпенко [1], следует все же указать, что в нем нет отражения особенностей деформирования бетона в условиях двухосного напряженного состояния. Допущением также является то, что на всех стадиях работы с трещинами принимается прямоугольная эпюра в сжатой зоне бетона и не учитывается работа растянутого бетона над трещиной. Кроме того, жесткости элементов при переходе от одной стадии в другую (от одной схемы трещин к другой) претерпевают дискретные изменения, что усложняет алгоритм решения и неблагоприятно сказывается на сходимости процесса последовательных приближений.

Целью настоящего исследования является разработка конечного элемента прямоугольной формы для сталобетонной плиты, свободного от отмеченных недостатков.

Рассматривается бетонная плита с внешним листовым армированием. Для данной плиты будем считать справедливыми предпосылки теории «тонких плит», которые формулируются следующим образом: напряжения σ_z , τ_{xz} , τ_{yz} пренебрежимо малы по сравнению с основными напряжениями σ_x , σ_y , τ_{xy} ; прогибы малы в сравнении с толщиной плиты; переме-

щения в направлении оси z постоянны по толщине плиты и равны прогибам срединной поверхности, которая не испытывает деформаций в своей плоскости.

Функционал полной потенциальной энергии системы является основой для решения поставленной задачи. Имея дифференциальные операторы, связывающие перемещения с напряжениями и деформациями, построим функционал полной потенциальной энергии

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_A (M_x \cdot K_x + M_y \cdot K_y + 2M_{xy} \cdot K_{xy}) dA - \int_A p \cdot w dA, \quad (1)$$

где M_x , M_y , M_{xy} – изгибающие и крутящий моменты; K_x , K_y , K_{xy} – кривизны срединной поверхности; p – функция внешней нагрузки; w – функция прогибов по области срединной поверхности плиты; dA – бесконечно малый элемент срединной поверхности.

Уравнения изгиба сталобетонного малого элемента (рис. 1) в системе координат x , y имеют вид [2]

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ 2K_{xy} \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

где

$$D_{11} = D_1 \cdot \sin^2 \alpha + D_2 \cdot \cos^2 \alpha;$$

$$D_{22} = D_1 \cdot \cos^2 \alpha + D_2 \cdot \sin^2 \alpha;$$

$$D_{13} = (D_1 - D_2) \cdot \cos \alpha \cdot \sin \frac{\alpha}{2};$$

$$D_{33} = (D_1 + D_2 - 2D_\mu) / 4;$$

$$D_{13} = D_{31} = D_{23} = D_{32}; \quad D_{12} = D_{21} = D_\mu;$$

$$D_i = \frac{\bar{x}_i^3 E_b}{3(1 - \nu_b^2)} + \frac{\bar{x}_{ti}^3 E_{bt}}{3(1 - \nu_{bt}^2)} + \frac{E_s \cdot A_s (h_0 - x_i)^2 \lambda_i}{1 - \nu_s^2};$$

$$D_\mu = \frac{1}{2} (D_{\mu 1} + D_{\mu 2});$$

$$D_{\mu i} = \frac{\nu_b \cdot \bar{x}_i^2 \cdot \bar{x}_j \cdot E_b}{3(1 - \nu_b^2)} + \frac{\nu_{bt} \cdot \bar{x}_{ti}^2 \cdot \bar{x}_{tj} \cdot E_{bt}}{3(1 - \nu_{bt}^2)} + \frac{\nu_s \cdot E_s \cdot A_s \cdot (h_0 - x_i) \cdot (h_0 - x_j) \cdot \lambda_j}{1 - \nu_s^2};$$

$$i = 1, 2; \quad j = 2, 1;$$

$E_b (E_{bt}), \nu_b (\nu_{bt})$ – соответственно модуль упругости и коэффициент поперечных деформаций приведенной среды при сжатии (растяжении); E_s, A_s – соответственно модуль упругости и коэффициент поперечных деформаций стального листа; λ_i – учет влияния податливости контакта стального листа с бетоном (податливость связей сдвига); $\bar{x}, \bar{x}_i$ – соответственно высоты сжатой и растянутой зон; h_0 – рабочая высота сечения.

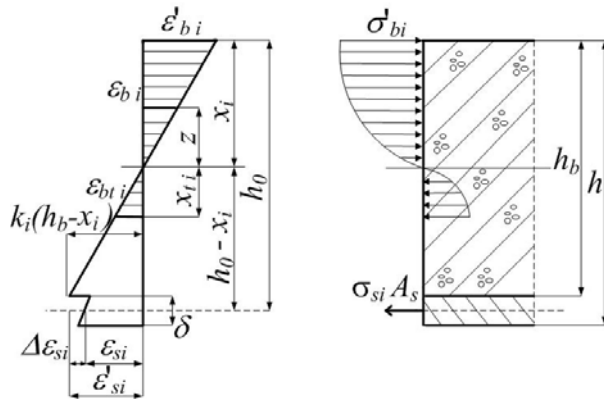


Рис. 1. Напряжения и деформации в сечении сталебетонного элемента

Уравнения изгиба (2) по внешнему виду совпадают с уравнениями изгиба тонких анизотропных железобетонных пластин, но отличаются от этих соотношений побочными коэффициентами. Работа стального листа за пределом упругости учитывается методом предельных параметров. При этом связь между интенсивностью напряжений и деформаций принимается по диаграмме одноосного растяжения стали.

Кривизны срединной поверхности в соответствии с линейной теорией упругости имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} K_x &= -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ K_y &= -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ K_{xy} &= -\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $w(x, y)$ – функция прогибов точек плиты в ортогональной системе координат x, y .

При расчете сталебетонной плиты, для описания работы бетона, использованы диаграммы деформирования материалов для различных видов напряженного состояния, учтена работа бетона с трещинами в растянутой зоне бетона, а также податливость связей сдвига на границе контакта бетона и стального листа. Для каждого конкретного вида напряженного состояния экспериментальные диаграммы деформирования бетона аппроксимируются аналитической зависимостью в виде полинома 4-й степени ($k = 4$):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{bi} &= \sum_{k=1}^{k=n} A_{ik} \cdot \varepsilon_{bi}^k \\ \sigma_{bti} &= \sum_{k=1}^{k=n} A_{tik} \cdot \varepsilon_{bti}^k \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $i = 1, 2$; $\sigma_{bi}, (\sigma_{bti}), \varepsilon_{bi} (\varepsilon_{bti})$ – напряжения и деформации в i -м направлении при сжатии (растяжении) соответственно; A_{ik} – коэффициенты, определяемые из условия минимума квадратичных отклонений экспериментально полученных значений напряжений и вычисленные по формулам (4).

Для дальнейшего рассмотрения примем конечный элемент прямоугольной формы с двенадцатью степенями свободы (рис. 2).

Коэффициенты матрицы жесткости конечного элемента сталебетонной плиты можно получить на основании выражения (1).

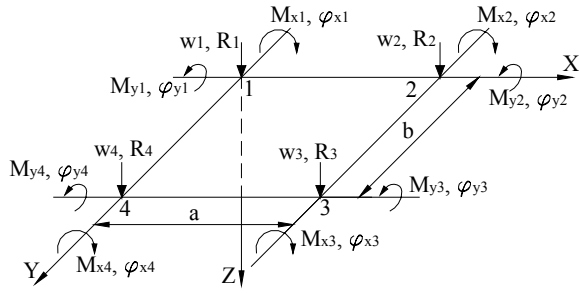


Рис. 2. Прямоугольный конечный элемент с двенадцатью степенями свободы

В построении матрицы жесткости важен выбор функции аппроксимирующей перемещения по области конечного элемента.

В каждом узле прямоугольного конечного элемента примем по три степени свободы (см. рис. 2): w_i – линейное перемещение по оси z , φ_{xi} ($\varphi_x = \partial w / \partial x$), φ_{yi} ($\varphi_y = \partial w / \partial y$) – угловые перемещения относительно координатных осей x , y . Узловым перемещениям соответствуют реакции в дополнительных связях, т. е. сосредоточенная сила R_i и сосредоточенные моменты M_{xi} и M_{yi} .

Учитывая вид функционала полной потенциальной энергии (1), куда входят две производные прогиба, приходим к выводу, что степень аппроксимирующего полинома должна быть не меньше второй. Тем не менее, для согласования полинома со всеми двенадцатью степенями свободы прямоугольного конечного элемента заключаем что, для аппроксимации перемещений в срединной поверхности плиты необходимо принять неполный полином четвертой степени от двух переменных [3]:

$$w(x, y) = c_1 + c_2 \cdot x + c_3 \cdot y + c_4 \cdot x^2 + c_5 \cdot y^2 + c_6 \cdot xy + c_7 \cdot x^2y + c_8 \cdot y^2x + c_9 \cdot x^3 + c_{10} \cdot y^3 + c_{11} \cdot x^3y + c_{12} \cdot y^3x, \quad (5)$$

где $c_1 \dots c_{12}$ – постоянные коэффициенты.

Принятая аппроксимация перемещений удовлетворяет наложенным условиям и дифференциальному уравнению изгибаемой пластины.

Далее, устанавливаем связь между постоянными коэффициентами полинома и перемещениями узлов конечного элемента. Для этого формируем систему алгебраических уравнений относительно постоянных коэффициентов c_i , подставляя координаты узлов в функции перемещений. В результате получаем систему из 12-и линейных уравнений относительно постоянных коэффициентов, которая в матричной форме запишется следующим образом:

$$\{q\} = [N] \cdot \{c\}, \quad (6)$$

где $\{q\}$ – вектор узловых перемещений

$$q_i (i = 1, 2 \dots 12);$$

$[N]$ – матрица коэффициентов при неизвестных c_i ; $\{c\}$ – вектор постоянных коэффициентов c_i .

В результате решения системы определяем постоянные коэффициенты функции перемещений

$$\{c\} = [N]^{-1} \cdot \{q\}. \quad (7)$$

Решение в виде (7) получить довольно сложно ввиду высокого порядка системы (6). Поэтому поступим следующим образом. Аппроксимирующий полином представим в виде суммы произведений координатных функций на степени свободы конечного элемента:

$$w(x, y) = \sum_{i=1}^{12} f_i \cdot q_i, \quad (8)$$

где f_i – координатные функции, распределение перемещений, соответствующие q_i -й степени свободы.

Представим полином (5) в следующем виде:

$$w(x, y) = \{1xyx^2y^2xyx^2yxy^2x^3y^3x^3yxy^3\} \begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ \dots \\ c_{12} \end{Bmatrix}, \quad (9)$$

или $w(x, y) = \{A\} \cdot \{c\}$, с учетом (7)

$$w(x, y) = \{A\} \cdot [C]^{-1} \cdot \{q\}. \quad (10)$$

Из сопоставления выражений (8) и (10) приходим к выводу, что перемножение матрицы-строки $\{A\}$ на обратную матрицу $[C]^{-1}$ дает в результате матрицу-строку из двенадцати координатных функций f_i .

Далее, определяем коэффициенты матрицы жесткости конечного элемента сталебетонной плиты

$$n_{ij} = \int_0^a \int_0^b \{\varepsilon\}_i^T \{\sigma\}_j dx dy, \quad (11)$$

где $\{\varepsilon\}_i^T$ – транспонированная матрица деформаций по области конечного элемента от перемещения $q_i = 1$; $\{\sigma\}_j$ – матрица напряжений по области конечного элемента от перемещения $q_j = 1$.

Далее в результате вычислений по формуле (11) получим матрицу жесткости конечного элемента сталебетонной плиты:

$$\{n\} = \left\{ \begin{array}{cccccccccccc} n_{11} & n_{12} & n_{13} & n_{14} & n_{15} & n_{16} & n_{17} & n_{18} & n_{19} & n_{1-10} & n_{1-11} & n_{1-12} \\ & n_{22} & n_{23} & n_{24} & n_{25} & n_{26} & n_{27} & n_{28} & n_{29} & n_{2-10} & n_{2-11} & n_{2-12} \\ & & n_{33} & n_{34} & n_{35} & n_{36} & n_{37} & n_{38} & n_{39} & n_{3-10} & n_{3-11} & n_{3-12} \\ & & & n_{44} & n_{45} & n_{46} & n_{47} & n_{48} & n_{49} & n_{4-10} & n_{4-11} & n_{4-12} \\ & & & & n_{55} & n_{56} & n_{57} & n_{58} & n_{59} & n_{5-10} & n_{5-11} & n_{5-12} \\ & & & & & n_{66} & n_{67} & n_{68} & n_{69} & n_{6-10} & n_{6-11} & n_{6-12} \\ & & & & & & n_{77} & n_{78} & n_{79} & n_{7-10} & n_{7-11} & n_{7-12} \\ & & & & & & & \text{Симметрично} & & n_{88} & n_{89} & n_{8-10} & n_{8-11} & n_{8-12} \\ & & & & & & & & & n_{99} & n_{9-10} & n_{9-11} & n_{9-12} \\ & & & & & & & & & & n_{10-10} & n_{10-11} & n_{10-12} \\ & & & & & & & & & & & n_{11-11} & n_{11-12} \\ & & & & & & & & & & & & n_{12-12} \end{array} \right\}$$

где

$$n_{11} = \frac{1}{ab} \left[4 \left(m^2 \cdot D_{11} + \frac{D_{22}}{m^2} \right) + \frac{7}{5} D_{33} + D_{12} + D_{21} \right];$$

$$n_{11} = n_{44} = n_{77} = n_{10-10};$$

$$n_{12} = \frac{1}{a} \left[2mD_{11} + \frac{1}{m} \left(D_{21} + \frac{D_{33}}{10} \right) + \frac{1}{2} (D_{13} - D_{31}) \right];$$

$$n_{12} = -n_{78};$$

$$n_{13} = \frac{1}{a} \left[\frac{2}{m^2} D_{22} + \frac{1}{10} D_{33} + D_{12} + \frac{1}{2m} (D_{23} - D_{32}) \right];$$

$$n_{13} = -n_{79};$$

$$n_{14} = -\frac{1}{ab} \left[2(2m^2 D_{11} - \frac{D_{22}}{m^2}) + \frac{7}{5} D_{33} + D_{12} + D_{21} \right];$$

$$n_{14} = n_{7-10};$$

$$n_{15} = \frac{1}{a} \left[2m \cdot D_{11} + \frac{1}{10m} D_{33} + \frac{1}{2} (D_{31} - D_{13}) \right];$$

$$n_{15} = -n_{24} = -n_{7-11} = n_{8-10};$$

$$n_{16} = -\frac{1}{a} \left[-\frac{1}{m^2} D_{22} + \frac{1}{10} D_{33} + D_{12} + \frac{1}{2m} (D_{23} + D_{32}) \right]; \quad n_{16} = -n_{7-12};$$

$$n_{17} = \frac{1}{ab} \left[-2 \left(m^2 D_{11} + \frac{1}{m^2} D_{22} \right) + \frac{7}{5} D_{33} + D_{12} + D_{21} \right]; \quad n_{17} = n_{4-10};$$

$$n_{18} = \frac{1}{a} \left[m \cdot D_{11} - \frac{1}{10m} D_{33} + \frac{1}{2} (D_{13} + D_{31}) \right];$$

$$n_{18} = -n_{27};$$

$$n_{19} = \frac{1}{a} \left[\frac{1}{m^2} D_{22} - \frac{1}{10} D_{33} + \frac{1}{2m} (D_{23} + D_{32}) \right];$$

$$n_{19} = -n_{37};$$

$$n_{1-10} = -\frac{1}{ab} \left[-2 \left(m^2 D_{11} - \frac{2}{m^2} D_{22} \right) + \frac{7}{5} D_{33} + D_{12} + D_{21} \right]; \quad n_{1-10} = n_{47};$$

$$n_{1-11} = -\frac{1}{a} \left[-mD_{11} + \frac{1}{m} \left(D_{21} + \frac{1}{10} D_{33} \right) + \frac{1}{2} (D_{13} + D_{31}) \right];$$

$$n_{1-12} = \frac{1}{a} \left[\frac{2}{m^2} D_{22} + \frac{1}{10} D_{33} + \frac{1}{2m} (D_{32} - D_{23}) \right];$$

$$n_{1-12} = -n_{3-10};$$

$$n_{22} = \frac{4}{3} m \cdot D_{11} + \frac{2}{15m} D_{33} + \frac{1}{4} (D_{13} + D_{31}); \quad n_{22} = n_{88};$$

$$n_{23} = \frac{1}{12} \left(m \cdot D_{13} + \frac{1}{m} D_{32} \right) + D_{12}; \quad n_{23} = n_{89};$$

$$n_{25} = \frac{2}{3} m \cdot D_{11} - \frac{1}{30m} D_{33} + \frac{1}{4} (D_{31} - D_{13}); \quad n_{25} = n_{8-11};$$

$$n_{26} = -\frac{1}{12} \left(m \cdot D_{13} + \frac{1}{m} D_{32} \right);$$

$$n_{26} = -n_{29} = n_{2-12} = n_{59} = n_{8-12};$$

$$n_{28} = \frac{1}{3} m \cdot D_{11} + \frac{1}{30m} D_{33} + \frac{1}{4} (D_{13} + D_{31});$$

$$n_{2-10} = \frac{1}{a} \left[m \cdot D_{11} - \frac{1}{m} \left(D_{12} + \frac{D_{33}}{10} \right) + \frac{1}{2} (D_{13} + D_{31}) \right];$$

$$n_{2-11} = \frac{2}{3} m \cdot D_{11} - \frac{2}{15m} D_{33} + \frac{1}{4} (D_{31} - D_{13});$$

$$n_{33} = \frac{4}{3m} D_{22} + \frac{2}{15} m \cdot D_{33} + \frac{1}{4} (D_{23} + D_{32}); \quad n_{33} = n_{99};$$

$$n_{34} = \frac{1}{a} \left[\frac{1}{m^2} D_{22} - \frac{1}{10} D_{33} - D_{21} + \frac{1}{2m} (D_{23} + D_{32}) \right];$$

$$n_{34} = -n_{9-10};$$

$$n_{35} = -\frac{1}{12} \left(\frac{1}{m} D_{23} + m \cdot D_{31} \right);$$

$$n_{35} = -n_{38} = n_{3-11} = n_{68} = n_{9-11};$$

$$n_{36} = \frac{2}{3m} D_{22} - \frac{2}{15} m \cdot D_{33} + \frac{1}{4} (D_{32} - D_{23}); \quad n_{36} = n_{9-12};$$

$$n_{39} = \frac{1}{3m} D_{22} + \frac{1}{30} m \cdot D_{33} + \frac{1}{4} (D_{23} + D_{32});$$

$$n_{3-12} = \frac{2}{3m} D_{22} - \frac{1}{30} m \cdot D_{33} + \frac{1}{4} (D_{32} - D_{23});$$

$$n_{45} = \frac{1}{a} \left[-2mD_{11} - \frac{1}{m} \left(D_{21} + \frac{D_{33}}{10} \right) + \frac{1}{2} (D_{13} - D_{31}) \right];$$

$$n_{45} = -n_{10-11};$$

$$n_{46} = \frac{1}{a} \left[\frac{2}{m^2} D_{22} + \frac{1}{10} D_{33} + D_{12} + \frac{1}{2m} (D_{32} - D_{23}) \right];$$

$$n_{46} = -n_{10-12};$$

$$n_{48} = \frac{1}{a} \left[-m \cdot D_{11} + \frac{1}{m} \left(D_{21} + \frac{D_{33}}{10} \right) - \frac{1}{2} (D_{13} + D_{31}) \right];$$

$$n_{49} = \frac{1}{a} \left[\frac{2}{m^2} D_{22} + \frac{1}{10} D_{33} + \frac{1}{2m} (D_{23} - D_{32}) \right];$$

$$n_{49} = -n_{67};$$

$$n_{4-11} = \frac{1}{a} \left[-m \cdot D_{11} + \frac{1}{10m} D_{33} + \frac{1}{2} (D_{13} + D_{31}) \right];$$

$$n_{4-11} = -n_{5-10};$$

$$n_{4-12} = \frac{1}{a} \left[\frac{1}{m^2} D_{22} - \frac{1}{10} D_{33} - \frac{1}{2m} (D_{23} + D_{32}) \right];$$

$$n_{4-12} = -n_{6-10};$$

$$n_{55} = \frac{4}{3} m \cdot D_{11} + \frac{2}{15m} D_{33} - \frac{1}{4} (D_{13} + D_{31});$$

$$n_{55} = n_{11-11};$$

$$n_{56} = \frac{1}{12} \left(m \cdot D_{13} + \frac{1}{m} D_{32} \right) - D_{12}; \quad n_{56} = n_{11-12};$$

$$n_{57} = \frac{1}{a} \left[-m \cdot D_{11} + \frac{1}{m} \left(D_{12} + \frac{D_{33}}{10} \right) + \frac{1}{2} (D_{13} + D_{31}) \right];$$

$$n_{58} = \frac{2}{3} m \cdot D_{11} - \frac{2}{15m} D_{33} + \frac{1}{4} (D_{13} - D_{31});$$

$$n_{5-11} = \frac{1}{3} m \cdot D_{11} + \frac{1}{30m} D_{33} - \frac{1}{4} (D_{13} + D_{31});$$

$$n_{66} = \frac{4}{3m} D_{22} + \frac{2}{15m} D_{33} - \frac{1}{4} (D_{23} + D_{32}); \quad n_{66} = n_{12-12};$$

$$n_{69} = \frac{2}{3m} D_{22} - \frac{1}{30} m \cdot D_{33} + \frac{1}{4} (D_{23} - D_{32});$$

$$n_{6-12} = \frac{1}{3m} D_{22} + \frac{1}{30} m \cdot D_{33} - \frac{1}{4} (D_{23} + D_{32}).$$

Параметры напряженного состояния конечного элемента (погонные изгибающий и крутящие моменты) определяются через перемещения его узлов. Подставляя в (2) соответствующие вторые производные от функции прогиба (8), получим функции погонных изгибающих и крутящего моментов $M_x(x, y)$, $M_y(x, y)$, $M_{xy}(x, y)$ по области конечного элемента. Значения параметров в любой точке области конечного элемента находят подстановкой координат x и y .

В соответствии с полученной матрицей жесткости выполнен численный расчет сталебетонной плиты размером 1х1 м, толщиной бетона 0,05 м и толщиной стального листа 1 мм. Полученные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными [4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карпенко Н. И. Теория деформирования железобетона с трещинами. – М.: Стройиздат, 1976.
2. Чихладзе Э. Д., Арсланханов А. Д. Теория деформирования сталебетонных плит// Межвуз. сб. науч. тр./ХарГАЖТ, 1996. – Вып.27.
3. Варвак П. М., Городецкий А. С., Пискунов В. Г. и др. Метод конечных элементов.//К.: Вища школа, 1981.
4. Чихладзе Э. Д., Арсланханов А. Д. Экспериментальные исследования сталебетонных плит// Строительство и архитектура. Сер. Изв. вузов, 1991. – Вып. 5.

Поступила в редколлегию 12.11.2006.

ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ ОРГАНІЗАЦІЙНОЇ СТРУКТУРИ УПРАВЛІННЯ ПАСАЖИРСЬКИМ ГОСПОДАРСТВОМ НА РІЗНИХ ЕТАПАХ СТРУКТУРНОЇ РЕФОРМИ УКРЗАЛІЗНИЦІ

Запропоновані принципи побудови організаційної структура Департаменту пасажирських перевезень на трьох етапах структурної реформи Укрзалізниці з урахуванням вимог технологічного процесу та антимонопольного законодавства України.

Предложены принципы построения организационной структуры Департамента пассажирских перевозок на трех этапах структурной реформы Укрзализныцы с учетом требований технологического процесса и антимонопольного законодательства Украины.

The principles of organizational structure of the Department of Passenger Transportations on three stages of Ukrzalizniza's structural reform were offered with respect to the requirements of the technological process and the antitrust legislation of Ukraine.

Вступ. Для реалізації структурної реформи в Україні була розроблена і винесена на громадське обговорення «Концепція Державної програми реформування залізничного транспорту України» [1; 2] Концепцією передбачені три етапи реформування терміном на десять років:

Перший етап (2006–2008 роки), тривалість якого складе 1,5–2 роки – підготовчий.

Другий етап (2008–2010 роки), метою якого є підготовка системи залізничного транспорту до розвитку конкуренції шляхом організаційно-правового виділення структурних утворень, які здійснюють ті види діяльності, що можуть виконуватись іншими господарськими товариствами або відкриті для конкуренції. Впровадження заходів для технічного переоснащення галузі.

Третій етап (2011–2015 роки), присвячено розвитку конкурентного ринку залізничних перевезень та здійснення технічного переоснащення галузі на інноваційній основі.

Постановка задачі. При побудові нової структури управління пасажирськими перевезеннями у дальньому сполученні виникає багато питань, які потребують комплексного вирішення. По-перше, слід визначитися скільки функціональних підрозділів або юридичних осіб потрібно побудувати для оперативного управління пасажирськими перевезеннями. По-друге, треба поділити існуючі структурні підрозділи пасажирського господарства за технологічним принципом на окремі філії або юридичні підприємства так, щоб кожне з них мало окремий закінчений технологічний цикл. По-третє, потрібно визначитися, які структурні підрозділи слід включати до монопольного сектору, а які до конкурентного.

Результати. За технологічним принципом існуючі структури пасажирського господарства доцільно поділити на шість груп:

- вокзали позакласні та 1-го, 2-го та 3-го класів, які надають пасажирам увесь спектр послуг;
- ОДБ та білетні каси для оперативного продажу залізничних квитків на усі види пасажирських поїздів;
- компанії-оператори для перевезення пасажирів з резервами провідників;
- пасажирські вагонні депо для забезпечення планових та капітально-відновлювальних ремонтів вагонів;
- бази обслуговування та пральні комплекси для забезпечення пасажирів постільними речами, білизною та необхідним інвентарем;
- ремонтно-екіпірувальні депо та пункти для виконання поточних видів ремонту, санітарної обробки та екіпірування пасажирських поїздів.

Ці технологічно самостійні майнові комплекси об'єднуються за функціональним принципом у межах залізниці в регіональні підрозділи функціональних компаній департаменту пасажирських перевезень, які на різних етапах структурної реформи поступово змінюють свій статус від філії ДАК «УЗ» до дочірніх підприємств та відкритих акціонерних товариств.

Незважаючи на те, що практично усі підрозділи пасажирського господарства не входять до складу інфраструктури залізниць, їх не можна на першому етапі структурної реформи включати до конкурентного сектору за винятком торгівельної діяльності, що виконується у стаціонарних будівлях. Критерієм розподілу функціональних структур майбутнього Департаме-

нту пасажирських перевезень на філії, дочірні підприємства та відкрити акціонерні товариства на різних етапах реформування є антимонопольне законодавство та термін проведення структурної реформи.

Згідно діючого законодавства до монопольного середовища відносяться підприємства, загальний обсяг продукції або послуг яких перевищує певний відсоток для їх відповідної кількості та в будь-якому разі, якщо кількість цих підприємств менш чотирьох. Наприклад, залізничні вокзали позакласні, 1-го, 2-го та 3-го класів не можуть бути приватизовані, оскільки в кожному окремому місті України їх не більш ніж чотири. На підставі сказаного залізничні вокзали позначеної вище класності завжди повинні належати до Державної акціонерної компанії «Українські залізниці» спочатку як її філії, а потім – як дочірні підприємства.

Оперативно-технологічний центр управління пасажирськими перевезеннями має координаційні та оперативно-розпорядні функції з надання інформації про наявність вільних місць і продажу квитків на усі пасажирські поїзди будь-якої форми власності. Ці функції завжди повинні належати Державній акціонерній компанії «Українські залізниці» і ця структура аналогічно залізничним вокзам не підлягає приватизації на підставі антимонопольного законодавства.

Інші види структурних підрозділів пасажирського господарства (рис. 1) можуть бути віднесені до конкурентного сектора тільки при певних обставинах.

Пасажирські вагонні депо (ЛВЧД) виконують як планові види ремонту пасажирських вагонів деповський (ДР), капітальні (КР1, 2), капітально-відновлювальні (КРП, КВР) так і поточні види ремонту (ТО, ТО2, ТО3). Вагонних депо, які виконують одночасно усі види ремонтів, дуже мало. По-перше слід визначити, які вагонні депо будуть виконувати ДР і КР1, а які будуть спеціалізуватися на виконанні КР2 і КВР (КРП). Спеціалізація пасажирських вагонних депо для виконання різних видів ремонту дозволить по-іншому ставитися до проблеми реформування пасажирського господарства.

Поточні види ремонтів, як правило, слід виконувати на пасажирській технічній станції у ремонтно-екіпірувальному депо або пункті, пунктах формування і обороту пасажирських поїздів, де також виконується технічне обслуговування та екіпіровка. При віднесенні їх до конкурентного сектора спрацьовує антимонопольне законодавство і унеможливорює приватизацію цих структур, оскільки для кожного

регіону або міста таких підрозділів більше чотирьох не буває, а надсилати пасажирські поїзди для екіпірування та технічного обслуговування в інші регіони України не можливо із-за браку часу.

Інші структурні підрозділи для виконання планових та капітально-відновлювальних ремонтів вагонів (рис. 1) можна передавати до конкурентного сектора після повної їх перевірки за діючим антимонопольним законодавством. Слід сказати, що в Україні вже є кілька акціонерних підприємств – вагоноремонтних заводів, які виконують вказані види ремонтів одночасно з пасажирськими вагонними депо Укрзалізниці, і утворили конкурентне середовище.

Єдина компанія-оператор з перевезення пасажирів у дальньому сполученні (має у власності парк пасажирських вагонів та резерви провідників) може бути безболісно віднесена до конкурентного сектора, оскільки одночасно на ринку пасажирських транспортних послуг з'являються приватні компанії-оператори. Єдина компанія-оператор з перевезення пасажирів у дальньому сполученні спочатку буде філією ДАК «УЗ», а потім після сталої роботи та завершення другого етапу структурної реформи набуде статусу юридичної особи і виділена у відкрите акціонерне товариство.

Пральні комплекси та бази обслуговування пасажирів Укрзалізниця вже в теперішні часи бажає виділити у окремі структурні підрозділи, які на першому етапі структурної реформи планується виділити у конкурентний сектор. При цьому пропонується централізувати прання постільної білизни та інших речей, хімічну чистку м'якого інвентарю та постачання їх на пасажирські поїзди. Зважаючи на існуючу чисельність залізничних пральних комплексів в Україні та можливість прання постільної білизни та інших речей у міських пральних комбінатах, пральні комплекси і КОПи можуть бути виділені у конкурентний сектор для подальшої приватизації. Таким чином три види організаційних структур: вокзали позакласні, 1-го, 2-го, та 3-го класу; оперативно-технологічний центр управління пасажирськими перевезеннями; пасажирські технічні станції, ремонтно-екіпірувальні депо, пункти формування і обороту пасажирських поїздів (в частині технічного обслуговування та екіпіровки) можуть бути віднесені тільки до монопольного сектора і не підлягають подальшій приватизації. Інші три організаційні структури: контори і бази обслуговування пасажирів; пасажирські вагонні депо

для деповських, капітальних та капітально-відновлювальних ремонтів; компанія-оператор з перевезення пасажирів у дальньому сполученні можуть бути віднесені до конкурентного сектору залізничних послуг і в подальшому

можуть бути приватизовані за умови не порушення антимонопольного законодавства. Для віднесення нової організаційної структури до монопольного або конкурентного сектору на рис. 1 представлено алгоритм.

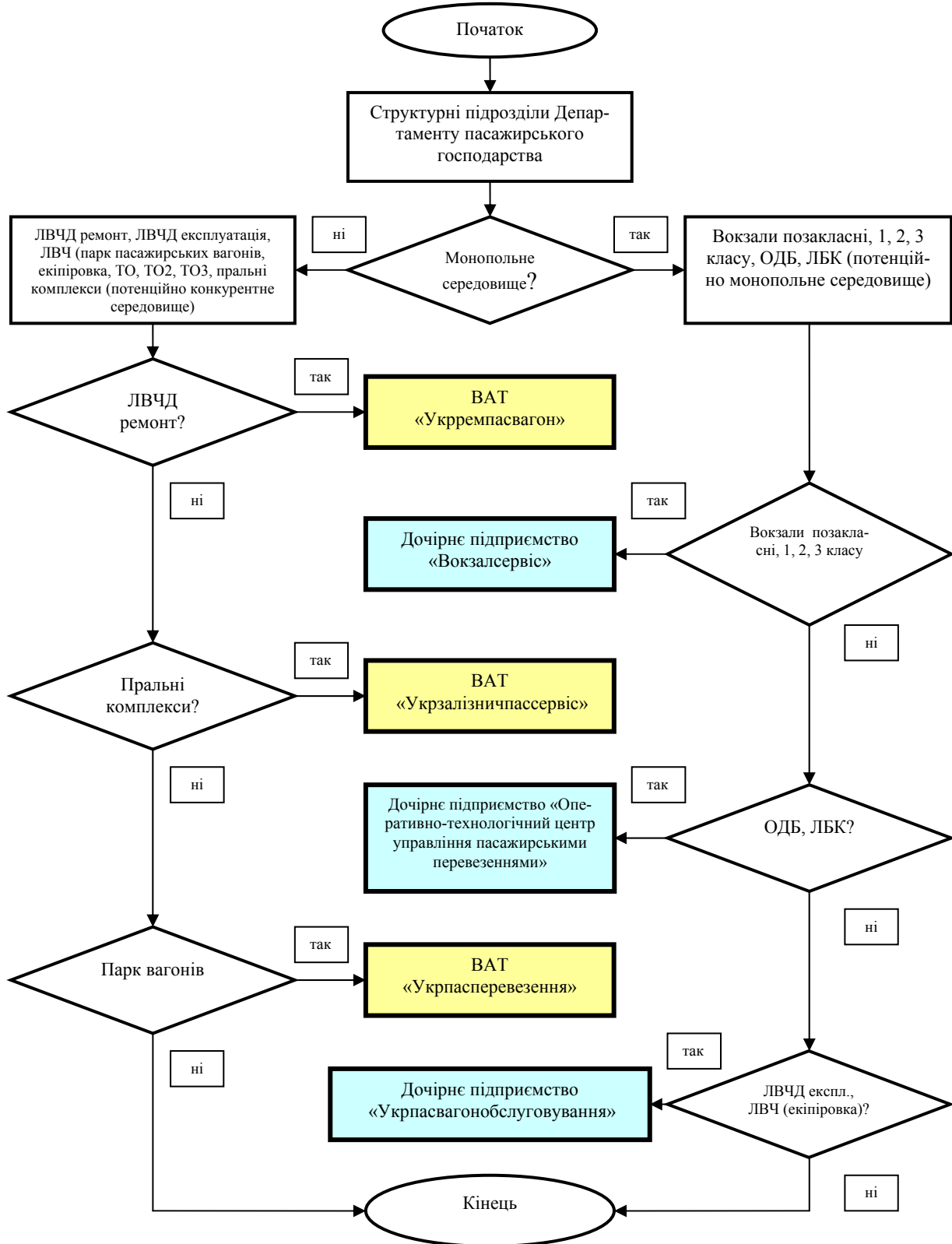


Рис. 1. Алгоритм трансформування організаційної структури пасажирського господарства ДАК «УЗ» на третьому етапі структурної реформи

Після того, як встановлено до якого сектору повинні належати нові організаційні структури з перевезення пасажирів у дальньому сполученні і технологічно визначено оптимальна їх кількість необхідно розробити послідовність їх реформування на кожному з етапів структурної реформи. Перший етап пов'язано з реєстрацією Державної акціонерної компанії «Українські залізниці» та незначними змінами у існуючій структурі управління пасажирського господарства (рис. 2). На цьому етапі буде здійснена передача функцій, пов'язаних з державним регулюванням та контролем, від Державної адміністрації залізничного транспорту до Міністерства транспорту та зв'язку України, створено Державну акціонерну компанію «Українські заліз-

ниці» у формі відкритого акціонерного товариства, до складу якої із статусом філій увійдуть залізниці та інші підприємства і організації залізничного транспорту. Окремі підприємства, що вже мають сформований ринковий потенціал, реорганізуються у дочірні підприємства Компанії. Головне пасажирське управління трансформується в Департамент пасажирського господарства, в якому окремо утворюється управління приміських перевезень, шість філій ДАК «УЗ» на базі пасажирських служб залізниць та ще одна філія «Укрзалізничпассервіс» для прання білизни та обслуговування пасажирів у поїздах. Додатково до організаційної структури Департаменту пасажирського господарства включено вокзали другого та третього класу.

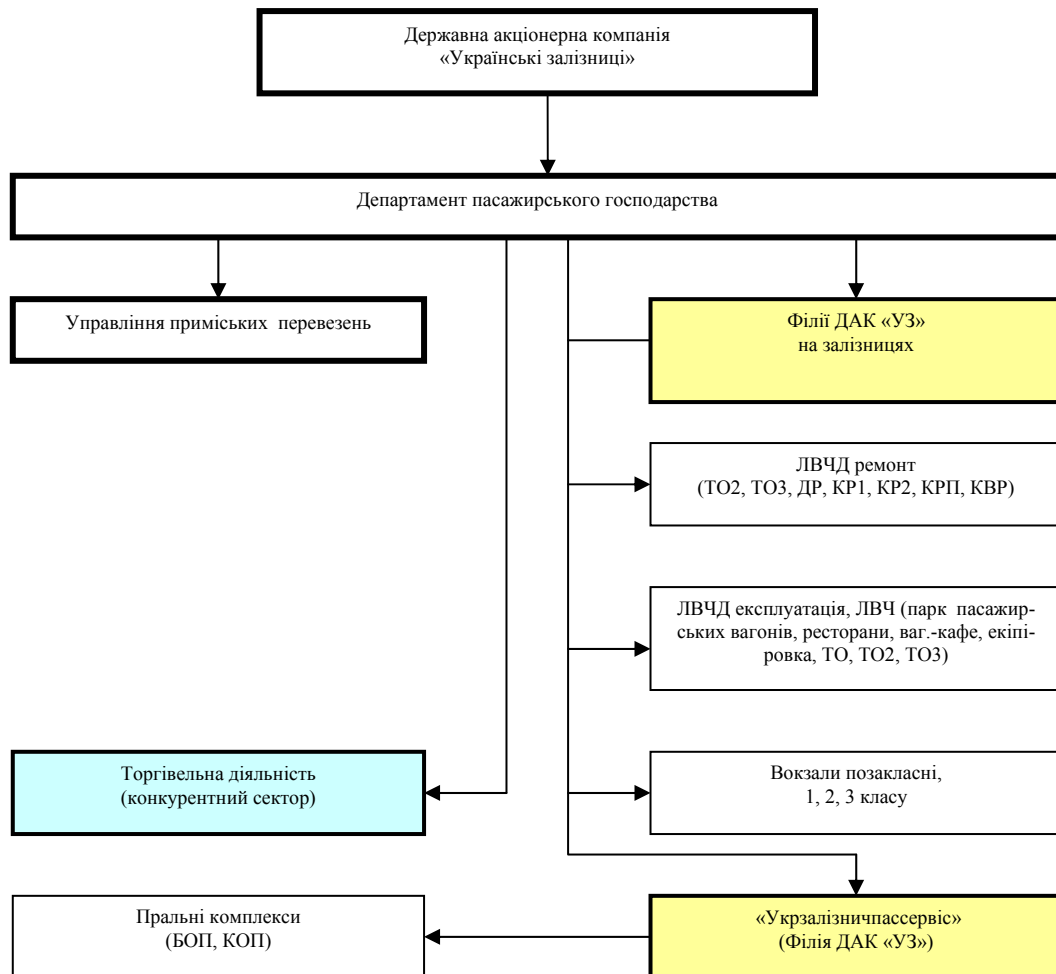


Рис. 2. Організаційна структура управління пасажирським господарством на першому етапі структурної реформи

Підготовлено до подальшого розподілу на другому етапі ремонтна база окремо для експлуатації та ремонту. Торгівельна діяльність, яка не пов'язана з перевезеннями, виділена у конкурентний сектор.

На другому етапі реформування у складі Державної акціонерної компанії «Українські залізниці» формується філія «Укрпасперевезен-

ня» – прототип майбутньої пасажирської компанії, яка буде створена у міру ліквідації збитковості цих перевезень на третьому етапі. Опрацьовується механізм взаємодії територіальних підрозділів з залізницями-філіями Державної акціонерної компанії «Українські залізниці». Створюються організаційно-правові умови для функціонування приватних операторських ком-

паній пасажирських перевезень, зокрема встановлюється механізм рівноправного (конкурсного) розподілу ниток графіка пасажирського руху, що формується ДАК «УЗ».

На цьому етапі структурної реформи Департамент пасажирських перевезень набуває суттєвих змін (рис. 3). З'являються додатково філія ДАК «УЗ» з перевезень пасажирів у дальньому

сполученні «Укрпасперевезення», з ремонту пасажирських вагонів «Укрремпасвагон», з вокзального сервісу «Вокзалсервіс» і дочірнє підприємств «Оперативно-технологічний центр управління пасажирськими перевезеннями». Укрзалізниця планує провести цей етап за три роки, але на нашу думку це дуже стислі строки, реформи потребують не менш п'яти років.

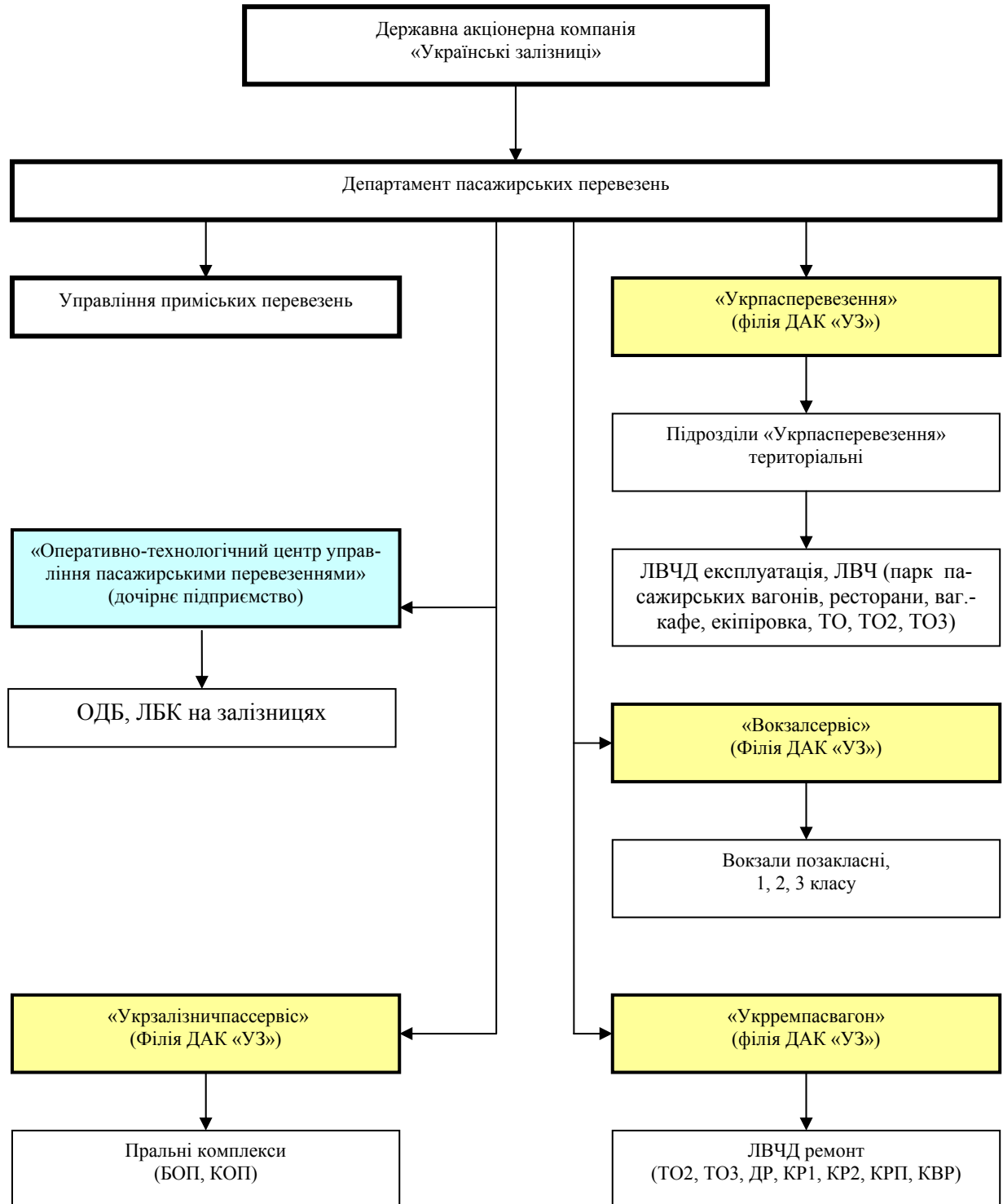


Рис. 3. Організаційна структура управління пасажирськими перевезеннями на другому етапі структурної реформи

Третій етап структурної реформи присвячено утворенню потенційно монопольного та конкурентного секторів в галузі залізничних пасажирських перевезень (рис. 4). В монопольному секторі залишиться вокзальний сервіс, оперативно-технологічне управління пасажирськими перевезеннями та технічне обслуговування і екіпіровка пасажирських поїздів. В конкурентному секторі будуть працювати Відкрите акціонерне товариство «Укрремпасвагон» з депо, капітального (1-го та 2-го) і капітально-відновлювального ремонту пасажирських вагонів, Відкрите акціонерне товари-

ство «Укрпасперевезення» з територіальними філіями та Відкрите акціонерне товариство «Укрзалізничпассервіс» для прання білизни і обслуговування пасажирів. В цей же час на транспортному ринку прогнозується появлення приватних компаній-операторів з перевезення пасажирів у дальньому сполученні, які будуть виконувати 5–10 % обсягів перевезень та приватних депо і заводів з депо, капітального та капітально-відновлювального ремонту пасажирських вагонів, які будуть співпрацювати з компанією ДАК «УЗ» по різним напрямкам.

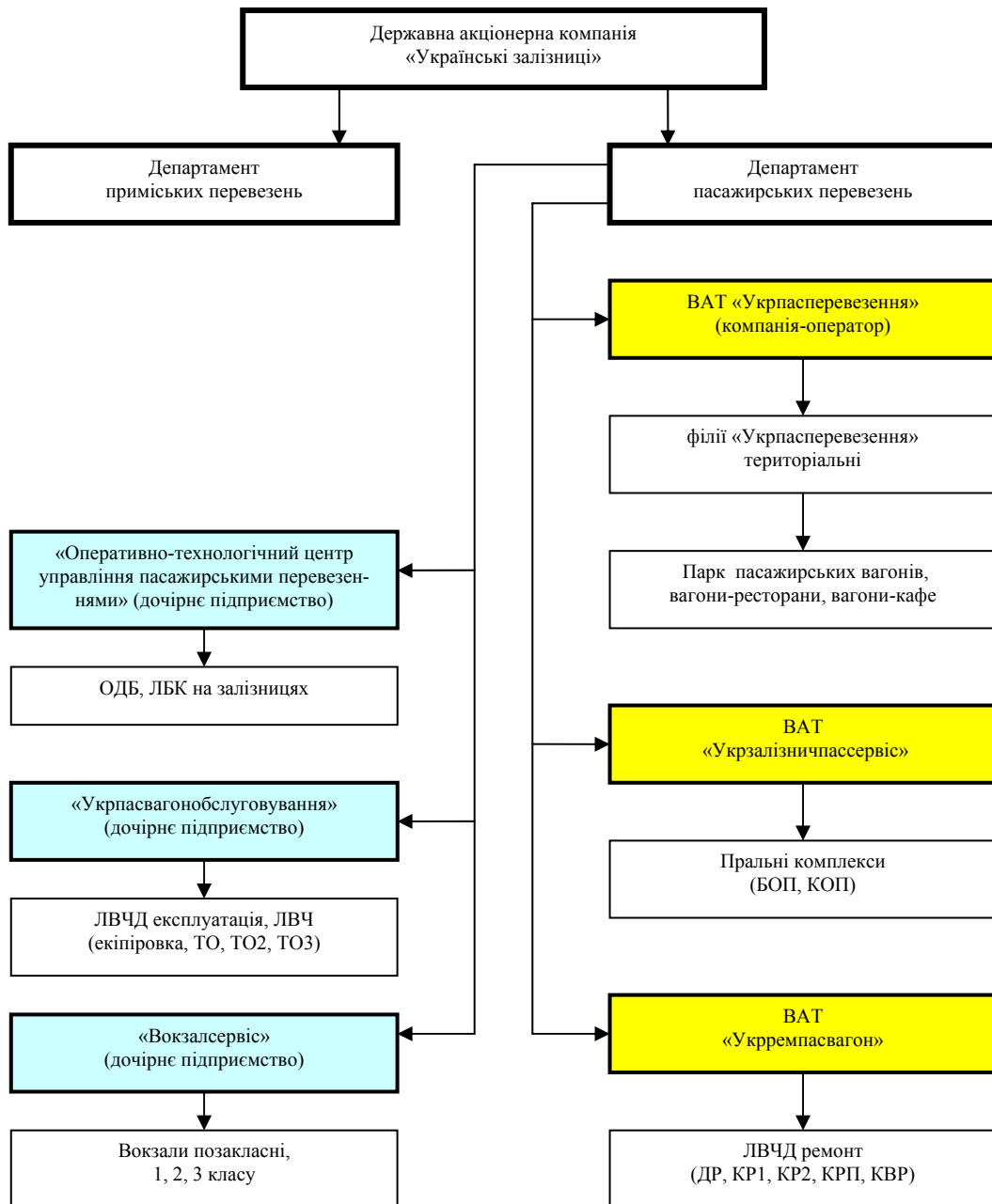


Рис. 4. Організаційна структура управління пасажирськими перевезеннями на третьому етапі структурної реформи

Висновки. При побудові організаційної структури Департаменту пасажирських перевезень на різних етапах структурної реформи за функціональним принципом необхідно:

1. Правильно розподілити структурні підрозділи пасажирського господарства за технологічним процесом роботи або наданням послуг.

2. Об'єднати на кожній залізниці структурні підрозділи з однаковим технологічним процесом у філію, які утворюють окрему компанію, побудовану за функціональним принципом і підпорядковану Департаменту пасажирських перевезень.

3. За антимонопольним законодавством визначити, які функціональні компанії на третьому етапі реформування будуть трансформовані з філій Державної акціонерної компанії ДАК

«УЗ» в дочірні підприємства та у відкриті акціонерні компанії.

На першому і другому етапах реформування підготувати функціональні компанії до роботи в умовах сучасного ринку та поступово трансформувати їх організаційну структуру з філій у окремі юридичні особи (дочірні підприємства або відкриті акціонерні товариства).

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Концепція державної програми реформування залізничного транспорту // Магістраль № 1 (1179) 10-16 січня 2007 р.
2. Державна програма реформування залізничного транспорту (Проект). – 2007. – 35 с.

Надійшла до редколегії 17.11.2006.

А. В. ІЛЬМАН, В. М. ІЛЬМАН (ДІТ)

МОДЕЛЮВАННЯ ДЕЯКИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПОВЕДІНКИ ЕКОНОМІЧНИХ СИСТЕМ У ДВОВИМІРНОМУ ПРОСТОРІ

Для моделювання двовимірної поведінки економічних систем запропоновано застосовувати нелінійну параметричну динамічну модель із двома умовними станами «попит» та «пропозиція». Показано, що в поведінці таких економічних сімейств існують точки рівноваги, граничні цикли та релаксаційні коливання різних порядків.

Для моделирования двухмерного поведения экономических систем предложено использовать нелинейную параметрическую динамическую модель с двумя условными состояниями «спрос» и «предложение». Показано, что в поведении таких экономических семейств существуют точки равновесия, предельные циклы и релаксационные колебания разных порядков.

For modeling economic systems with two conditions, it is offered to use the nonlinear variable dynamic model with two conventional conditions «demand» and «proposal». It is demonstrated that the points of balance, limiting cycles and relaxation variations of different order insist of such economic families.

Звичайно, аналіз економічної діяльності підприємств, у тому числі і залізничної галузі, виконується за класичною схемою, тобто оцінюється їх діяльність за якісь минулі періоди функціонування, оцінюється положення підприємств на теперішній час та досліджується майбутній потенціал економічного розвитку цих підприємств. Але в багатьох випадках аналіз поведінки будь-якої економічної системи бажано пов'язати з виявленням критичних або особливих станів, в яких може опинитися система під впливом зовнішніх та внутрішніх чинників – параметрів. Наприклад, зміна податкового навантаження на виробничі підприємства, зміна ставок кредитування для вітчизняних резидентів і інші зміни внутрішніх та зовнішніх чинників системи можуть призвести до критичного стану – економічної доцільності існування виробництва або до суттєвого зростання економічних показників резидентів.

У випадках зміни чинників економічні системи слід розглядати як параметричні сімейства з позицій звичайної стійкості систем, тобто досліджувати їх поведінку навколо критичних станів або досліджувати структурну стійкість поведінки систем за їх штучно створеними моделями в залежності від змін параметрів системи. На цьому шляху досліджень виникають деякі проблеми пов'язані з моделюванням систем, наприклад, при з'ясуванні залежностей між відсотковою ставкою і розміром банківського кредитного портфеля, як правило, цей зв'язок представляється традиційно за допомогою «кращої» маргінальної функції попиту. Але в реальності залежність між «відсотковою ставкою» і «кредитним портфелем» не є класичною

функціональною, а є гістерезисною петлею, тобто при певних критичних значеннях «відсоткової ставки» кількісний банківський показник «кредитного портфелю» може змінюється стрибком [1; 2].

Зрештою принцип дослідження економічних систем полягає в тому, щоб навести певний порядок і надати змістовності деякому набору фактів, з'ясувати їх вплив на поведінку системи і пов'язати все це в одне ціле [3]. Конкретно, це дослідження може бути пов'язане з аналізом маркетингових заходів по виробництву та збуту продукції, дослідженням господарсько-фінансової діяльності підприємств, аналізом наповнення кредитного портфеля банківських установ і т. ін. Існує велика кількість методів моделювання тих чи інших питань економічних систем [4]. Для дослідження поведінки економічної системи у двовимірному просторі залежно від часу t виберемо умовні стани системи «попит» $x(t)$ і «пропозиція» $y(t)$. За модель економічної динаміки показників попиту та пропозиції візьмемо модель подібну вольтерівській математичній моделі росту популяцій [5]

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = u(x)x - v(x)y, \\ \frac{dy}{dt} = \alpha v(x)y - \beta y. \end{cases} \quad (1)$$

Модель (1) характеризується функціями економічної системи: попиту – $u(x)$ та швидкістю обробки системою цього попиту – $v(x)$ і коефіцієнтами корисної дії переробки системою попиту у пропозицію – α та «відмирання»

пропозицій – β . Поверхневий огляд моделі (1) свідчить про те, що система є двопараметрична, але її параметричний розмір, очевидно, також залежить від параметризації функцій попиту та швидкості обробки попиту. Неважко помітити, що економічна система за моделлю (1) має у параметричному просторі, на якому вона визначена, поверхню рівноваги, тобто поверхню збалансованості попиту та пропозицій. Очевидно, множина точок рівноваги попиту x_0 суттєво залежить від параметрів α та β і задовольняє такі умови:

$$v(x_0) = \beta/\alpha, \quad u(x_0)x_0 = v(x_0)y_0,$$

з яких знаходяться критичні стани системи

$$y_0 = x_0 = x^*.$$

Поведінку системи навколо точок рівноваги можна дослідити за допомогою власних значень матриці лінеаризованої моделі (1) за методикою роботи [6]

$$\lambda_{1,2} = \frac{1}{2} \left(a_0 \pm \sqrt{a_0^2 - 4b_0} \right),$$

де

$$a_0 = u(x_0) + \left(u'(x_0) - \frac{u(x_0)v'(x_0)}{v(x_0)} \right) x_0, \\ b_0 = \alpha x_0 u(x_0) v'(x_0).$$

Тоді, якщо точку x_0 прийняти за точку біфуркації, то, наприклад, коли функції u і v зростаючі, і попит малий, тобто $x_0 < x^*$, тоді стан рівноваги системи не стійкий (маємо нестійкий фокус або вузол). Якщо ж у системі маємо погано адаптовану пропозицію, тобто x_0 є великим, а попит краще адаптований або x^* є малим і функція u – спадає, тоді $x_0 > x^*$ і тому поведінка системи навколо рівноважного стану може бути стійкою (для моделі (1) стійкий вузол або фокус). За умови $x_0 = x^*$ точкою рівноваги є вироджений центр або можливо біфуркація Хопфа (граничний цикл).

Конкретні результати у системі з моделлю (1) можливо отримати задавши певну параметризацію на цій моделі. Вважаємо за доцільне запропонувати універсальну для досліджень параметризацію моделі (1) за допомогою експоненційно-стабілізуючих функцій попиту та швидкості обробки попиту. Конкретно ці функції виберемо у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} u(x) &= u_0 \left(P_n(x) e^{-\delta x} + q \right), u(x) > 0, u_0 > 0, q \geq 0; \\ v(x) &= v_0 \left(P_m(x) e^{-\gamma x} + g \right), v(x) > 0, v_0 > 0, g \geq 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де $P_k(x)$ – поліном k -го порядку відносно попиту x , а величини δ і γ – додатні показники збування функцій попиту та швидкості переробки попиту.

Як видно зі співвідношень (2) розмір параметричного сімейства S економічної системи може бути досить великим. Частково розмір цього сімейства штучно знижується за допомогою введення нових позначень для виразів δx , $u_0 q \delta$, $v_0 g$, γ/δ та відповідних виразів для коефіцієнтів поліномів, якщо, наприклад, $q > 0$ і $g > 0$. Коли ж залишити старі позначення змінних і параметрів у системі, то модель (1) стане незмінною, а вирази (2) наберуть вигляду:

$$\left. \begin{aligned} u(x) &= u_0 \left(P_n(x) e^{-x} + 1 \right); \\ v(x) &= v_0 \left(P_m(x) e^{-\gamma x} + 1 \right). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Модель економічної системи (1), (3) – нелінійна і взагалі аналітично не розв'язується, тому чисельний аналіз поведінки економічної системи в подальшому будемо виконувати для значень поліномів при $n \leq 2$ і $m \leq 3$, тобто не вище як для 11-параметричного економічного сімейства S .

Наведемо деякі результати чисельних досліджень поведінки економічної системи за введеною моделлю (1), (3).

Нехай спочатку у виразах (3) $n = m = 0$, тоді система залежить тільки від параметрів $(u_0, v_0, \alpha, \beta, a, a_1, \gamma)$ і може мати рівноважні стани у досить вузькому діапазоні зміни параметрів. Наприклад, якщо $\alpha > \beta$, $u_0 > v_0$ для значень коефіцієнтів $a = -0,2$, $a_1 = 0,3$ відповідних поліномів P_n і P_m , то при цьому попит зростає інтенсивніше ніж пропозиція.

У випадку $n \leq 1$ і $m = 1$ система, залежно від значень зростання коефіцієнтів u_0 , v_0 функцій u і v , має більш широкі діапазони значень параметрів, при яких існують стани рівноваги. Якщо попит зростає повільніше пропозиції, тобто $u_0 < v_0$, то система немає рівноважних станів. За наявності точок рівноваги залежність пропозиції від попиту $y = y(x)$ – монотонна, але зростаюча – у випадку, коли коефіцієнт корисної дії α домінує над показ-

ником пропозицій β , тобто $\beta/\alpha < 1$, у протилежному випадку вона складає, що свідчить про погану адаптованість системи відносно запропонованих пропозицій.

Зрозуміло, що випадок $n \leq 2$ і $m \leq 3$ охоплює отримані результати при менших значеннях n і m , але очевидно тут можливі інші результати поведінки економічної системи. Так чисельний аналіз системи за моделлю (1) у цьому випадку показав наявність морсівських особливостей у напрямку попиту x критичних станів. Наприклад, при значеннях параметрів: $u_0 = 5$, $v_0 = 2$, $\alpha = 1$, $\beta = 1$; коефіцієнтів полінома P_n : $a = -0,5$, $b = 0,7$, $c = -1$; і коефіцієнтів P_m : $a_1 = -0,95$, $b_1 = -1,2$, $c_1 = 1$, $d_1 = -0,75$ і $\gamma = 2$ – фазова крива залежності (y, x) (рис. 1) має особливий стан у точці A . Наявність особливої точки у системі дозволяє виконувати певне керування в економічній системі. Нехай активність попиту у системі низька, а активність пропозицій висока, тоді, знижуючи активи пропозицій і «розігриваючи» попит до точки A по нижній частині кривої, маємо можливість суттєво активізувати попит і надолужити втрачені активи пропозицій за верхньою частиною цієї кривої.

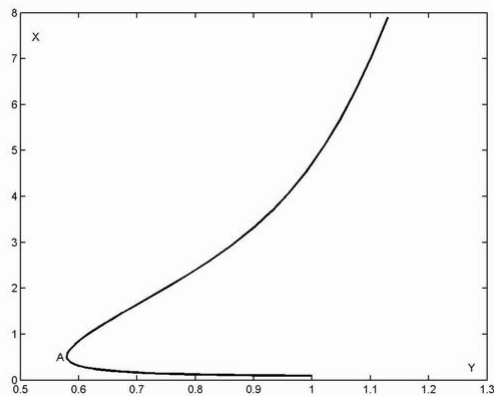


Рис. 1

Як раніше було вказано, автономні економічні системи можуть мати особливості типу біфуркацій Хопфа. Характерний нестійкий граничний цикл (рис. 2) виникає при значеннях параметрів системи: $u_0 = 5$, $v_0 = 2$, $\alpha = 2$, $\beta = 1$, $a = -0,5$, $b = 0,7$, $c = -1$, $a_1 = -1$, $b_1 = -2$, $c_1 = 2$, $d_1 = -0,75$, $\gamma = 2,527$. Системі з таким циклом відповідають періодичні коливання з постійною амплітудою попиту і пропозиції. Причому, маємо у нашому випадку те, що коливальна поведінка у системі відбувається за наявності рівноважних станів (рис. 3).

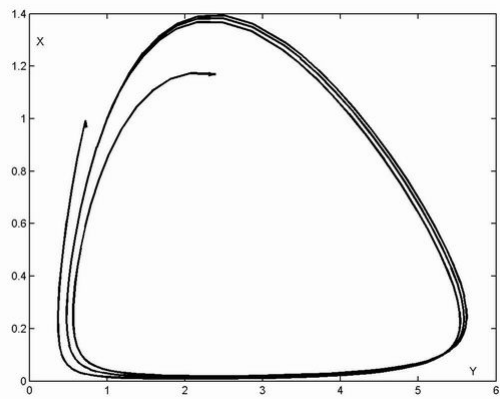


Рис. 2

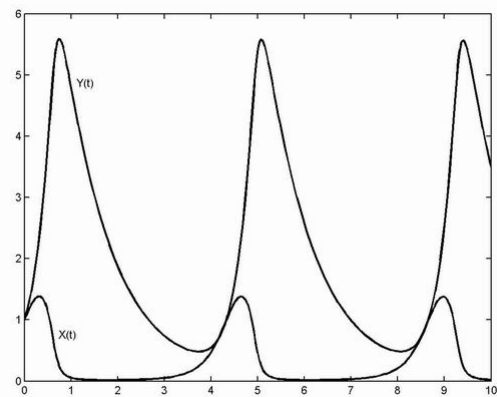


Рис. 3

Замкнена орбіта (див. рис. 2) може бути зруйнована за допомогою лише одного параметра γ , що свідчить про наявність інших періодичних коливань у системі. Так малі зміни параметра $\gamma < \gamma^* = 2,527$ породжують на фазовій площині стійкий фокус, а мале збільшення параметру $\gamma > \gamma^*$ – нестійкий фокус. Таким чином, якщо система знаходиться у стійкому стані $\gamma < \gamma^*$, і повільно збільшується параметр збудження швидкості переробки попиту, то поведінка системи стабільна до значення γ^* . При переході через це значення рівновага системи стає не стійкою, тобто амплітуда коливань попиту і пропозиції з часом зростає, поведінка системи стає не стабільною.

Оскільки при дослідженнях за моделлю (1) можливі економічно обґрунтовані результати, коли $u_0 \geq v_0$, то подальші наближені дослідження критичних станів системи виконуємо для досить великих значень показників u_0 функції попиту по відношенню до показника функції швидкості зростання попиту v_0 . Задля цьо-

го виконаємо параметризацію змінної $v_0 y / u_0$ у моделі (1), тоді, зберігаючи ті ж самі позначення змінних x і y в рівняннях (1), отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{u_0} \frac{dx}{dt} &= f_1(x)x - f_2(x)y; \\ \frac{dy}{dt} &= (\alpha v_0 f_2(x) - \beta)y, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де

$$\begin{aligned} f_1(x) &= P_n(x) \exp(-x) + 1, \\ f_2(x) &= P_m(x) \exp(-\gamma x) + 1. \end{aligned}$$

Рівняння моделі (4) є рівняннями з сингулярним збуренням [7] за малим значенням параметру $\mu = 1/u_0 > 0$. Формально при $\mu \rightarrow 0$ з моделі (4) маємо вироджену модель

$$\left. \begin{aligned} f_1(x)x - f_2(x)y &= 0; \\ \frac{dy}{dt} &= (kv_0 f_2(x) - m)y. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Перше рівняння виродженої моделі (5) визначає поверхню рівноваги економічної системи

$$y = \frac{f_1(x)x}{f_2(x)}, \quad (6)$$

параметричний розмір якої не перевищує семи.

За результатами роботи [7], поведінка системи з моделлю (4) навколо її рівноважної поверхні (6) не суттєва по відношенню до малих значень параметра μ , якщо виконується наступна умова:

$$(f_1(x)x - f_2(x)y)'_x < 0,$$

тобто

$$\begin{aligned} F(x) &= (f'_1(x)f_2(x) - f_1(x)f'_2(x))x + \\ &+ f_1(x)f_2(x) < 0. \end{aligned}$$

За умови $F(x) > 0$ точки на поверхні рівноваги будуть не стійкими. Зауважимо, що на поверхні рівноваги (6), де $F(x)$ змінює знак, функція $F(x) = 0$, тобто в цих точках поверхня (6) має вертикальну дотичну $y = \text{const}$. Точки перетину прямих $y = \text{const}$ з поверхнею рівноваги (6) є особливими точками економічної системи. Особливі точки розбивають прямі $y = \text{const}$ на траєкторії швидкого руху, вздовж яких відбувається стрибки у поведінці економічної системи. Таким чином, поведінка системи відбувається уздовж поверхні рівноваги (6) по-

вільно доти, поки на шляху змін її поведінки не зустрінеться особлива точка, в якій система можливо стрибком перейде у новий стан, і далі її поведінка знову буде повільно змінюватися. Зрозуміло, що така поведінка системи може змінюватися циклічно за так званим гістерезисним циклом.

З'ясуємо наявність особливих точок рівноваги у площинній економічній системі. Одна з таких особливостей нами отримана раніше (див. рис. 2). Тут точка A – точка рівноваги і є особливою (у системі стрибків не відбувається). Зрозуміло, що такий ізольований особливий стан системи є найпростішим, і він є аналогом морсівської поведінки на поверхні рівноваги особливості типу A_2 – однопараметричної «складки» [8]. Наступний тип особливостей (рис. 4) – переріз поверхні рівноваги (6) гіперплощиною ($a = -0,5$, $b = 2$, $c = -1$, $a_1 = 0$, $b_1 = -0,5$, $c_1 = -1$, $\gamma = 1$). З іншого боку, ця крива є перерізом поверхні рівноваги, яка відповідає у теорії катастроф особливості типу A_3 – «збірка». Особливості типу «збірка» виникають у системах із параметричним розміром $\dim C \geq 2$, проекція поверхні рівноваги на цю двовимірну параметричну площину утворює криву особливих станів економічної системи, або стрибків у системі. Стрибки у системі відбуваються при досягненні системою особливих станів, які позначені точками A і B (див. рис. 4). На частині кривої рівноваги між цими точками стани економічної системи є нестійкими і можуть бути реалізовані тільки штучно. Загалом управління економічними подіями у системі в цьому випадку можливі за наступними основними сценаріями:

- повільне зростання пропозицій уздовж кривої рівноваги до особливого стану системи, потім стрибок у новий рівноважний стан і знову повільне зростання пропозицій, але при суттєво збільшеному попиту;

- повільне збування попиту уздовж верхньої частини кривої рівноваги до особливої точки, потім швидке зниження попиту в системі і подальше повільне зменшення попиту і відповідно пропозицій;

- зростання пропозицій за першим сценарієм, потім відтворення подій у системі за другим сценарієм, у результаті отримаємо релаксацийний цикл поведінки системи.

У реальних ситуаціях події в економічних системах можуть розвиватися більш складно, ніж комбінації наведених трьох сценаріїв, а також мати більшу кількість особливих станів вищого типу тощо.

Наприклад, в особливій поведінці економічної системи маємо можливість піймати «метелик» – A_5 , який з'являється при значеннях параметрів: $a = -0,5$, $b = 0,5$, $c = 1$, $a_1 = -0,95$, $b_1 = -1,35$, $c_1 = 1$, $d_1 = -0,55$, $\gamma = 1$. За моделлю системи (1), (3) в цьому випадку маємо переріз поверхні рівноваги (рис. 5).

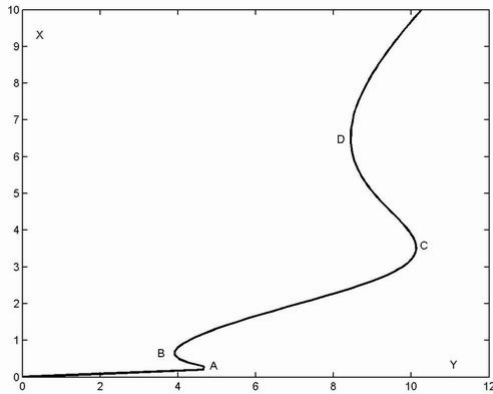


Рис. 5

З рис. 5 видно, що система має чотири особливих стани (точки A , B , C і D , див. рис. 5), тому її поведінка може супроводжуватися подвійними стрибками при зростанні пропозицій або при зниженні попиту. Таким чином керувати економічними системами за наявності в їх поведінці декількох релаксаційних циклів

більш складно. Подальші дослідження показали, що для моделі (1), (3) при обмеженнях $n \leq 2$ і $m \leq 3$ максимально можлива рівноважна поведінка економічної системи з трьома релаксаційними циклами.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Опойцев В. И. Нелинейная системостатика. – М.: Наука, 1986. – 248 с.
2. Ільман А. В. Моделювання деяких особливостей поведінки економічних систем / А. В. Ільман, В. М. Ільман // Проблеми економіки транспорту: Матеріали V наук. конф. – Д.: ДІТ, 2006. – С. 31–32.
3. Макконнелл К. Р. Экономикс: принципы, проблемы и политика / К. Р. Макконнелл, С. Л. Брю. – К.: Хагар-Демос, 1993. – 785 с.
4. Баканов М. И. Теория экономического анализа / М. И. Баканов, А. Д. Шеремет. – М.: Финансы и статистика, 2000. – 416 с.
5. Вольтера В. Математическая теория борьбы за существование. – М.: Наука, 1976. – 288 с.
6. Егоров А. И. Обыкновенные дифференциальные уравнения с приложениями. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. – 384 с.
7. Тихонов А. Н. Дифференциальные уравнения / А. Н. Тихонов, А. Б. Васильева, А. Г. Свешников. – М.: Наука, 1980. – 232 с.
8. Арнольд В. И. Особенности дифференцируемых отображений / В. И. Арнольд, А. Н. Варченко, С. М. Гусейн-Заде. – М.: Наука, 1982. – 304 с.

Надійшла до редколегії 30.06.2006.

УЧЕТ ЗАТРАТ И КАЛЬКУЛИРОВАНИЕ СЕБЕСТОИМОСТИ В ФИНАНСОВОМ И УПРАВЛЕНЧЕСКОМ УЧЕТАХ

Розглянуто підходи калькулювання собівартості в фінансовому і управлінському обліках. Досліджуються методи розрахунку фактичної собівартості з урахуванням вимог міжнародних стандартів фінансової звітності.

Рассмотрены подходы калькулирования себестоимости в финансовом и управленческом учетах. Исследуются методы расчета фактической себестоимости с учетом требований международных стандартов финансовой отчетности.

The article deals with approaches to the calculation of cost in financial and managerial accounting. The problem of computing the actual cost taken due account of financial reporting is researched here.

Один из решающих способов управления всеми потоками расходов и доходов – исчисление себестоимости. Расходы признаются только в том случае, если они предназначены для получения доходов. Чтобы управлять затратами, необходимо знать, что и на какие цели расходуются, поэтому затраты группируются по их видам и функциям (себестоимость продукции, управленческие, коммерческие, затраты на финансирование и др.). Управление затратами заключается в умении экономить ресурсы и максимизировать отдачу от них. Классификация затрат в управленческом учете разделяется по следующим трем направлениям: оценка запасов и определение финансового результата (истекшие и не истекшие; затраты на продукцию и затраты периода; прямые и косвенные; основные и накладные; принятие решений (релевантные и нерелевантные); постоянные и переменные, маржинальные и средние; дифференциальные и вмененные; контроль выполнения (контролируемые и неконтролируемые). Проанализируем подходы к исчислению себестоимости в управленческом учете.

Еще Р. Я. Вайцман (1870–1936) разделял два вида исчисления себестоимости: общая себестоимость всей продукции или оказанных услуг и себестоимость одного изделия или одной услуги. Для финансового учета характерен дедуктивный подход: бухгалтер сначала определяет себестоимость всей произведенной и (или) реализованной продукции (оказанных услуг), а потом, путем деления ее на число калькуляционных единиц, находит их фактическую себестоимость.

Управленческому учету присущ индуктивный подход. Бухгалтер, экономист, технолог пытаются исчислить себестоимость калькулируемой единицы, а потом определить «мертвую точку», по терминологии И. Ф. Шера, или «по-

рог безубыточности», т. е. установит объем выпуска, при котором можно окупить затраты, связанные с производством и выпуском продукции и услуг.

Таким образом, калькулирование в финансовом учете констатирует себестоимость, которая получилась и изменить которую невозможно. Это уже история. Калькулирование в управленческом учете – это калькулирование того, чего нет, но вполне может быть.

Калькулирование – это с одной стороны прошлые события, отраженные в финансовом учете, а с другой стороны будущие события, отраженные в управленческом учете. При этом и методы, и подходы к калькулированию, и процедуры исчисления себестоимости могут полностью совпадать.

Отсюда и классификации систем калькулирования столь важны для практического учета. Поэтому в данной статье выделены основные четыре системы классификации калькулирования (К), проанализированы их основные отличия.

К1 – по отношению к хозяйственному процессу: до и после даты составления отчетности по данному процессу. Иными словами, это прогнозные калькуляции, и отчетные, составляемые после того, как станут известны все фактически понесенные затраты. Весь смысл калькулирования состоит в прогнозных расчетах, именно они формируют бюджет и в конечном счете влияют на величину капитала. Калькулирование по фактическим данным носит «посмертный» характер, и чем дольше период, за который они составляются, тем ниже их познавательная ценность. Здесь уместно напомнить учение замечательного немецкого автора Фрица Шмидта (1882–1950) об органическом калькулировании. Сознвая недостатки традицион-

ной бухгалтерии, он настаивал на составлении ежедневных калькуляций. Только анализ ежедневных колебаний фактической себестоимости готовой продукции (а величина себестоимости колеблется существенно больше, чем отпускные цены готовой продукции) может обеспечить достаточно эффективное управление затратами. Однако в этом случае возникают большие сложности, связанные с дополнительной работой.

К2 – по отношению к объекту калькулирования выделяют три варианта исчисления себестоимости:

а) по каждой единице готовой продукции или по каждой оказанной услуге. Это наиболее распространенный подход: затраты на выпуск делятся на число выпущенных единиц готовой продукции (оказанных услуг);

б) по каждому центру ответственности и (или) месту возникновения затрат. В этом случае предполагается, что затраты не возникают сами по себе, изделие не виновно, как любил говорить советский ученый М. Х. Жебрак (1889–1962), в своей себестоимости, но люди, причастные к его производству, тем более к оказанию услуг, виновны, так или иначе, всегда. Отсюда и калькулировать надо не себестоимость изделия (услуги), а затраты, понесенные лицами, например, мастерами, начальниками отделов и другими, ответственными за тот или иной участок производства. В этом случае весь бюджет предприятия распределяется на мини-бюджеты производственных участков, и каждое фактическое отклонение от заданной нормы сразу же указывает на нарушение хозяйственного процесса. Но за каждым отклонением стоит ответственное лицо. Однако при калькулировании единицы готовой продукции стирается вклад в ее себестоимость каждого участника производственного процесса, и найти имя виновника невозможно. От центров ответственности следует отличать центры возникновения затрат. Они связаны между собой, но это не одно и то же. В первом случае речь идет о человеке, отвечающем за затраты всегда, а часто и за доходы, во втором – выделяются места, где возникают затраты. Например, предприятие имеет электросчетчик, за оплату по его показаниям отвечает определенный работник – это и есть центр ответственности. Но сами расходы образуются там, где горят лампочки, работают машины и т. п. – это центры возникновения затрат. В данном случае речь идет не просто о затратах, а о том, как их

надо контролировать и как ими управлять, чтобы они приносили доходы;

в) по отношению к производственным функциям. В ходе хозяйственных процессов различным отделам предприятия приходится выполнять отдельные функции, которые так или иначе возникают в одном отделе, а потом продолжают в другом, третьем и т. д. Самый новый подход к калькулированию, получивший название ABC, предполагает исчисление затрат на каждую функцию управления: заготовка, хранение, реализация и т. д. Администрация определяет состав таких функций, и это позволяет добиться достаточно эффективного управления.

К3 – по поведению затрат в связи с изменением объема производства. Здесь выделяются системы калькулирования, включающие в себестоимость все затраты или только переменные. Первая система делает упор на то, что себестоимость связана с производством и в каждом калькулируемом объекте должны присутствовать все производственные расходы. Вторая, которую в США с конца 30-х годов называют директ-костинг, а в Англии – маржинальным калькулированием – на поведении затрат в связи с изменением объема производства. Итак, в первом случае в состав себестоимости входят прямые затраты, а косвенные производственные распределяются пропорционально какой-то базе, т. е. все производственные расходы капитализируются. Во втором – в состав себестоимости включаются только переменные затраты и только они капитализируются, постоянные (как производственные, так и непроизводственные) включаются в состав текущих затрат данного отчетного периода.

В целом мы привыкли к полной капитализации затрат, что вытекает из принципа соответствия расходов доходам, и, следовательно, требованиям, прежде всего, финансового учета, в то время как для целей учета управленческого больше подходит маржинальный подход. Его важность в том, что маржинальный подход предполагает в ряде случаев принятие заказов по цене, равной себестоимости, исчисленной только по переменным затратам. Это открывает существенные возможности для расширения производства и сбыта готовой продукции.

К4 – по способу исчисления. Здесь возможны два подхода: себестоимость определяют по фактически понесенным затратам и по заранее составленным нормам, а в случае последующих отклонений фактических затрат от этих норм (стандартов) учитываются только отклонения, т. е. все затраты исчисляются (планируются)

заранее – изделия еще не произведены, а их себестоимость уже известна. Но жизнь всегда вносит поправки, на их величину бухгалтер составляет уточняющие записи (стандарт-костс, нормативный учет.) Норма выступает как ориентир, указывающий работнику, к чему стремиться. Иногда норма берется как максимально возможная, и если в отчете отмечается, что норма выполнена на 80 %, то это рассматривается как удачная работа. Перевыполнить такую норму невозможно.

Таким образом, можно сделать вывод: метод калькулирования себестоимости определяется целью самой себестоимости. В рыночной экономике себестоимость не может быть основой для исчисления цены продажи. Здесь цена диктуется спросом, и расчет фактической себестоимости теряет смысл. Причин тому несколько:

1. Состав затрат произволен, а следовательно, и величина себестоимости обусловлена тем, что включается в состав затрат, чем больше статей входит в состав затрат, тем больше будет себестоимость.

2. Величина затрат, т. е. числитель в расчете себестоимости единицы, зависит от колебаний цен, тарифов, ставок налога, процентных отчислений. Например, стоит изменить нормы амортизационных отчислений, тут же меняется величина себестоимости единицы при неизменном технологическом процессе.

3. Выбор методов оценки списываемых материалов обуславливает величину себестоимости готовых изделий. Если предприятие списывало одно и то же сырье, но оценивало разными методами, то, очевидно, значения себестоимости, которые с точки зрения здравого смысла должны были быть одинаковым, не совпадут.

4. Нельзя затраты строго разграничивать между отчетными периодами, всегда возникает смещение по времени тех или иных величин.

5. Объем готовой продукции зависит от определения объема незавершенного производства, которое определяется экспертным путем, эксперты же заинтересованы или его преувеличивать, или преуменьшать.

6. Объект калькулирования, как правило, определить крайне сложно, а от того, что включает в себя этот объект, зависит величина себестоимости. Тут возможны два решения: или включать всю выработанную продукцию, или только проданную. В первом случае продукция, которая не найдет покупателя и навсегда останется на складе до превращения в утиль, тоже включается как полноценная в объект калькулирования что, конечно, снижает значение се-

бестоимости. Кроме того, чем больше будут приходовать на склад недоброкачественных изделий, тем ниже будет себестоимость. Поэтому, может быть, более правильно считать только товарную продукцию, но это приводит к временному разрыву цикла производственных затрат и цикла реализации готовой продукции.

7. Наличие так называемых сопряженных расходов практически перечеркивает возможность калькулирования по фактическим затратам.

8. Существенным аргументом против калькулирования фактической себестоимости работ и услуг надо считать и то обстоятельство, что практически на любом предприятии выделяются прямые и косвенные затраты. Предполагается, что прямые затраты легко отнести на объект калькулирования, а косвенные затраты рекомендуется распределять пропорционально какой-то определенной базе, однако, выбор базы всегда носит субъективный характер, следовательно, выбирая базу, мы заранее задаем значение себестоимости.

9. Себестоимость единицы продукции можно получить только как среднюю арифметическую величину. Если, например, произведено n единиц готовой продукции, то очевидно, что себестоимость каждой из этих единиц не тождественна друг другу, однако бухгалтеры ее отождествляют, что противоречит презумпции точности и существенно затрудняет маржиналистский подход к анализу понесенных затрат. Усредненный же подход к исчислению себестоимости сводит ее к математическому ожиданию.

10. Более того, учетный подход к себестоимости приводит к формированию затратной экономики – растрате ресурсов предприятий и общества. Это особенно очевидно при формировании цены как себестоимости, увеличенной на заданный процент прибыли. В этом случае увеличить прибыль возможно только увеличением себестоимости.

11. Включение в состав себестоимости затрат, понесенных в иностранной валюте или выраженных в условных единицах, приводит к тому, что реальная себестоимость вместе с курсом валюты все время колеблется, и тем самым ее действительное значение определить теоретически очень трудно, а практически невозможно.

12. И, наконец, допустим, что фактическая себестоимость рассчитана и измерена. Тогда возникает вопрос: во что обошелся сам расчет, т. е. какова себестоимость себестоимости? И тут следует заметить, что расчет себестоимости и трудоемок, и дорог, а решать с ее помощью конкретные производственные задачи не при-

ходится, так как она неверна по существу и бесполезна по времени получения.

Не случайно международные стандарты финансовой отчетности позволяют составлять отчет о прибылях и убытках вообще без показателя себестоимости (классифицируя затраты только по их видам). Таким образом, калькулирование фактической себестоимости не обязательно, но это, конечно, не означает, что калькулировать себестоимость не нужно вообще. Величина себестоимости необходима в двух качествах: как плановая (перспективная) и ретроспективная. Первая предназначена для принятия решений о производстве продукции и установления цен с целью определения ожидаемой рентабельности. Именно такое калькулирование определяет характер экономической работы на предприятии. Вторая может

возникнуть в связи с экономическими или контрольными вопросами, обусловленными выпуском каких-то определенных видов продукции, и только.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вахрушина М. А. Бухгалтерский управленческий учет. – М.: Финстатинформ, 2000.
2. Карпова Т. П. Управленческий учет. – М.: ЮНИТИ, 2001.
3. Стоун Т. Управленческий учет / Пер. с англ. – М.: Аудит, ЮНИТИ, 1999.
4. Хорнгрен Ч. Т., Фостер Дж. Бухгалтерский учет: управленческий аспект / Ч. Т. Хорнгрен, Дж. Фостер; Пер. с англ. – М.: Финансы и статистика, 2002.

Поступила в редколлегию 03.05.06.

ВЫЯВЛЕНИЕ РЕЗЕРВОВ СНИЖЕНИЯ ИЗДЕРЖЕК УПРАВЛЕНИЯ НОРМИРУЕМЫМИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫМИ ЗАПАСАМИ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Досліджені загальні закономірності і виявлені тенденції резервів зниження витрат управління нормованими виробничими запасами матеріально-технічних ресурсів на підприємствах залізничного транспорту.

Исследованы общие закономерности и выявлены тенденции резервов снижения издержек управления нормируемыми производственными запасами материально-технических ресурсов на предприятиях железнодорожного транспорта.

General conformities to the law are investigational and the tendencies of backlogs of decline of costs of rationed productions inventories control of material and technical resources are exposed on the enterprises of railway transport.

Введение. Одним из важных факторов повышения эффективности деятельности любого предприятия является эффективное управление запасами материально-технических ресурсов (МТР). Современные украинские предприятия еще не включили управление запасами МТР в состав основных направлений активно осуществляемой стратегии своего поведения в рыночной среде и явно недостаточно используют данный фактор повышения конкурентоспособности. Анализ существующей практики хозяйствования на предприятиях индустриально развитых стран показывает, что общим ориентиром в управлении запасами МТР является их минимизация в допустимых пределах, приводящая к ускорению оборота собственных и привлеченных средств. Повышение на этой основе конкурентоспособности, упрочение и расширение своей ниши на рынке товаров, работ и услуг.

Эффективная реализация этих задач осуществляется на основе использования методологических подходов и методов научной дисциплины – логистики [1; 2].

В практике управления материалопотоков большое внимание уделяется вопросам управления и оптимизации материальных запасов. Этим проблемам посвящены работы ученых: Ледина М. И., Пурлика В. М., Лагуткина В. М., Швальбе Х., Линдерса Майкла Р., Фирона Харольда Е., Радионова А. Р., Радионова Р. А. и др.

Предлагая принципиально иные подходы к управлению материалопотоками, логистика позволяет осуществить управление материальными запасами на основе новой методологической концепции с использованием эффективно-го логистического инструментария [3; 4].

Постановка задачи. Анализ системы снабжения материально-техническими ресурсами (МТР) на предприятиях железнодорожного транспорта (в частности, на Приднепровской железнице) показал, что при дефиците денежных средств на закупку МТР существуют излишки по некоторым видам нормируемых запасов, что замораживает необходимые оборотные средства. Поэтому рекомендуется применение логистической системы управления запасами, которая характеризуется постоянным контролем уровня запасов на складах и его сопоставлением с рассчитанным пороговым запасом. В случае выдачи заказа его размер рассчитывается так, чтобы поставка пополнила запасы до максимально желательного уровня для исключения излишних запасов.

Таким образом, целью данной работы является разработка системы управления нормируемыми производственными запасами материально-технических ресурсов на железнодорожном транспорте на основе логистики.

Результаты. Итак, обнаружение резервов снижения издержек управления материальными запасами и их использование способствуют увеличению конкурентного преимущества предприятия. Это особенно актуально для предприятий, отличающихся многономенклатурным профилем потребления МТР, так как оно характеризуется большим разнообразием потребляемых материальных ресурсов. К подобным производствам относятся предприятия железнодорожного транспорта Украины.

Стратегия управления формированием запасов нормируемых материальных ресурсов включает разработку обоснованных норм запасов, их планирование, учет, анализ, контроль за фактическим состоянием и оперативное регу-

лирование (рисунок). Для повышения эффективности процесса управления материальными запасами и удешевления контроля их состояния в логистической практике используются методы структуризации материальных ресурсов.

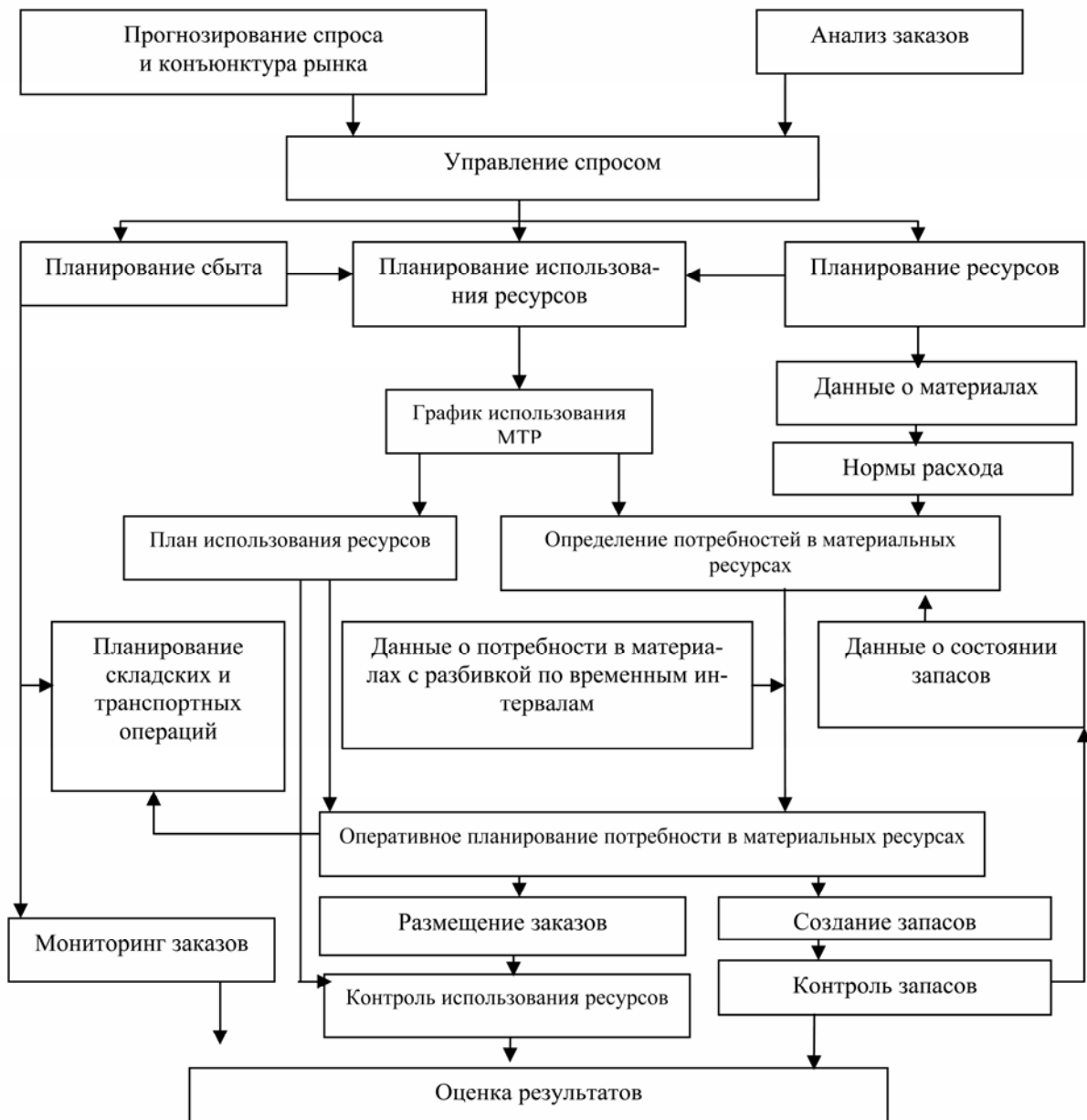


Рис. Алгоритм формирования нормируемых запасов в логистической системе управления производственными запасами материально-технических ресурсов на железнодорожном транспорте

Наиболее распространенным является ABC-анализ [5], основанный на разбиении всей номенклатуры используемых материальных ресурсов на три неравноценных подмножества А, В и С в зависимости от их удельного веса в общих затратах на закупки. Результатом проведения ABC-анализа является построение кривой Лоренца, которая показывает, что большая часть издержек, связанных с содержанием материальных ресурсов (70...80 %), приходится

на незначительное число наименований – это материальные ресурсы класса А. Примерно 15...20 % общих издержек приходится на материалы класса В, и только 5...10 % общих издержек приходится на материалы класса С, удельный вес которых в общей номенклатуре используемых материальных ресурсов составляет 40...50 %.

Основное внимание в управлении материальными потоками следует уделить материаль-

ным ресурсам, вошедшим в класс А. Резервы снижения издержек, связанные с управлением материальных ресурсов класса А, в значительной мере могут повлиять на сокращение продолжительности производственного цикла предприятия.

Поступление основных видов материальных ресурсов на склады предприятия отличается неравномерной динамикой. Материальные запасы часто превосходят нормативные величины, что отвлекает значительные оборотные ресурсы у предприятия и приводит к увеличению затрат по управлению запасами.

Наличие сверхнормативных запасов на предприятии связывает значительные финансовые средства в материальные запасы, что способствует снижению его финансовой ликвидности из-за нарастания дефицита денежной наличности.

Резервы снижения издержек на предприятии в значительной степени обусловлены качеством управления запасами на стадии входа материальных ресурсов. Среди мер, направленных на рационализацию производства и усовершенствование технологии, целесообразно выделить снижение длительности производственного цикла и времени хранения запасов на складах. Применяемые в настоящее время системы управления производством не всегда удовлетворяют требованиям рынка.

Проектирование системы управления запасами преследует цель обеспечить в непрерывном режиме предприятие каким-либо видом материального ресурса. Реализация этой цели достигается решением таких задач: учет текущего уровня запаса на складах различных уровней, определение размера гарантированного запаса, расчет размера заказа, определение интервала времени между заказами и др.

Применительно к ситуациям, когда отсутствуют отклонения от запланированных показателей и запасы потребляются равномерно, целесообразно рассматривать две основные системы управления:

- 1) система управления запасами с фиксированным размером заказа;
- 2) система управления запасами с фиксированным интервалом времени между заказами.

Совокупные затраты на управление запасами включают затраты на поставку материальных ресурсов и затраты на их хранение [6, с. 308]. Математически функция, отражающая издержки управления текущими однономенклатурными запасами материальных ресурсов, имеет следующий вид:

$$F(x) = K \cdot x/2 + C \cdot Q/x, \quad (1)$$

где K – затраты на хранение единицы заказываемого ресурса, грн/т; Q – потребность в заказываемом ресурсе, т; C – затраты на поставку единицы заказываемого ресурса, грн/т; x – количество ресурсов данного вида, входящих в одну партию поставки.

Экономически целесообразно определение такого значения переменной x , при котором функция (1) достигает минимального значения. Определением первой производной функции и приравниванием ее к нулю устанавливается оптимальное значение, гарантируемое тем, что во второй производной функция получает строго положительное значение и, следовательно, достигает минимума. Итак, оптимальное значение одного заказа рассчитывается по формуле

$$x = 2CQ/K. \quad (2)$$

Применение идеальной модели (1) в определении заказов на МТР, позволяющих минимизировать издержки на формирование их рациональных запасов, требует некоторых уточнений. Во-первых, предполагается, что материальный ресурс поступает на склады предприятия в равные промежутки времени. Во-вторых, запасы расходуются равномерно, и пополнение производится в тот момент, когда их количество на складах окажется нулевым. Очевидно, использование данного метода оптимизации на первый взгляд кажется нереальным и малоэффективным. Мы считаем, что реализация приведенной схемы анализа позволит определить, в какой мере реально функционирующая на предприятии система управления запасами отклоняется от идеальной модели, и с этой позиции оценивать возможные резервы снижения издержек. Достижение такой цели требует обоснования реалистичности параметров модели (1).

Затраты на приобретение ресурса определяются его ценой и объемом закупки. В ряде случаев здесь следует учитывать скидки (дисконт). Затраты на заказ, так же как и стоимость покупки, являются разовыми затратами, которые включают затраты на проведение переговоров с поставщиком, на подготовку и заключение договора поставки, транспортные расходы и др. Проведенный анализ на основе отчетных данных отдела материально-технического обеспечения МТР (главного управления материально-технического снабжения и координации закупок Укрзалізниці) по закупкам, а также экспертный опрос специалистов данного

подразделения позволили автору установить, что в суммарной величине затрат на поставку МТР около 2/3 занимают транспортные затраты, причем практически 100 % из них приходится на железнодорожный транспорт. Оставшаяся треть расходов приходится на выполнение процедур, связанных с оформлением заказа. Затраты на хранение запасов трудно поддаются четкому количественному определению, поэтому в прикладной экономической литературе по логистике приводится ориентировочная структура затрат, связанных с запасами [7, с. 401].

Нами была модифицирована формула (1), что было вызвано необходимостью уточнения экономического смысла ее отдельных параметров. Модифицированная формула приобрела вид:

$$F(x_i) = n_i K_i \cdot x_i / 2 + 860 Q_i, \quad (3)$$

где n_i – количество рабочих дней в i -м месяце; Q_i – фактический расход МТР (потребность в МТР) в i -м месяце.

Итак, по формуле (3) рассчитываются оптимальные (минимальные) величины затрат по поставке и хранению на складах МТР по месяцам. Расчет фактической величины затрат (Z_i) за i -й месяц следует производить по формуле:

$$Z_i = n_i d_i G_i + 860 Q_i, \quad (4)$$

где d_i – среднедневная стоимость хранения 1 т МТР в i -м месяце; G_i – средняя величина остатков МТР на конец i -го месяца.

С помощью формул (3) и (4) устанавливается отклонение фактических затрат управления запасами МТР от их оптимальных значений:

$$\Delta_i = Z_i - F(x_i). \quad (5)$$

Выводы. Представленный методический инструментарий позволяет анализировать, прогнозировать и количественно оценивать показатели логистической системы управления производственными нормируемыми запасами материально-технических ресурсов на железнодорожном транспорте. Предложенная логистическая система дает возможность оценить чувствительность результатов к воздействию

ключевых параметров системы управления запасами материально-технических ресурсов. Предлагаемая система может стать составной частью логистического инструментария для определения и выбора параметров системы управления запасами материально-технических ресурсов на железнодорожном транспорте.

Таким образом, логистическая система управления материально-техническими ресурсами, характеризуется постоянным контролем уровня запасов на складах и его сопоставлением с рассчитанным пороговым запасом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пшинько А. Н. Планирование логистической стратегии транспортных предприятий / А. Н. Пшинько, Н. В. Савицкий, С. А. Корецкая, В. Н. Сердюк // *Економіка і управління: Збірник наукових праць КУЕТТ*, 2004. – Вип. 2. – С. 47–53.
2. Пшинько А. Н. Логистический подход к управлению материальными запасами / А. Н. Пшинько, С. А. Корецкая // *Економіка і управління: Збірник наукових праць КУЕТТ*, 2004. Вип. 5. – С. 227–234.
3. Пшинько А. Н. Эффектообразующие факторы в логистической системе, влияющие на стратегию управления материальными запасами предприятия / А. Н. Пшинько, С. А. Корецкая, В. А. Чеботенко // *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*, – Д., 2005. – Вип. 6, – С. 224–229.
4. Эффективность логистических систем и способы ее оценки / С. А. Корецкая // *Новини науки Придніпров'я*. – Д., 2005. – № 2. – С. 31–37.
5. Корецкая С. А. Методические основы определения стратегии управления материальными запасами с позиций логистики // *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*, – Д., 2006. – Вип. 12, – С. 224–229.
6. Экономико-математические методы и прикладные модели / Под ред. В. В. Федосеева. – М.: ЮНИТИ, 2001.
7. Производственный менеджмент / Под ред. В. А. Козловского. – М.: ИНФРА-М, 2003.

Поступила в редколлегию 20.10.2006.

АДАПТИВНА СИСТЕМА ПЛАНУВАННЯ І КОНЦЕПЦІЯ СТРАТЕГІЧНОГО МИСЛЕННЯ

Процес планування на підприємстві стикається з низкою проблем, не останнє місце серед яких посідають проблеми, пов'язані із специфікою мислення людини. Адаптація здобутків концепції стратегічного мислення Д. Дьорнера до потреб планування на підприємстві дозволяє вдосконалити його методологію.

Процесс планирования на предприятии сталкивается с рядом проблем, не последнее место среди которых принадлежит проблемам, связанным со спецификой человеческого мышления. Адаптация достижений концепции стратегического мышления Д. Дьорнера для потребностей планирования на предприятии позволяет усовершенствовать его методологию.

Planning processes on enterprise meet with different problems such as problems connected with features of human thought. Adaptation of wins of the strategic thought conception of D. Derner to demands of planning on enterprise let to develop planning methodology.

Планування в складних динамічних системах стикається з низкою проблем, пов'язаних зі специфікою процесів мислення людини. Тільки врахування системної природи підприємства і особливостей людського мислення дозволяє розробити адаптивну систему планування, яка б відповідала вимогам навколишнього середовища, що постійно змінюються.

Проблемам контролінгу планування приділяли увагу визначні вітчизняні та закордонні науковці: А. Дайле, Н. Г. Данілочкіна, А. М. Кармінський, Р. Манн, Е. Майєр, С. Н. Петренко, Л. А. Сухарева та ін [2; 4–7]. Втім проблеми планування, які витікають із специфіки мислення людини, не набули достатньої аналітичної розробки.

Концепція стратегічного мислення Д. Дьорнера [3], наведена в його численних роботах в сфері дослідження мислення людини, може слугувати методологічним підґрунтям для розбудови адаптивної системи планування.

Метою статті є адаптація здобутків концепції стратегічного мислення Д. Дьорнера до потреб процесу розробки гнучкої й ефективної системи планування на підприємстві.

Виходячи з того, що система – це сукупність змінних, пов'язаних одна з одною через сіті причинних залежностей, а моделювання складних динамічних систем (далі – СДС) вимагає визначення позитивних і негативних зворотних зв'язків, «амортизаторів», критичних змінних та індикаторних змінних, слід зазначити, що вирішальною в процесі планування є розробка блоку «Образ сьогодення» (далі – ОС).

Блок ОС описує наявну на момент планування ситуацію і є за своєю суттю моделлю

складної динамічної системи-підприємства, що відображає сітьові зв'язки як з її підсистемами (центри відповідальності), так і з надсистемами (конкурентне і загальноекономічне середовище).

Зв'язки між елементами системи можуть мати різний характер. Елементи системи також мають свою класифікацію. Д. Дьорнер [3] виділяє наступні.

Позитивні зворотні зв'язки в системі – це зв'язки, в яких змінна прямо або опосередковано впливає на саму себе таким чином, що її зростання призводить до подальшого зростання, а зменшення – до зменшення. Позитивні зворотні зв'язки, як правило, небезпечні для стабільності системи.

Змінна з негативним зворотним зв'язком має тенденцію до збереження сталої рівноваги. У разі порушення стабільного стану така система за певний проміжок часу повертається в стан рівноваги. Змінні із негативним зворотним зв'язком амортизують систему, дозволяють зберігати єдність і цілісність незважаючи на вплив негативних чинників.

Критичні змінні – це ті змінні, що пов'язані із багатьма іншими змінними системи. Вони водночас є зумовленими іншими змінними і впливають на них. Критичні змінні є центральними змінними системи. Впливати на них означає значною мірою впливати на стан всієї системи.

Індикаторні змінні це ті, що залежать від багатьох інших змінних системи, навіть якщо вони самі не здійснюють значного впливу на систему. Вони відбивають загальний стан системи, а тому є дуже важливими показниками раннього попередження.

Враховуючи, що негативні зворотні зв'язки більшою мірою притаманні природним СДС, ніж штучним, слід відзначити недостатність таких «амортизаційних» зв'язків між елементами СДС-підприємства і високий ризик втрати рівноваги: штучні системи завжди є потенційно нестабільними. У цих умовах особливого значення набувають індикаторні змінні, що мають численні зв'язки з елементами складної динамічної системи і відбивають її стан. На основі таких змінних будуються системи раннього попередження і реагування (СРПР), що мають важливе значення для підсистеми контролінгу прогнозування.

СРПР також передбачають дослідження надсистем і пошук індикаторних змінних надсистем підприємства, що мають безпосереднє відношення до успішності його діяльності.

У той час, як блок попередження має справу з індикаторними змінними, блок реагування передбачає дослідження критичних змінних і «вузьких місць». Тому система раннього попередження і реагування має бути повністю інтегрована в системи контролінгу і менеджменту підприємства і має нести інформацію не тільки про приховані проблеми, але й про шляхи їх подолання.

У процесі аналізу й моделювання досліджуваної СДС важливим є також питання релевантного подрібнення системи. Для прийняття різних управлінських рішень необхідний різний рівень подрібнення системи (центри відповідальності: виробництва чи цехи, ділянки, відповідальні особи). Визначення питання про необхідну міру подрібнення запобігає виникненню баластної інформації і слугує визначенню залежностей між актуальними цільовими змінними.

Таким чином, ефективне управління системою передбачає:

- наявність знання, якими змінними причинно зумовлена цільова змінна, на яку необхідно вплинути. Тобто необхідним є моделювання СДС як структури причинних залежностей між її елементами;
- наявність знання про те, яким чином окремі складові системи включені в ієрархічні системи понять. Це необхідно для того, щоб у разі необхідності бути в змозі відтворити прогалини в розумінні структури системи з допомогою аналогії;
- наявність знання про те, на які складові можна розподілити елементи системи і в які цілісні системи вони можуть бути включені. Це необхідно для того, щоб мати можливість висувати гіпотези про раніше невідомі зв'язки між змінними системи.

Наявність інформації про структуру системи і характер зв'язків між її елементами дозволяє прогнозувати майбутнє системи й оцінювати ефекти управлінських втручань, що є необхідною умовою планування СДС.

У моделюванні СДС є низка небезпечних моментів.

1. Небезпека редукції: неврахування різноманітних зворотних зв'язків на фоні загальної правдоподібності моделі, побудованої з використанням тільки прямих і найбільш очевидних зв'язків між змінними.

2. Небезпека надмірної індукції (понадузагальнення): узагальнення за подібністю без урахування додаткових умов призводить до появи помилкових моделей, невірних уявлень про зв'язки між елементами («якщо А, то Б», у той час, як має місце, наприклад, «Якщо А і В і Г, то Б; а якщо А і Д і Е, то Є»). Схематизація і регламентація небезпечні, оскільки управлінське рішення має ґрунтуватись на актуальних контекстах і відповідати умовам, що постійно змінюються. Побудова абстрактної концепції вимагає «стратегічності»: відчуття, коли необхідне узагальнення перетворюється на понадузагальнення.

3. Небезпека недостатності або надлишку інформації про систему. Відмова від інформації, рівно як і перевантаження «баластною» інформацією, призводить до негативних наслідків. Побудова моделі СДС часто стикається з проблемою релевантності інформації. Інформаційно перевантажені моделі непридатні для потреб прогнозування, планування і прийняття управлінських рішень. Моделі, побудовані без достатнього вивчення інформації про систему, можуть бути помилковими. Лише баланс інформації і вміння вчасно зупинитись дозволяють побудувати модель системи на релевантній інформації. Інакше моделювання системи ризикує підмінитись безсистемним і нескінченним збиранням інформації про неї.

Наступним важливим кроком процесу планування є розробка блоку ОМ («Образ майбутнього»), що і становить сутність планування в вузькому розумінні. Процес розробки образу майбутнього тісно пов'язаний з процесами цілепокладання та прогнозування, але головним підґрунтям, так само як і під час розробки блоку ОС, є модель СДС. Взагалі, блоки ОС і ОМ мають безпосередній зв'язок: ОМ є ОС', тобто проекцією образу сьогодення на майбутнє. Водночас блок ОМ покликаний відбити бажану у майбутньому ситуацію. Необхідно стежити за тим, щоб образ майбутнього не вступав у протиріччя з місією підприємства.

У стратегічному плануванні промислових підприємств значну увагу приділяють дослідженням динаміки розвитку, вивченню тенденцій обороту, збуту та виробництва.

Д. Дернер [3] виділяє наступні небезпеки в процесі прогнозування і побудови образу майбутнього:

1. Поточна (пряма, лінійна) екстраполяція – актуальна динаміка розвитку процесу лінійно-монотонно проецується в майбутнє.

2. Тиск центральної ідеї – один з чинників розглядається як «визначальний», а всі інші штучно прив'язуються до нього.

3. Структурна екстраполяція – низька здібність бачити структурні «прориви» в майбутньому. Передбачення майбутніх сценаріїв будується на основі або структурного продовження, або структурної інверсії, коли майбутнє розглядається або як продовження сьогодення, або як його негатив.

4. Неврахування або недооцінка гальмуючих впливів – переоцінка швидкості досягнення ОМ, неврахування прихованих проблем.

Розглянемо найбільш поширений помилковий підхід до прогнозування майбутнього.

Методологія помилкової антиципації (метод лінійної екстраполяції та корекції помилок):

- початкове і кінцеве значення процесу, що вже спостерігався, поєднуються прямою лінією;

- вищезазначена пряма екстраполюється до моменту часу, відносно якого слід зробити прогноз;

- додається або віднімається значення, що відповідає попередній помилці (недооцінці або переоцінці).

У цілому змодельована крива прогнозу до певного часу є досить близькою до реальних значень. Втім, лінійна екстраполяція не враховує того, що розвиток процесів в часі може міняти свій напрямок. Головна небезпека застосування цього методу полягає в тому, що до певного часу розроблені таким шляхом прогнози можуть підтверджуватись дійсністю, що зменшує пильність, тому більш менш різка зміна тенденцій є абсолютно неочікуваною, оскільки спрогнозувати її методом лінійної екстраполяції неможливо. До того ж досить багато процесів в СДС на початкових етапах мають тенденцію розвиватись не лінійно, а за експоненціальною та іншими нелінійними залежностями.

Управлінське втручання повинно базуватись на розумінні динаміки процесів і бути спрямованим на попередження негативних явищ (поки ще помітних лише як тенденцій). Управлінські втручання мають бути досить тонкими і не нагадувати «броунівський рух», а також не бути надмірними (екстремальними).

Помилкова поведінка – реагування на актуальний, наявний в момент втручання стан СДС, управлінські втручання в цій ситуації є доволі грубими, внаслідок чого процеси в системі перебігають з великими коливаннями, майже не затримуючись на оптимальному рівні. Динаміка не враховується, розуміння процесів відсутнє, керівник – в полоні поточного моменту.

У СДС час зворотного зв'язку, відповіді системи на управлінське втручання є досить довгим, інформація не є повною, натомість є частково помилковою і надходить із запізненням. Зв'язок між змінними системи досить заплутаний, що нагально вимагає від управлінців здібності мислити стратегічно.

Послідовна взаємодія з СДС передбачає, перш за все, необхідність усвідомити свої цілі (хоча б попередньо), далі конструюється або доповнюється чи критично переглядається модель актуальної реальності, поточного стану СДС. Для цього є необхідним спостереження за всією СДС, щоб на основі коваріації змінних зробити висновки про характер зв'язків між ними. Слід також аналізувати й інформацію про поточний стан, це допомагає передбачити, як СДС буде поводитись в майбутньому. Тільки після цього можна переходити безпосередньо до антиципації образу майбутнього.

За словами Д. Дьорнера, «Планування – це розгляд наслідків конкретних дій, впливів, втручань з точки зору, чи наближають вони до бажаної мети. Після вивчення окремих дій вони пов'язуються в можливі ланцюги, а далі - вивчаються наслідки вже таких ланцюгів» [3].

Кожна така ланка (проміжна ціль, далі – ПЦ) має включати три елементи: умови, управлінську дію, результат – це формула елементарної одиниці планування.

Процес планування може і має розгалужуватись, оскільки не всі умови можна передбачити завчасно. Відгалуження можуть також об'єднуватись: коли головну мету можна досягти різними шляхами, а умови та критерії вибору конкретного шляху в момент планування ще неможливо передбачити.

Існує можливість не тільки прямого, але й зворотного планування, в ідеалі вони мають комбінуватись. Для зворотного планування необхідно мати досить ясну мету, тому воно застосовується здебільшого на коротких часових відтинках. Зворотне планування передбачає наявність чіткого уявлення про проміжну ціль, що передуює досягненню кінцевої мети, тоді можна послідовно дійти до наявної ситуації й перевірити, чи можна, стартувавши за таких умов, взагалі досягти поставленої мети вчасно.

Ланцюжок проміжних цілей створюється саме за умови комбінування прямого і зворотного планування.

За влучним зауваженням Д. Дьорнера, «Весь процес планування можна представити як звуження простору пошуку, інтенсивний пошук в обмеженому просторі, розширення простору пошуку в разі невдачі, звуження нового простору пошуку, продовження пошуку в новому просторі... Ефективність всього процесу залежить від того, які саме методи звуження та розширення простору пошуку мають у арсеналі. Крім того слід розуміти, коли і що слід застосувати» [3].

Надто детальне планування не виправдує витрат. Надто грубе планування є ризикованим. Міру детальності планування слід визначати, виходячи з конкретних умов діяльності СДС та процесів, що в ній протікають.

Об'єктивно зумовлений (що передбачає аналіз як вже існуючих, так і ще недостатніх умов для запланованих дій) і достатньо пророблений план – підґрунтя успішної діяльності. Важливим є виділення центрального заходу, якому підпорядковуються побічні.

Ігнорування умов – одна з найнебезпечніших помилок планування. Недостатня розробленість заходів – інша. Втім, і неврахування результату (в особливості – проміжних результатів) може звести нанівець ефективність планування. Три складові «атома» планування – умови, дії, результати – сфера постійної пильної уваги суб'єкта управління.

Найбільш розповсюджені помилки: цілі не конкретизуються, не враховуються протиріччя між проміжними цілями, не виокремлюється найголовніше, не розбудовуються (або розбудовуються недостатньо) необхідні моделі, інформація збирається однобічно або недостатньо, створюються помилкові уявлення про динаміку процесів, дії плануються неправильно або не плануються взагалі, не виправляються вже виявлені помилки.

Причини цього полягають в наступному:

1. Повільність мислення й невеликий обсяг інформації, що може оброблятися водночас; звідси – економія зусиль, скорочення процесів мислення і внаслідку дефекти і помилки в мисленні. Прояви:

- центральна редукція (коли одна із змінних розглядається як головна);
- абстрагування від конкретних умов та надмірне узагальнення;
- лінійна екстраполяція;
- неврахування побічних і сторонніх впливів;

– методизм (використання конкретних і негнучких моделей мислення);

– балістична поведінка (відмова від аналізу результатів і коригування запланованих дій на його основі).

2. Відносно невелика швидкість, з якою нова інформація засвоюється пам'яттю людини, «вицвітання» пам'яті; звідси – труднощі, пов'язані з оцінкою динамічних процесів та помилки в прогнозуванні.

3. Лакуни в процесі мислення – неврахування імпліцитних проблем, рішення виключно експліцитних, фіксація уваги тільки на актуальних проблемах, що призводить до виникнення негативних побічних або віддалених наслідків управлінських дій.

Стратегічне мислення не є економічним. В умовах СДС тенденція к економії, під впливом якої людина намагається або зовсім виключити, або спростити ті чи інші ланки процесу мислення, може мати дуже серйозні наслідки.

Натомість, стратегічне мислення передбачає:

- вміння прояснювати мету;
- розуміння того, що неможливо досягти вся цілі одночасно, оскільки вони можуть вступати в протиріччя; вміння знаходити компроміси між різними цілями;
- вміння виділяти головне і усвідомлення того, що воно не буде головним завжди, що центр тяжіння може переміститись;
- вміння будувати модель складної динамічної системи, враховуючи і прогножуючи непрямі і зовнішні впливи на результати заходів;
- вміння знаходити інформацію правильного ступеня деталізації – не надто поверхневу, але й не занадто подрібнену;
- розуміння негативних наслідків надто швидкого формування абстрактних концепцій;
- вміння протистояти спокусі редукції проблем СДС, приведення всього до «центральної» причини;
- вміння відчувати, скільки часу присвятити збиранню інформації і коли слід його припинити;
- вміння концентрувати зусилля на розв'язанні не тільки експліцитних, але й імпліцитних проблем;
- вміння протистояти загрозі підсвідомого методизму;
- вміння аналізувати свої помилки й робити з того відповідні висновки для перебудови власного мислення й поведінки;
- вміння працювати не тільки з просторовими структурами, але й із структурами часу, динамічними структурами;
- вміння мислити системно: враховуючи особливості СДС.

Стратегічне мислення є ширшим за системне. Системне мислення передбачає пізнання системи через функції, які вона виконує для своїх підсистем та надсистеми (Р. Л. Акофф, [1]), а стратегічне, крім того, передбачає також спрямованість мислення за трьома векторами (майбутнє, минуле, сучасне) і цілу низку практичних навичок в розумовій діяльності (див. вище), що можуть і мають бути розвиненими в спеціальних тренінгових програмах.

На закінчення слід зауважити, що адаптивна система планування на підприємстві, розроблена з урахуванням положень концепції стратегічного мислення Д. Дьорнера, дозволить здійснювати процес планування на підприємстві з максимальною ефективністю за рахунок чутливого реагування на зміни як у навколишньому середовищі підприємства, так і в самому підприємстві як складній динамічній системі.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Акофф Рассел Л. Планирование будущего корпорации: Пер. с англ. / Под ред. Д. В. Павлова. – М.: Сирин, 2002. – 256 с.

2. Дайле А. Практика контроллинга: Пер. с нем. / Под ред. и с предисл. М. Л. Лукашевича, Е. Н. Тихоненковой. – М.: Финансы и статистика, 2001. – 336 с. – Пер. изд.: Deyhle A. Controllerr – Praxis. – Management Service.
3. Дернер Д. Стратегическое мышление в сложных ситуациях: Пер с нем. – М.: Смысл, 1997. – 242 с.
4. Карминский А. М. Контроллинг в бизнесе. Методологические и практические основы построения контроллинга в организациях / А. М. Карминский, Н. И. Оленев, А. Г. Примаков, С. Г. Фалько. – 2-е изд. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 256 с.
5. Ананькина Е. А. Контроллинг как инструмент управления предприятием / Е. А. Ананькина, С. В., Данилочкин, Н. Г. Данилочкина и др.; Под ред. Н. Г. Данилочкиной. – М.: Аудит, ЮНИТИ, 2001. – 279 с.
6. Манн Р. Контроллинг для начинающих / Р. Манн, Э. Майер; Пер. с нем., 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Финансы и статистика, 1995. – 302 с.
7. Сухарева Л. А. Контроллинг – основа управления бизнесом / Л. А. Сухарева, С. Н. Петренко. – К.: Эльга, Ника-Центр, 2002. – 208 с.

Надійшла до редколегії 07.08.2006.

МОДЕЛЬ ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ІННОВАЦІЙНИМИ ПРОЕКТАМИ НА РЕГІОНАЛЬНОМУ РІВНІ

У статті запропоновано використання методу якісних структур для розробки концепції оцінки і добору пріоритетних проектних рішень регіонального економічного розвитку. Визначені складові технології розробки і реалізації системи управління проектами на рівні аспектів організації, функціонування і зв'язку. Запропонована організаційно-економічна система, що спроможна забезпечити трансформаційні перетворення економічної системи регіонального рівня.

Предложено использование метода качественных структур для разработки концепции оценки и выбора приоритетных проектных решений регионального экономического развития. Определены основные этапы технологии разработки и реализации системы управления проектами на уровне аспектов организации, функционирования и связи. Предложенная организационно-экономическая система способна обеспечить трансформационные преобразования экономической системы регионального уровня.

In clause use of a method of qualitative structures for development of the concept of an estimation and choice of the priority design decisions of regional economic development is offered. The basic stages of technology of development and realization of a control system of the projects at a level of aspects of organization, functioning and communication are determined. The offered economic system is capable to ensure the transformation of economic system of a regional level.

В економічній літературі останнім часом активно дискутуються питання стосовно оцінки економічної доцільності проектних рішень [1–3]. І дійсно це ключова задача під час прийняття управлінських рішень стосовно доцільності інвестування коштів і впровадження проекту на підприємстві. Незважаючи на це, оцінка ефективності вкладень на реалізацію проекту насправді здійснюється або інтуїтивно, або взагалі не здійснюється. З одного боку це пов'язано з небажанням витратити значні кошти на проведення детального попереднього аналізу, а з іншого боку, присутня значна доля недовіри до отриманих результатів таких досліджень. Ці проблеми беруть витоки з одного джерела, а саме з відсутності зрозумілих і надійних методик оцінки ефективності проектних рішень.

Особливо актуальною цю проблему можна вважати для інноваційних проектів, які здатні утворити конкурентні переваги підприємства на ринку. Але саме інноваційні проекти в силу своєї ризикованості потребують розробки і використання специфічних методів їх оцінки.

Аналіз існуючих моделей дозволив зробити такі висновки:

- все різноманіття підходів до оцінки проектів можна поділити на дві групи: фінансові підходи, і змішані, що включають як фінансову так і не фінансову складові;

- фінансовий підхід зорієнтований на оцінку ефектів, які можна обчислити у грошовому еквіваленті. Для інноваційних проектів практично неможливо на прийнятному рівні точності кількісно визначити всі можливі наслідки його майбутнього впровадження;

- змішаний підхід припускає наявність не фінансових ефектів, тобто оцінка стає всебічною за рахунок застосування якісних показників оцінки проектного рішення;

- оцінка проектів, як правило, виконується на момент вибору вже готової до реалізації бізнес-ідеї. Інноваційні проекти обираються на початковій стадії формування сутності новації;

- методики або певною мірою, або зовсім не враховують фактори ризику і невизначеності, що притаманні прийняттю інноваційних рішень. Оцінка інноваційних проектів не можлива без урахування ризику і невизначеності зовнішніх і внутрішніх обставин і ситуацій.

Таким чином, для врахування особливостей інноваційної діяльності існує потреба уточнення концепції оцінки і добору пріоритетних проектних рішень. Для цих цілей пропонується використання методу якісних структур, загальна схема реалізації моделі якого наведена на рис. 1.

Згідно з методом якісних структур система управління інноваційними проектами на регіональному рівні повинна включати три аспекти свого розвитку: аспект організації, аспект фун-

кціонування і аспект зв'язку. Для того щоб ці аспекти могли утворити цілісну систему необхідно мати так званого координатора у вигляді спеціально утвореного територіального центру, призначеного для організації узгодженого розвитку і взаємодії всіх аспектів системи управління проектами.



Рис. 1. Система управління проектами

Аспект організації забезпечує утворення інституціонального і інформаційного простору, необхідного для побудови структурних підрозділів, відповідальних за формування і актуалізацію територіальної інформаційної бази відносно інноваційної діяльності суб'єктів господарювання, розташованих в межах підлеглої території.

Аспект функціонування призначений для визначення пріоритетних інноваційних проектів за допомогою спеціальної системи їх оцінки і селекції із множини зафіксованих в інформаційній базі системи управління проектами. Основна мета аспекту функціонування – кількісно оцінити наслідки впровадження проекту і порівняти їх з необхідними для його реалізації витратами.

Аспект зв'язку призначений для репродукування відібраних проектів на підприємствах регіону, які потребують відповідних змін і готові нести витрати на свій інноваційний розвиток. Таким чином регіональні суб'єкти господарювання отримують доступ до інформаційної бази інноваційних проектів. Вони користуються нею не тільки як споживачі інновацій, їх власні проекти можуть поповнювати існуючу базу і таким чином розповсюджуватися в межах керованої території. Безумовно, з точки зору трансферу проектів, доцільно розглядати так звані дифузні інновації, здібні до репродукування.

Відсутність одного з аспектів або недостатня його розвиненість призводить до руйнування системи з відповідними наслідками.

Інноваційний процес може бути ефективним тільки за умови цілеспрямованого стимулювання інноваційної діяльності з боку держави,

тому що загальні вигоди від проведення інновацій значно перевищують ті, на які розраховують інноваційні підприємства. Перевищення загальних вигод над власними пояснюється створенням позитивних побічних ефектів, що виникають внаслідок інноваційної діяльності підприємств. Вони відчуються, насамперед, на регіональному рівні.

Децентралізація загальних функцій управління економікою сучасної України обумовлює посилення відповідальності регіонів за стан і розвиток розміщеного на їхній території інноваційного потенціалу. Тому доцільною й актуальною стає задача створення на регіональному рівні системи підтримки інноваційних рішень (СПР), схема якої наведена на рис. 2.

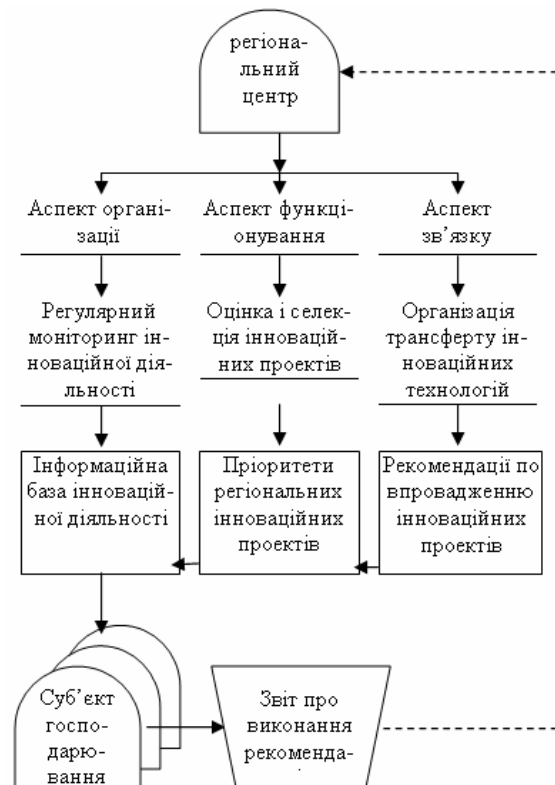


Рис. 2. Схема технології розробки і реалізації системи індикативного управління

До складу СПР в першу чергу повинні ввійти:

- на рівні аспекту організації - підсистема регулярного моніторингу потоків технологічної і комерційної інформації відносно інноваційного середовища, за допомогою якої створюється емпірична інформаційна база для аналізу поточного стану і подальшої селекції інновацій;
- на рівні аспекту функціонування – модель оцінки і селекції інновацій;
- на рівні аспекту зв'язку – регіональна підсистема інформаційної підтримки трансферу технологій, що дозволить використовувати вже накопичені запаси науково-технічних знань регіону, що

за різних причин ще не знайшли практичного застосування і репродукувати інноваційні рішення.

Пропонується наступна технологія розробки і реалізації системи управління інноваційними регіональними проектами. У регіональному координаційному центрі завдяки регулярному моніторингу інноваційної діяльності формується інформаційна база. Після її обробки, враховуючи регіональні пріоритети, здійснюється оцінка і селекція проектів, ефективних з точки зору розробки і реалізації на підприємствах регіону. Для відібраних проектів розробляються рекомендації по їх впровадженню шляхом організації трансферу інноваційних технологій.

Важливим етапом системи управління проектами є організація зворотного зв'язку. Для цього передбачається обов'язковий облік виконання рекомендацій з метою зміни пріоритетів управління по кожному підприємству, учаснику системи.

Управління інноваційною діяльністю на регіональному рівні можливо тільки за умов використання сучасних інформаційних технологій (ІТ технологій), що дозволяють у реальному масштабі часу ефективно збирати, аналізувати, оцінювати якість інноваційного середовища і своєчасно реагувати на його зміни адекватними рішеннями добору і селекції проектів. При чому слід зазначити, що ІТ технології впливають на регіональні суб'єкти господарювання перш за все з управлінської і стратегічної точок зору, а не тільки змінюють технологію бізнес процесів. Сьогодні ІТ технології забезпечують: прозорість; мобільність; персоналізацію процесу прийняття рішень; можливість інтеграції і кооперування зусиль всіх суб'єктів по управлінню бізнес-процесами.

У сьогоднішній гіперконкурентній економіці інформаційні технології важливі, але вже недостатні для створення переваги в глобальному форматі. ІТ технології допомагають, але саме творчі індивідууми створюють унікальні ідеї, що складно скопіювати і які затребувані, а потім передають ці ідеї у виробництво. Щоб стимулювати інновації потрібно відібрати висококваліфікованих спеціалістів – експертів; створити атмосферу, яка б сприяла творчості і самоорганізації, і за допомогою ІТ технологій організувати можливість використання знань, досвіду та інтуїції експертів для створення ефективного інноваційного середовища.

Таким чином, СПР – це організаційна форма автоматизації і водночас оригінальна технологія прийняття рішень. Її опис доцільно починати з визначення функцій суб'єктів процесу прийняття рішень, якими є особа, що приймає рішення (ОПР), експерти і аналітик.

ОПР реалізує функції цілеутворення і організації впровадження прийнятого рішення. Його дії визначаються відповідальністю за результати

впровадження рішень, він є розпорядником ресурсів економічної системи. Функція цілеутворення принципово не піддається повній автоматизації, оскільки ОПР виступає носієм інформації (знань) відносно цілей функціонування економічної системи. СПР може тільки облегшити для ОПР процес структурування і формалізації цілей в межах обраної технології автоматизації прийняття рішень. Функція впровадження рішень пов'язана зі СПР опосередковано. Для неї можлива автоматизація зворотного зв'язку, тобто оцінка наслідків і організація навчання СПР. Ці дії стають актуальними тільки при багаторазовому режимі прийняття рішень. Тому можна зробити висновок про неможливість повного виключення ОПР із процесу прийняття інноваційних рішень.

Експерт (представницька група експертів), як спеціаліст визначеної предметної області, виступає носієм і джерелом знань про закономірності її розвитку. Автоматизація експертних функцій спрямована на розробку бази знань (БЗ) прийняття рішень і відповідних систем управління (СУБЗ) в межах теорії експертних систем.

Аналітик, як консультант з методів і техніки прийняття рішень, здійснює вибір і реалізацію адекватного механізму перетворення доступних знань у рішення. Автоматизація функцій аналітика провадиться у напрямку розробки пакетів програм методів прийняття рішень. Але формальний механізм добору методів до наявної проблемної ситуації, на жаль, відсутній, що не дозволяє повністю автоматизувати функції аналітика і дещо погіршує ефективність роботи ОПР.

Загальною для всіх суб'єктів процесу прийняття рішень є функція взаємодії і обміну знаннями. Ключовим моментом цього процесу є затвердження єдиного і зрозумілого для всіх учасників формату взаємодії. Вирішення цієї задачі забезпечує діалоговий процесор.

Таким чином, одним з основних напрямків дійсного перетворення інноваційної діяльності у стратегічний фактор економічного розвитку регіону є розробка організаційно-економічної системи управління проектами.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Захарченко В. И. Экономический механизм процесса нововведений / Под ред. Продиуса И. П. – Одесса: АОЗТ «ИРЭНиТ», 1999. – 200 с.
2. Попович О. С. Стан формування цілісної системи пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки в Україні // Проблеми науки. 2002. – № 7 – С. 31–35.
3. Добров Г. М. Экспертные оценки в научно-техническом прогнозировании / Г. М. Добров, Ю. В. Ершов, Е. И. Левин и др. – К.: Наук. думка, 1974. – 160 с.

Надійшла до редколегії 30.06.06.

ІНСТИТУТИ СПІЛЬНОГО ІНВЕСТИВАННЯ ЯК ДЖЕРЕЛО ЗАЛУЧЕННЯ ІНВЕСТИЦІЙ

Розглянуто можливості застосування в умовах діючого в Україні законодавства механізмів венчурного фінансування за допомогою інститутів спільного інвестування. Визначено основні види і типи інвестиційних фондів та наведена їх класифікація. Охарактеризовано проблеми, які перешкоджають широкому розповсюдженню інститутів спільного інвестування в Україні, та напрямки їх розв'язання.

Рассмотрены возможности применения в условиях действующего в Украине законодательства механизмов венчурного финансирования при помощи институтов совместного инвестирования. Определены основные виды и типы инвестиционных фондов и приведена их классификация. Охарактеризованы проблемы, препятствующие широкому распространению институтов совместного инвестирования в Украине, и направления их решения.

The article considers opportunities of applying the mechanisms of venture funding through the institute of joint investment in conditions of currently effective legislation in Ukraine. Basic kinds and types of the investment funds are defined and their classification is presented. The problems, putting obstacles to wide distribution of the institutes of joint investment in Ukraine, have been described and directions of their solution have been outlined.

Економічний потенціал та добробут держави значною мірою залежать від виробничого потенціалу її підприємств. Значна кількість українських підприємств щодо стану їх технічного оснащення перебуває у досить важкому становищі, що загрожує конкурентоздатності вітчизняних підприємств у майбутньому. Більше половини основних фондів підприємств не оновлювались з 1990 р., а коефіцієнт зносу обладнання на окремих підприємствах становить понад 80 % [2].

Для оновлення виробничих фондів підприємства України потребують інвестицій, пошук яких для багатьох підприємств постає великою проблемою. Світовий досвід доводить, що для стабільного економічного зростання та відтворення виробничого потенціалу інвестиції мають становити не менш, ніж 25 % ВВП [2].

Складне становище підприємств, які потребують інвестицій, багато в чому зумовлене нерозвиненістю в Україні сучасних ринкових механізмів та інструментів інвестування. Так, практично основним джерелом залучених коштів для підприємств постає банківське кредитування, яке не тільки не задовольняє за обсягом та термінами надання нагальних потреб у фінансових ресурсах, але є і надто дорогим для більшості суб'єктів господарювання.

Розв'язання цієї проблеми стало можливим в Україні з прийняттям у 2001 році Закону «Про інститути спільного інвестування (пайові та корпоративні інвестиційні фонди)» [1]. Це дало можливість для виникнення умов цивілізованої ринкової системи, націленої на створення інфра-

структури приватного капіталу, яка б сприяла розвитку інвестиційних процесів в Україні та доступу підприємств до джерел фінансування.

Згаданий Закон визначає основні правові і організаційні засади створення, діяльності та відповідальності суб'єктів спільного інвестування, а також особливості управління їх активами. У відповідності до Закону інститут спільного інвестування (ІСІ) – це корпоративний або пайовий інвестиційний фонд, який провадить діяльність, пов'язану з залученням грошових коштів інвесторів із метою отримання прибутків від вкладання їх у цінні папери інших емітентів, корпоративні права та нерухомість. Класифікація ІСІ наведена на рисунку.

Корпоративний інвестиційний фонд (КІФ) – це ІСІ, який створюється у формі відкритого акціонерного товариства та проводить виключно діяльність щодо спільного інвестування. Він емітує власні акції з метою залучення коштів юридичних та фізичних осіб та вкладання їх у прибуткові активи, як от: цінні папери, нерухомість і т. ін.

Пайовий інвестиційний фонд (ПІФ) не є юридичною особою. Це активи, які належать інвесторам на правах часткової власності та перебувають у довірчому управлінні у Компанії з управління активами (КУА), яка обліковує їх відокремлено від результатів власної господарської діяльності.

На сьогоднішній день в Україні вже створено близько 120 Компаній з управління активами, які є професійними учасниками фондового

ринку, і їх кількість продовжує зростати. Є певні вимоги до КУА при створенні – це розмір статутного капіталу не менше, ніж 200 тис. євро і отримання ліцензії у Комісії з цінних паперів та фондового ринку.



Рис. Класифікація інститутів спільного інвестування

Загальна оцінна вартість інвестиційних портфельів ІСІ за даними управління спільного інвестування станом на 1.04.2005 р. складала 153 456,87 тис. грн. У порівнянні з четвертим кварталом 2004 року загальна оцінна вартість інвестиційних портфельів ІСІ зросла на 120111,1 тис. грн, або у 4,6 раз.

Широкому розповсюдженню діяльності ІСІ (і перш за все диверсифікованих) поки що перешкоджає досить жорстка регламентованість їх діяльності, яка полягає в обмеженні щодо структури активів таких фондів. Витримати вимоги законодавства щодо структури активів диверсифікованого відкритого або інтервального КІФ (які передбачають викуп цінних паперів ІСІ у будь-який або обумовлений момент часу) за умови нинішнього стану розвитку ринку цінних паперів в Україні досить важко, а часом і неможливо. Отже, найбільш розповсюдженою формою ІСІ в Україні на сьогодні є пайові недиверсифіковані інвестиційні фонди закритого типу (венчурні), законодавчі вимоги до структури активів яких є найменш зарегульованими. Назва «венчурні» свідчить про те, що кошти таких ІСІ можуть вкладатися у досить ризиковані проекти, але й приносили за умови ефективної їх реалізації високі прибутки.

Отже, така форма залучення інвестиційного капіталу є дуже привабливою для всіх суб'єктів цього процесу. Інвестор має можливість отримати прибутки, які суттєво перевищують його дохід при вкладанні коштів на банківський депозит. Гарантом при цьому виступає Компанія з управління активами, яка професійно займається аналізом та вибором напрямків інвестування (комісійна винагорода складає 5 % від приросту вартості чистих активів ІСІ). Підприємства отримують можливість доступу до альтернативних джерел фінансових ресурсів на тривалий термін, які сприятимуть розвитку виробництва.

Додаткову привабливість такої форми інвестування надає те, що ІСІ є безподатковою структурою до того часу, поки кошти використовуються на інвестиційні цілі і знаходяться в межах ПФ або КІФ; вони не є об'єктом оподаткування, що дає можливість додатково збільшувати дохід інвестора.

Щодо механізму функціонування ІСІ, то він полягає у наступному. Компанія з управління активами створює ПФ або КІФ укладає угоду з Компанією щодо управління їх активами. Надалі цінні папери ІСІ розміщуються виключно за грошові кошти серед юридичних та фізичних осіб, внаслідок чого формуються джерела майбутніх інвестицій. Компанія з управління активами має сформувати інвестиційний портфель фонду, який би відповідав цілям інвесторів. Отже, Компанії, зазвичай, здійснюють управління різними за структурою портфелями залежно від інвестиційної стратегії, яка будується відповідно до цілей інвесторів (помірна, консервативна, агресивна та ін. типи стратегій). Це зумовлює вибір видів інструментів для інвестування.

Найбільш поширеними на сьогоднішній день є портфелі, сформовані на підставі певного набору інструментів із фіксованою прибутковістю і, зокрема, корпоративних облігацій. Такий вибір ілюструє доволі помірну стратегію інвестування, адже облігації можна вважати надійним інструментом, що гарантує стабільні доходи фонду, а отже його інвесторів.

Як свідчить наявна ситуація, такого механізму замало для вирішення проблеми залучення інвестицій для багатьох підприємств, тому що диверсифікований ІСІ, згідно з діючим законодавством, має включати до складу портфеля ті облігації, які отримали рейтинг. Ця процедура в Україні також поки що не є достатньо врегульованою, оскільки ринок суб'єктів, які здійснюють рейтингування, є практично монопольним, що перешкоджає об'єктивній оцінці.

На нашу думку, в межах діючого правового поля важливо розвивати ті механізми, які сприяють залученню інвестицій підприємствами через пайові або корпоративні венчурні фонди. Активи такого фонду більш ніж на 50 % складаються з корпоративних прав та цінних паперів, що не допущені до торгів на фондових біржах та торгово-інформаційних системах. Такий ІСІ на підставі вивчення та дослідження інвестиційного проекту може задіяти декілька методів. По-перше, входячи у корпоративні права підприємства, він здійснює довгострокове інвестування, а по-друге, згідно Закону, за рахунок коштів ІСІ такому підприємству може бути надана позика на певний термін на умовах більш вигідних, ніж банківський кредит.

Загалом, венчурне фінансування впродовж декількох десятиліть активно розвивається в багатьох країнах. Так, в США тільки у 2000 році таким чином було інвестовано понад 81 млрд дол, а компанії, які на певних етапах свого розвитку були профінансовані венчурними фондами, складають близько 20 % від загальної кількості всіх американських публічних компаній [3].

На сьогоднішній день в Україні вже створено всі підстави для того, щоб такий механізм інвестування був задіяний досить широко, але кількість створених Компаній з управління активами

і кількість ІСІ, що ними реально керуються, свідчать, що цей процес знаходиться тільки на початку свого розвитку. Для більш повного використання механізму венчурного інвестування в Україні необхідно поліпшення якості роботи фондів шляхом підвищення кваліфікації співробітників, вивчення та впровадження стандартів діяльності венчурної індустрії, удосконалення нормативно-законодавчої бази.

Таким чином, розвиток венчурного інвестування на сьогодні в Україні є, безумовно, перспективним напрямком як у питанні акумуляції коштів для інвестування, так і зменшення податкового навантаження.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Закон України «Про інститути спільного інвестування (пайові та корпоративні інвестиційні фонди)» // Відомості Верховної Ради. 2001. – № 21. – С. 103.
2. Бреус С. В. Інноваційні зрушення на сучасному етапі розвитку України // Економіка і управління. – 2003. – № 4. – С. 44–48.
3. Мертенс А. Венчурные фонды и инвестиции. Как это работает? // Финансовый директор. – 2005. – № 1. – С. 61–67.

Надійшла до редколегії 07.08.2006.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ: ФЕНОМЕН ОБЩЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА И ЭКОНОМИЧЕСКОГО СОЗНАНИЯ

Розглянуто умови існування експлуатації в суспільному виробництві та в свідомості господарюючого суб'єкту. Наведено можливі шляхи подолання експлуатації в економічній свідомості суспільства.

Рассмотрены условия существования эксплуатации в общественном производстве и в сознании хозяйствующего субъекта. Приведены возможные пути преодоления эксплуатации в экономическом сознании общества.

The terms of existence of exploitation are considered in public production and in consciousness of managing subject. The possible ways of overcoming of exploitation are resulted in economic consciousness of society.

Как известно, эксплуатация (фр. *ekploitation* – присвоение чужого труда) – бесплатное присвоение собственниками средств производства и жизненных средств продукта (прибавочного, а часто и части необходимого), произведенного непосредственными хозяйствующими субъектами через экономическое или внеэкономическое принуждение. Различают формы эксплуатации как специфический способ производства (рабовладение, феодализм, капитализм) и такие, где они не являются способами производства (военные грабежи, дань, контрибуция, домашнее рабство и т. д.).

Современные развитые общества характеризуются изменением основной производительной силы – труда. В предшествующие исторические эпохи при низкой производительности труда главной целью хозяйствующего субъекта была добыча необходимых ему жизненных средств для обеспечения своего существования. Именно в силу данного обстоятельства отчуждение части произведенного продукта неизбежно вступало в явное противоречие в первую очередь с экономическими интересами хозяйствующего субъекта.

В этот период объективная сторона эксплуатации выдвигалась на первый план и всецело определяла субъективную сторону. Во времена, когда хозяйствующий субъект производил лишь самое необходимое, изъятие даже незначительной части произведенного продукта негативно воздействовало на восстановление производительных сил. В эпоху существования первых форм эксплуатации проявлялось наибольшее сопротивление со стороны одного хозяйствующего субъекта и наиболее жесткое подавление со стороны другого. Проходили антиэксплуататорские социальные движения, целью которых был призыв к созданию усло-

вий, позволяющих хозяйствующему субъекту использовать все созданное его трудом в собственных интересах.

В современных условиях содержание экономических систем наиболее развитых стран изменилось. Хозяйствующие субъекты этих стран в подавляющем своем большинстве обладают высоким уровнем обеспеченности материальными благами, что приводит к возникновению у них стремления к самовыражению за пределами мира материальных объектов. Стремление к творчеству оказывается одним из основных социально-экономических ориентиров и воздействует на них в том случае, когда желание накапливать материальные богатства частично заменяется желанием совершенствовать свою внутреннюю природу. А все это осуществимо при высокой степени удовлетворения экономических потребностей хозяйствующего субъекта.

«Творчество может быть определено как осознанная деятельность, направленная преимущественно на саморазвитие и самореализацию личности. Материальные блага вполне могут становиться результатами творчества, но представляются скорее его побочными продуктами, нежели основной целью, в этом заключено главное отличие творчества от труда» [1]. В этой ситуации эксплуатация может существовать и при этом не оказывать значительного воздействия ни на общество в целом, ни на отдельного хозяйствующего субъекта, если только для него присвоение создаваемых им материальных благ не является единственной целью деятельности.

Следовательно, эксплуатация – это социально-экономическое явление, присущее любой экономической системе, основанной на утилитарной мотивации деятельности всех хозяйствующих субъектов.

При абсолютно доминирующем использовании материальных благ экономические интересы отдельных хозяйствующих субъектов по поводу их производства, распределения, обмена и потребления всегда будут приходить в противоречие друг с другом. В данном случае экономической системе будут присущи отношения противоречивого характера. Факт распределения обществом произведенных благ между хозяйствующими субъектами обязательно предполагает:

- изъятие части произведенного прибавочного продукта у хозяйствующего субъекта;
- осознание фактически каждым хозяйствующим субъектом того, что произведенный им прибавочный продукт используется для удовлетворения не только его собственных экономических потребностей, но и для удовлетворения общественных экономических потребностей.

В нынешних условиях проблему эксплуатации необходимо рассматривать как сложный феномен в комплексе с объективной и субъективной стороны. Будучи тесно связанной с целью, которую ставит перед собой хозяйствующий субъект в процессе своей экономической деятельности, она не может быть обнаружена только на основе анализа социально-экономических результатов таковой. Эксплуатация как социально-экономическое явление исчезает окончательно только тогда, когда исчезает субъективное восприятие воспроизводящегося противоречия между материальными интересами отдельных хозяйствующих субъектов.

Если же все экономические потребности хозяйствующих субъектов отражены целями разного уровня, то самого факта отчуждения произведенного блага становится недостаточно для фиксации явления эксплуатации. Определенное отчуждение части прибавочного продукта в виде налогов всегда имело и будет иметь место в экономической системе, как абсолютно необходимое для обеспечения ее нормального функционирования. Таким образом, с появлением экономической системы появляются условия существования эксплуатации и лишь с преодолением эксплуатации общество может перейти к неэкономической системе развития. Поэтому более предпочтительным кажется стремление преодолеть эксплуатацию как в объективно-экономическом, так и в субъективно-нравственном аспекте.

Эксплуатация воздействует на общественно-экономические отношения до тех пор, пока большинство хозяйствующих субъектов с их экономическими потребностями является эле-

ментами единой системы, зависимыми от экономической деятельности другого хозяйствующего субъекта, – государства. Феномен эксплуатации может существовать в условиях общественного сознания при массовом производстве материальных благ хозяйствующими субъектами так же, как действуют в полной мере открытые К. Марксом закономерности стоимостных пропорций обмена.

Хозяйствующий субъект станет экономически свободным только тогда, когда почувствует себя способным им стать. Когда основной и единственной целью деятельности выступает обретение материального благосостояния, эксплуатация как имманентный атрибут ее достижения преодолима лишь после преодоления этой цели в индивидуальном сознании хозяйствующего субъекта. Реальное освобождение сознания от материальных факторов может произойти только в том случае, если эти факторы в ходе экономического прогресса превратятся из основных во второстепенные.

Хозяйствующий субъект экономической системы США или Западной Европы, хотя и не присваивает всего произведенного прибавочного продукта, отнюдь не всегда считает себя эксплуатируемым. А все потому, что он живет в условиях экономической системы, предоставляющей ему, с одной стороны, работу, которая приносит значительное экономическое удовлетворение и предполагает возможность как личностного, так и профессионального роста, и, с другой стороны, дает достаточно широкий круг разнообразных материальных и социальных благ. В данном случае материальная обеспеченность, осознание собственной значимости для коллектива и общества, реализация потребности хозяйствующего субъекта в творческой деятельности перевешивают в его сознании фактор безусловно существующего изъятия части создаваемой стоимости. Изъятие части производимого продукта то ли со стороны другого хозяйствующего субъекта, то ли со стороны государства уже не рассматривается им сугубо как эксплуатация.

В условиях становления современных рыночных отношений в экономической системе Украины на страницах научно-экономических изданий довольно часто звучат заявления о налоговом давлении на хозяйствующие субъекты. Вполне понятно настроение хозяйствующего субъекта, который находится под жестким и почти всеобщим давлением управленческих структур, считает себя эксплуатируемым и фактически готов заявить об очередном экс-

плуататоре в лице государства. Можно сделать вывод, что одномерное, количественное понимание эксплуатации следовало бы признать устаревшим.

При рассмотрении процесса эксплуатации не в массовом масштабе, а в ее конкретных проявлениях перед нами предстает процесс как сложный и противоречивый феномен.

Следует отметить, что эксплуатация имеет два важных признака, ни один из которых не является при этом достаточным для того, чтобы безоговорочно утверждать о ее существовании.

Во-первых: изъятие в пользу одного хозяйствующего субъекта, не участвующего в производственном процессе или обеспечении его условий, части продукта, созданного трудом другого хозяйствующего субъекта.

Во-вторых: постановка хозяйствующего субъекта в такие условия, когда он осознает противоречие такого изъятия удовлетворению своих экономически необходимых потребностей, начиная в результате этого явственно ощущать давящую волю другого хозяйствующего субъекта, – государства.

Противоположность экономических интересов хозяйствующих субъектов лучше всего охарактеризовал А. Смит, отметивший, что в рыночной системе, где главной целью является присвоение максимальной величины прибавочной стоимости, интересы рабочих и капиталистов отнюдь не тождественны. «Рабочие хотят получать возможно больше, а хозяева хотят давать возможно меньше»[2].

Приведенное высказывание А. Смита вполне отражает существование социально-экономического конфликта, лежащего в основе эксплуатации. И в современных условиях эксплуатация возникает как результат столкновения

соизмеримых, единых по своей сути экономических интересов, направленных в противоположные стороны и целью которых является присвоение материального богатства. И так как она невозможна без отчуждения части прибавочного продукта, встает вопрос об определении допустимой его части, которая переходит из рук одного хозяйствующего субъекта в руки другого хозяйствующего субъекта – государства, то есть о допустимой степени налоговой эксплуатации.

Количественное измерение степени эксплуатации осуществимо только в случае возможности определения стоимости произведенного продукта и потребленных хозяйствующим субъектом общественных благ, распределенных государством между хозяйствующими субъектами. В свою очередь, это обстоятельство обусловлено однородностью и воспроизводимостью создаваемого блага.

Таким образом, одним из возможных путей преодоления эксплуатации является формирование новой системы ценностей хозяйствующего субъекта, при которой бы главенствующее место занимали интересы, позволяющие хозяйствующему субъекту полностью реализовать свой созидательный потенциал.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Брагинский С. В. Политическая экономия / С. В. Брагинский, Я. А. Певзнер. – М.: Мысль, 1991, – С. 425.
2. Иноземцев В. Л. За десять лет. К концепции постэкономического общества: Научное издание. – М.: «Academia», 1998. – С. 136.
3. Смит А. Исследование о природе и причинах богатства народов. Т. 1. – М.–Л., 1931. – С. 74.

Поступила в редколлегия 16.10.2006.

ЛОГИСТИЧЕСКИЕ ПОТОКИ В ДОРОЖНОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Розглянуто логістичні потоки, що мають місце в системі дорожнього господарства, а також визначені їх відмітні ознаки і специфічні властивості, викликані особливостями його діяльності. При виконанні робіт на об'єкті виявляються оптимальні напрями руху дорожньо-будівельної техніки, які трансформуються в транспортні логістичні дорожньо-будівельні потоки. Розроблені елементи інформаційних потоків на мікрорівні, що відображають вимоги до стану автомобільних доріг; схема формування фінансових потоків в дорожньому комплексі; запропоновано доповнення до класифікації транспортних потоків і виділений новий транспортний дорожньо-будівельний логістичний потік з розробкою порядку його планування. Встановлені особливості логістичних потоків в дорожньому господарстві враховуються при повному описі логістичної системи дорожнього господарства і розробці організаційно-економічного механізму розвитку логістичних систем в дорожньому господарстві.

Рассмотрены логистические потоки, имеющие место в системе дорожного хозяйства, а также определены их отличительные признаки и специфические свойства, вызванные особенностями его деятельности. При выполнении работ на объекте выявляются оптимальные направления движения дорожно-строительной техники, которые трансформируются в транспортные логистические дорожно-строительные потоки. Разработаны элементы информационных потоков на микроуровне, отражающие требования к состоянию автомобильных дорог; схема формирования финансовых потоков в дорожном комплексе; предложено дополнение к классификации транспортных потоков и выделен новый транспортный дорожно-строительный логистический поток с разработкой порядка его планирования. Установленные особенности логистических потоков в дорожном хозяйстве учитываются при полном описании логистической системы дорожного хозяйства и разработке организационно-экономического механизма развития логистических систем в дорожном хозяйстве.

Logistical torrents in the system of road economy is consider and distinctive sings which evoke peculiarity his activity and specific quality, be formed. During execution of works on object reveal optimum direction of move road-structure technology, which transformaintion to transport logistical road-structure torrents. Elements of information torrents on micro level, which reflection demand to the condition car road and scheme of forming financial torrents in road complex are work out; offer complete classification transport torrents and pick out a new transport road-structure logistical torrents with working out order it planning. Offer peculiarity of logistical torrents in the road economy property to take into consideration in full describe logistical system of road economy and work out organization economic mechanism of development of logistical system in the road economy.

В современных условиях в различных отраслях народного хозяйства находит все более широкое использование концепция логистики. Она рассматривается как эффективный мотивированный подход к организации и управлению, способствующий снижению издержек производства. В основе лежит идея непрерывного наблюдения за всем ходом производственного процесса. Принципиальное отличие логистического подхода от предшествующих ему теорий организации и управления производством заключается в том, что если ранее объектом управления было определенное скопление объектов, то при логистическом подходе основным объектом управления стал поток. Логистические потоки существуют как объективные системообразующие процессы воспроизводства независимо от содержания и вида логистической системы [1].

Для Республики Беларусь, расположенной в центре Европы, значение качественного содержания и обслуживания автомобильных дорог особенно велико. К развитию дорожного хозяйства предъявляются повышенные требования эффективности и качества работы. Уровень развития дорожного хозяйства открывает большие возможности для экономико-логистических обобщений.

Для полного описания логистической системы дорожного хозяйства и формирования организационно-экономического механизма развития логистических систем в дорожном хозяйстве необходимо рассмотреть логистические потоки, которые могут иметь место в результате деятельности данной системы, а также определить их отличительные признаки и специфические свойства, вызванные особенностями деятельности в рассматриваемой подотрасли народного хозяйства.

В любой логистической системе можно выделить следующие основные виды потоков: материальные, документальные, информационные, финансовые, транспортные, трудовые и др. Рассмотрим особенности потоков применительно к дорожному хозяйству.

Для описания потоков и работы с ними необходима классификация, которую различные исследователи выстраивают по самым разным признакам, выбор которых происходит в соответствии с конкретной целью исследования [2]. Кроме общепринятых признаков классификации материальных потоков можно назвать также такие: степень регулярности, стабильности, изменчивости; характер перемещений элементов потока; степень соответствия изменения параметров потока заранее заданному ритму; степень сложности, управляемости, упорядоченности элементов потока и т. п. Основным признаком, влияющим на структуру логистических систем и их организационное построение, является уровень материалоемкости продукции.

Работы по строительству автомобильных дорог и искусственных сооружений на них относятся к числу, требующих больших объемов материалов, многие из которых необходимо доставить не только автомобильным, но и другими видами транспорта на достаточно большие расстояния. Именно из-за высокого уровня материалоемкости строительства в целом и дорожного строительства в частности логистический подход в данной отрасли на настоящий момент времени охватывает управление и планирование исключительно материальных потоков в области материально-технического снабжения [3].

В настоящее время практически не осталось разногласий по определению понятия материального потока. В своем движении материальным потокам соответствуют информационные потоки, однако, между ними отсутствует однозначное соответствие, синхронность во времени возникновения. Как правило, информационный поток либо опережает материальный, либо отстает от него [4].

Сегодня документальный и информационный логистические потоки в логистической системе дорожного хозяйства пока еще не слились в единый информационный поток. Хотя с развитием информационных технологий можно ожидать в ближайшей перспективе внедрения в дорожной отрасли комплексной системы информационных технологий. Документальный поток проходит не только через все аспекты деятельности предприятия, как логистической системы, но и связывает ее в единую логисти-

ческую систему более высокого ранга. Данный поток требует дополнительных финансовых и трудовых ресурсов, часто значительных, для его обеспечения. Поэтому для повышения эффективности функционирования логистических систем дорожного хозяйства необходимо объединить информационный и документальный потоки в единый интегрированный информационный логистический поток.

Информационные потоки в дорожном строительстве приобретают дополнительную степень значимости, вызванную некоторыми объективными факторами. К ним относится специфическая особенность процедуры контроля качества и приемки выполненных работ, которая в дорожной отрасли проводится большей частью на основании поступающей заказчику информации о качестве используемых исходных материалов, промежуточных отчетах о ходе выполнения работ и т. п. Информация, отражающая требования к состоянию сети автомобильных дорог, детализирует уровни дорог по качеству покрытий, схемы возможных путей улучшения состояния дорог, организацию логистического сервиса и т. д. Элементы информационных потоков этого источника представлены в табл. 1.

В условиях как формирующейся, так и стабильно развивающейся рыночной экономики, повышение эффективности движения материальных потоков достигается за счет улучшения их финансового обслуживания. В настоящее время механизм движения, возникновения и функционирования финансовых потоков является наименее изученным в логистике.

В применении к отрасли дорожного хозяйства данный процесс имеет некоторые специфические отраслевые особенности, обусловленные рядом факторов. В первую очередь, надо отметить фактор неподвижности и выполнения на заказ производимой продукции. Вследствие этого, трансформируется смысл утверждения того, что финансовые потоки создаются и используются для обеспечения эффективного прохождения товарными потоками всего пути следования, т. к. в данном случае финансовый поток оплаты за выполнение работ не обеспечивает движение потока готовой продукции ввиду отсутствия последнего, несмотря на факт наличия готовой продукции. Вследствие этого, формирование и движение финансовых потоков в рассматриваемой подотрасли на уровне взаимодействия участников логистической цепи происходит согласно представленной на рис. 1 схеме.

Элементы информационных потоков, отражающих требования к состоянию сети автомобильных дорог

Группа информационных потоков	Элементы информационных потоков
Информация о требовании качества покрытия	Специфические требования магистральных автомобильных дорог и наиболее грузонапряженных участков дорог с большой интенсивностью движения. Требования к качеству содержания автомобильных дорог и организации придорожного сервиса. Версии современного состояния автомобильных дорог. Качество эксплуатируемой дороги и стандарты сервиса
Информация о процедурах тендерных торгов	Требования проведения работ по строительству, реконструкции и ремонту на определенных участках автомобильной дороги. Коммуникационные каналы для сбора заявок. Процедура проведения торгов. Процедура оглашения результата
Информация о стоимости	Диапазоны стоимости для конкурентных видов покрытий и способов организации работ. Условия договоров-подряда или контрактов поставок, относящиеся к ценам. Дополнительные ценовые ограничения на дистрибутивный сервис, объемы работ, страхование и т. п.
Информация о сдаче готового объекта в эксплуатацию	Общий срок производства работ на объекте и время выполнения отдельных этапов. Требования к качеству выполненных работ. Требования к содержанию автомобильных дорог

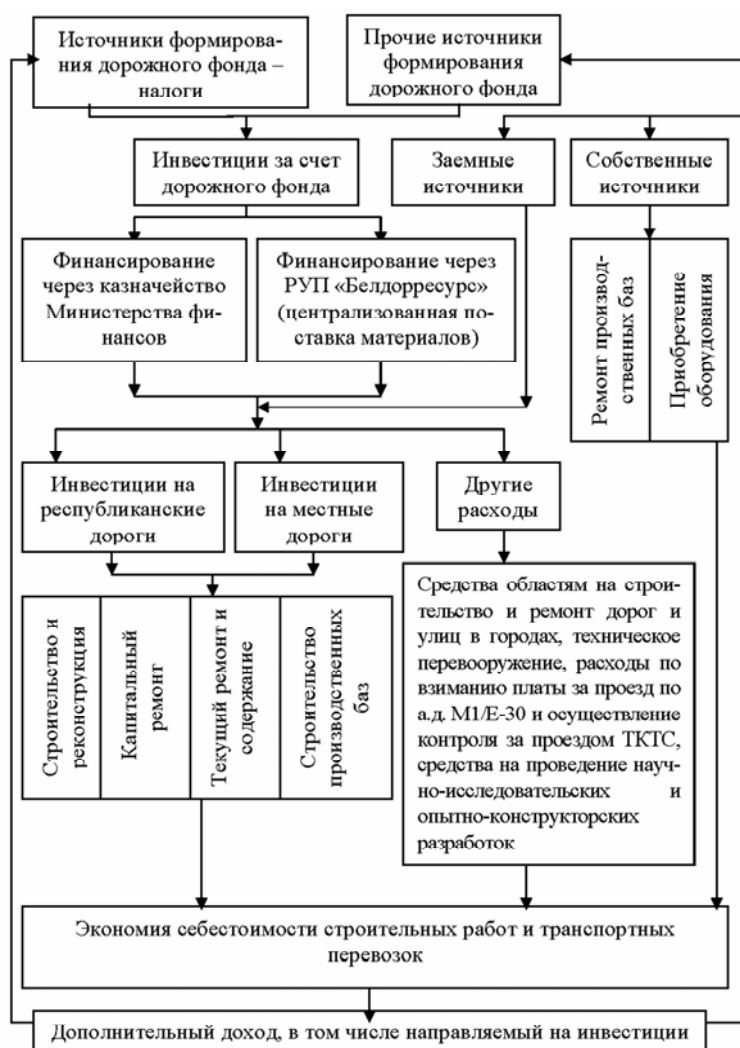


Рис. 1. Схема формирования финансовых потоков в дорожном комплексе

Поскольку объект производства работ в отрасли дорожного строительства имеет линейный характер (протяженность объектов может быть достаточно большой – более одного километра), то есть смысл констатировать наличие транспортного потока, занимающегося непосредственным выполнением работ на объекте. Согласно поточному методу или, другими

словами, методу непрерывного производства работ по участку выполнения работ движутся с определенной скоростью и согласованностью потоки дорожно-строительных машин, подразделяющиеся на составные части. Схема поточной организации строительства автомобильной дороги показана на рис. 2.

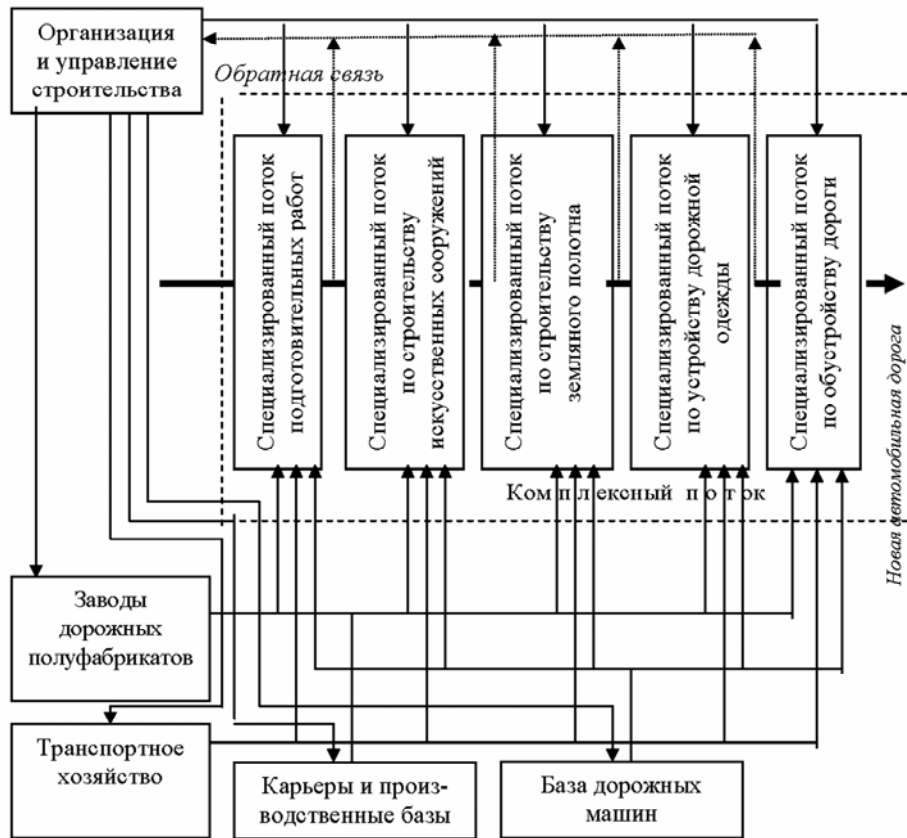


Рис. 2 Схема поточной организации дорожного строительства

В связи с этим предлагается дополнить известную классификацию транспортных потоков новым видом потока (рис. 3). Транспортные потоки по объекту обслуживания делятся на

потоки, обслуживающие материальные потоки на всем пути их следования и потоки, обслуживающие объект производства работ по всей его продолжительности.



Рис. 3. Дополнение к классификации транспортных потоков по объекту обслуживания в дорожной отрасли

Транспортный поток, обслуживающий непосредственно сам объект производства работ, в своем движении проходит несколько этапов. Первый этап включает в себя движение к объекту производства работ, т. к. сам объект статичен, второй – движение по объекту с одновременным производством работ, третий этап включает в себя движение обратное движению первого этапа, т. е. от объекта производства работ.

Некоторые ученые считают транспортные потоки разновидностью материальных. Они же придерживаются мнения, что решения по организации работы транспортных средств должны приниматься с учетом требований и ограничений собственника транспортных ресурсов. В данном исследовании собственником транспортных ресурсов, равно как и основным пользователем является исследуемое предприятие.

Рассмотрим поток, обслуживающий объект производства работ на всей его протяженности. Этот тип потока, является одной из особенностей логистики дорожного хозяйства, так как присутствует только в данной отрасли. Это связано с тем, что дорожные объекты имеют зна-

чительную линейную протяженность. Для изучения данной категории логистики целесообразно ввести новое понятие транспортного дорожно-строительного потока

Функции логистики дорожного хозяйства в части транспортного дорожно-строительного потока имеют свои особенности. В первую очередь, это разработка оптимальной траектории движения дорожно-строительной техники по объекту производства работ. Оптимизация маршрутов работы составляет основное содержание функции «планирование».

Сущность логистики проявляется на стадии планирования в выполнении множества расчетов для определения параметров транспортного дорожно-строительного потока: направления потока, объемов выполненных работ, технических и эксплуатационных скоростей, времени движения и выполнения конкретных производственных операций, загрузки дорожно-строительной техники и т. д.

Порядок планирования транспортного логистического дорожного-строительного потока показан на рис. 4.



Рис. 4. Порядок планирования транспортного дорожно-строительного логистического потока

Выводы

1. В результате проводимой плановой работы выявляются все возможные траектории движения дорожно-строительной техники при выполнении работ на объекте и их составляющие, которые распределяются по оптимальным направлениям, после чего трансформируются в транспортные дорожно-строительные потоки.

2. Рассматривая отличительные признаки и специфические свойства логистических потоков дорожного хозяйства, вызванные особенностями деятельности (в основном спецификой производства работ), разработали элементы информационных потоков на микроуровне, отражающие требования к состоянию сети автомобильных дорог, схема формирования финансовых потоков в дорожном комплексе; предложено дополнение к классификации транспортных потоков применительно к строительству автомобильной дороги и выделен новый транспортный дорожно-строительный логистический поток с разработкой порядка его планирования.

3. Рассмотренные особенности логистических потоков в дорожном хозяйстве учитываются при полном описании логистической системы дорожного хозяйства и формировании организационно-экономического механизма развития логистических систем в дорожном хозяйстве.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ивуть Р. Б. Логистика / Р. Б. Ивуть, С. А. Нарушевич. – Минск.: БНТУ, 2004. – 328 с.
2. Новиков О. А. Логистика / О. А. Новиков, С. А. Уваров. – СПб.: Бизнес-пресса, 1999. – 208 с.
3. Миротин Л. Б. Основы логистики / Л. Б. Миротин, В. И. Сергеев. – М.: ИНФРА-М, 1999. – 156 с.
4. Стаханов, В. Н. Логистика в строительстве / В. Н. Стаханов, Е. К. Ивакин-Ростов н/Д.: РГСУ, 1997. – 304 с.
5. Гаджинский А. М. Логистика: Учебник для студентов высших учебных заведений. – 12-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К^о», 2006. – 228 с.

Поступила в редколлегию 12.12.2007.

ІНВЕСТИЦІЙНІ ПОТРЕБИ ТРАНСПОРТНОЇ ІНФРАСТРУКТУРИ УКРАЇНИ

Розглянуто взаємозв'язок інвестицій і обсягів перевезень різних видів транспорту з використанням економетричного інструмента аналізу – лінійного коефіцієнта кореляції.

Рассмотрена взаимосвязь инвестиций и объемов перевозок разных видов транспорта с использованием эконометричного инструмента анализа – линейного коэффициента корреляции.

Intercommunication of investments and the operation volumes of different modes of transport has been considered with the use of econometric analysis instrument – the linear coefficient of correlation.

Транспорт є однією з найважливіших галузей матеріального виробництва. Матеріальний характер транспортного виробництва – це те загальне, що об'єднує транспорт з іншими галузями народного господарства. Україна має всі види транспорту, а саме: залізничний, автомобільний, авіаційний, морський, річковий і трубопровідний, які тісно взаємодіють між собою і з усіма галузями народного господарства і соціальною сферою суспільства. Надійне інвестиційне забезпечення транспортної інфраструктури є одним з обов'язкових умов успішного функціонування економіки.

Проблемою інвестування транспортної інфраструктури України займаються Міністерство транспорту та зв'язку, Укрзалізниця, окремі вчені й практики.

Метою статті є визначення інвестиційних потреб транспортної інфраструктури України.

За експертним оцінюванням, досягнення Україною основних соціально-економічних показників розвинутих європейських держав до 2020 року можливо за умови забезпечення середньорічних темпів зростання ВВП України в розмірі 6...8 %. У 2000–2001 рр. ці темпи відповідно склали 5,9 і 9,1 %, що, безумовно, позначилося і на потребах у перевезеннях [2].

Економічне зростання країни забезпечується в тому випадку, якщо капіталовкладення складають 20...30 % від ВВП, що вважається індикатором економічної безпеки. В Україні починаючи з 2000 року зросли капіталовкладення (у 2000 році – на 14,4 %, у 2001 році – на 17,2 %), збільшився обсяг зовнішніх інвестицій. Проте сумарні капіталовкладення з внутрішніх і зовнішніх джерел у 2001 році не перевищували 13,24 % від ВВП, тобто дефіцит інвестиційних ресурсів в Україні складав як мінімум 6,76 % від ВВП [6; 8]. Відповідно до концепції розвитку транспортно-дорожнього комплексу України на період до 2020 року визначено основи інвестиційної політики, що здатна забезпечити реалізацію за-

дач, що виникають перед галуззю в умовах по-жвавлення виробництва і відновлення реального сектора економіки, збільшення попиту на транспортні послуги й активізації процесів інтеграції в європейську і світову транспортні системи.

В останні роки (2000–2002) спостерігалось уповільнення темпів скорочення обсягів перевезень вантажів. У той же час істотного збільшення інвестицій на усіх видах транспорту не відзначається (табл. 1).

Розглянемо взаємозв'язок інвестицій і обсягів перевезень окремими видами транспорту з використанням економетричного інструмента аналізу – лінійного коефіцієнта кореляції r ; при цьому вимір такого взаємозв'язку базується на визначенні тісноти ознак X (перевезення) і Y (інвестиції):

$$r = \frac{n \sum XY - \sum X \sum Y}{\sqrt{[n \sum X^2 - (\sum X)^2][n \sum Y^2 - (\sum Y)^2]}}$$

де $\bar{X}$, $\bar{Y}$ – середні значення ознак X і Y ; X_i і Y_i – значення ознак X і Y в об'єкті спостереження; n – кількість спостережень X і Y .

Зокрема, обсяги перевезень на морському транспорті мають позитивний зв'язок з обсягом інвестицій, вирішальний чинник для яких – старіння морських суден. Коефіцієнт кореляції склав 0,21637. На кінець 2001 року термін експлуатації переважної більшості суден України перевершив оцінку 20 років. Наприклад, вантажних наливних суден з терміном експлуатації від 15 до 19 років нараховувалося 54 %, а 20 років і більш – 41 %; суховантажів – відповідно 38 і 54 %; пасажирських і вантажно-пасажирських суден – 19 і 80 %; рибальських суден – 49 і 40 % [8]. Відповідно зменшилися й обсяги перевезень морським транспортом (табл. 2).

Таблиця 1

Інвестиції в основний капітал за усіма видами транспорту, млн грн

Вид транспорту	Роки				
	1996	1997	1998	1999	2000
Залізничний	108	347	519	597	443
Морський	108	84	85	181	240
Річковий	3	3	14	18	8
Автомобільний	71	54	68	49	81
Авіаційний	43	14	166	124	152
Трубопровідний	216	447	677	619	579
Усього	1 254	1 169	1 786	1 873	1 866

Таблиця 2

Вантажоперевезення за видами транспорту, млн т

Вид транспорту	Роки							
	1985	1990	1995	1996	1997	1998	1999	2000
Залізничний	1020	274	360	343	341	335	335	357
Морський	56	53	21	14	10	9	7	6,3
Річковий	57	66	13	8	9	9	8	8,3
Автомобільний	4 727	4 897	1 816	1 254	1 250	1 081	955	939
Авіаційний	0,3	0,2	0	0,017	0,013	0,015	0,013	0,0195
Трубопровідний	254	296	246	246	237	239	233	218
Усього	6 118	6 286	2 456	1 865,017	1 847,013	1 673,015	1 538,013	1 528,62

Основна увага на морському транспорті може бути сконцентрована на прийнятті державних цільових програм розвитку цього виду транспорту, їхньому виконанні і забезпеченні безпеки судноплавства. Необхідно також створити правові основи діяльності морських і річних портів у нових економічних умовах. У першу чергу варто здійснити поділ адміністративних і господарських функцій управління і визначити основи судноплавної політики держави, забезпечивши плідну взаємодію різних видів транспорту в транспортних вузлах.

Останні роки країни СНД не здатні запропонувати ринку достатній обсяг власної продукції, тому наголошують на переробленні транзитних вантажів. У Чорноморському басейні зіштовхуються інтереси України, Грузії, Росії, Болгарії, Румунії та Туреччини. Наприклад, українська компанія СК «Укрфері», яка базується в порту Іллічівськ, за допомогою нової поромної лінії до порту Деріндже (передмістя Стамбула) перехоплює вантажопотоки, що раніш направлялися з Туреччини до Болгарії. У

2001 році на лінії Іллічівськ–Поті–Батумі перевезено 473,8 тис. т вантажів, що на 40 % більше, ніж у 2000 році. Це досягнуто завдяки впровадженню мінімальних тарифів на перевезення. Зросли постачання з України в країни Закавказзя металу, шин, різноманітного устаткування, автотехніки, зерна, солі, вино-горілчанних виробів, пива, м'яса і молочних продуктів, що позитивно вплинуло на роботу українських підприємств. Напрямок перевезень Північна Європа–Закавказзя–Іран–Центральна Азія–Китай складає серйозну конкуренцію російському проекту Північ–Південь.

Проблема конкурентних відносин підприємств морського транспорту не має однозначного рішення. Держави-конкуренти Чорноморського басейну одночасно є і партнерами в ГУУАМ, і учасниками проекту ТРАСЕКА, що фактично повторює Великий Шовковий Шлях до Китаю через Кавказ і Центральну Азію. Із Росією, наприклад, пов'язаний інвестиційний проект на суму 100 млн євро, що передбачає перетворення залізничного комплексу в Іллі-

чевському порту на мультимодальний термінал. У той же час Росія проектує виходи міжнародних транспортних коридорів до своїх портів на Азовському і Чорному морях [7].

Відновлення роботи морського транспорту визнано одним із пріоритетних питань у відродженні транспорту. У грудні 2001 року завершилося будівництво другого залізничного під'їзду до порту Іллічівськ. Було прокладено 3,6 км додаткових залізничних колій, що дозволять скоротити доставляння вантажів на 1,5 год. Вартість будівництва – 12 млн грн. Іллічівський морський порт переробив у 2001 році 13262 тис. т вантажів, що на 6 % більше, ніж у 2000 році.

Установлено функціональну залежність між обсягами перевезень річковим транспортом і обсягами інвестицій у них. Коефіцієнт кореляції склав 1,1782.

На річковому транспорті, як і на морському, необхідне удосконалення державного регулювання діяльності [2] шляхом розроблення нових і перегляду чинних законодавчих і нормативно-правових актів, що передбачають однакові підходи до правовідносин підприємств різних форм власності; державне і галузеве підтримання судноплавних компаній України шляхом забезпечення в законодавчому порядку паритетної участі суден під національним прапором в експортно-імпортних перевезеннях вантажів; забезпечення міжгалузевої та міжрегіональної координації розвитку транспортної інфраструктури. Це дозволить створити єдиний транспортний простір, раціонально використовувати існуючі транспортні комунікації.

За останні роки в Україні помітно збільшився попит на перевезення вантажів та інші послуги морського і річкового транспорту. Їхній прогнозований обсяг буде щорічно зростати на 4...5 %. При цьому прискореними темпами будуть зростати міжнародні перевезення. Але для цього буде потрібне збільшення обсягів інвестицій. Так, за інформаційними даними Укрморрічфлоту, на будівництво українськими суднобудівними заводами судів для ВАТТ «Українське Дунайське пароплавство» необхідно інвестувати 65 млн дол. США; для створення глибоководного суднового ходу «Дунай–Чорне море» у Новостамбульському усті ріки Дунай необхідні інвестиції в сумі 24,9 млн дол. Слід зазначити, що, відповідно до даних Державного комітету статистики України за період з 1991 по 2000 рр. капітальні вкладення в річковий транспорт складали лише 123 млн грн, чи 22,36 млн дол.

На відміну від водного транспорту, обсяги перевезень на залізницях не мають тісного взаємо-

зв'язку з обсягом інвестицій. Розрахунки показали, що коефіцієнт кореляції тут дорівнює 0,77.

Одним із ключових чинників, що впливають на обсяг перевезень залізничним транспортом, є стабільність роботи підприємств, які поставляють товари. Ще недавно основною причиною наявності негативного зв'язку між обсягами перевезень і інвестиціями на залізничному транспорті була велика частка бартерних операцій (у 1999 році дорівнювала 92 %). Належна технічна модернізація основних виробничих фондів та інфраструктури залізниці не велася. У 2000 році вдалося скоротити бартерні операції до 16 % і залучити на рахунки Укрзалізниці 4 млрд грн.

Аналіз показав, що для економічного відродження галузі необхідно в ряді випадків проводити тверду дезінвестиційну політику, а саме – скорочення кількості зайнятих працівників і зменшення фізичних обсягів застарілих основних фондів. Зокрема, скорочено 106 тис. чол., закрито 159 залізничних станцій і виведено з експлуатації 178 електровозів і 739 магістральних тепловозів. У той же час проведені заходи щодо модернізації тепловозобудівних і ремонтних заводів, що дозволить створити нові робочі місця і впровадити у виробництво нові технології. Необхідний обсяг інвестицій для нормалізації роботи залізничного транспорту складає 1547 млн дол. США, у тому числі на реконструкцію тунелю на ділянці Бескид–Скотарське 30 млн дол.; на модернізацію парку пасажирських вагонів – 272 млн дол.; на закупівлю нових пасажирських вагонів – 945 млн дол.; на відновлення парку електровозів сучасними магістральними вантажо-пасажирськими електровозами перемінного струму – 104 млн дол.; на відновлення парку дизель- і електропоїздів – 45 млн дол.; на створення компанії – оператора з перевезення рудно-металургійних вантажів у Донецько-Придніпровському регіоні – 21,8 млн дол.; на створення автоматизованої системи обліку і контролю вантажної роботи в товарних конторах станцій на залізницях України – 15 млн дол.

На об'єктах залізничного транспорту в 2001 році освоєно капітальних вкладень за рахунок власних коштів 252,3 млн грн, що в 3,7 разу більше, ніж у 2000 році (з них на об'єктах виробничого призначення – 156,9 млн грн). Введені в дію основні фонди на суму 96,6 млн грн, у тому числі на об'єктах виробничого призначення – 93,8 млн. Придбано й оновлено рухомий склад на суму 77,2 млн грн чи 53,1 % від загальної суми освоєних капітальних вкладень виробничого призначення.

Необхідно вказати, що період 2000–2002 рр. характеризувався пожвавленням ділової активності, збільшенням обсягу ВВП і обсягів вантажних перевезень в Україні. Стабілізація економічної ситуації позитивно вплинула на обсяг інвестицій у транспортно-дорожній комплекс України. Поліпшення інвестиційної політики визначено як один із пріоритетів діяльності Міністерства транспорту та зв'язку України на 2003 рік, особливо в сфері відновлення рухомого складу й основних фондів (спрацьованість яких складає 50,5...79 %), реконструкції автомобільних доріг, відновлення флоту, аеропортів.

На 2002 рік у транспортну галузь України було заплановано залучити інвестиції в сумі понад 1,1 млрд дол., що більше ніж на 40 млн дол. перевищує сумарний обсяг інвестицій за два попередні роки. Основні інвестиції повинні бути спрямовані на відродження національного морського перевізника за рахунок коштів транспортних підгалузей, без залучення коштів держбюджету.

На період до 2010 року мінімальні обсяги інвестування в розвиток транспортної галузі оцінюються в 19,3 млрд дол., зокрема на рухомий склад – 7,74 млрд дол., на транспортну інфраструктуру – 11,56 млрд дол. Частка залізничного транспорту оцінюється в 6,3 млрд дол., морського – 2,2 млрд, річкового – 0,2 млрд, повітряного – 3,6 млрд, автотранспорту – 7 млрд дол. (рис. 1).

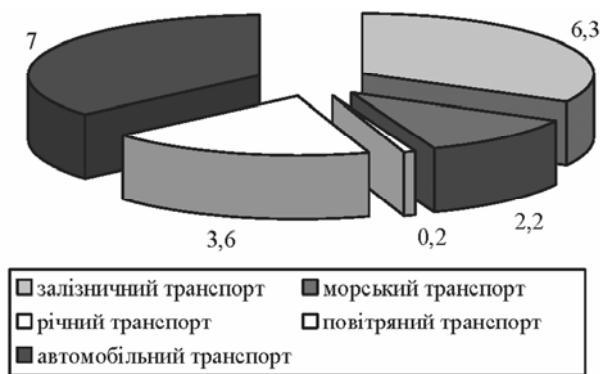


Рис. 1. Обсяги інвестування в розвиток транспортної галузі на період до 2010 року

Відповідно до даних Міністерства транспорту та зв'язку України, основні показники роботи підприємств автодорожнього господарства свідчать про істотний приріст інвестицій за 8 місяців 2002 року у порівнянні з аналогічним періодом 2001 року (154,9...179,4 млн грн). На жаль, додаткові капіталовкладення не привели до кількісного збільшення відремонтованих шляхів. Так, у січні – жовтні 2001 року автодорожні підприємства ввели в експлуатацію 70,3 км доріг, а за аналогічний період 2002 року –

лише 41 км. За 10 місяців 2001 року відремонтовано 8473,3 км шляхів, а за аналогічний період 2002 – лише 5003,7 км. Автодороги України практично вичерпали свій ресурс міцності. Це означає, що на їхній щорічний ремонт необхідно буде витрачати усе більше і більше коштів. В основному це стосується внутрішніх обласних автодоріг, віддалених від стратегічних автодоріг і трансєвропейських автотранспортних коридорів. Україна на сучасному етапі робить усе можливе для інтеграції в Європу. Таким чином, головна увага зараз приділяється таким автодорогам:

1. Південно-трансєвропейська магістраль Західний кордон – Київ (будівництво ділянки Вінниця–Київ протяжністю 146 км, трансєвропейський коридор № 3); потрібна сума інвестицій – 450 млн дол. США (на концесійних основах).

2. Автомобільна дорога Львів–Краковець протяжністю 84 км; потрібна сума інвестицій – 88,35 млн дол. (ділянка віддана в концесію).

3. Ділянка протяжністю 48,7 км від границі з Росією до нової платної автомагістралі 1 категорії Київ–Харків–Довжанський (Харківська область); потрібна сума інвестицій – 134 млн дол. (на концесійних основах).

4. Ділянка нової платної автомагістралі 1 категорії Львів – Броди (Львівська область) протяжністю 80,2 км; потрібна сума інвестицій – 99,6 млн дол. (на концесійних основах).

5. Автомобільна дорога Київ–Одеса (удосконалення дороги і дорожнього сервісу на умовах кредиту); потрібна сума інвестицій – 66 млн дол. кредиту і 15 млн дол. власних коштів Укравтодору.

6. Комплекс дорожнього сервісу на автомобільній дорозі Київ–Одеса (смт. Гребінки, Київська область); потрібна сума інвестицій – 3,6 млн євро (на концесійних основах).

7. Комплекс дорожнього сервісу на автомобільній дорозі Київ–Ковель (місто Олевськ, Житомирська область); потрібна сума інвестицій – 1,3 млн євро (на концесійних основах).

Підприємствами автомобільного транспорту загального користування, що входять у сферу управління Міністерства транспорту та зв'язку, у 2001 році освоєно 1,7 млн грн власних коштів, що на 1 млн грн більше, ніж у 2000 році.

Введено у дію основних фондів на суму 0,4 млрд грн; кошти були спрямовані на придбання оснащення і рухомий склад, на будівництво авто-терміналів у пунктах пропуску через державний кордон України в Ужгороді, Керчі й у Нових Яриловичах (Чернігівська область).

Транснаціональний капітал, що є присутнім в українській економіці, виконує функцію своєрідного соціального амортизатора. Проблема полягає в тому, що в Україні відсутня обміркована урядова політика щодо залучення інвестицій. Транснаціональні компанії досить часто не виконують взяті на себе в період приватизації інвестиційні зобов'язання, а також рішення щодо проектів системної модернізації підприємств, розташованих на території України [1].

До особливої категорії належать інфраструктурні об'єкти і підприємства, що мають стратегічне значення для української економіки, у тому числі українська газотранспортна система (ГТС). Підприємства цієї галузі, як правило, є природними монополістами і «стратегічним резервом влади». Але проте ступінь деградації інфраструктури і пов'язаних з нею галузей, на думку ряду експертів, наближається до критичного порога, після якого в будь-який момент може статися системний колапс всієї економіки. Запобігти зростаючій деградації інфраструктури можна лише шляхом формування інтегрованої моделі управління, з урахуванням геополітичних інтересів України при транснаціоналізації вітчизняної транспортної інфраструктури [3]. І крім того збільшення потреб України в енергоресурсах передбачається забезпечувати за рахунок росту власного видобутку. Так, до 2020 року передбачається збільшення видобування газу до 23,5 млрд м³ за рік, до 2030 року видобуток нафти передбачається до 5,0 млн т, газу – до 26 млрд м³ за рік. Зараз видобуток нафти складає 3,7 млн т, газу – 18 млрд м³. Україна, намагаючись підтримувати технічний стан своєї газотранспортної системи на сучасному рівні, щороку інвестувала в неї до 250 млн дол. США. З 1996 року ведеться внутрішньотрубна діагностика транзитних газопроводів із застосуванням так званого інтелектуального поршня німецької фірми «Розен Інжиніринг». Це дає можливість виявляти дефекти, що вимагають ремонту і можуть становити потенційну небезпеку. Виконується програма реконструкції магістралей і компресорних станцій, де зосереджено понад 800 різних газоперекачувальних агрегатів загальною потужністю 5,6 млн кВт. Передбачається до 2005 року замінити до 200 застарілих газоперекачувальних агрегатів на нові, українського виробництва (на транзитних магістралях «Союз», «Слець–Кременчук–Кривий Ріг» і «Київ–Західний кордон України»). Це не тільки підвищить надійність системи, але і дасть можливість Україні щорічно заощаджувати до 1 млрд м³

газу завдяки зменшенню технологічних утрат. Крім того, поживається робота українського машинобудівного комплексу.

Крім реалізації проектів з реконструкції вітчизняної ГТС, існують плани щодо збільшення її потужності для щорічного постачання Європі 160 млрд м³ газу. Для транснаціональних корпорацій цей проект є економічно вигідним, на відміну від будівництва обхідних газопроводів [4].

Коефіцієнт кореляції між обсягом перевезень та інвестицій у трубопровідному транспорті складає 2,74. Це свідчить у першу чергу про наявність технологічних особливостей даного виду транспорту: незалежно від обсягів перекачування газу, нафти і нафтопродуктів нафтогазовий комплекс повинний підтримуватися в належному технічному стані для забезпечення його безперебійної роботи. Варто мати на увазі, що ресурс технологічної стійкості і довговічності засобів трубопровідного транспорту набагато менше, ніж на інших видах транспорту.

Установити взаємозв'язок між обсягом інвестицій і перевезень на повітряному транспорті не удалось в зв'язку з їх незначним обсягом. Але відповідно до концепції розвитку транспортно-дорожнього комплексу України до 2020 року внутрішні і міжнародні авіалінії повинні забезпечувати попит на повітряні перевезення і якісне обслуговування маршрутів.

Для виконання цих задач діяльність може здійснюватися в таких напрямках:

- завершення побудови системи державного регулювання і розроблення національної нормативної бази в частині, що стосується авіатранспорту;
- продовження ринкових перетворень авіапідприємств, у першу чергу виділення аеропортів у самостійні підприємства;
- створення сильного, конкурентноздатного національного повітряного перевізника;
- впровадження повітряних судів вітчизняного виробництва АН-140, АН-70, АН-74 і сучасних авіалайнерів закордонного виробництва;
- створення ефективної системи лізингу повітряних судів;
- впровадження гнучкої тарифної політики, зниження собівартості перевезень і послуг;
- забезпечення ефективної діяльності об'єднаної цивільно-військової системи організації повітряного руху;
- здійснення заходів щодо впровадження супутникової системи організації повітряного руху;

— поетапний перехід до використання в повітряному просторі України ешелонів ІКАО і створення єдиної мережі аеронавігаційного зв'язку;

— забезпечення безпеки польотів з використанням сучасних механізмів наглядання і контролювання.

Таким чином, привабливість інвестування в інфраструктуру, найбільш помітна в сфері міжнародних транспортних перевезень, є цілком закономірною, у зв'язку з зацікавленістю міжнародних корпорацій у транзиті вантажів через територію України. Така зацікавленість пояснюється також можливістю вивозу з території України дешевої сировини і напівфабрикатів. Недостатня увага до розвитку регіональної транспортної інфраструктури може привести до системного колапсу економіки України. Необхідно прийняти радикальні заходи щодо реалізації концепції розвитку транспортно-дорожнього комплексу України [2].

БИБЛИОГРАФИЧНИЙ СПИСОК

1. Баранник В. Что делать, когда исчерпаем ресурсы // Инвестиции: практика и опыт. – 2002. – № 6. – С. 5–7.
2. Концепція розвитку транспортно-дорожнього комплексу України на середньостроковий період і до 2020 року // Транспорт. – 2001. – № 29. – С. 27–32.
3. Лукаций В. Кризис жанра // Инвестиции: практика и опыт. – 2002. – № 3. – С. 22–23.
4. Минус шесть миллиардов гривен каждый год // Голос Украины. – 2002. – № 184. – С. 1,4.
5. Транспорт і зв'язок України: Статистичний збірник – К.: ДЕРЖКОМСТАТ України, 2002. – 195 с.
6. Сухоруков А. Проблемы повышения инвестиционной активности регионов // Экономика Украины. – 2002. – № 8. – С. 26.
7. Юрченко А. Наши порты способны на большее // Инвестиции: практика и опыт. – 2002. – № 14. – С. 15–18.
8. Україна в цифрах у 2001 році: Короткий статистичний довідник / За ред. О. Г. Осауленка. – К.: Техніка, 2002. – 262 с.

Надійшла до редколегії 08.08.2006.

Наукове видання

В І С Н И К

Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Випуск 15

Українською, російською та англійською мовами

Відповідальний за випуск *І. П. Корженевич*

Комп'ютерна верстка *Я. І. Заїць*

Коректори *Т. В. Щепоткіна, Т. В. Мацкевич, М. О. Долгов*

Здано до набору 27.03.2007. Підписано до друку 06.04.2007. Формат 60×84 1/8.

Папір офсетний. Друк офсетний. Умов. друк. арк. 28,03.

Обл.-вид. арк. 29,04. Тираж 100 прим. Замовлення № 1014. Видавн. № 89.

Видавництво Дніпропетровського національного університету залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна. ДК № 1315 від 31.03.2003

Адреса видавництва та дільниці оперативної поліграфії:
49010, Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2, www.diitrvv.dp.ua, admin@diitrvv.dp.ua