ISSN 2220-4245

научно-технический журнал

ИЗВЕСТИЯ Транссиба

№ 2(6)
2011

ИЗВЕСТИЯ Транссиба
научно-технический журнал
№ 2(6)
2011
Периодичность - 4 выпуска в год

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ ЖУРНАЛА

1. Галиев Ильхам Исламович – главный редактор, президент ОмГУПСа, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ.
2. Черемисин Василий Титович – зам. главного редактора, проректор по научной работе и инновациям ОмГУПСа, д.т.н., профессор.
3. Володин Александр Иванович – первый проректор ОмГУПСа, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки РФ.
4. Бокарев Сергей Александрович – проректор по научной работе СГУПСа, д.т.н., профессор (Новосибирск).
5. Завьялов Александр Михайлович – проректор по научной работе СибАДИ, д.т.н., профессор (Омск).
6. Каргапольцев Сергей Константинович – проректор по научной работе ИрГУПСа, д.т.н., профессор (Иркутск).
7. Косарев Александр Борисович – зам. генерального директора ОАО «ВНИИЖТ», д.т.н., профессор (Москва).
8. Косых Анатолий Владимирович – проректор по научной работе ОмГТУ, д.т.н., профессор (Омск).
9. Серенко Андрей Федорович – проректор по научной работе ДВГУПСа, д.т.н., доцент (Хабаровск).
10. Чугуй Юрий Васильевич – зав. лабораторией конструкторско-технологического института научного приборостроения СО РАН, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки РФ (Новосибирск).
11. Шантаренко Сергей Георгиевич – д.т.н., начальник НИЧ ОмГУПСа (Омск).
Комякова Ольга Олеговна – ответственный секретарь, к.т.н., доцент ОмГУПСа (Омск).

СОДЕРЖАНИЕ

Подвижной состав железных дорог

Королев В. А., Жмудь Д. Д., Заренков С. В. Совершенствование воздушных стрелок контактной сети 2
Матяш Ю. И., Громов А. Ю. Количественная оценка влияния солнечной радиации на работу вагонного кондиционера 9
Матяш Ю. И., Томилова О. С., Томилов В. В. Моделирование процессов протекания жидкости в ультрафиолетовом стерилизаторе модернизированной системы водоснабжения пассажирского вагона 16
Нехаев В. А., Ушак В. Н., Гришин И. В. Теорема академика А. Н. Тихонова в теории тяги поездов 21
Сковородников Е. И., Лифанов М. В., Анисимов А. С., Мельников А. А. Сравнительный анализ динамических процессов в кривошипно-шатунном механизме тепловозных дизелей ПД1М и 1-ПД4Д 35
Четвергов В. А. Математические модели внезапных отказов деталей локомотивов в эксплуатации 51
Хряков А. А. Расчет расхода электрической энергии в зонах учета электрической тяги постоянного тока с использованием новых технических средств 59

Транспортная энергетика

Ведрученко В. Р., Жданов Н. В. Об экологическом обосновании установки вторичного излучателя в цилиндрической топке водогрейного котла 64
Давыдов А. И. Анализ сезонного изменения показателей энергопотребления на тягу поездов при проведении энергетического обследования структурных подразделений железных дорог 68
Москалев Ю. В. Определение оптимальных параметров компенсирующего устройства со ступенчатым регулированием 74

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

Чижма С. Н., Малютин А. Г., Серов Д. А. Пути повышения пропускной способности каналов передачи данных АСКУЭ 79

Организация производства на транспорте

Воронин В. Г., Догадова Е. А. Новый подход в оценке развития и взаимодействия малого и крупного предпринимательства (на примере ОАО «РЖД») 84

АННОТАЦИИ 91

Научно-технический журнал «Известия Транссиба»
Учредитель: Омский государственный университет путей сообщения
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35
Тел./факс: (3812) 31-13-44; e-mail: nauka@omgups.ru

УДК 621.332.531

В. А. Королев, Д. Д. Жмудь, С. В. Заренков

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВОЗДУШНЫХ СТРЕЛОК КОНТАКТНОЙ СЕТИ

В статье приведен анализ работы устройств воздушных стрелок контактной сети и представлены усовершенствованные устройства воздушных стрелок контактной сети. По результатам экспериментальных исследований построены графики эластичности контактной сети. Применение усовершенствованных устройств воздушных стрелок контактной сети позволит улучшить качество токосъема и повысить надежность работы устройства при высоких скоростях движения электроподвижного состава.

На электрифицированных железных дорогах Российской Федерации в настоящее время в эксплуатации находится 69,3 тыс. воздушных стрелок контактной сети.

В условиях скоростного движения электроподвижного состава предъявляются жесткие требования к надежности работы воздушных стрелок магистральных электрических железных дорог.

По значению параметра потока отказов

$$W(t) = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{Mr(t, t + \Delta t)}{\Delta t}, \qquad (1)$$

где Mr – математическое ожидание числа отказов за интервал времени Δt, воздушные стрелки занимают четвертое место в ряду наименее надежных устройств контактной сети. Большинство повреждений токоприемников электровозов происходит именно на воздушных стрелках с пересечением контактных проводов (ВС-1).

Основными причинами отказов воздушных стрелок являются разность высоты контактных проводов в точке подхвата, возникающая вследствие отжатия провода полозом токоприемника контактного провода той ветви, по которой он проходит, и разрегулировка воздушной стрелки при изменении температуры воздуха. Поэтому применяются дополнительные устройства, которые устанавливают перед зоной подхвата.

В качестве примера подобного устройства можно рассмотреть устройство воздушной стрелки В. Е. Чекулаева, приведенное на рисунке 1, где одновременный подъем контактных проводов достигается за счет использования двух жестких распорок 1, связанных с контактными проводами 2 и соединенных с верхней перекладиной 3 посредством рычажно-поворотной пластины 4. Однако значительная сосредоточенная масса устройства (10 – 13 кг) позволяет применять его только при невысоких скоростях движения электроподвижного состава, т. е. на боковых и приемоотправочных путях.

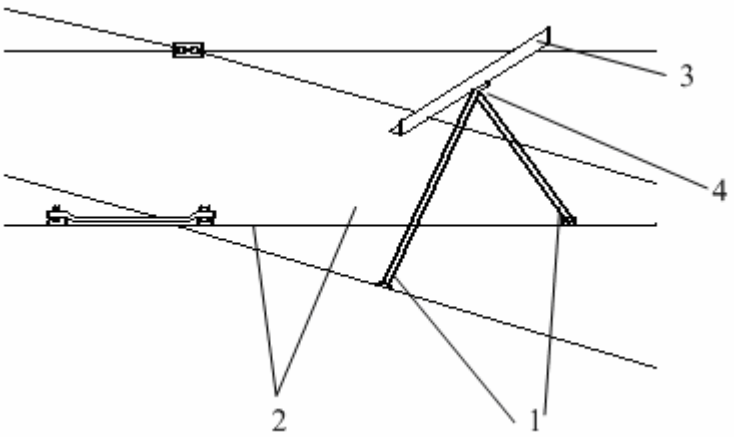


Рисунок 1 – Воздушная стрелка с жесткими элементами

Воздушная стрелка О. Е. Малышева (рисунок 2) имеет несложное дополнение к устройству обычной воздушной стрелки, которое обеспечивает равенство стрел провеса несущих тросов и контактных проводов пересекающихся подвесок в зоне подхвата воздушной стрелки при любой температуре воздуха. Это достигается установкой дополнительного зажима 1,

скрепляющего несущие тросы пересекающихся подвесок на расстоянии до 1 м от поддерживающих струн 2.

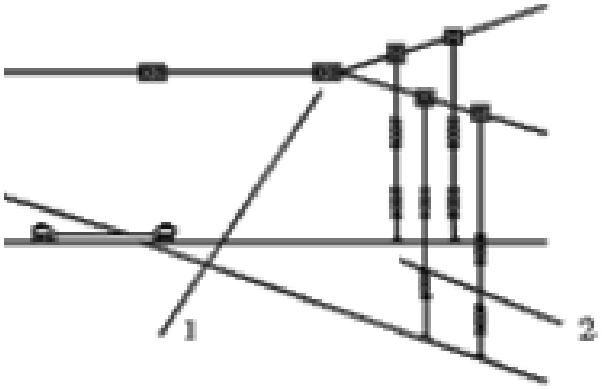


Рисунок 2 – Воздушная стрелка, дополненная новыми элементами

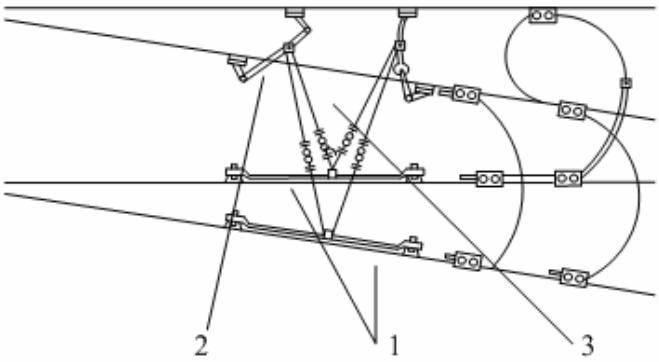


Рисунок 3 – Воздушная стрелка с элементами температурной компенсации

Воздушная стрелка, разработанная авторским коллективом в составе И. Ф. Агибалова, А. Т. Демченко, В. А. Савченко и др., приведенная на рисунке 3, снабжена скользунами 1, дополнительными соединительными элементами 2 и дополнительными струнами 3, одни концы которых прикреплены к средней части дополнительных элементов 2, а другие связаны со скользунами, установленными на контактных проводах 1.

Вариантов устройств воздушных стрелок по сети дорог насчитывается более 30. Наличие дополнительных устройств перед зоной подхвата усложняет работу воздушной стрелки при высоких скоростях движения. В связи с этим конструкция воздушных стрелок нуждается в совершенствовании.

В Омском государственном университете путей сообщения (ОмГУПСе) разработаны воздушные стрелки для высокоскоростного движения.

На рисунке 4 показано устройство воздушной стрелки, представляющее вариант сопряжения контактных подвесок главного 1 и бокового 2 путей.

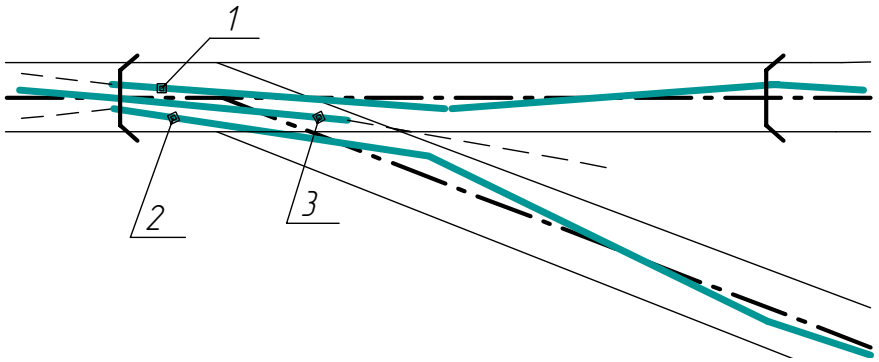
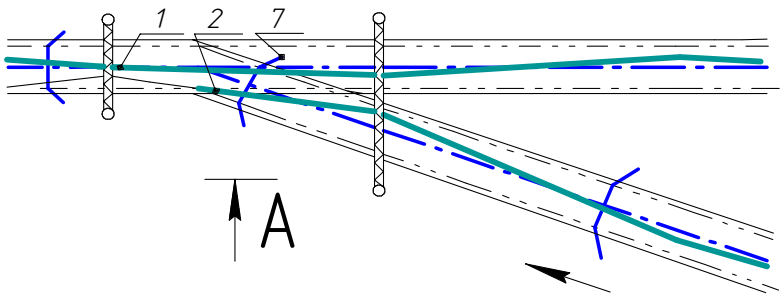


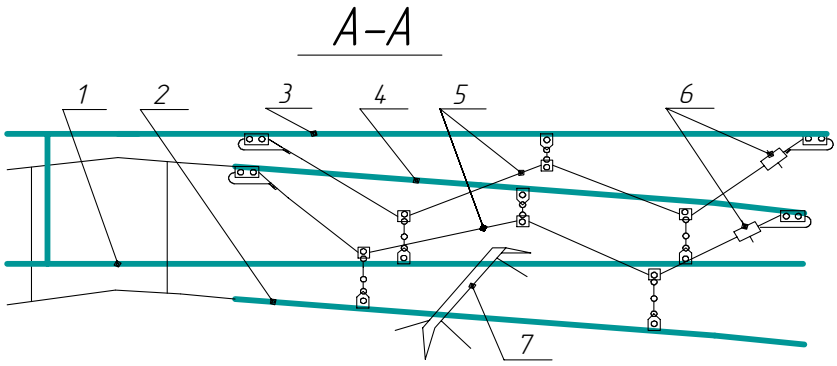
Рисунок 4 – Схема воздушной стрелки ВС-2 с дополнительной контактной подвеской

Отличительной особенностью этой воздушной стрелки является отсутствие пересечения контактных проводов, дополненных контактной подвеской ограниченной длины 3 (ВС-2) [1]. На рисунке 5 показано устройство воздушной стрелки, представляющее вариант сопряжения контактных подвесок главного 1 и бокового путей 2, образующих воздушную стрелку, при этом контактные провода главного и бокового путей располагаются в переходном пролете не параллельно, а сближаются между собой, не пересекаясь, и фиксированы поддерживающими устройствами (ВС-3)[2].

Отличительной особенностью этой воздушной стрелки является отсутствие пересечения контактных проводов, дополненных рессорной струной 5 (ВС-3) [2].



а



б

Рисунок 5 – Схема воздушной стрелки ВС-3 с рессорной струной: а – схема расположения контактных подвесок главного и бокового пути над стрелочным переводом; б – расположение проводов контактной подвески в зоне плавного перехода токоприемника

Статические испытания воздушных стрелок ВС-1, ВС-2 и ВС-3 проводились на полигоне ОмГУПСа. Схема полигона представлена на рисунке 6.

Эксперименты проводились в переходном пролете сопряжения длиной 33,6 м, конструктивная высота подвески – 1,8 м, контактная подвеска компенсированная 2МФ-100+М-120 с натяжением контактных и несущих проводов 1875 и 1425 даН. К контактным проводам, образующим воздушную стрелку в зоне плавного перехода сопряжения, прикладывалась вертикальная сила в 15 и горизонтальная – в 5 даН. Результаты эксперимента при нагружениях контактного провода представлены на рисунках 7 – 9.

На основании приведенного материала можно сделать следующие выводы.

1. Для скоростного транспорта с маркой крестовин стрелочного перевода 1/11 и 1/18 целесообразно использовать воздушную стрелку ВС-2 с дополнительной контактной подвеской, обеспечивающую снижение жесткости в переходном пролете и повышение надежности работы за счет исключения подхвата полозом токоприемника контактного провода смежного пути и подход этого провода к полозу сверху – над его рабочей горизонтальной частью.

2. Для высокоскоростного транспорта с маркой крестовин стрелочного перевода 1/22 и выше целесообразно использовать воздушную стрелку ВС-3 без дополнительной контактной подвески, с рессорной струной, обеспечивающую равномерное распределение жесткости в пролете при движении токоприемника по контактному проводу главного пути без касания контактного провода бокового пути.

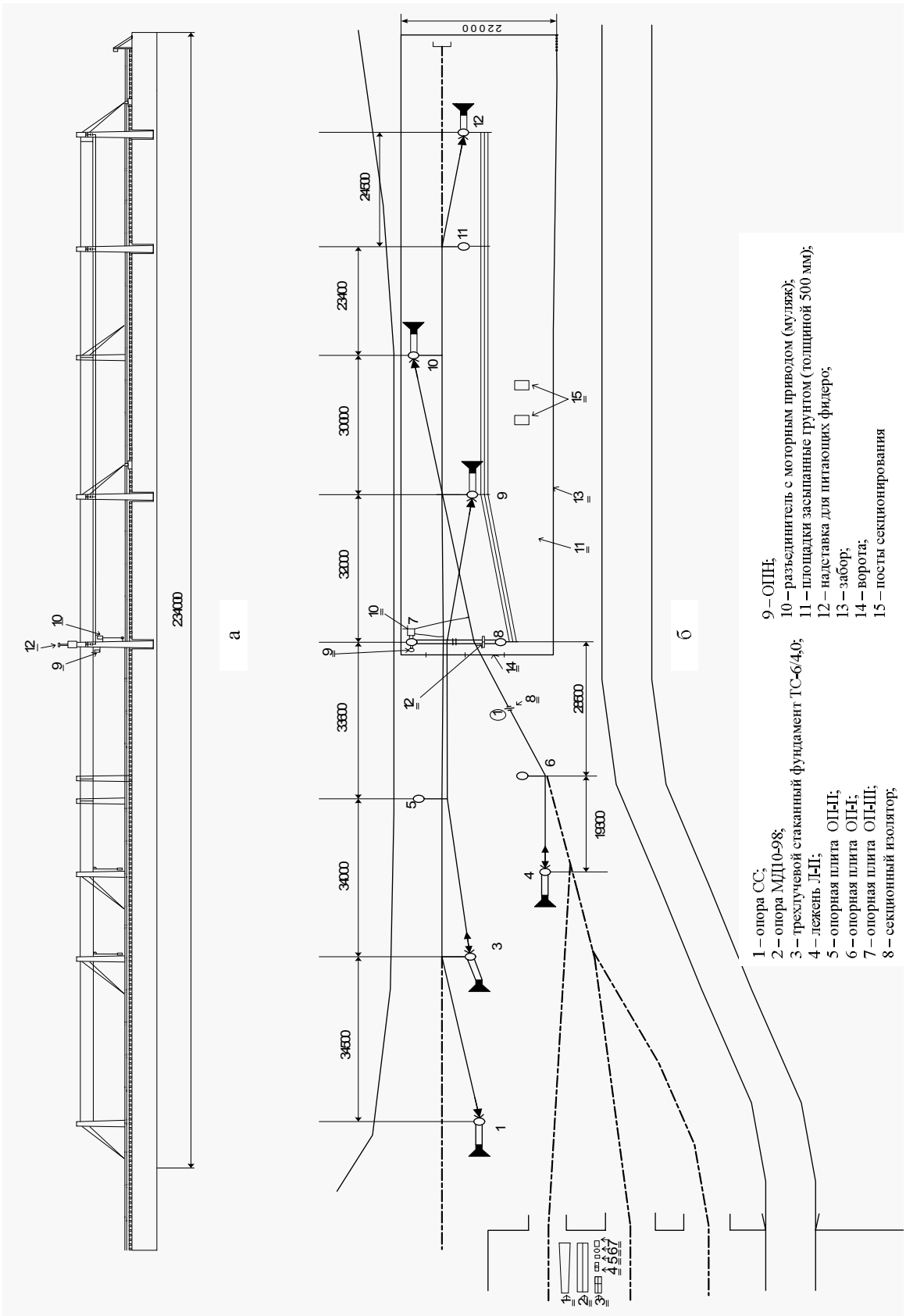


Рисунок 6 – Схема учебного полигона ОмГУПСа: а – главный вид; б – вид сверху

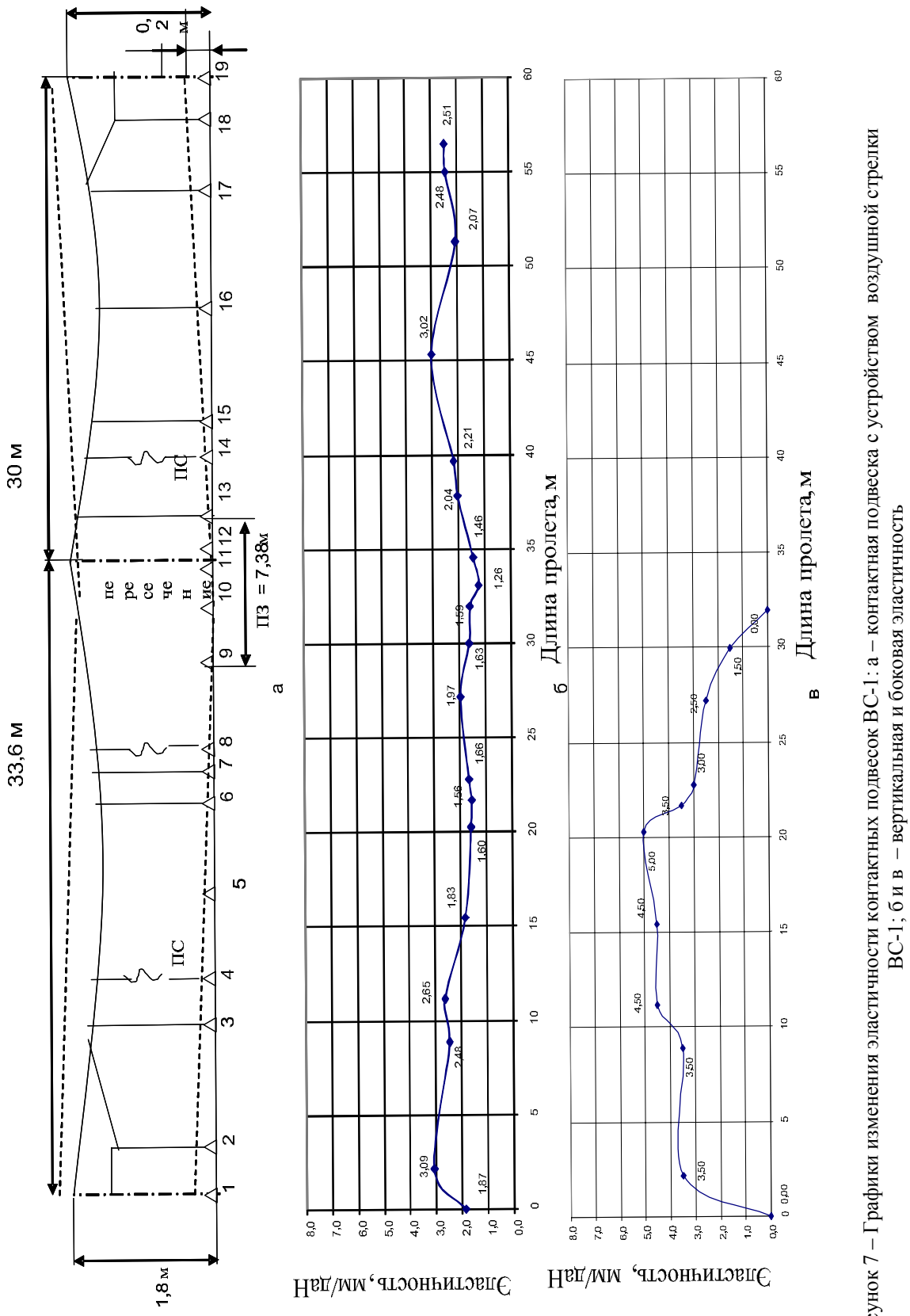


Рисунок 7 – Графики изменения эластичности контактных подвесок ВС-1: а – контактная подвеска с устройством воздушной стрелки ВС-1; б и в – вертикальная и боковая эластичность

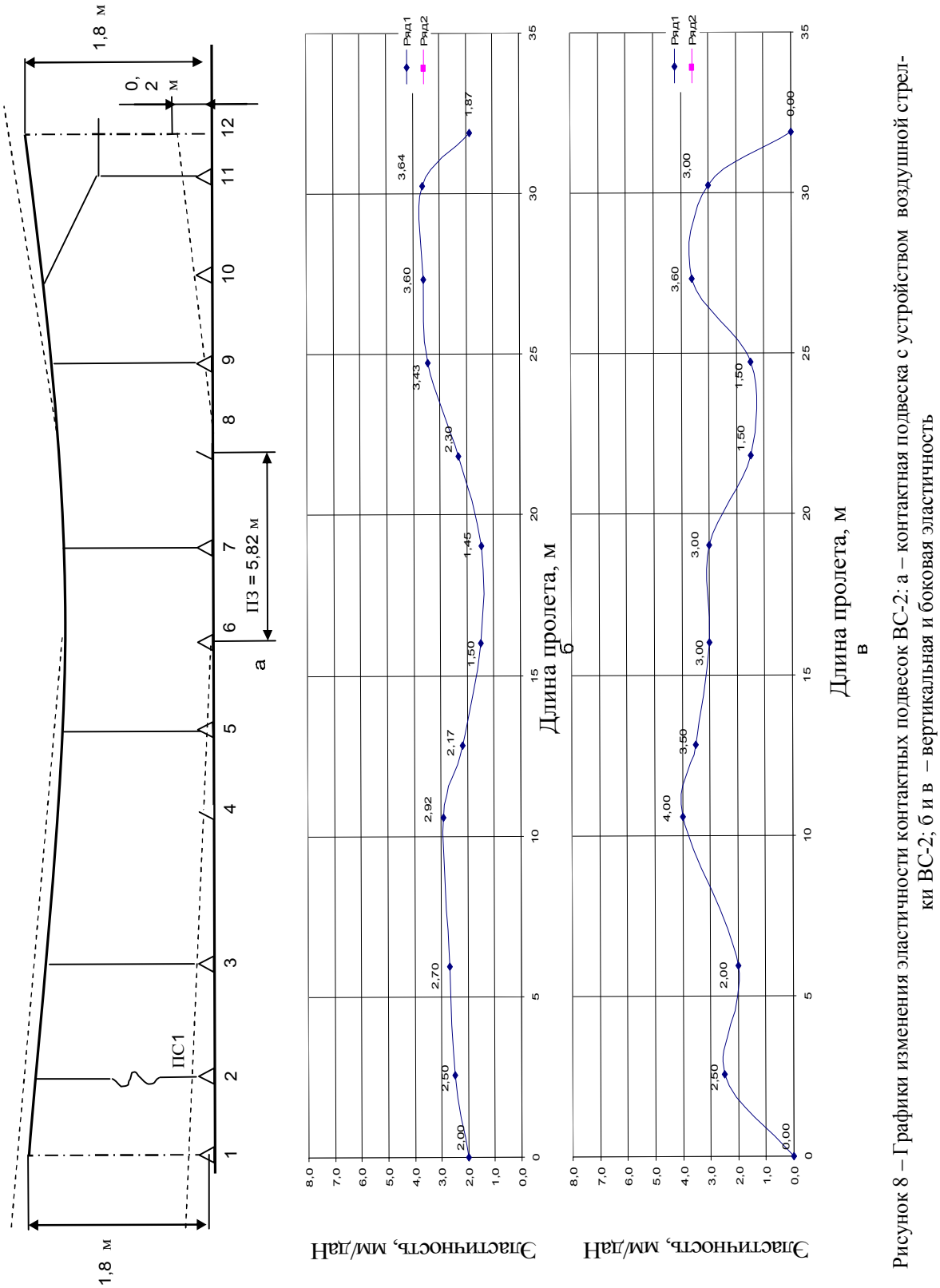


Рисунок 8 – Графики изменения эластичности контактных подвесок ВС-2: а – контактная подвеска с устройством воздушной стрелки ВС-2; б и в – вертикальная и боковая эластичность

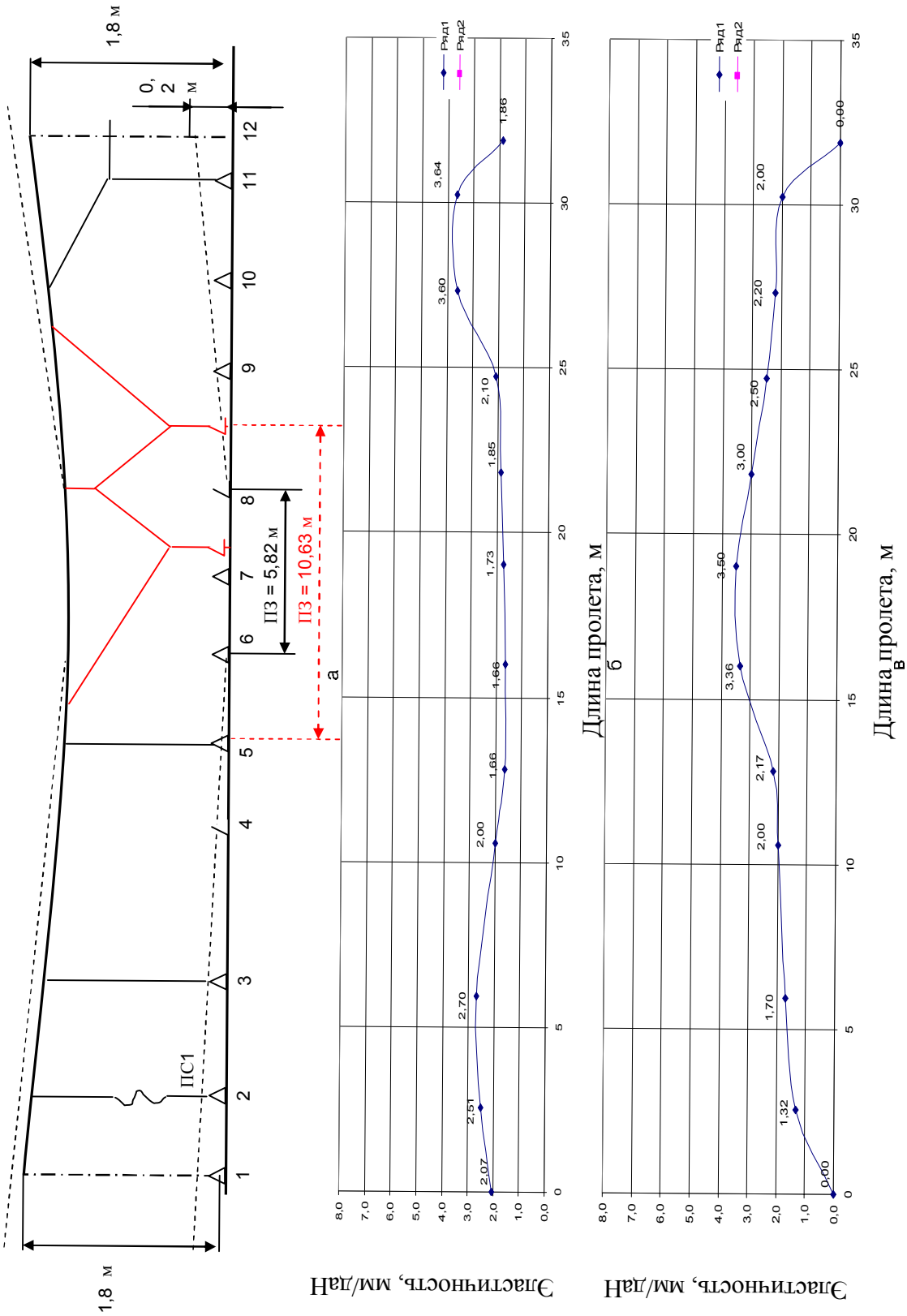


Рисунок 9 – Графики изменения эластичности контактных подвесок ВС-3: а – контактная подвеска с устройством воздушной стрелки ВС-3; б и в – вертикальная и боковая эластичность

Список литературы

1. Пат. 77583 Российская Федерация, МПК В 60 М 1/14. Воздушная стрелка контактной сети / О. А. Сидоров, В. А. Королев, Д. Д. Жмудь (Россия). – № 2008120936/22. Заявлено 26. 05. 2008; опубл. 27.10.2008. Бюл. № 30. – 7 с.
2. Пат. 93349 Российская Федерация, МПК В 60 М 1/14, Воздушная стрелка контактной сети / О. А. Сидоров, В. А. Королев, Д. Д. Жмудь (Россия). – № 2009146611/22. Заявлено 15. 12. 2009; опубл. 27.04.2010. Бюл. №12. – 6 с.

УДК 629.4.048.3:681.5.017

Ю. И. Матяш, А. Ю. Громов

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ НА РАБОТУ ВАГОННОГО КОНДИЦИОНЕРА

В статье приведена методика оценки влияния теплопритока от солнечной радиации в летний период эксплуатации пассажирского вагона при различных скоростях движения на эффективность работы вагонного кондиционера. Представлены результаты расчетов, на основании которых даны рекомендации по усовершенствованию системы кондиционирования воздуха.

Расчет системы кондиционирования воздуха в пассажирском вагоне, выбор необходимого количества воздуха и схемы его обработки производятся на основе тепловлажностного баланса. Основной составляющей тепловлажностного баланса является поступление тепла, или теплоприток через ограждения кузова вагона. Это теплопоступление в расчетах выражается в виде тепловых нагрузок на пассажирское помещение в условиях стационарного режима.

При эксплуатации вагонов в летний период года в пассажирское помещение поступает дополнительный теплоприток, вызванный действием солнечной радиации, Вт [1],

$$Q_{\text{р}} = \frac{I \cdot A \cdot K \cdot F}{\alpha_{\text{н}}}, \qquad (1)$$

где I – интенсивность солнечной радиации, Вт/м^2;

A – коэффициент теплопоглощения облучаемой поверхности;

K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·ºС);

F – площадь ограждения, м^2;

$\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи облучаемой поверхности, Вт/(м^2·ºС).

Вследствие частичного поглощения энергии падающего луча солнечное излучение нагревает поверхность вагона до более высокой температуры, чем окружающий наружный воздух. В связи с этим чем больше тепла будет снято с ограждений набегающим потоком наружного воздуха, тем меньше его пройдет внутрь вагона. Согласно выражению (1) при уменьшении значения коэффициента теплоотдачи от облучаемой поверхности $\alpha_{\text{н}}$, вызванном снижением скорости движения поезда, теплоприток в вагон от солнечной радиации будет пропорционально возрастать.

В «Правилах технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации» приведены регламентированные скоростные режимы движения пассажирского состава в зависимости от места эксплуатации или выполнения маневра. Согласно этим правилам скорость вагона при движении по перегону может изменяться в диапазоне от 50 до 140 км/ч, а в пригородной зоне она не должна превышать 50 км/ч [2]. При этом на практике установлено, что

длительность режимов движения с низкими скоростями (20 – 50 км/ч) может достигать нескольких часов.

При эксплуатации пассажирского поезда в районах с теплым и влажным климатом, например, в географических зонах на юге и юго-западе нашей страны, величина интенсивности солнечной радиации для горизонтальных поверхностей может достигать 1 кВт/м^2 [1] . В связи с этим при длительном движении вагона с низкими скоростями, например, в районах морского побережья, величина теплопритока в пассажирское помещение значительно возрастает, что может существенно сказываться на эффективности работы кондиционера.

Вагонный кондиционер рассчитывается на максимальную тепловую нагрузку при установленных параметрах окружающей среды $t_н = 32$ ºС, $\varphi_н = 70$ % или $t_н = 40$ ºС, $\varphi_н = 30$ % и параметрах воздуха в вагоне $t_к = 24$ ºС, $\varphi_к = 60$ %. Для расчета теплопритока от солнечной радиации среднюю маршрутную скорость поезда принимают равной 100 км/ч [1].

Таким образом, в связи со сказанным выше можно предположить, что для существующих вагонных кондиционеров появляется дефицит холодопроизводительности, что приводит к отсутствию возможности поддержания в таких условиях требуемых температурных параметров в вагоне.

Для более детального рассмотрения вопроса о влиянии солнечной радиации на работу вагонного кондиционера, а также предложения мероприятий, направленных на снижение этого влияния, необходимо провести его количественную оценку.

Расчетная величина интенсивности солнечной радиации для горизонтальной крыши вагона принимается для области средних географических широт в июле месяце и составляет 942 Вт/м^2, что существенно превосходит это же значение для вертикальных поверхностей (535 Вт/м^2) [1].

При воздействии солнечной радиации на поверхность ограждений кузова вагона часть теплового потока в количестве (IA) будет поглощаться поверхностью, в то время как другая его часть в количестве $I(1-A)$ будет отражаться от поверхности и передаваться окружающему воздуху [3] (рисунок 1).

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: $I(1-A)$, Вт/м^2, – количество тепла, отраженное от поверхности вагона; q_0, Вт/м^2, – количество тепла, переданного воздуху; $IA - q_0$, Вт/м^2, – тепловой поток, проникающий внутрь вагона; q_p, Вт/м^2, – величина теплового потока, проходящего внутрь вагона, с учетом коэффициента проницания ограждений; $t_н$, ºС, – температура наружного воздуха; $t_н^{'}$, ºС, – температура ограждений; $t_к$, ºС, – температура в помещении; $t_к^{'}$, ºС, – температура внутренней поверхности ограждений.

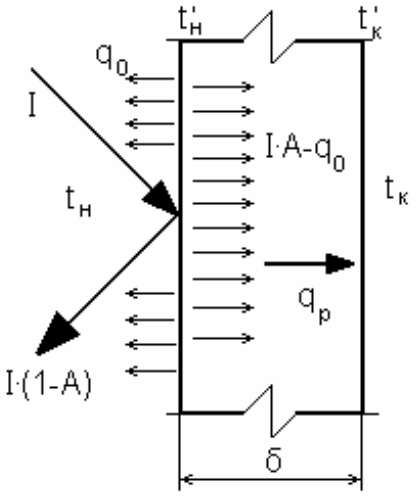


Рисунок 1 – Воздействие солнечной радиации на поверхность ограждений вагона

Удельный тепловой поток, переданный набегающему потоку воздуха с единицы поверхности ограждений вагона, Вт/м^2 [3],

$$q_0 = \alpha_н (t_н^{'} - t_н). \qquad (2)$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_н$ должен рассматриваться как сумма коэффициентов теплоотдачи конвекцией и лучеиспусканием, Вт/(м^2·ºС):

$$\alpha_н = \alpha_н^к + \alpha_н^л. \qquad (3)$$

Конвективный коэффициент теплоотдачи от окружающего воздуха к наружной обшивке вагона $\alpha_{н}^{к}$ может быть найден по формуле М. А. Михеева, Вт/(м^2·ºС):

$$\alpha_{н}^{к} = 0,032\left(\frac{V}{\nu}\right)^{0,8}\frac{\lambda_{в}}{l^{0,2}}, \quad (4)$$

где V – относительная скорость воздуха и ограждений вагона, м/с;

ν – кинематический коэффициент вязкости, м^2 / с ;

$\lambda_{в}$ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м^2·ºС);

l – геометрический размер ограждений, м.

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием $\alpha_{н}^{л}$ определяется по выражению, Вт/(м^2·ºС):

$$\alpha_{н}^{л} = \frac{\varepsilon \cdot c_S\left[\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{н}^{'}}{100}\right)^4\right]}{t - t_{н}^{'}}, \quad (5)$$

где ε – степень черноты наружных ограждений вагона;

c_S – коэффициент излучения абсолютно черного тела;

$T_{н}^{'}$ – температура наружных ограждений вагона (K) [3].

Установлено, что повышение относительной влажности воздуха приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи от поверхности кузова вагона в окружающую среду. Поэтому при определении $\alpha_{н}$ во избежание дополнительных погрешностей при расчете физические параметры воздуха необходимо выбирать для конкретной расчетной температуры и производить их корректировку по мере изменения последней.

Проведенные исследования показали, что при изменении скорости движения поезда от 30 до 140 км/ч коэффициент теплоотдачи $\alpha_{н}$ увеличивается с 30 до 100 Вт/(м^2·ºС) [4].

Проведенный математический анализ влияния скорости подвижного состава на величину перегрева поверхности ограждений пассажирского вагона под воздействием солнечной радиации показал, что температура поверхности $t_{н}^{'}$ в значительной степени зависит как от скорости движения, так и от коэффициента поглощения радиационного теплопритока.

Изменение температуры крыши вагона при A = 0,5 (серый и темно-серый цвет) в зависимости от скорости движения подвижного состава может быть описано выражением [5]:

$$Ln(t_{н}^{к}) = -0,062V^2 + 0,04V + 1,9, \quad (6)$$

где $Ln(t_{н}^{к})$ – натуральный логарифм температуры крыши вагона (ºС);

V – натуральный логарифм скорости движения подвижного состава (км/ч).

Удельный тепловой поток, прошедший внутрь вагона, устанавливает температуру внутренней обшивки крыши $t_{ст}^{в}$. Этот тепловой поток согласно рисунку 1 определяется по выражению, Вт/м^2 :

$$q_p = I \cdot A - q_0. \quad (7)$$

Учитывая низкое термическое сопротивление стенок нагнетательного воздуховода, примем температуру этих стенок равной температуре на внутренней обшивке крыши вагона.

Для плоской стенки при отсутствии боковых тепловых потоков все тепло передается перпендикулярно фронтальным поверхностям и при установившемся режиме можно принять

$q_p = q_\lambda$, т. е. поток, прошедший в вагон через крышу и переданный нагнетаемому воздуху, равен потоку, переданному через крышу посредствам теплопроводности [6].

Таким образом, при известном тепловом потоке через крышу вагона q_p температура на внутренней обшивке крыши $t_{ст}^{в}$ будет определяться по закону теплопроводности через многослойную стенку [6], ºС:

$$t_{ст}^{в} = t_{н}^{к} - q_\lambda \left(\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)_{ср}, \quad (8)$$

где $\left(\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)_{ср}$ – среднее общее термическое сопротивление для участков с однородной и неоднородной изоляцией крыши вагона;

$$\left(\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)_{ср} = \frac{\left(\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{о} + \left(\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)_{ср}^{н}}{2}, \quad (9)$$

где $\left(\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{о}$ – общее термическое сопротивление для участков с однородной изоляцией;

$\left(\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)_{ср}^{н}$ – среднее общее термическое сопротивление для участков с неоднородной изоляцией при зональном методе расчета.

В соответствии с нормами и правилами по кондиционированию воздуха, существующими на железнодорожном транспорте, температура воздуха ($t_п$), подаваемого в первое и последнее купе, не должна отличаться более чем на 1,5 ºС [7].

Для проведения расчетов по влиянию теплопритока от солнечной радиации на температуру подаваемого кондиционированного воздуха при различных скоростях движения поезда были приняты следующие исходные данные:

– интенсивность солнечной радиации для горизонтальной поверхности крыши вагона – 942 Вт/м^2;

– скорость движение поезда изменяется от 30 (движение в пригородной зоне) до 140 км/ч (при движении по перегону);

– установка кондиционирования воздуха моноблочная;

– расстояние от вентиляционного выпуска первого купе до вентиляционного выпуска последнего купе – 17,5 м [1];

– в связи с малой кривизной крыша вагона в поперечном сечении принимается плоской, а ее длина составляет 23 м;

– расчет проводится для следующих параметров окружающей среды: $t_н = 32$ ºС, $\varphi_н = 70$ %.

Для обеспечения заданных параметров относительной влажности воздуха, подаваемого в купе, в процессе работы кондиционера в режиме охлаждения поток воздуха охлаждается до 16 ºС и затем подается центробежным вентилятором с расходом 5000 м^3/ч в нагнетательный воздуховод системы вентиляции, расположенный по длине вагона, откуда в процессе движения распределятся в каждое купе. Воздуховод имеет прямоугольное поперечное сечение с площадью 0,21 м^2. Эквивалентный диаметр нагнетательного воздуховода определяется как

$d_э = \frac{4F}{S}$, где F – площадь поперечного сечения воздуховода, а S – периметр поперечного сечения воздуховода [1].

При движении воздуха по воздуховоду имеют место потери давления (общее аэродинамическое сопротивление) $H_п$, которые складываются из потерь давления на трение $H_{тр}$ и потерь давления в местных сопротивлениях $H_м$ [8]. Так как нагнетательный воздуховод представляет собой прямой участок, то потери в местных сопротивлениях исключаются.

Потери давления на трение определяются по выражению, Па:

$$H_{тр} = l \frac{\lambda}{d_э} \frac{u_в^2 \cdot \rho_в}{2g}, \quad (10)$$

где l – длина участка воздуховода, м;

λ – коэффициент сопротивления трению;

$d_э$ – эквивалентный диаметр воздуховода, $d_э = 0{,}136$ м;

$u_в$ – скорость движения воздуха на заданном участке, м/с;

$\rho_в$ – плотность воздуха, $\rho_в = 1{,}2$ кг/м^3;

g – ускорение силы тяжести, $g = 9{,}81$ м/с^2.

Общее аэродинамическое сопротивление потоку воздуха определяется по уравнению, Па:

$$H_п = \sum H_{тр} = \sum \lambda \frac{l}{d_э} \frac{u_в^2 \cdot \rho_в}{2g}, \quad (11)$$

где $\sum H_{тр}$ – суммарные потери давления на трение для расчетных участков воздуховода.

Потери на трение рассчитываются для девяти участков, на которые делят нагнетательный воздуховод. Длина каждого участка составляет 1,75 м – расстояние между соседними распределительными выпусками. Расчет ведется с тем условием, что при прохождении каждого последующего выпуска одна десятая часть от оставшегося количества воздуха уходит в этот выпуск. Соответственно скорость движения воздуха уменьшается по длине воздуховода.

Движение воздуха по воздуховоду осуществляется в турбулентном режиме при скорости 6,5 м/с. Длина участка стабилизации для турбулентного потока определяется из равенства: $\frac{l}{d_э} = 15$. В рассматриваемом случае отношение длины воздуховода к его диаметру равно 55, поэтому большая часть потока является гидравлически стабилизированной [8].

Для турбулентного режима течения воздуха по воздуховоду удельное количество тепла q_w, передаваемое воздуху от внутренней стенки воздуховода, определяется по выражению, Вт/м^2:

$$q_w = H_п \frac{c_p}{u'_в} \left(t_{ст}^в - t_w \right), \quad (12)$$

где $u'_в$ – средняя скорость воздуха на рассматриваемом участке, м/с;

t_w – средняя температура воздуха на рассматриваемом участке; ºС.

С другой стороны, удельное количество тепла, передаваемого воздуху, можно определить по формуле (10), Вт/м^2:

$$q_w = \rho_в \cdot c_p \cdot u'_в (t_е - t_i), \quad (13)$$

где t_e – средняя интегральная температура воздуха в конце рассматриваемого участка, ºС;

t_i – температура воздуха в начале рассматриваемого участка,.

Средний температурный напор между внутренней стенкой воздуховода и потоком проходящего по нему воздуха, ºС,

$$\Delta t_m = t_{\text{ст}}^{\text{в}} - t_w = \frac{\Delta t_i + \Delta t_e}{2}. \quad (14)$$

Если принять температуру стенок воздуховода постоянной, то средний температурный напор между стенкой и потоком можно вычислить следующим образом, ºС:

$$\Delta t_m = t_{\text{ст}}^{\text{в}} - t_w = \left[t_{\text{ст}}^{\text{в}} - (t_i + t_e)/2 \right]. \quad (15)$$

Подставляя выражение (15) в (12) и приравнивая правые части выражений (12) и (13), определяют температуру воздуха t_e в конце каждого участка воздуховода [8].

Результаты расчетов по формулам (10) – (15) представлены графически на рисунке 2.

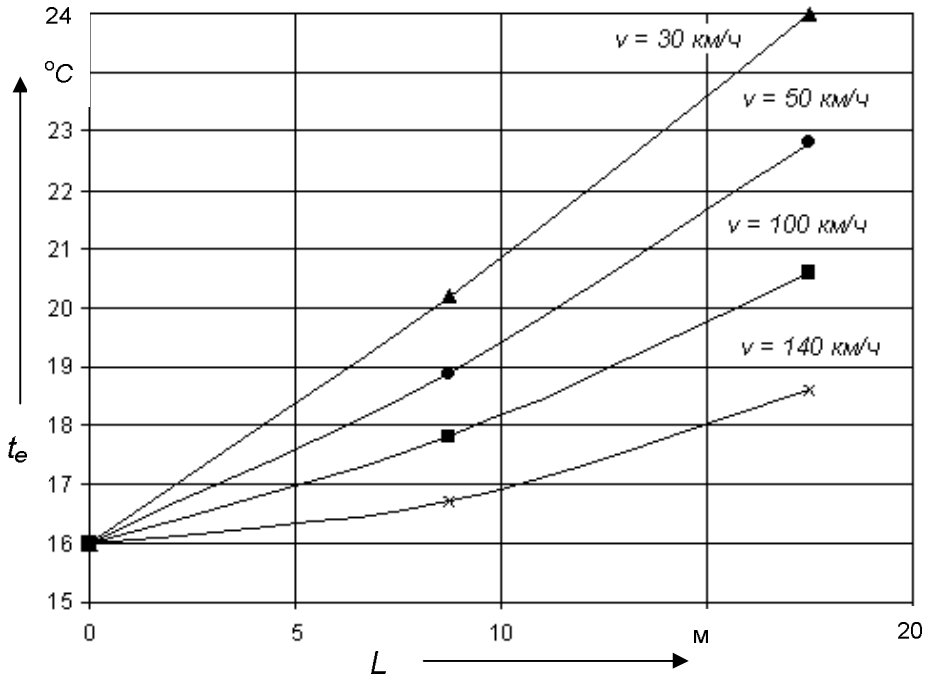


Рисунок 2 – График изменения температуры воздуха при прохождении по раздаточному воздуховоду системы вентиляции под воздействием солнечной радиации при различных скоростях движения вагона

Из анализа графических данных, приведенных на рисунке 2, следует, что при движении поезда в диапазоне скоростей от 30 до 140 км/ч в летний период возникающий дополнительный радиационный теплоприток в вагон оказывает существенное влияние на эффективность работы кондиционера. Так, при скорости 100 км/ч разница температур воздуха, подаваемого в первое и последнее купе, составляет 4,5 ºС, что уже не соответствует требованиям санитарных норм, а при скорости 30 км/ч – 9 ºС. При этом со снижением скорости от 140 до 30 км/ч удельный тепловой приток, попадающий в вагон от солнечной радиации, повышается примерно в три раза (с 6,2 до 18,9 Вт/м^2).

Кондиционированный воздух, попадая из раздаточного воздуховода системы вентиляции в купе вагона, устраняет теплоприток, при этом в пассажирском помещении устанавливается температура t_k .

В соответствии с полученными расчетными данными по изменению температуры подаваемого воздуха по длине воздуховода, а также с учетом теплопоступлений в вагон в летний период эксплуатации $\sum Q$, расчет которых выполнен по известной методике [1], определены значения установившейся температуры в купе t_k по длине вагона, ºС:

$$t_k = t_{\text{п}} + \frac{\sum Q}{G_k \cdot \rho_k \cdot c_p(T_k)}, \qquad (16)$$

где $\sum Q$ – суммарная тепловая нагрузка на пассажирское помещение, Вт;

G_k – объемный расход подаваемого в вагон кондиционированного воздуха, $м^3/ч$;

ρ_k – плотность воздуха внутри вагона, $кг/м^3$;

$c_p(T_k)$ – изобарная теплоемкость воздуха внутри вагона, $кДж/(кг \cdot К)$.

Результаты расчетов температуры воздуха t_k, установившейся в среднем и последнем купе вагона в зависимости от скорости движения поезда, приведены графически на рисунке 3.

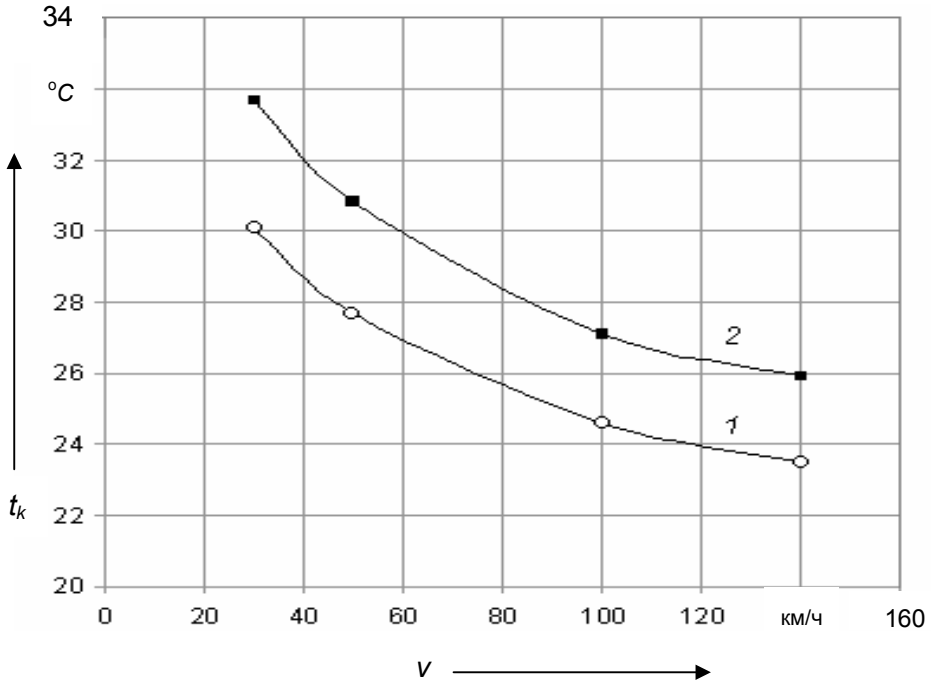


Рисунок 3 – График изменения температуры воздуха в купе вагона в зависимости от скорости движения поезда: изменение температуры воздуха в среднем (1) купе и последнем (2) купе (по направлению движения кондиционированного потока)

При температуре воздуха после воздухоохладителя, равной 16 ºС, в соответствии с рисунком 3 только при скорости движения пассажирского поезда, равной 140 км/ч, возникает возможность обеспечивать температуру воздуха в последнем купе, отвечающую санитарным нормам (t_k = 24 ºС, с учетом допустимой $\Delta t_{\text{п}}$ по длине вагона 1,5 ºС).

На основании сказанного выше можно сделать вывод о том, что при эксплуатации вагона в летний период в условиях высоких тепловых нагрузок, вызванных воздействием солнечной радиации, существующие технические параметры вагонного кондиционера, а также особенности теплоизоляции ограждений кузова не обеспечивают поддержание тре-

буемых климатических условий в пассажирском помещении согласно установленным санитарным правилам.

Таким образом, для обеспечения комфортных климатических условий в вагоне на стоянках и при малых скоростях движения пассажирского состава необходимо

снизить температуру воздуха после воздухоохладителя примерно до 13 – 14 ºС. Для этого требуется дополнительная холодопроизводительность кондиционера около 3 кВт;

снизить влияние солнечной радиации на температуру воздуха при его движении по раздаточному воздуховоду.

Список литературы

1. Зворыкин, М. Л. Установки кондиционирования воздуха и холодильники пассажирских вагонов [Текст] / М. Л. Зворыкин, В. М. Черкез. – М.: Транспорт, 1969. – 263 с.

2. Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации [Текст] / МПС России. – М., 2000. – 190 с.

3. Бартош, Е. Т. Энергетика изотермического подвижного состава [Текст] / Е. Т. Бартош. – М.: Транспорт, 1976. – 303 с.

4. Маханько, М. Г. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах и локомотивах [Текст] / М. Г. Маханько, Ю. П. Сидоров, М. М. Шмидт. – М.: Транспорт, 1981. – 254 с.

5. Матяш, Ю. И. Снижение энергопотребления пассажирских вагонов за счет совершенствования схемного решения установок кондиционирования воздуха [Текст] / Ю. И. Матяш, В. П. Клюка, А. Ю. Громов // Ресурсосберегающие технологии на Западно-Сибирской железной дороге: Материалы науч.-практ. конф. / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – С. 52.

6. Ляшков, В. И. Теоретические основы теплотехники [Текст] / В. И. Ляшков. – М.: Машиностроение, 2002. – 143 с.

7. СП 2.5.1198-03. Санитарные правила по организации пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте [Текст] / МПС России. – М., 2003. – 32 с.

8. Эккерт, Э. Р. Теория тепло- и массообмена [Текст] / Э. Р. Эккерт, Р. М. Дрейк. – М., 1961. – 681с.

УДК 629.45.048

Ю. И. Матяш, О. С. Томилова, В. В. Томилов

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРОТЕКАНИЯ ЖИДКОСТИ В УЛЬТРАФИОЛЕТОВОМ СТЕРИЛИЗАТОРЕ МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

В статье рассмотрен метод моделирования процессов протекания жидкости в полых твердотельных конструкциях сложной геометрической формы для установившегося режима при помощи приложения Flow Works программы SolidWorks, позволяющий рассчитать динамические характеристики воды в ультрафиолетовом стерилизаторе модернизированной системы водоснабжения пассажирского вагона на стадии проектирования.

Для оценки работоспособности систем водоснабжения существуют различные методы расчета. Основным назначением таких расчетов, как правило, является определение потерь напора или давления, а также обратная задача – определение требуемой пропускной способности. Такая постановка задачи для систем водоснабжения, где используются полые круглые трубы и эквивалентные сопротивления так называемых фильтров, является тривиальной и

рассчитывается классическими способами. Однако существуют сложные устройства в системах водоснабжения, где конечной целью расчета является не потеря напора, а динамика поведения потоков или даже частиц жидкости. К последнему можно отнести ультрафиолетовые (УФ) стерилизаторы воды [1].

Предлагаемая авторами статьи модернизированная система водоснабжения пассажирского вагона подробно описана в работе [2] и защищена соответствующими патентами на полезные модели [3, 4]. Конструкция модернизированного УФ-стерилизатора устроена таким образом, что каждая проходящая единица объема воды получает одинаковую дозу ультрафиолетового облучения. Необходимость равномерного распределения облучения связана с ограниченным зарядом аккумуляторной батареи пассажирского вагона и временем заправки.

Математическое моделирование динамики протекания жидкости является неотъемлемой частью стадии проектирования систем водоснабжения. Существующие системы автоматизированного проектирования твердотельных конструкций и средства физического моделирования гидравлических систем позволяют определять динамические характеристики разрабатываемых устройств на ранних стадиях проектирования с возможностью оперативных изменений с целью их улучшения. Преимуществами такого подхода являются наглядность создаваемой модели, возможность детального рассмотрения всех протекающих процессов с получением исчерпывающей информации о состоянии потока жидкости: давлении, скорости, температуре и др.

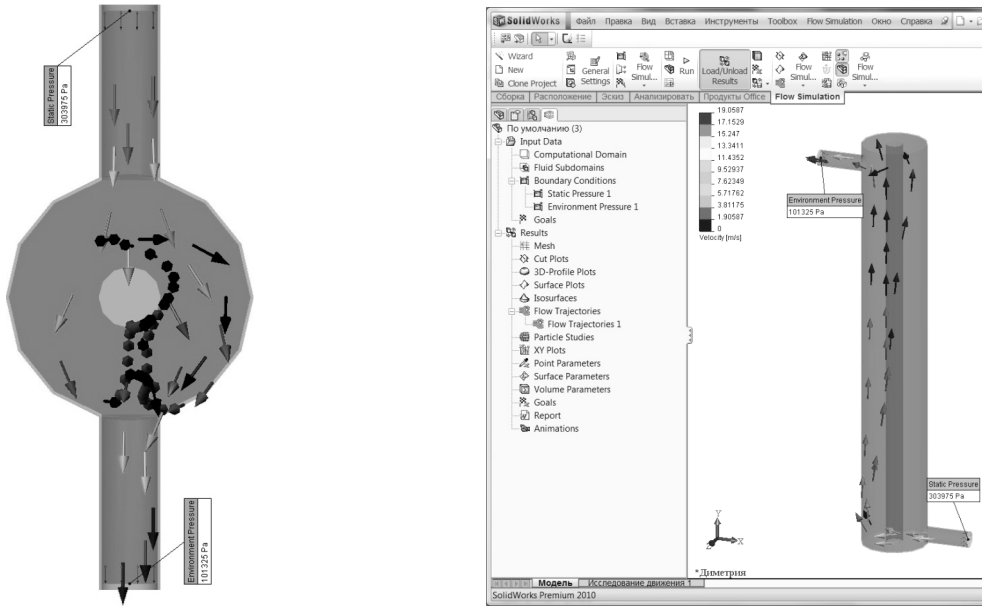
На кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПСа) созданы модели модернизированных УФ-стерилизаторов систем водоснабжения пассажирских вагонов, с соблюдением массогабаритных параметров основных параметров конструкции [3, 4]. Создание твердотельных моделей стерилизаторов выполнялось в среде автоматизированного проектирования SolidWorks (рисунки 1, 3 и 5). Расчеты гидродинамики осуществлялись при помощи приложения Flow Works.

Основной целью расчетов является определение пространственного поведения потоков воды в цилиндрическом стерилизаторе. Основные геометрические параметры устройств следующие: диаметр корпуса – 8 см, высота – 50 см, толщина стенки – 0,1 см, ультрафиолетовая лампа размещена в кварцевом чехле диаметром 2 см. Расстояние между центрами патрубков – 46,5 см, а их внутренний – 1,8 см. Основными исследуемыми динамическими характеристиками являются скорость и давление траекторий потока.

При формировании моделей стерилизаторов приняты следующие допущения: неровности и шероховатости внутренних стенок одинаковы и равны 1 мкм; давление на входе – 3 кгс/см^2, на выходе 1 кгс/см^2, эти значения давления постоянны; крепежные детали внутри корпуса для лампы и чехла отсутствуют; режим работы лампы – установившийся. Точность расчета принята по умолчанию и равна трем условным единицам, определяемым внутренними характеристиками приложения Flow Works.

На рисунках 1, 3 и 5 отражены направления потоков жидкости, они представлены стрелками различных оттенков (на практике – цветов). Недостатком является отсутствие отображения абсолютно всех потоков, так как это привело бы к перегружению рисунков. В программе Flow Works имеется возможность анимации движения потоков, что существенно упрощает восприятие процессов гидродинамики. Количество потоков выбрано на усмотрение авторов и равно трем. Тем не менее на точность расчета количество отображаемых потоков не влияет и может быть увеличено без довольно продолжительного по времени перерасчета модели.

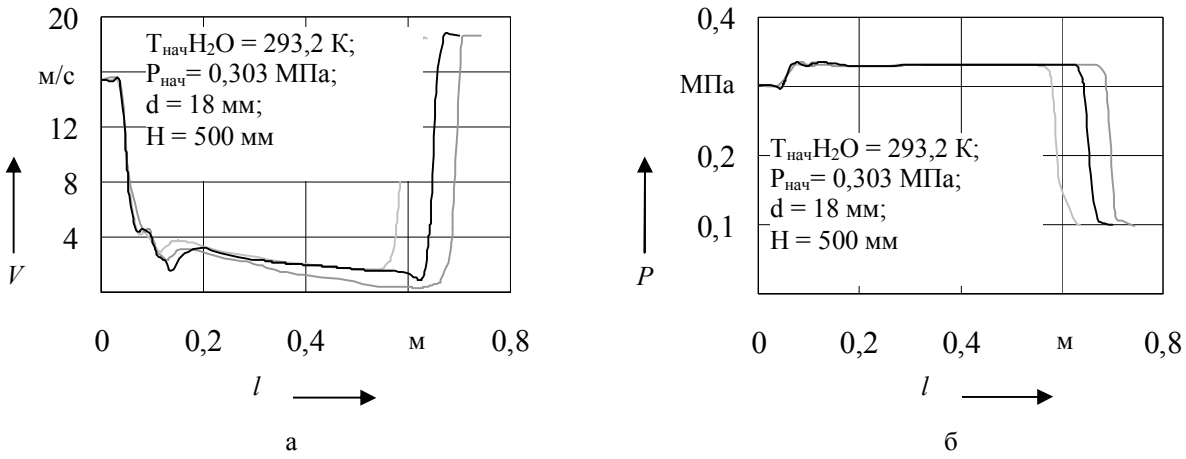
По результатам расчета модели типового стерилизатора с центральными патрубками (рисунок 1, а) видно, что потоки жидкости в установившемся режиме расположены в основном вдоль лампы на равноудаленном расстоянии (рисунок 1, б). При такой гидродинамике потока облучение идет неравномерно: дальние потоки получают значительно меньшую дозу облучения за счет поглощения ближними. На практике при выборе лампы это значит, что ее мощность должна рассчитываться для дальних потоков воды и будет выше.



а б

Рисунок 1 – Результаты расчета траекторий потока жидкости в типовом стерилизаторе с центральными патрубками: а – вид сверху; б – фрагмент окна программы SolidWorks (диметрия)

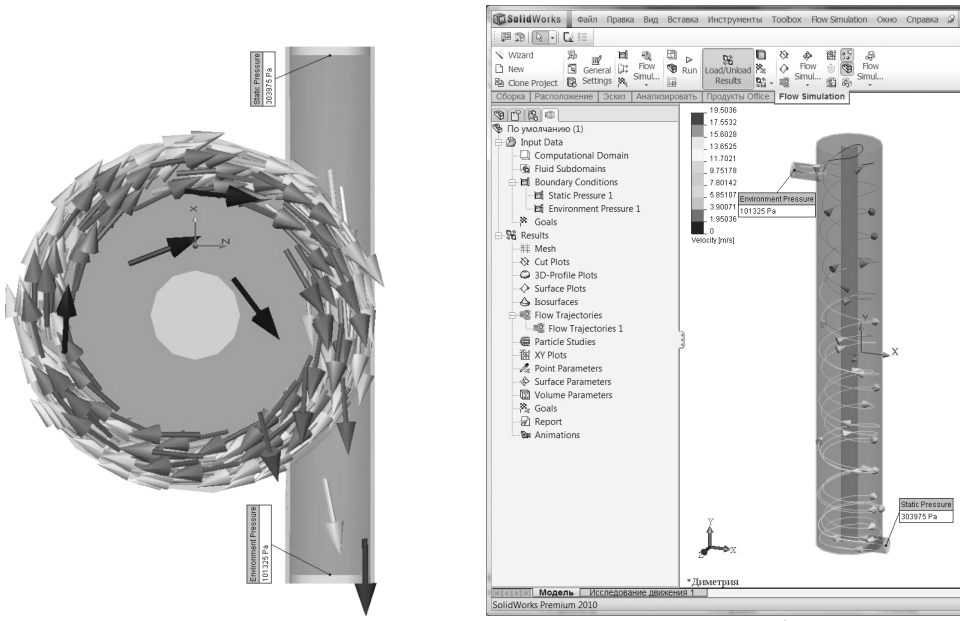
Графики динамических характеристик потоков (жидкости скорости и давления по траекториям) в типовом стерилизаторе приведены на рисунке 2. Отсутствие разброса скорости и давления вдоль лампы указывает на ламинарное течение жидкости, а следовательно, на отсутствие перемешивания слоев, что подтверждает визуальную картину распределения потоков на рисунке 1.



а б

Рисунок 2 – Графики динамических характеристик потока жидкости в типовом стерилизаторе с центральными патрубками: а – скорость по траекториям; б – давление

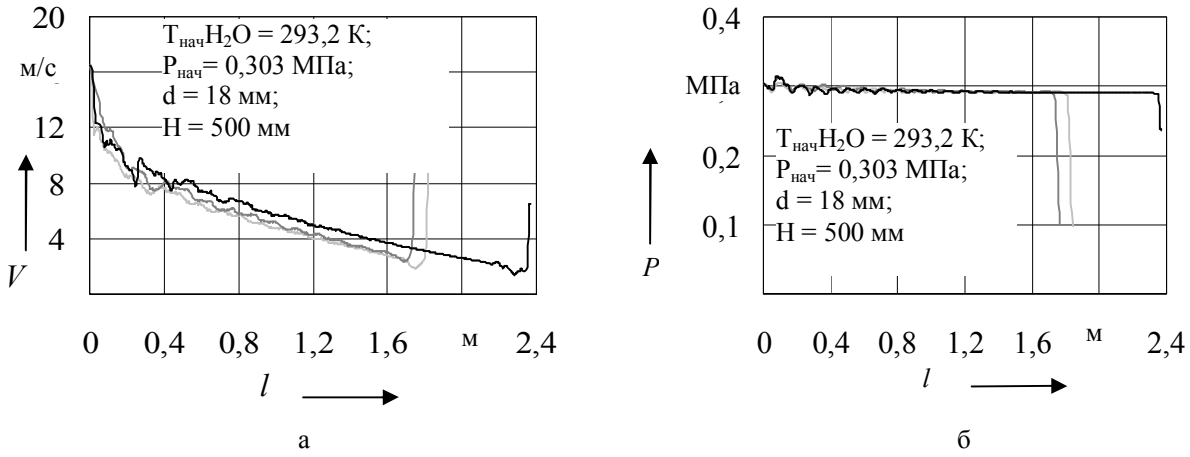
Модель модернизированного стерилизатора воды, разработанного в ОмГУПСе [3], приведена на рисунке 3. Конструктивное отличие этого стерилизатора от типовой конструкции заключается в концентрической установке входного и выходного патрубков, что существенно изменяет картину поведения потоков воды (рисунок 3, а) и приводит потоки воды во вращательное движение. При такой гидродинамике происходит интенсивное перемешивание потоков вдоль лампы из-за трения о последующие витки и поперек – о внутренние поверхности. В нижней части стерилизатора (рисунок 3, б) количество витков больше, чем в верхней, по причине наличия межвиткового трения потоков, что приводит к снижению перемешивания по мере подъема жидкости.



а б

Рисунок 3 – Результаты расчета траекторий потока жидкости в модернизированном стерилизаторе с концентрическими патрубками: а – вид сверху; б – фрагмент окна программы SolidWorks (диметрия)

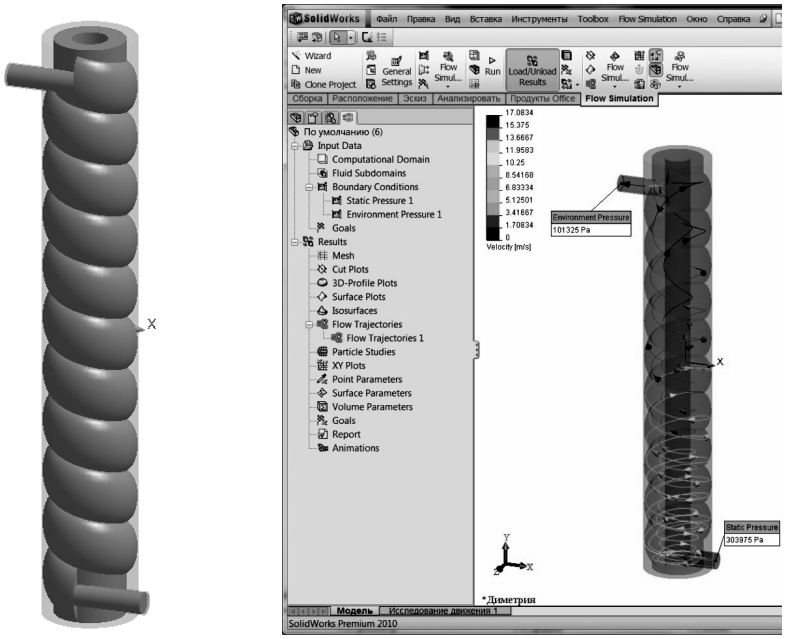
Анализируя графики скорости и давления потоков жидкости (рисунок 4), можно сделать вывод о количественной нестабильности поведения жидкости, т. е. о степени перемешивания, по разбросу значений скорости давления. Наибольший разброс реализуется в начале пути потока, на графиках его величина может быть определена по характерным амплитудам локальных пиков и их частоте Среднее значение скорости потоков вдоль лампы снижается, а давление стабилизируется. Увеличение высоты устройства приведет к равномерному и ламинарному течению жидкости в его верхней части, что является недостатком типового устройства, но может быть использовано как граничное условие проектной высоты модернизированного стерилизатора.



а б

Рисунок 4 – Графики динамических характеристик потока жидкости в модернизированном стерилизаторе с концентрическими патрубками: а – скорость по траекториям; б – давление

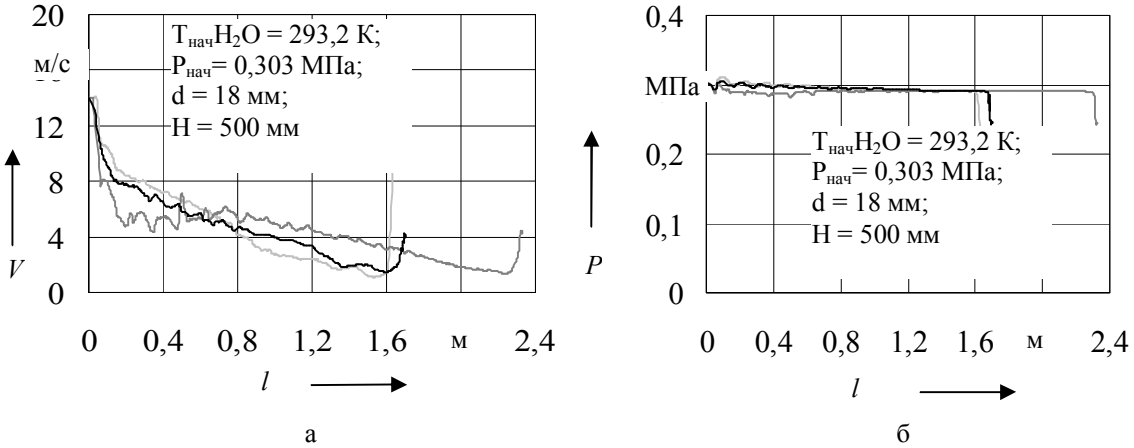
Следующая предлагаемая ОмГУПСом модель стерилизатора [4] оснащена ребрами на внутренней стенке корпуса таким образом, что расчетный объем представляет собой сложную фигуру вращения с заданным шагом (рисунок 5).



а б

Рисунок 5 – Результаты расчета траекторий потока жидкости в модернизированном стерилизаторе с концентрическими патрубками и ребрами: а – геометрия полости с жидкостью; б – фрагмент окна программы SolidWorks (диметрия)

Количество витков существенным образом влияет на траектории потока воды, и задача оптимизации их числа весьма актуальна. Для приведенной конструкции количество витков, образующих ребра, равно 10. Из-за большей площади внутренней стенки корпуса по сравнению со стерилизатором, изображенном на рисунке 3, увеличивается трение потоков. При этом интенсивность перемешивания в верхней части снижается раньше, но ее степень в нижней части выше (рисунок 6). Таким образом, данный стерилизатор может быть короче, а следовательно, меньше ультрафиолетовая лампа и ее энергопотребление.



а б

Рисунок 6 – Графики динамических характеристик потока жидкости в модернизированном стерилизаторе с концентрическими патрубками и ребрами: а – скорость по траекториям; б – давление

В настоящее время выполняется анализ результатов расчета ультрафиолетовой лампы с целью определения оптимальных габаритов конструкции стерилизатора и защитного чехла ультрафиолетовой лампы.

К общим недостаткам указанных моделей УФ-стерилизаторов воды можно отнести заметную разность длины путей потоков. Если перемешивание слоев в устройстве с концентричными патрубками решает проблему равномерного облучения по слоям, то «лишняя» длина (рисунок 4 – 2,39 м против 1,7 и рисунок 6 – 2,38 м против 1,62) некоторых потоков свидетельствует о нерациональном использовании внутреннего объема стерилизатора. В дальнейшем планируется решить эту проблему за счет реконструкции внутренней части стерилизатора.

По результатам расчетов методом конечных элементов планируется провести верификацию предложенных моделей с моделями на основе классических уравнений Навье – Стокса, а также с результатами экспериментальных исследований.

Рассмотренный метод моделирования процессов протекания жидкости в полых твердотельных конструкциях с ограниченным объемом является удобным, наглядным и довольно простым с учетом того, что классические методы расчета здесь подойдут в качестве верификации, так как модель самого устройства с точки зрения гидродинамики сложна. Кроме того, по результатам удовлетворительных расчетов имеется возможность получить готовый чертеж будущего макетного образца стерилизатора.

Список литературы

1. Матяш, Ю. И. Устройство для обеззараживания воды в пассажирских поездах дальнего следования [Текст] / Ю. И. Матяш, О. С. Томилова // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2010. – № 4. – С. 23 – 27.

2. Матяш, Ю. И. Применение ультрафиолетовых стерилизаторов для обеззараживания воды в пассажирских поездах дальнего следования [Текст] / Ю. И. Матяш, О. С. Томилова // Инновации для транспорта / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2010. – Ч. 2. – С. 176 – 180.

3. Пат. РФ на полезную модель № 88327, МКИ B 61 D 35/00. Устройство для обработки воды ультрафиолетовым излучением [Текст] / Ю. И. Матяш, О. С. Мотовилова. – № 2009127016/22; Заявлено 14.07.2009; Опубл. 10.11.2009 // Открытия. Изобретения. 2009.– № 31. – 4 с.

4. Пат. РФ на полезную модель № 99777, МПК C02F 1/32. Устройство для обработки воды ультрафиолетовым излучением [Текст] / Ю. И. Матяш, О. С. Мотовилова. – № 2010118198/05; Заявлено 5.05.2010; Опубл. 27.11.2010 // Открытия. Изобретения. 2010. – № 33. – 4 с.

УДК 629.4.016(035)

В. А. Нехаев, В. Н. Ушак, И. В. Гришин

ТЕОРЕМА АКАДЕМИКА А. Н. ТИХОНОВА В ТЕОРИИ ТЯГИ ПОЕЗДОВ

В статье рассматривается применение тихоновской технологии для математической проработки нелинейных систем дифференциальных уравнений, которыми описывается поведение поезда, в результате чего происходит разделение исходной системы дифференциальных уравнений на две подсистемы, одна – для «медленной» составляющей движения (так называемое уравнение движения поезда в стандартном виде) и другая – для «быстрых» составляющих движения, представляющих собой волновые процессы в поезде.

Настоящая статья является продолжением работы [1], опубликованной в журнале «Транспорт Урала» в 2009 г. и в которой указывалось на неточность информации об энергетической характеристике электрифицированного участка железной дороги по результатам

тяговых расчетов, когда поезд считается материальной точкой. В действительности, железнодорожный поезд представляет собой достаточно сложную электромеханическую систему, в которой обычно возникают и развиваются в процессе движения различного физического характера динамические явления, обусловленные изменением силы тяги локомотивов и электромагнитными процессами в тяговых двигателях, изменением продольного профиля и плана пути, наличием неровностей в вертикальной и горизонтальной плоскостях симметрии пути, тормозными процессами в составе при рекуперативном или пневматическом режимах торможения. Существуют и другие факторы, указанные, например, в работе [1].

Продолжим изложение результатов, полученных авторами. В настоящее время известно огромное разнообразие типов поглощающих аппаратов и амортизаторов удара, отличающихся основным способом поглощения энергии и конструктивными схемами [3 – 6]. Их математические модели достаточно сложны, и не представляется возможным использовать их при аналитических исследованиях. В ряде случаев эти модели можно и нужно упростить, выбрав соответствующие аппроксимирующие выражения, которые позволяют оценить ожидаемые силы и проанализировать изучаемые процессы, сохранив основные их черты. Особенно это необходимо для упрощения математического моделирования гидравлических поглощающих аппаратов и устройств, содержащих эти аппараты. Целью такого упрощения является уменьшение числа дополнительно интегрируемых уравнений состояния. Так, в работе [7] предлагается силовые характеристики поглощающих аппаратов приближенно описывать выражением:

$$S(\Delta,\dot{\Delta}) = S_{\text{в}}(\Delta)\left[1+\varphi\left(\dot{\Delta}\right)\operatorname{sign}\Delta\right], \tag{1}$$

где $S_{\text{в}}(\Delta)$ – восстанавливающая сила, $\varphi\left(\dot{\Delta}\right)$ – некоторая функция, характеризующая рассеяние энергии поглощающим аппаратом.

Целью настоящих исследований, выполняемых авторами на протяжении ряда лет, но не статьи, не является оценка волновых процессов в поезде и максимальных усилий в автосцепных приборах вагонов, а состоит она, на самом деле, в экспертной оценке удельного расхода электрической энергии на тягу поездов в дальнейшем, а математическая модель поезда будет использована для теоретического обоснования эмпирически получаемых результатов, следовательно, чем проще математическая модель поглощающего аппарата, тем лучше. Собственно говоря, по этой же причине не учитываются зазоры в автосцепных устройствах, так как их учет, несомненно, усложнит математическую модель волновых процессов в поезде, ибо в нем могут и будут развиваться ударные процессы. Их учет возможен введением эмпирических коэффициентов как для зазоров в автосцепках, так и для весовой неоднородности поезда, что показано в работе [7].

Воспользуемся алгоритмом Лагранжа второго рода с теми дополнениями, о которых говорилось выше, и учитывая, что кинетическая и потенциальная энергия и диссипативная функция механической системы, представляющей поезд, уже найдены в работе [1]. После несложных преобразований получим такую систему нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_0\left(1+\gamma_0\right)\ddot{x}_0 = F_k\left(\dot{x}_0\right) - S_1(\Delta_1,\dot{\Delta}_1) - W_0(\dot{x}_0,x_0) - B_{T0}(\dot{x}_0); \\ m_1\left(1+\gamma_1\right)\ddot{x}_1 = S_1(\Delta_1,\dot{\Delta}_1) - S_2\left(\Delta_2,\dot{\Delta}_2\right) - W_1(\dot{x}_1,x_1) - B_{T1}(\dot{x}_1); \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots; \\ m_{N_v}\left(1+\gamma_{N_v}\right)\ddot{x}_{N_v} = S_{N_v}\left(\Delta_{N_v},\dot{\Delta}_{N_v}\right) - W_{N_v}\left(\dot{x}_{N_v},x_{N_v}\right) - B_{TN_v}\left(\dot{x}_{N_v}\right), \end{cases} \tag{2}$$

где $B_{Tk}(dx_k/dt)$ – тормозная сила k-го экипажа в режиме пневматического торможения, которую сейчас определять не будем, но заметим, что она одновременно с силой тяги локомотива

не может существовать. Сложности численного интегрирования такой существенно нелинейной системы дифференциальных уравнений будут указаны ниже.

1. Проработка систем дифференциальных уравнений, описывающих реальные железнодорожные составы, с помощью теоремы академика А. Н. Тихонова о разделении движений системы на «быстрые» и «медленные» составляющие. Здесь проверяется известная теорема академика А. Н. Тихонова о разделении движений системы на «медленные» и «быстрые» составляющие [9, 10]. Одно из главных требований теоремы состоит в том, что исходная система дифференциальных уравнений должна быть «жесткой», т. е. ее частотный спектр должен быть сильно разрежен.

На рисунке 1 показана механическая система, состоящая из двух масс, соединенных между собой упруго-диссипативной связью, движущаяся по гладкой горизонтальной плоскости под действием приложенной силы $\vec{F}$, направленной параллельно плоскости. В некотором смысле сцепка может моделировать динамическое поведение поезда.

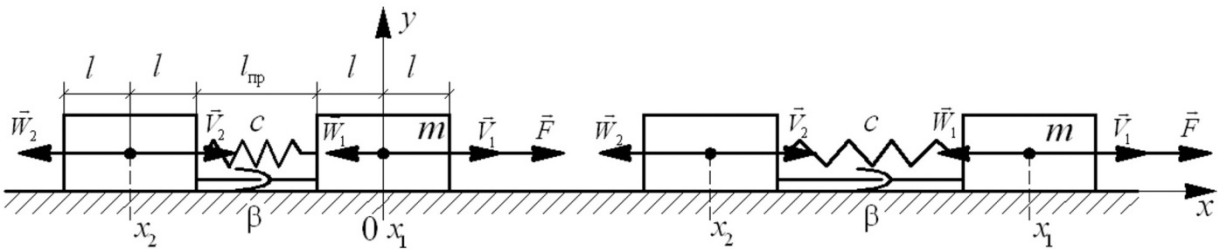


Рисунок 1 – Расчетная схема в виде двух грузов, соединенных между собой пружиной и вязким демпфером

Приняты следующие обозначения: m – массы грузов; $2l$ – их длина; C – жесткость пружины, соединяющей грузы; β – коэффициент вязкого трения демпфера, включенного параллельно пружине; $l_{пр}$ – длина пружины в ненапряженном состоянии; F – сила тяги, заставляющая систему двигаться; V_1 и V_2 – скорости движения грузов вдоль горизонтальной плоскости; $W_1=bV_1$ и $W_2=bV_2$ – силы сопротивления движению грузов; x_1 и x_2 – «обобщенные» координаты, представляющие собой перемещения первого и второго грузов.

Воспользуемся для вывода математической модели механической системы уравнениями Лагранжа второго рода. Механическая система имеет две степени свободы, и поэтому для описания ее положения на плоскости достаточно двух декартовых координат – x_1 и x_2, введенных на рисунке 1. Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{1}{2}m\left(V_1^2 + V_2^2\right) = \frac{1}{2}m\left(\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2\right). \tag{3}$$

Потенциальная энергия запасается в пружине, прогиб которой определяется по формуле:

$$\Delta = x_1 - x_2 - 2l - l_{пр}, \tag{4}$$

тогда имеем следующее:

$$\Pi = \frac{1}{2}C\Delta^2 = \frac{1}{2}C\left(x_1 - x_2 - 2l - l_{пр}\right)^2. \tag{5}$$

Функция рассеивания энергии демпфером вязкого трения определяется по выражению:

$$\Phi = \frac{1}{2}\beta\dot{\Delta}^2 = \frac{1}{2}\beta\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right)^2. \tag{6}$$

Вычислим «обобщенные» силы, действующие на первый и второй грузы, дав им соответствующие малые возможные перемещения, допускаемые связями:

$$\begin{cases} Q_{x1} = F - W_1 = F - b\dot{x}_1; \\ Q_{x2} = -W_2 = -b\dot{x}_2. \end{cases} \quad (7)$$

Составим дифференциальные уравнения движения системы, взяв соответствующие частные по «обобщенным» координатам и прямые производные по времени и подставив их значения в систему уравнений Лагранжа второго рода:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 + \beta\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) + C\left(x_1 - x_2 - 2l - l_{\text{пр}}\right) = F - b\dot{x}_1; \\ m\ddot{x}_2 - \beta\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) - C\left(x_1 - x_2 - 2l - l_{\text{пр}}\right) = -b\dot{x}_2. \end{cases} \quad (8)$$

Перепишем систему уравнений (8) так:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 + \beta\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) + b\dot{x}_1 + C\left(x_1 - x_2 - 2l - l_{\text{пр}}\right) = F; \\ m\ddot{x}_2 - \beta\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) + b\dot{x}_2 - C\left(x_1 - x_2 - 2l - l_{\text{пр}}\right) = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Соотношения (9) представляют собой линейные дифференциальные уравнения, что было сделано специально, чтобы иметь возможность сравнивать аналитические решения, получаемые различными способами. Фазовые траектории системы единственным образом определяются начальными условиями. Начальное положение системы показано на рисунке 1 слева, следовательно, при $t = 0$ $x_1(0) = 0$; $x_2(0) = -2l - l_{\text{пр}}$; $V_1(0) = V_2(0) = 0$; $\Delta(0) = 0$; $d\Delta(0)/dt = 0$.

Составим характеристическое уравнение системы:

$$\begin{vmatrix} m\lambda^2 + (b+\beta)\lambda + C & -(\beta\lambda + C) \\ -(\beta\lambda + C) & m\lambda^2 + (b+\beta)\lambda + C \end{vmatrix} = 0, \quad (10)$$

раскрывая которое, получим:

$$\left[m\lambda^2 + (b+\beta)\lambda + C\right]^2 - (\beta\lambda + C)^2 = 0 \quad (11)$$

или

$$\begin{cases} \lambda_1 = 0; \\ \lambda^3 + 2\dfrac{b+\beta}{m}\lambda^2 + \left(\dfrac{b^2 + 2b\beta}{m^2} + 2\dfrac{C}{m}\right)\lambda + 2\dfrac{bC}{m^2} = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Как известно, кубический полином обязательно имеет один вещественный корень, а два других могут быть либо комплексными, сопряженными, либо тоже вещественными. Исходя из физики явления, имеющего место в системе, мы вправе ожидать, что два других корня – комплексные и сопряженные. В действительности же все коэффициенты характеристического полинома положительны, следовательно, единственный вещественный корень (12) будет отрицательным, а оценить его приближенное значение можно так – достаточно последний коэффициент характеристического полинома разделить на предпоследний, т.е. для данных примера $m = 100$, $b = 20$, $C = 10000$, $\beta = 141{,}421$ и $F = 1000$ имеем $\lambda_1 = -2bC/(b^2+2b\beta+2mC) \sim -0{,}199$ (для сравнения – известный математический пакет *MathCad* дает значение – 0,200). Далее можно найти два оставшихся корня, например, *MathCad* дает $\lambda_2 = -1{,}514 - j14{,}061$ и $\lambda_3 = -1{,}514 + j14{,}061$.

Однако такой подход не очень продуктивен, если в сцепе увеличивать количество соединяемых масс, так как будет очень трудно даже приближенно отделить корни характеристического полинома. Вычислительные трудности имеют место при использовании численных методов из-за наличия кратных корней, и чем кратность выше, тем хуже методы работают. Поэтому систему дифференциальных уравнений (9) будем интегрировать с помощью

известного численного метода Рунге-Кутта четвертого порядка с фиксированным шагом. Результаты этого подхода показаны на рисунках 2 и 3.

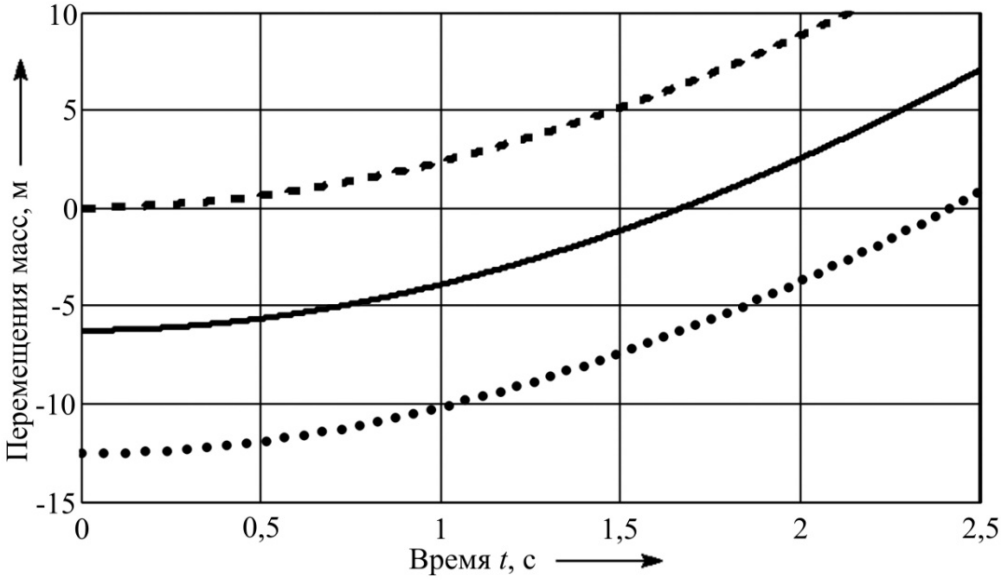


Рисунок 2 – Перемещения первой, второй масс и центра масс системы:
- - - – первая масса; ···· – вторая; —— – центр масс

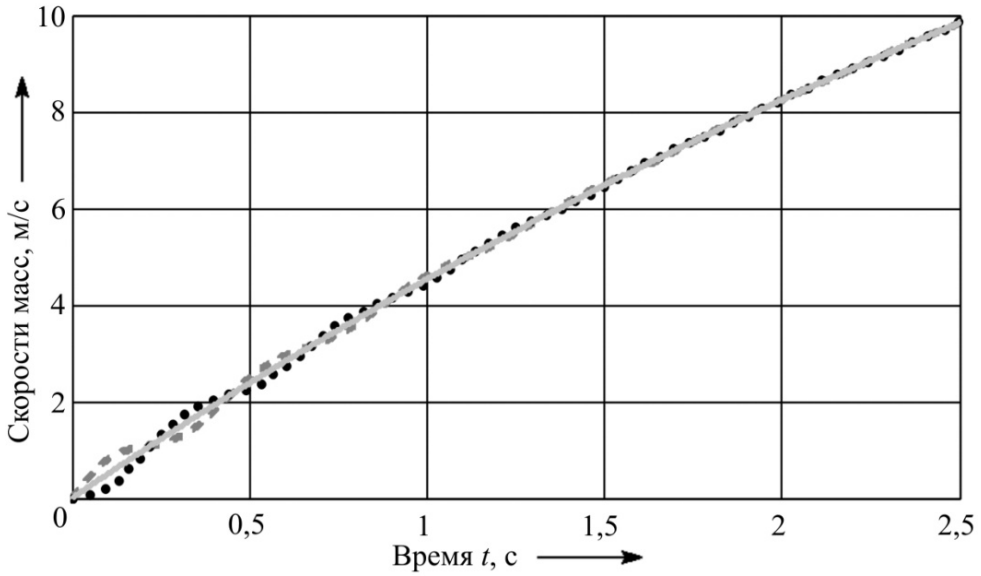


Рисунок 3 – Скорости движения первой и второй масс и центра масс:
- - - – первая масса; ···· – вторая; —— – центр масс

Следует заметить, что в системе дифференциальных уравнений (9) содержатся как «быстрые», так и «медленные» составляющие, а теорема академика А. Н. Тихонова требует, чтобы в математической модели были выделены эти составляющие в явном виде. В нашем примере «быстрой» переменной является прогиб пружины упряжи, следовательно, для нее нужно составить дифференциальное уравнение, то же можно сказать и о «медленной» переменной – перемещении центра масс системы.

Если просуммировать первое и второе уравнения системы (9), то получим:

$$m(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2) + b(\dot{x}_1 + \dot{x}_2) = F, \qquad (13)$$

и если ввести обозначения $\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2 = 2\ddot{x}_C$ и $\dot{x}_1 + \dot{x}_2 = 2\dot{x}_C$, то соотношение (13) можно переписать следующим образом:

$$m\ddot{x}_C + b\dot{x}_C = \frac{1}{2}F. \tag{14}$$

Дифференциальное уравнение (14) можно еще упростить, введя новую переменную $\dot{x}_C = V_C$, тогда имеем:

$$m\dot{V}_C + bV_C = \frac{1}{2}F. \tag{15}$$

Дифференциальное уравнение (15) можно было бы получить с помощью теоремы о движении центра масс системы курса «Теоретическая механика». Его общее решение записывается так (скорость движения центра масс системы, состоящей из двух одинаковых масс):

$$V_C = \frac{1}{2}\frac{F}{b}\left(1 - e^{-\frac{t}{T_1}}\right), \tag{16}$$

где $T_1 = \frac{m}{b} = \frac{100}{20} = 5$ – постоянная времени, характеризующая быстроту установления скорости центра масс системы. Учитывая, что центр масс является прямой производной от перемещения центра масс по времени, записываем новое дифференциальное уравнение:

$$\dot{x}_C = \frac{1}{2}\frac{F}{b}\left(1 - e^{-\frac{t}{T_1}}\right), \tag{17}$$

а его общее решение имеет вид:

$$x_C = \frac{1}{2}\frac{F}{b}\left[t + T_1\left(e^{-\frac{t}{T_1}} - 1\right)\right] - l - \frac{1}{2}l_{\text{пр}}. \tag{18}$$

Формулы (16) и (18) описывают поведение «медленной» переменной – перемещение центра масс системы и его скорость. Кстати, установившаяся (предельная) скорость движения центра масс V_∞ = 25. На рисунках 4 и 5 приведены результаты вычислений по выражениям (16) и (18).

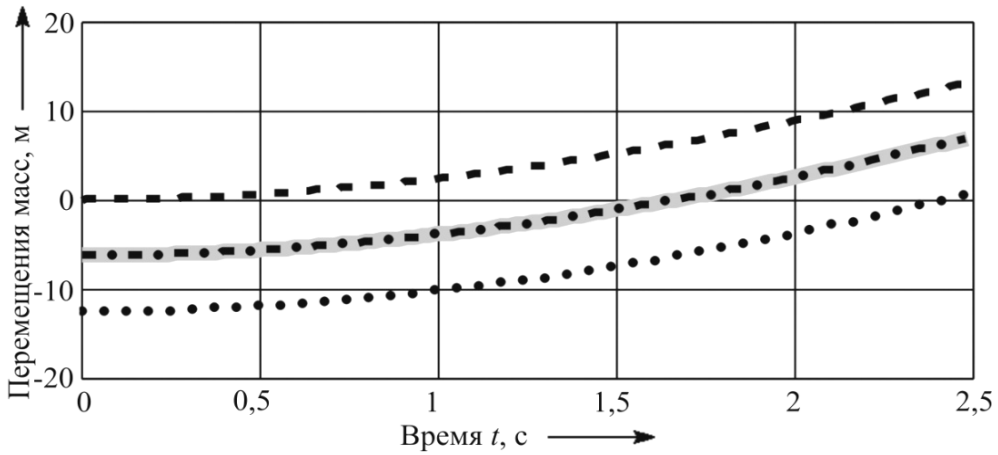


Рисунок 4 – Перемещения первой и второй масс и центра масс:
- - - – первая масса; ···· – вторая; —— – центр масс; -·-·- – $x_c(t)$

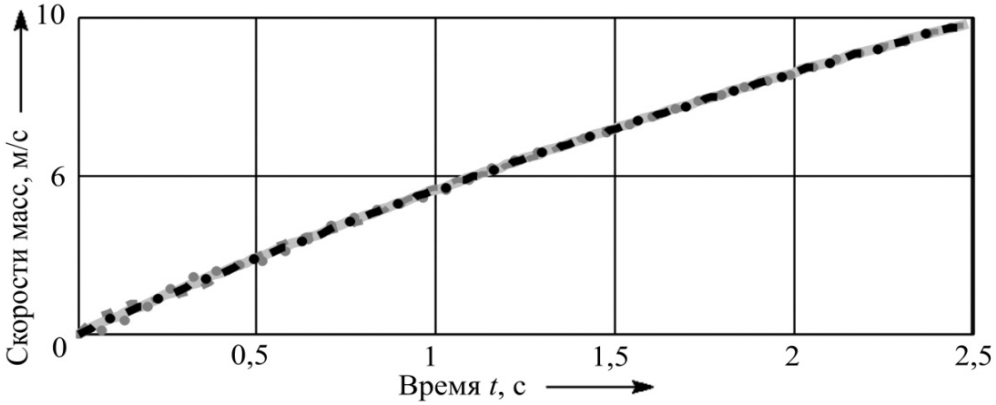


Рисунок 5 – Скорости движения первой и второй масс и центра масс:
- - - – первая масса; ···· – вторая масса; —— – центр масс; -·-·- – $V_c(t)$

Сравнение рисунков 2 и 4 указывает на их полное совпадение, следовательно, численное интегрирование системы дифференциальных уравнений (9), являющейся «жесткой», не позволяет выявить весь спектр ее движений. Поэтому система не годится для исследования волновых процессов, происходящих в движущихся поездах. «Быстрой» переменной является прогиб пружины упряжи. Составим для него дифференциальное уравнение:

$$\begin{cases} \Delta = x_1 - x_2 - 2l - l_{\text{пр}};\ \dot{\Delta} = \dot{x}_1 - \dot{x}_2;\ \ \ddot{\Delta} = \ddot{x}_1 - \ddot{x}_2; \\ m\ddot{\Delta} + 2\beta\dot{\Delta} + b\dot{\Delta} + 2C\Delta = F. \end{cases} \tag{19}$$

Последнее соотношение в системе (19) и является искомым дифференциальным уравнением. Таким образом, вместо «жесткой» системы дифференциальных уравнений (9) мы получили дифференциальные уравнения (15) и (17), описывающие «медленную» переменную (перемещение центра масс системы), и дифференциальное уравнение для «быстрой» переменной (прогиб пружины упряжи):

$$m\ddot{\Delta} + 2\beta\dot{\Delta} + b\dot{\Delta} + 2C\Delta = F. \tag{20}$$

Обычно в динамике поезда третьим слагаемым, представляющим сопротивление движению поезда, пренебрегают потому, что считается – два рядом стоящих железнодорожных экипажа не могут иметь сильно отличающиеся скорости движения, а следовательно, при вполне определенных условиях их силы сопротивления мало различаются. Характеристическое уравнение имеет вид:

$$p^2 + 2np + k_0^2 = 0, \tag{21}$$

здесь $n = (b+2\beta)/2m$ – коэффициент демпфирования системы; $k_0 = \sqrt{2C/m}$ – собственная частота консервативной системы. Его корни

$$p_{1,2} = -n \pm jk_0\sqrt{1-\delta^2} = -n \pm jk_0\left(1 \pm \frac{1}{2}\delta^2 - \frac{1}{8}\delta^4 \pm \ldots\right), \tag{22}$$

где $\delta = \dfrac{n}{k_0} = \dfrac{2\beta + b}{2\sqrt{2mC}}$ – безразмерный коэффициент трения, который имеет значение (для параметров нашего примера): δ = 0,107 (при учете сопротивления движению сцепа); δ = 0,1 (без учета). Конечно же, нужно понимать, что хотя мы получили несущественные отличия в величинах числовых, но все зависит от самих величин β и b. Для принятых в примере значений параметров нетрудно выяснить, что частоты собственных колебаний консервативной и

диссипативной систем практически неразличимы. Следовательно, общее решение дифференциального уравнения (20) будет следующим:

$$\Delta = \frac{1}{2}\Delta_{\text{ст}}\left[1-\sqrt{1+\delta^2}e^{-nt}\cos(k_0 t-\varphi)\right], \tag{23}$$

где $\Delta_{\text{ст}}=F/C$ – прогиб пружины упряжи в случае статического действия движущей силы; φ = =arctgδ – угол сдвига фазы решения по отношению к внешнему воздействию. Скорость деформации демпфера вязкого трения в упряжи рассчитывается по выражению:

$$\dot{\Delta} = \frac{1}{2}\left(1+\delta^2\right)k_0\Delta_{\text{ст}}e^{-nt}\sin k_0 t. \tag{24}$$

Анализ формул (23) и (24) приводит к мысли, что следует ввести постоянные времени:

$$\begin{cases} T_2 = \dfrac{1}{n} = \dfrac{2m}{2\beta+b}; \\ T_3 = \dfrac{2\pi}{k_0} = 2\pi\sqrt{\dfrac{m}{2C}}. \end{cases} \tag{25}$$

Значения постоянных времени для параметров примера таковы: T_2 = 0,66 с; T_3 = 0,444 с. На рисунках 6 и 7 даны графики изменения прогиба и его скорости во времени.

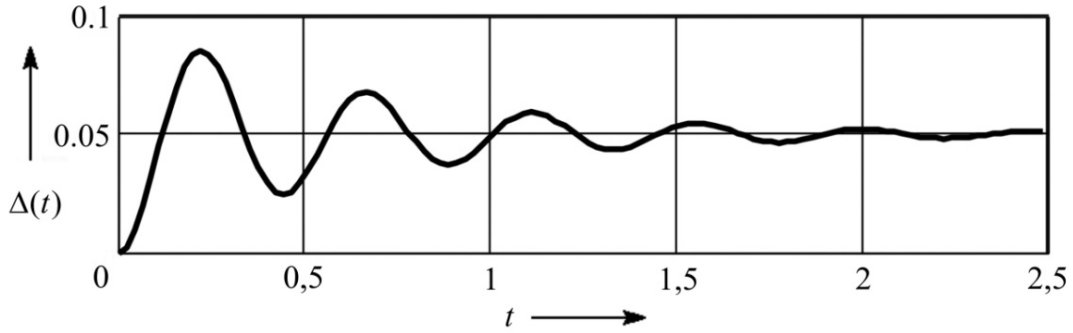


Рисунок 6 – Прогиб упругого элемента упряжи

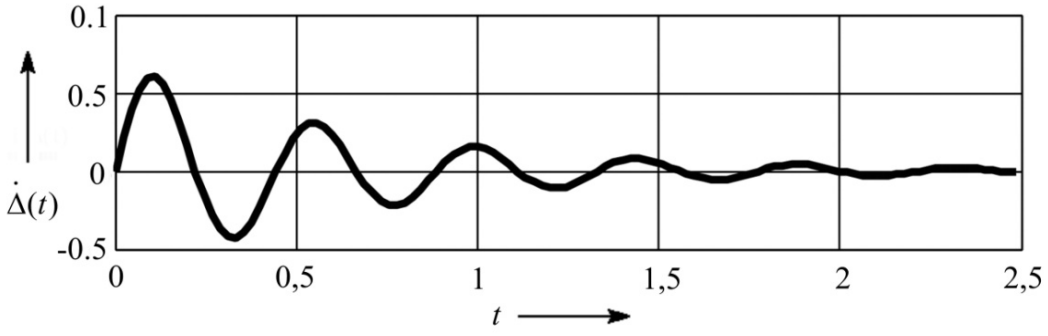


Рисунок 7 – Скорость деформации диссипативного элемента упряжи

Анализ представленных на рисунках 6 и 7 графиков убеждает в том, что максимальный прогиб упряжи не превышает 0,1 м, скорость же ее деформирования – 0,6 м/с, поэтому вполне естественно, что на графиках, показанных на рисунках 2 и 3, представляющих результаты численного решения «жесткой» системы дифференциальных уравнений (9), обнаружить та-

кие изменения сложно, хотя для скорости деформирования упряжи в начальный момент времени можно зафиксировать некоторые колебания относительно скорости центра масс сцепа.

Усилие в упряжи можно вычислять так:

$$2S = 2\left(\beta\dot{\Delta} + C\Delta\right) = F - b\dot{\Delta} - m\ddot{\Delta}. \tag{26}$$

После несложных и очевидных преобразований получим:

$$S = \frac{1}{2}F\left[1 + \sqrt{1-\delta^4}e^{-nt}\sin\left(k_0 t - \gamma\right)\right], \tag{27}$$

где γ = arctg$(1/\delta^3)$ – угол сдвига фазы решения. График изменения усилия в упряжи нашей механической системы показан на рисунке 8.

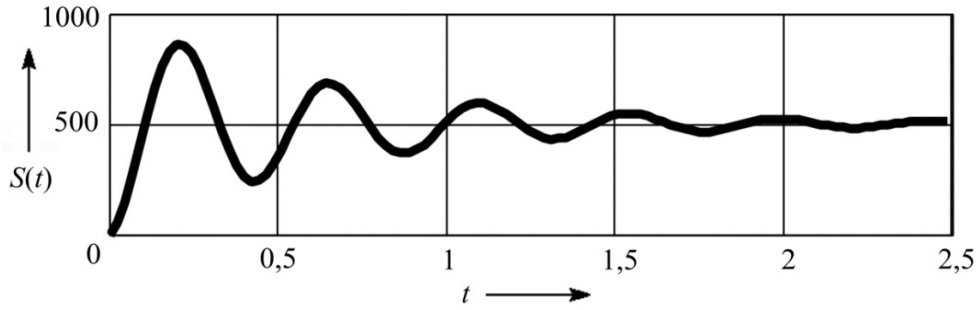


Рисунок 8 – Закон изменения усилия в упряжи механической системы

Итак, по окончании переходного процесса в системе усилие в упряжи будет равняться установившейся величине, т. е. S_∞ = 500 Н. Следовательно, обе массы будут перемещаться с постоянной скоростью 25 м/с, усилие в упряжи – 500 Н, силы сопротивления движению – 500 Н, а движущая сила равна для примера 1000 Н. Таким образом, в стационарном режиме движения сцепки усилие в упряжи определяется сопротивлениями движению масс.

Решив две динамические задачи для «медленной» составляющей, определяющей перемещение центра масс системы, и для «быстрой» составляющей, характеризующей волновые процессы в сцепке, вернемся к исходным «обобщенным» координатам $\boldsymbol{x_1}$ и $\boldsymbol{x_2}$ с помощью формул:

$$\begin{cases} x_1 = x_C + \frac{1}{2}\Delta + l + \frac{1}{2}l_{\text{пр}}; \\ x_2 = x_C - \frac{1}{2}\Delta - l - \frac{1}{2}l_{\text{пр}} \end{cases} \tag{28}$$

или, после выполнения необходимых преобразований, имеем:

$$\begin{cases} x_1 = \frac{1}{2}\frac{F}{b}\left[t + T_1\left(e^{-\frac{t}{T_1}} - 1\right)\right] + \frac{1}{4}\frac{F}{C}\left[1 - \sqrt{1+\delta^2}e^{-\frac{t}{T_2}}\cos\left(2\pi\frac{t}{T_3} - \varphi\right)\right]; \\ x_2 = \frac{1}{2}\frac{F}{b}\left[t + T_1\left(e^{-\frac{t}{T_1}} - 1\right)\right] - \frac{1}{4}\frac{F}{C}\left[1 - \sqrt{1+\delta^2}e^{-\frac{t}{T_2}}\cos\left(2\pi\frac{t}{T_3} - \varphi\right)\right] - 2l - l_{\text{пр}}. \end{cases} \tag{29}$$

Для скоростей перемещения масс можно получить следующее:

$$\dot{x}_1 = V_C + \frac{1}{2}\dot{\Delta};\ \dot{x}_2 = V_C - \frac{1}{2}\dot{\Delta} \tag{30}$$

или после подстановки и приведения подобных членов найдем:

$$\dot{x}_1 = \frac{1}{2}\frac{F}{b}\left(1-e^{-\frac{t}{T_1}}\right)+\frac{1}{2}\frac{1+\delta^2}{2}k_0\frac{F}{C}e^{-\frac{t}{T_2}}\sin 2\pi\frac{t}{T_3};\ \dot{x}_2 = \frac{1}{2}\frac{F}{b}\left(1-e^{-\frac{t}{T_1}}\right)-\frac{1}{2}\frac{1+\delta^2}{2}k_0\frac{F}{C}e^{-\frac{t}{T_2}}\sin 2\pi\frac{t}{T_3}. \quad (31)$$

На рисунках 9 и 10 представлены графики, рассчитанные по формулам (28) и (31).

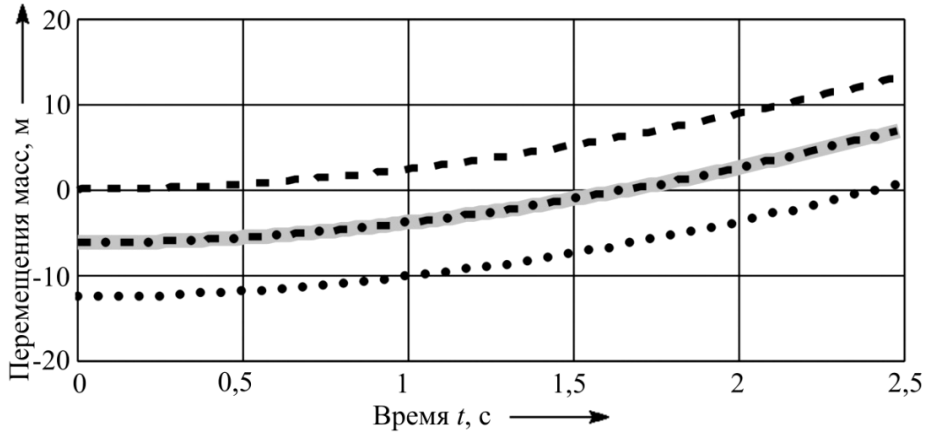


Рисунок 9 – Законы перемещения первого и второго груза и центра масс системы:
- - - – первая масса; ···· – вторая масса; —— – центр масс; -·-·- – $x_c(t)$

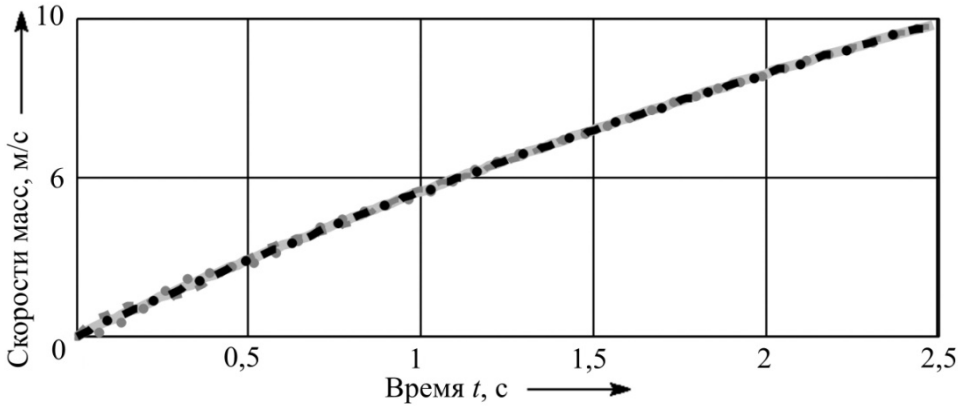


Рисунок 10 – Законы изменения скоростей движения первого и второго грузов и центра масс системы:
- - - – первая масса; ···· – вторая масса; —— – центр масс; -·-·- – $V_c(t)$

Сравнение рисунков 4 и 9 и 5 и 10 указывает на их полное совпадение. К сожалению, на них практически нельзя обнаружить изменения, которое характерны для «быстрых», но малых по величине составляющих.

Использование тихоновского метода разделения движения системы на «быстрые» и «медленные» составляющие, на наш взгляд, обязательно при исследовании продольной динамики поезда.

По меткому и образному выражению профессора МГУ Н. В. Новожилова [11, 12] применение тихоновской, если допустимо так выразиться, технологии в исследованиях «жестких» динамических систем равносильно использованию либо «микроскопа», когда мы можем видеть малые и быстрые изменения динамического процесса, но не замечать медленной его эволюции, либо «телескопа», когда нам просто увидеть медленные изменения процесса, а мелкие и быстрые вибрации неразличимы.

2. Уравнения движения для «медленной» составляющей поезда (перемещение его центра масс вдоль железной дороги) и эквивалентный продольный профиль пути для тягового плеча, волновые процессы в составе («быстрые» составляющие математической модели). В

предыдущем пункте установлено, что необходимо таким образом строить математическую модель исследуемого явления, если она относится «жесткому» типу, чтобы можно было изучать отдельно как «медленные», так и «быстрые» составляющие решения.

Чтобы исследовать движение поезда вдоль железнодорожного пути, достаточно воспользоваться теоремой о движении центра масс системы, это с одной стороны, тогда усилия в автосцепных приборах станут внутренними, и они не смогут повлиять на перемещение поезда, а с другой стороны, нужно сложить все дифференциальные уравнения (2):

$$\sum_{k=0}^{N_v} m_k(1+\gamma_k)\ddot{x}_k = F_k(\dot{x}_0) - \sum_{k=0}^{N_v} W_k(\dot{x}_k, x_k) - \sum_{k=0}^{N_v} B_{Tk}(\dot{x}_k), \tag{32}$$

ввести соответствующие обозначения:

$$\begin{cases} \sum\limits_{k=0}^{N_v} m_k\left(1+\gamma_k\right)\ddot{x}_k = \dfrac{P+Q}{g}\left(1+\gamma\right)\dfrac{dV_C}{dt}; \\ \sum\limits_{k=0}^{N_v} W_k(\dot{x}_k, x_k) = W_0(V_C) + W_i(x_C); \\ \sum\limits_{k=0}^{N_v} B_{Tk}(\dot{x}_k) = B_T(V_C) \end{cases} \tag{33}$$

и записать выражение (33) в привычном для специалистов по теории тяги поездов виде:

$$\frac{P+Q}{g}(1+\gamma)\frac{dV_C}{dt} = F_k(V_C) - W_0(V_C) - W_i(X_C) - B_T(V_C), \tag{34}$$

где P, Q – вес локомотива и состава; g = 9,81 – ускорение свободного падения; V_C – скорость центра масс поезда; $1+\gamma$ – так называемый коэффициент инерции вращающихся частей локомотива и вагонов; $F_k(V_C)$ – касательная сила тяги электровоза (может вычисляться различными способами: либо с использованием правила тяговых расчетов для поездной работы, либо как реакция рельса на колесную пару, к которой приложен вращающий момент, но в этом случае следует составить электромеханические уравнения тягового двигателя); $W_0(V_C)=A+BV_C+CV_C^2$ – основное сопротивление движению поезда от окружающей среды, железнодорожного пути и других сопутствующих факторов (конкретные значения коэффициентов A, B и C будут указываться при решении примеров); $W_i(X_C)$ – дополнительное сопротивление движению поезда от спусков и подъемов; $B_T(V_C)$ – сила пневматического торможения поезда.

Если посмотреть на выражение (32), введенные обозначения (33) и итоговое дифференциальное уравнение (34), то совсем несложно обнаружить те неточности, которые привели нас к конечному результату. Допущения и само уравнение (34) неоднократно обсуждались и критиковались с различных точек зрения, здесь укажем лишь на то, что масса поезда не является его единственной характеристикой, поэтому вряд ли возможно получить такое простое уравнение движения поезда, если он наливной.

Уравнение (34) будет использовано авторами в дальнейшем для нахождения экспертных оценок удельного расхода электрической энергии на тягу поездов при оптимизации режимов его ведения по какому-либо из четырех известных критериев и их сравнения с результатами, получаемыми на основе регрессионных уравнений, определенных с использованием эмпирического материала, собранного на протяжении нескольких лет наблюдения за реальными поездами на двух участках Западно-Сибирской железной дороги.

Обратимся к третьему слагаемому в выражении (34) и представим его следующим образом:

$$W_i(X_C) = \left(P+Q\right)i_{\text{экв}}(X_C), \tag{35}$$

где $i_{экв}(X_C)$ – эквивалентный продольный профиль железнодорожного пути тягового плеча (термин теории тяги поездов).

Чтобы показать, что реальный продольный профиль пути не совпадает с эквивалентным, рассмотрим тестовый продольный профиль и несколько вариантов формирования поезда из 40 четырехосных полувагонов:

– однородный состав, масса любого вагона равна 84 тс;

– первые 20 вагонов имеют массу 40 тс каждый, а последние – 20 – 84 тс;

– первые 20 вагонов тяжелогруженые массой 84 тс каждый, а последние 20 вагонов – 40 тс;

– первые 10 и последние 10 вагонов имеют массу 84 тс каждый, а в середине состава располагаются 20 вагонов каждый массой 40 тс;

– «тяжелые» и «легкие» (назовем их так) вагоны перемежаются друг с другом в составе.

На рисунке 11 показан исходный продольный профиль железнодорожного пути тестового примера протяженностью 12980 м, а на рисунках 12 – 16 приведены эквивалентные профили пути для поезда длиной 593 м для различной структуры его формирования.

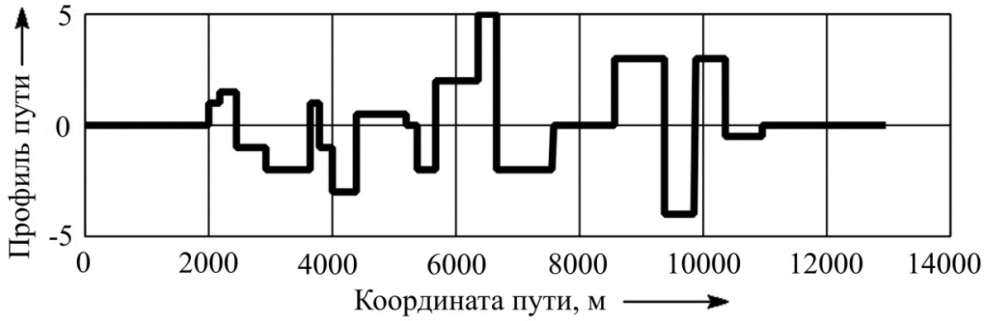


Рисунок 11 – Продольный профиль тестового участка

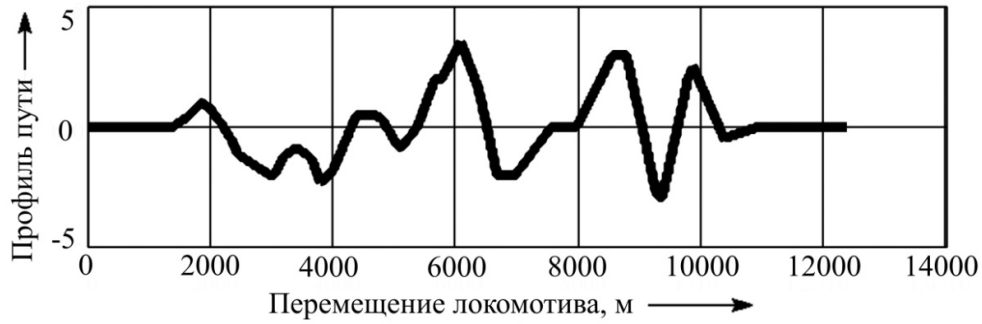


Рисунок 12 – Эквивалентный продольный профиль тестового участка для однородного поезда (первый вариант формирования состава поезда)

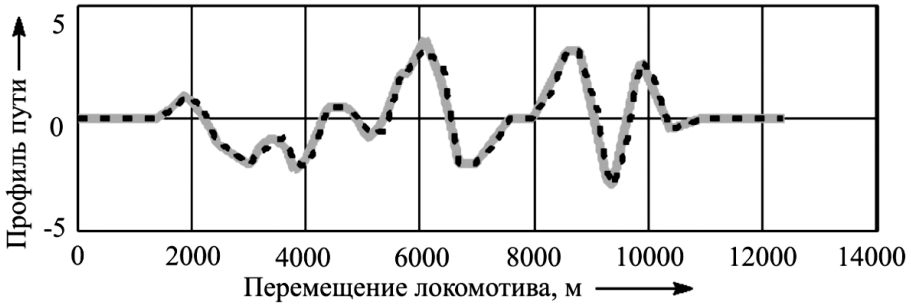


Рисунок 13 – Эквивалентный продольный профиль пути для второго варианта формирования состава поезда: —— – состав 1; --- – состав 2

Анализ рисунков 11 – 16 указывает на то, что реальный продольный профиль железнодорожного пути и его эквивалентный профиль существенно отличаются друг от друга и тем

больше, чем длиннее сам поезд и чем больше элементов продольного профиля он занимает, и чем более пересеченным он является. Следовательно, *структура формирования состава влияет как на удельный расход электрической энергии на тягу поездов, так и на продольные усилия в нем.*

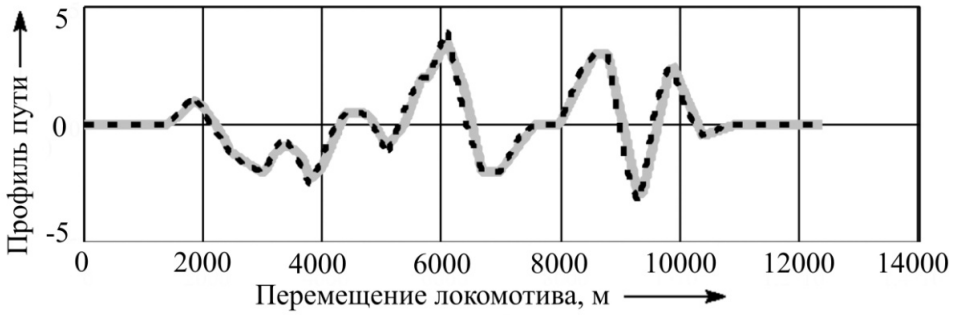


Рисунок 14 – Эквивалентный продольный профиль пути для третьего варианта формирования состава поезда: —— – состав 1; --- – состав 3

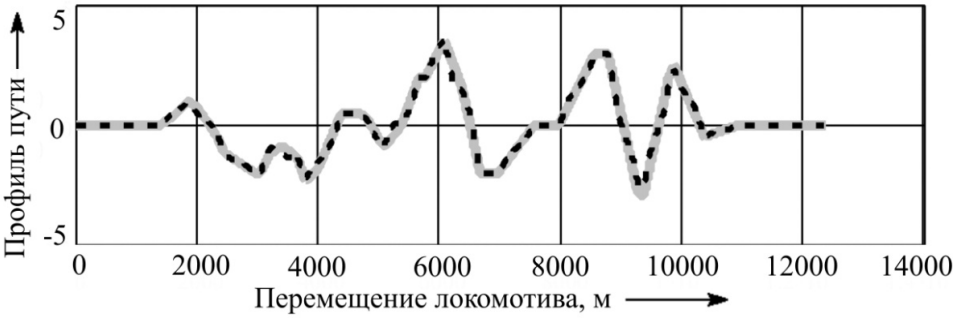


Рисунок 15 – Эквивалентный продольный профиль пути для четвертого варианта формирования состава поезда: —— – состав 1; --- – состав 4

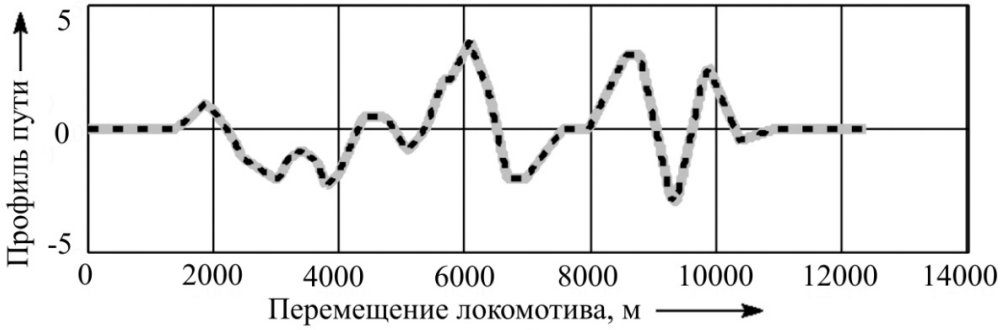


Рисунок 16 – Эквивалентный продольный профиль пути для пятого варианта формирования состава поезда: —— – состав 1; --- – состав 5

Таким образом, если считать поезд материальной точкой и при проведении тяговых расчетов пользоваться реальным, а не эквивалентным продольным профилем пути (здесь косвенным образом учитывается длина поезда), то получаемый результат не будет точным. Другими словами, если исследователь использует в качестве расчетной схемы поезда материальную точку, то он обязан применять эквивалентный продольный профиль железнодорожного пути.

Для определения волновых процессов в поезде, которые постоянно развиваются при его движении по перегону, достаточно в системе дифференциальных уравнений (2) перейти к «быстрым» составляющим (прогибам упругих элементов упряжных приборов вагонов), чего можно достичь простым поочередным их вычитанием (из первого – второе, из второго – третье и т. д.), как показано в п. 1. Следовательно, после выполнения необходимых преобразований получим нелинейную систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_1\ddot{\Delta}_1 = \alpha_1 F_k(\dot{x}_0) - (1+\alpha_1) S_1(\dot{\Delta}_1, \Delta_1) + S_2(\dot{\Delta}_2, \Delta_2) - \\ -\left[\alpha_1 W_0(\dot{x}_0, x_0) - W_1(\dot{x}_1, x_1)\right] - \left[\alpha_1 B_{T0}(\dot{x}_0) - B_{T1}(\dot{x}_1)\right]; \\ m_2\ddot{\Delta}_2 = \alpha_2 S_1(\dot{\Delta}_1, \Delta_1) - (1+\alpha_2) S_2(\dot{\Delta}_2, \Delta_2) + S_3(\dot{\Delta}_3, \Delta_3) - \\ -\left[\alpha_2 W_1(\dot{x}_1, x_1) - W_2(\dot{x}_2, x_2)\right] - \left[\alpha_2 B_{T1}(\dot{x}_1) - B_{T2}(\dot{x}_2)\right]; \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ m_{N_v}\ddot{\Delta}_{N_v} = \alpha_{N_v} S_{N_v-1}(\dot{\Delta}_{N_v-1}, \Delta_{N_v-1}) - (1+\alpha_{N_v}) S_{N_v}(\dot{\Delta}_{N_v}, \Delta_{N_v}) - \\ -\left[\alpha_{N_v} W_{N_v-1}(\dot{x}_{N_v-1}, x_{N_v-1}) - W_{N_v}(\dot{x}_{N_v}, x_{N_v})\right] - \left[\alpha_{N_v} B_{TN_v-1}(\dot{x}_{N_v-1}) - B_{TN_v}(\dot{x}_{N_v})\right], \end{cases} \quad (36)$$

где $\alpha_1 = m_1/m_0$, $\alpha_2 = m_2/m_1$, ..., $\alpha_{Nv} = m_{Nv}/m_{Nv-1}$ – коэффициенты, характеризующие неоднородность рассматриваемого поезда; если он однороден по весу, то только первый из них отличен от единицы, а остальные равны ей.

Систему дифференциальных уравнений (36) обычно еще раз упрощают, хотя она сама найдена при введении допущения, что $\gamma_k \sim 0$ $k \in [0, N_v]$, основываясь на естественном предположении, что скорости перемещения соседних экипажей в поезде приблизительно равны, ибо зазоры, имеющие место, в автосцепных устройствах невелики, следовательно, и их сопротивления движению совпадают по величине [7, 8]. Таким образом, в системе уравнений (36) можно отбросить разности сопротивлений движению экипажей поезда, тогда имеем:

$$\begin{cases} m_1\ddot{\Delta}_1 = \alpha_1 F_k(\dot{x}_0) - (1+\alpha_1) S_1(\dot{\Delta}_1, \Delta_1) + S_2(\dot{\Delta}_2, \Delta_2) - \\ -\left[\alpha_1 B_{T0}(\dot{x}_0) - B_{T1}(\dot{x}_1)\right]; \\ m_2\ddot{\Delta}_2 = \alpha_2 S_1(\dot{\Delta}_1, \Delta_1) - (1+\alpha_2) S_2(\dot{\Delta}_2, \Delta_2) + S_3(\dot{\Delta}_3, \Delta_3) - \\ -\left[\alpha_2 B_{T1}(\dot{x}_1) - B_{T2}(\dot{x}_2)\right]; \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ m_{N_v}\ddot{\Delta}_{N_v} = \alpha_{N_v} S_{N_v-1}(\dot{\Delta}_{N_v-1}, \Delta_{N_v-1}) - (1+\alpha_{N_v}) S_{N_v}(\dot{\Delta}_{N_v}, \Delta_{N_v}) - \\ -\left[\alpha_{N_v} B_{TN_v-1}(\dot{x}_{N_v-1}) - B_{TN_v}(\dot{x}_{N_v})\right]. \end{cases} \quad (37)$$

В дальнейших наших исследованиях эта система не будет применяться, поэтому не имеет никакого смысла ее обсуждать.

В заключение заметим, что в работе [13] на 265 страницах обосновывается и выводится математическая модель пространственных колебаний одного полувагона на тележках ЦНИИ-Х3О, которая представляет собой систему существенно нелинейных дифференциальных уравнений высокого порядка. В поезде таких полувагонов может быть несколько десятков и даже сотен, следовательно, данная и даже очень корректная постановка задачи пока не может быть применена для решения практических задач теории тяги поездов.

Таким образом, без введения естественных допущений и упрощающих предположений получить обозримое решение задачи вряд ли возможно. Собственно по этой причине в настоящей работе изучалась технология применения теоремы академика А.Н. Тихонова о разделении движений динамической системы на «медленные» и «быстрые» составляющие. Найдены математические модели для «медленной» переменной – перемещение центра масс поезда вдоль оси железнодорожного пути (эта модель будет использована для построения оптимизационных алгоритмов ведения грузового поезда по перегону) – и для «быстрых» переменных (эта модель будет использована авторами для построения матрицы запретов для перемещения поезда по ребрам орграфа), представляющих собой прогибы автосцепок вагонов.

Список литературы

1. Нехаев, В. А. К вопросу о реализации силы тяги и оценке вредности колебаний в поезде на результаты тяговых расчетов [Текст] / В. А. Нехаев, В. Н. Ушак, И. В. Гришин // Транспорт Урала. – Екатеринбург, 2009. – № 2 (21). – С. 73 – 75.

2. Тибилов, Т. А. Асимптотические методы исследования колебаний подвижного состава [Текст] / Т. А. Тибилов. – М.: Транспорт, 1970. – Вып. 78. – 224 с.

3. Коломийченко, В. В. Автосцепное устройство подвижного состава [Текст] / В. В. Коломийченко, Н. Г. Беспалов, Н. А. Семенов. – М.: Транспорт, 1973. – 191 с.

4. Кост, Е. Л. Поглощающие устройства зарубежных грузовых вагонов [Текст] / Е. Л. Кост, С. А. Самсонова / НИИинформтяжмаш. – М., 1975. – 22 с.

5. Никольский, Л. Н. Фрикционные амортизаторы удара [Текст] / Л. Н. Никольский. – М.: Машиностроение, 1964. – 171 с.

6. Расчет вагонов на прочность [Текст] / В. В. Вершинский, Е. И. Никольский и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 432 с.

7. Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) [Текст] / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.

8. Гребенюк, П. Т. Тяговые расчеты: Справочник [Текст] / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, А. И. Скворцова. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.

9. Тихонов, А. Н. Системы дифференциальных уравнений, содержащих параметры при производных [Текст] / А. Н. Тихонов // Известия АН СССР. Математический сб., 1952. – Т. 31(73). – № 3. – С. 575 – 586.

10. Васильева, А. Ю. Асимптотические разложения решений сингулярно возмущенных уравнений [Текст] / А. Ю. Васильева, Н. Ф. Бутусов. – М.: Наука, 1973. – 272 с.

11. Новожилов, И. В. О понижении порядка уравнений гироскопических систем [Текст] / И. В. Новожилов // Инженерный журнал МТТ. 1966. – № 5. – С. 34 – 39.

12. Новожилов, И. В. Приближенные методы исследования гироскопических систем [Текст] / И. В. Новожилов // Развитие механики гироскопических и инерциальных систем. – М.: Наука, 1973. – С. 368 – 379.

13. Добычин, И. А. Основы нелинейной механики рельсовых экипажей [Текст] / И. А. Добычин, А. В. Смольянинов, А. Э. Павлюков / НУДО «Межотраслевой региональный центр».– Екатеринбург, 1999. – 265 с.

УДК 621.436.001.5

Е. И. Сковородников, М. В. Лифанов, А. С. Анисимов, А. А. Мельников

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПД1М И 1-ПД4Д

В статье приведен сравнительный анализ динамических усилий в кривошипно-шатунном механизме дизелей ПД1М и 1-ПД4Д, показаны возможные причины повышенного износа шатунных и коренных вкладышей коленчатого вала.

Качественная и количественная оценка эффективности модернизации сложного технического объекта основывается на анализе величины параметров функционирования всех его систем в сравнении с объектом-аналогом.

Модернизации такого сложного объекта, каким является тепловозный дизель, несомненно, должно предшествовать проведение комплексных исследований с целью оценки влияния

проводимых мероприятий на технико-экономические характеристики двигателя и режимы функционирования его основных и вспомогательных систем. Результаты анализа могут послужить основой для подтверждения правильности выбранного подхода к модернизации или стать причиной в отказе от ее проведения.

Комплексный подход к проведению подобных исследований должен решать задачу по оценке напряженности режимов функционирования систем двигателя, показателей надежности узлов, входящих в состав этих систем, и экономического эффекта от непосредственного использования модернизированного двигателя в эксплуатации.

К числу систем двигателя, для которых подобные исследования необходимы, в первую очередь относится кривошипно-шатунный механизм, являющийся наиболее важной и ответственной системой двигателя внутреннего сгорания, поскольку именно с помощью узлов этого механизма тепловая энергия рабочих газов преобразуется в механическую энергию вращения коленчатого вала, формирующую поток мощности, отбираемый от двигателя на привод основных и вспомогательных агрегатов.

Надежность данного механизма напрямую определяет надежность всего двигателя в целом, что предъявляет жесткие требования к проектированию, изготовлению, монтажу, эксплуатации, обслуживанию и ремонту узлов механизма, а также к качеству материалов, используемых при изготовлении этих узлов, что в итоге должно обеспечить требуемый ресурс двигателя.

В настоящей статье приведен сравнительный анализ функционирования кривошипно-шатунного механизма тепловозных дизелей ПД1М и его модернизированного аналога 1-ПД4Д. Анализ проведен в контексте определения причин массового выхода из строя коренных и шатунных подшипников коленчатого вала дизелей 1-ПД4Д на начальном этапе их эксплуатации в составе дизель-генераторной установки тепловоза ТЭМ18Д [1].

Модернизация дизелей серии ПД1М выполнялась с целью создания двигателей нового мощностного ряда с величиной эффективной мощности 993 кВт. Повышение агрегатной мощности было достигнуто за счет изменения величины цикловой подачи топлива и закона его впрыска в цилиндры дизеля за счет использовании кулачковой шайбы топливного насоса измененного профиля «D». Помимо внедрения нового профиля кулачковой шайбы вала топливного насоса в конструкцию тепловоза было внесено еще одно важное изменение, которое, по нашему мнению, во многом повлияло на увеличение количества отказов подшипниковых узлов коленчатого вала дизеля. Это изменение коснулось конструктивного исполнения системы охлаждения моторного масла дизеля и связано с установкой водомасляного теплообменника, включенного в горячий контур системы охлаждения дизеля.

Неисправность подшипниковых узлов модернизированных дизелей 1-ПД4Д проявляется в повышенном износе рабочих поверхностей коренных и шатунных подшипников с последующим разрушением слоя баббита и бронзовой основы подшипника. Износ подшипников сопровождается резким повышением концентрации свинца (Pb) в моторном масле более 200 – 400 г/т и понижением давления масла в системе смазки до уровня срабатывания системы защиты дизеля по низкому давлению масла ($P_м$ = 0,13 – 0,14 МПа).

По характеру износа однозначно установлено, что в основе неисправности подшипников лежало нарушение режима жидкостного трения между шейками коленчатого вала и вкладышами. Следовательно, среди причин выхода из строя подшипниковых узлов, которые были сформулированы на основе опыта эксплуатации тепловозов ТЭМ18Д и в ходе исследований, проведенных ВНИИЖТом, наиболее вероятными из них можно назвать следующие [2]:

нарушение температурного режима масла дизеля вследствие установки водомасляного теплообменника в «горячий» контур охлаждения;

повышение максимального давления цикла до 9,17 МПа (90 кгс/см^2) при настройке дизеля на мощность 993 кВт. Следует отметить, что одним из первых рекомендованных заводом-изготовителем ОАО «Пензадизельмаш» мероприятий по стабилизации положения с выходом из строя подшипников коленчатого вала было как раз снижение номинальной мощности ди-

зеля до уровня 882 кВт. Снижение агрегатной мощности привело к снижению максимального давления сгорания P_z до значений 8,05 – 8,36 МПа (79 – 82 кгс/см^2), однако устранить полностью отказы подшипников коленчатого вала изменением настройки мощности не удалось.

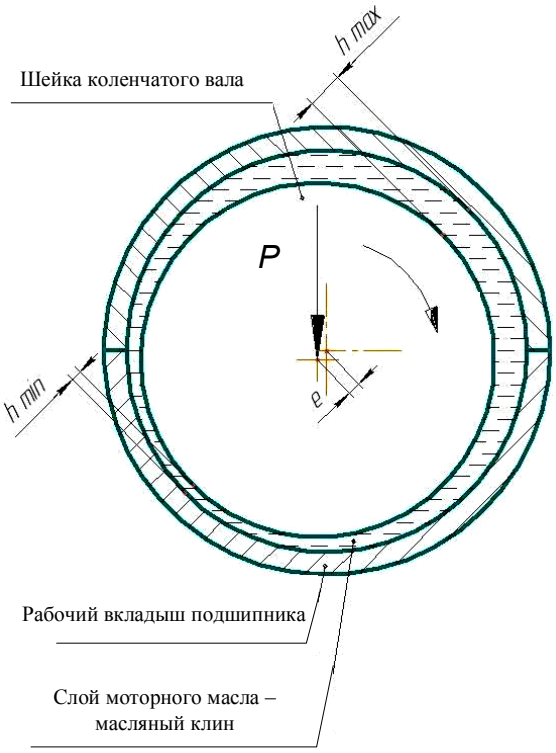


Рисунок 1 – Формирование масляного клина в подшипниковом узле коленчатого вала

Принимая обозначенные выше причины за основные, рассмотрим их влияние на развитие неисправности более подробно. При вращении коленчатого вала из-за наличия нагрузки P на шейку и монтажного зазора между шейкой и вкладышами подшипника продольная ось шейки вала смещается относительно продольной оси опоры на некоторую величину «е», которая называется эксцентриситетом (рисунок 1) [3]. Смещение продольной оси шейки относительно продольной оси опоры приводит к тому, что толщина масляного клина, формирующегося между шейкой и подшипником, имеет различную величину, характеризующуюся максимальным $h_{\max}$ и минимальным $h_{\min}$ значениями. Необходимым условием режима жидкостного трения в подшипниковом узле коленчатого вала является превышение значением $h_{\min}$ некоторого критического значения $h_{кр}$:

$$h_{\min} > h_{кр}; \quad (1)$$

$$h_{кр} = R_{zш} + R_{zв} + y_0 \quad (2)$$

где $R_{zш}$, $R_{zв}$ – высота неровностей поверхностей шейки и вкладыша, мкм;

y_0 – максимальный прогиб шейки в подшипнике, мкм.

Практика конструирования и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания определила минимально необходимое условие обеспечения надежности и наличия запаса по толщине смазочного слоя [3]:

$$h_{\min} / h_{кр} \geq 1{,}1. \quad (3)$$

Очевидно, что при соблюдении технологии изготовления и монтажа коленчатого вала и подшипниковых узлов нарушение режима жидкостного трения возможно при недостаточной несущей способности масляного клина.

Несущая способность масляного клина проявляется в создании гидродинамического давления p в несущем слое клина, достаточного для уравновешивания нагрузки P на шейку коленчатого вала от силы давления газов в цилиндрах дизеля, которое определяется зависимостью[3]:

$$p = \frac{\mu\omega}{\psi^2}\Phi_p, \quad (4)$$

где p – давление масла в несущем слое масляного клина, Н/м^2;

μ – динамическая вязкость масла при текущей температуре, Н·с/м^2;

ω – угловая частота вращения шейки коленчатого вала, рад/с;

ψ – относительный зазор подшипникового узла;

Φ_p – критерий Зоммерфельда, или коэффициент несущей силы подшипника.

Относительный зазор ψ определяется как отношение значений диаметрального зазора между шейкой и вкладышем подшипника и диаметра шейки:

$$\psi = \frac{s}{d}, \tag{5}$$

где s – диаметральный зазор между шейкой вала и вкладышем подшипника, зазор «на масло», мм;

d – диаметр шатунной шейки коленчатого вала, мм.

Исходя из того, что гидравлическое давление p несущего слоя масла должно уравновесить силу давления газов P на шейку коленчатого вала, преобразуем зависимость (3) в следующий вид:

$$P = \frac{\mu\omega}{\psi^2} Ld\Phi_p, \tag{6}$$

где L – ширина рабочей поверхности вкладыша подшипника, мм.

Зависимость (6) позволяет определить перечень параметров, которые непосредственно оказывают влияние на работу подшипниковых узлов и могут создавать условия возникновения и прогрессирования повышенного износа вкладышей коленчатого вала.

Параметры, зависимости (6) можно условно разделить на две группы: определяемые конструкцией дизеля и определяемые особенностями протекания рабочего цикла двигателя.

К параметрам первой группы следует отнести диаметр шейки вала d, диаметральный зазор s, рабочую ширину L, к параметрам второй группы относятся усилие P от сил давления газов внутри цилиндра и угловая частота вращения ω.

Динамическую вязкость масла μ сложно отнести к какой-то из групп, поскольку этот параметр функционально зависит от текущей температуры масла, которая в свою очередь зависит как от текущей нагрузки дизеля (от величины P), так и от эффективности охлаждения масла, что определяется уже особенностями ее конструктивного исполнения.

Параметры первой группы для дизелей ПД1М и 1-ПД4Д полностью идентичны, что позволяет положительно оценивать модернизацию с точки зрения унификации используемых в конструкции узлов и деталей. Следует отметить и то, что настройки мощности и частоты вращения коленчатого вала у данных дизелей также совпадают [4].

В отношении параметра P разница между данными дизелями весьма существенна, что обусловливается отличительными особенностями протекания рабочего процесса. Как отмечалось выше, в связи с использованием на дизелях 1-ПД4Д нового профиля кулачкой шайбы топливного насоса изменился закон впрыска топлива [2], что повлекло за собой изменение величины максимального давления сгорания цикла и, как следствие, усилия от рабочих газов, оказываемого на поршень.

Анализ, проведенный в работе [2], показал, что на дизелях 1-ПД4Д максимальное давление цикла P_z выше, чем у дизелей ПД1М на всех рабочих позициях. Максимальная разница в давлении, равная приблизительно 1,26 МПа (12 кгс/см^2), отмечается на шестой позиции контроллера машиниста, что с учетом площади днища поршня дает дополнительную нагрузку по величине продольной силы P_s в 9,7 тс (рисунок 2). Рост значения P_s приводит к увеличению составляющих данной силы (см. рисунок 2): нормальной силы N, прижимающей поршень к гильзе цилиндра, – продольной силы S, действующей вдоль оси шатуна, тангенциальной силы T, определяющей величину крутящего момента, радиальной силы R, оказывающей сжимающее или растягивающее действие на соответствующий кривошип.

Принимая во внимание условие равенства левой и правой частей выражения (6), оценим, какие из параметров оказывают наиболее существенное влияние на создание условий повышенного износа подшипников коленчатого вала.

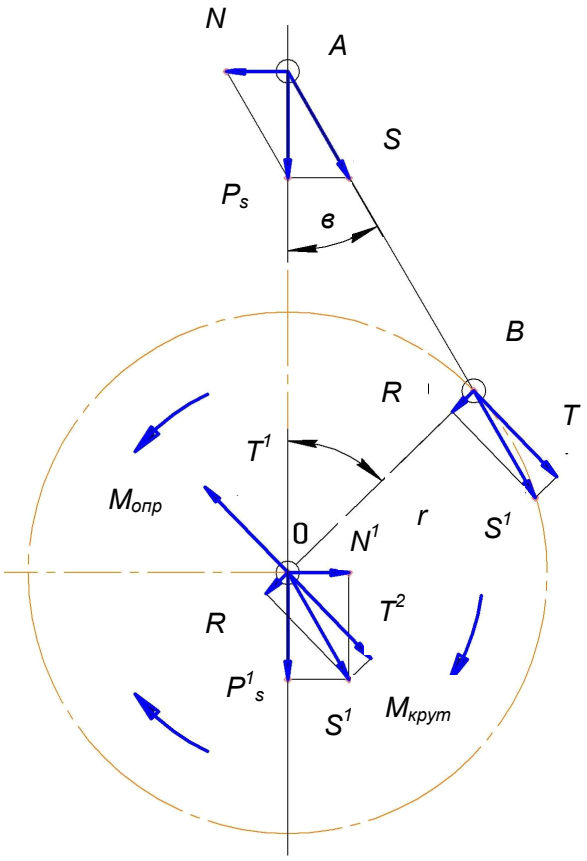


Рисунок 2 – Суммарные силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Выполнить данную оценку можно по результатам расчета суммарных усилий, действующих на коренные и шатунные шейки коленчатого вала и определив, исходя из этого, необходимую кинематическую вязкость, которую должно иметь моторное масло для сохранения требуемой несущей способности масляного клина. Далее, имея данные по требуемой вязкости моторного масла, оценим соответствующие им температурные режимы, в которых фактически находится масло в дизелях, и сделаем вывод о соответствии полученных по условиям действующих нагрузок расчетных значений вязкости моторного масла и значений вязкости масла, работающего в дизеле при рассчитанных значениях температуры.

Исходными данными для расчета максимальных усилий на шейки коленчатого вала будут являться результаты теплового расчета дизелей, выполненного в программном комплексе «Diesel-RK» [2].

Как показано выше, суммарная сила P_s, действующая вдоль оси цилиндра, может быть разложена на две составляющие: по направлению, перпендикулярному к оси цилиндра, – нормальная сила N и по направлению продольной оси шатуна – сила S. Выражение для сил N и S записывается исходя из схемы на рисунке 2:

$$N = P_s tg\beta; \tag{7}$$

$$S = \frac{P_s}{\cos\beta}, \tag{8}$$

где β – текущий угол отклонения оси шатуна от вертикальной оси цилиндра, град.

Силу S, перенесенную вдоль оси шатуна в центр шатунной шейки кривошипа, обозначим $S^{(1)}$ и разложим на две составляющие:

радиальную силу R, направленную по радиусу кривошипа,

$$R = S^{(1)}\cos(\varphi+\beta) = P\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\varphi}, \tag{9}$$

где φ – текущий угол поворота кривошипа, град.,

и тангенциальную силу

$$T = S^{(1)}\sin(\varphi+\beta) = P\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\varphi}. \tag{10}$$

Значение текущего угла β определяется зависимостью:

$$\beta = \arcsin(\lambda\sin(\varphi)), \tag{11}$$

где $\lambda = r / L$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (для анализируемых двигателей $\lambda = 0,232$).

К точке О приложим две взаимно противоположные силы $T^{(1)}$ и $T^{(2)}$, равные и параллельные тангенциальной силе *T*. Пара сил *T* и $T^{(1)}$ образуют крутящий момент $M_{кр}$. Радиальную силу *R* перенесем по линии действия в центр коренной шейки коленчатого вала О и обозначим $R^{(1)}$. Сумма сил $R^{(1)}$ и $T^{(2)}$ равна силе *S*, действующей по продольной оси шатуна, нагружает коренные подшипники коленчатого вала. Силу $S^{(1)}$ можно разложить на две составляющие: силу $N^{(1)}$, действующую перпендикулярно оси цилиндра, и силу $P_s^{(1)}$, действующую по оси цилиндра. Сила $N^{(1)}$ совместно с силой *N* образует пару, момент которой называется опрокидывающим $M_{опр}$, этот момент численно равен крутящему, но противоположен ему по знаку.

Таким образом, в кривошипно-шатунном механизме и его элементах действуют суммарные силы P_s, *N*, *S*, *T*, *K* и моменты $M_{кр}$ и $M_{опр}$. Кроме указанных сил на детали кривошипно-шатунного механизма действуют центробежные силы инерции движущихся масс поршня, шатуна и кривошипа, которые можно разделить на несколько групп:

– силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно;

– силы инерции вращающихся масс;

– силы инерции масс, совершающих сложное движение.

Для определения величины сил инерции, возникающих в результате движения кривошипно-шатунного механизма, целесообразно заменять действительные массы движущихся частей системой масс, динамически эквивалентной реальной системе. С точностью, достаточной для проведения динамических расчетов [5], массу шатуна $m_ш$ условно разбиваем на две массы ($m_ш = m_1 + m_2$) и полагаем, что масса m_1 сосредоточена на оси поршневого пальца А (см. рисунок 2) и включает в себя часть стержня шатуна, эта часть шатуна условно участвует только в возвратно-поступательном движении, а масса m_2 сосредоточена в центре шатунной шейки В и включает в себя оставшуюся часть массы стержня, эта часть шатуна условно совершает только вращательное движение. В практике инженерных расчетов принято считать:

$$\begin{cases} m_1 = (0,2...0,3)m_ш; \\ m_2 = (0,7...0,8)m_ш. \end{cases} \quad (12)$$

К вращающимся массам кривошипно-шатунного механизма относятся массы неуравновешенных частей колена вала (части щек $m_щ$, шатунной шейки $m_{ш.ш}$) и часть массы шатуна m_2.

Указанные вращающиеся массы заменяются массой, приведенной к радиусу кривошипа *r* (см. рисунок 2). Приведение производится с соблюдением условия равенства центробежной силы инерции действительной массы центробежной силе приведенной массы. Вращающиеся массы кривошипно-шатунного механизма, отнесенные к первой группе, определяются с использованием данных конструкторской документации.

Приведенная к радиусу *r* неуравновешенная масса кривошипа:

$$m_r = m_{шш} + 2m_щ + m_2 = m_к + m_2. \quad (13)$$

К деталям, совершающим прямолинейное возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра, относятся поршень, поршневой палец, поршневые кольца, стопорные кольца, поршневые заглушки и часть шатуна массой m_1. Масса поршневой группы $m_п$, как и масса m_1, считается сосредоточенной на оси поршневого пальца и общая масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение,

$$m_j = m_п + m_1. \quad (14)$$

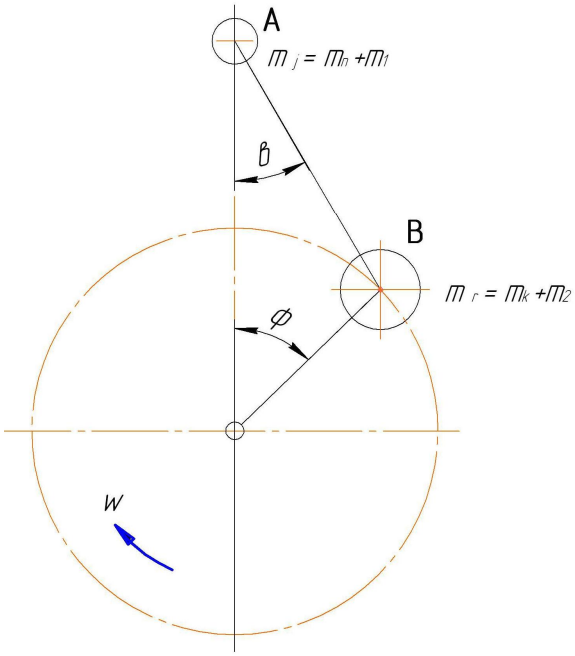


Рисунок 3 – Приведенные массы кривошипно-шатунного механизма

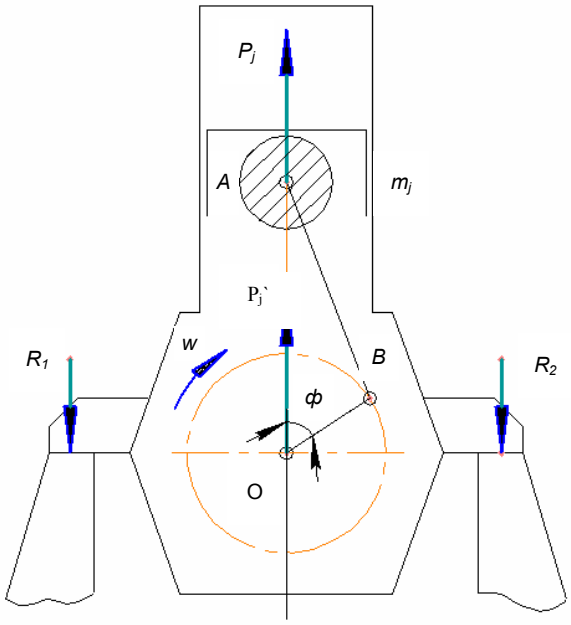


Рисунок 4 – Свободная сила от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс

Таким образом, в результате приведения масс отдельных элементов кривошипно-шатунный механизм может быть представлен динамически эквивалентной системой двух сосредоточенных масс (рисунок 3), связанных жесткой связью: массой m_j, совершающей возвратно-поступательное движение, и массой m_r, совершающей вращательное движение.

Следует отметить, что рассматриваемые зависимости справедливы для установившихся режимов работы двигателя, когда ω = const, что соответствует продолжительной работе дизелей на фиксированных рабочих позициях. В соответствии с принятой двухмассовой системой, динамически замещающей кривошипно-шатунный механизм, силы инерции движущихся масс сводятся к двум силам сила инерции возвратно-поступательно: движущихся масс P_j и центробежная сила инерции вращающихся масс R_r.

Для кривошипно-шатунных механизмов рассматриваемых дизелей сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяется как произведение массы m_j на ускорение поршня $j_п$, взятое с обратным знаком по формуле [5]:

$$P_j = -m_j r\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi), \qquad (15)$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в системе кривошипного механизма проявляется в виде свободной силы P_j' (рисунок 4), которая действует вдоль оси цилиндра и равна силе P_j, переменной по величине и знаку. Сила P_j' передается через коренные подшипники и, будучи не уравновешенной внутри механизма, воздействует на опоры двигателя, т. е. уравновешивается реакциями опор.

Центробежная сила инерции K_r от вращающихся масс кривошипного механизма определяется по формуле:

$$K_r = m_r r\omega^2. \qquad (16)$$

Сила K_r направлена по радиусу кривошипа, постоянна по величине и приложена к центру В шатунной шейки колена (рисунок 5). Перенесем силу K_r по линии ее действия в центр О вала, обозначим K_r' и разложим на две составляющие:

$$K_r = m_r r\omega^2;$$
$$K_{ry} = m_r r\omega^2 \sin\varphi. \qquad (17)$$

Проекции K_{rx} и K_{ry} гармонически меняются в зависимости от угла поворота коленчатого вала и, будучи не уравновешенными внутри механизма, воздействуют через коренные подшипники вала на картер и передаются опорам двигателя в виде усилий $R1$ и $R2$.

Таким образом, представленный выше материал показывает, что при сравнительном анализе работы кривошипно-шатунного механизма (КШМ) следует учитывать множество параметров, которые в свою очередь определяются особенностями конструкции соответствующих узлов, а также мощностно-скоростными характеристиками дизелей с разбивкой по рабочим позициям.

Динамические нагрузки на детали КШМ обусловливаются совместным действием сил давления газов на поршень $P_г$ и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j. Исходной при этом является суммарная сила P_s, действующая на поршневой палец вдоль оси цилиндра, которая представляет алгебраическую сумму $P_г$ и P_j:

$$P_s = P_r + P_j. \qquad (18)$$

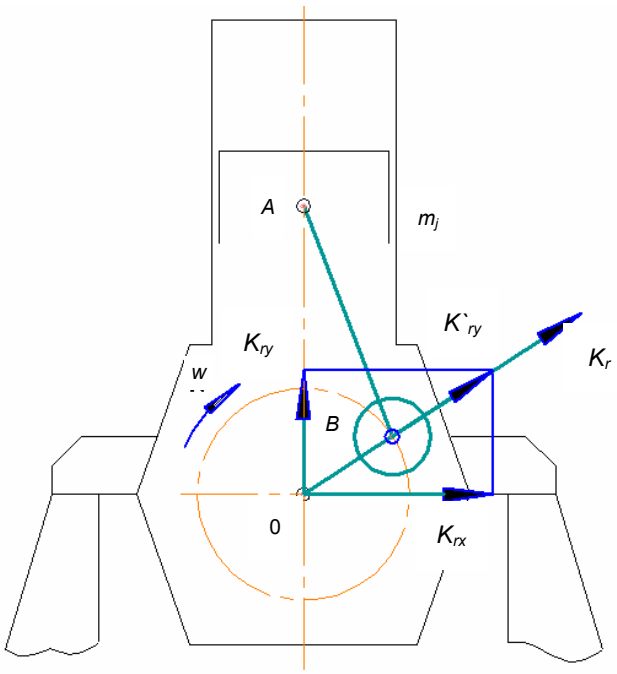


Рисунок 5 – Центробежная сила инерции вращающихся масс

Текущие значения силы давления газов $P_г$ для каждого расчетного режима работы дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала получаем при проведении теплового расчета двигателей в программном комплексе «Diesel-RK» [2].

Сила давления газов $P_г$ на поршень определяется по формуле:

$$P_г = (p_г - p_0)F_п, \qquad (19)$$

где $p_г$ – давление газов над поршнем в цилиндре двигателя, МПа;

p_0 – давление под поршнем, т. е. давление в картере двигателя (для четырехтактных двигателей с вентиляцией картера принимается равным атмосферному), МПа;

F_n – площадь поперечного сечения поршня, м^2.

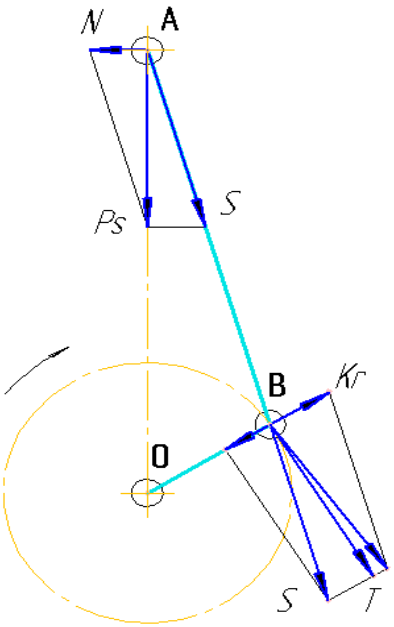


Рисунок 6 – Расчетная схема для определения суммарного усилия R_s

Определение значений искомых усилий в диапазоне углов поворота коленчатого вала от 0 до 720º производим с использованием приложения Microsoft Exel; получаемый массив данных с разбивкой по позициям контроллера машиниста удобно применять для анализа динамики изменения усилий и построения соответствующих графических зависимостей.

Проведение дальнейших исследований строится на вычислении значений суммарных усилий R_s, которые действуют на шатунные шейки коленчатого вала за весь период рабочего цикла. Определение суммарного усилия осуществляется с использованием следующей расчетной схемы (рисунок 6).

В основе построения схемы лежит принцип разложения действующей на шатунную шейку силы S на две составляющие: касательную силу T и радиальную силу R. Помимо силы S при вращении коленчатого вала на шатунную шейку действует центробежная сила инерции K_r от вращающихся масс кривошипного механизма, вектор которой направлен по радиусу кривошипа от центра шейки.

Результатом векторного сложения сил S и K_r является вектор силы R_s – искомой результирующей силы, определяющей нагрузку на шатунную шейку и, соответственно, на вкладыши шатунных подшипников коленчатого вала.

Учитывая гармонический характер изменения сил R и T, а также постоянные направление и величину силы K_r для каждого из расчетных режимов работы двигателя, длину вектора силы R_s можно определить как длину гипотенузы соответствующего прямоугольного треугольника, катетами которого являются вектор силы T и результирующий вектор от сложения сил R и K_r:

$$P_{\text{г}} = (p_{\text{г}} - p_0)F_{\text{п}}. \qquad (20)$$

Знак минус в скобках формулы (20) учитывает противоположную направленность векторов сил K и K_r.

С использованием данного принципа и результатов предыдущих расчетов были получены значения суммарных усилий R_s для каждого режима работы дизелей ПД1М и 1-ПД4Д. Результаты расчета для каждой позиции контроллера машиниста представлены в таблице 1 с выборкой максимального значения усилия R_s (наглядное распределение усилий представлено на рисунке 7). Для удобства анализа в таблицу 1 внесены данные по величине максимального давления сгорания в цилиндрах обоих дизелей.

Предварительный анализ полученных данных позволяет оценить величину дополнительной нагрузки, которая действует на шатунные шейки дизелей 1-ПД4Д и возникает вследствие разницы по величинам максимального давления цикла между обоими дизелями.

Таблица 1 – Максимальные значения силы R_s с разбивкой по позициям контроллера машиниста для дизелей ПД1М и 1-ПД4Д

Позиция контроллера машиниста	Максимальное давление сгорания P_z для дизеля, МПа		Максимальное суммарное усилие на шатунную шейку R_s для дизеля, кН	
	ПД1М	1-ПД4Д	ПД1М	1-ПД4Д
0	3,42	3,83	220,6	248,1
1	3,64	3,88	237,5	251,9
2	3,74	4,02	246,3	260,9
3	3,99	4,24	252,2	271,2
4	4,30	4,55	253,7	272,6
5	4,56	5,28	243,1	298,8
6	5,28	6,54	257,1	355,3
7	6,21	7,41	284,8	378,9
8	7,06	8,01	289,1	360,9

Имеющаяся разница между полученными значениями не носит постоянного характера и изменяется от 15 кН на первой позиции до 98,2 кН на шестой.

Следует отметить, что существенная разница усилий на шатунные шейки коленчатого вала на промежуточной позиции контроллера машиниста создает дополнительные условия для разрушения смазочного слоя, сформированного в паре трения «шейка – вкладыши подшипника». Это легко объяснить, используя зависимость (6), где все параметры правой части выражения для рассматриваемых типов дизелей равны друг другу, а левые, т. е. значения Р, различаются.

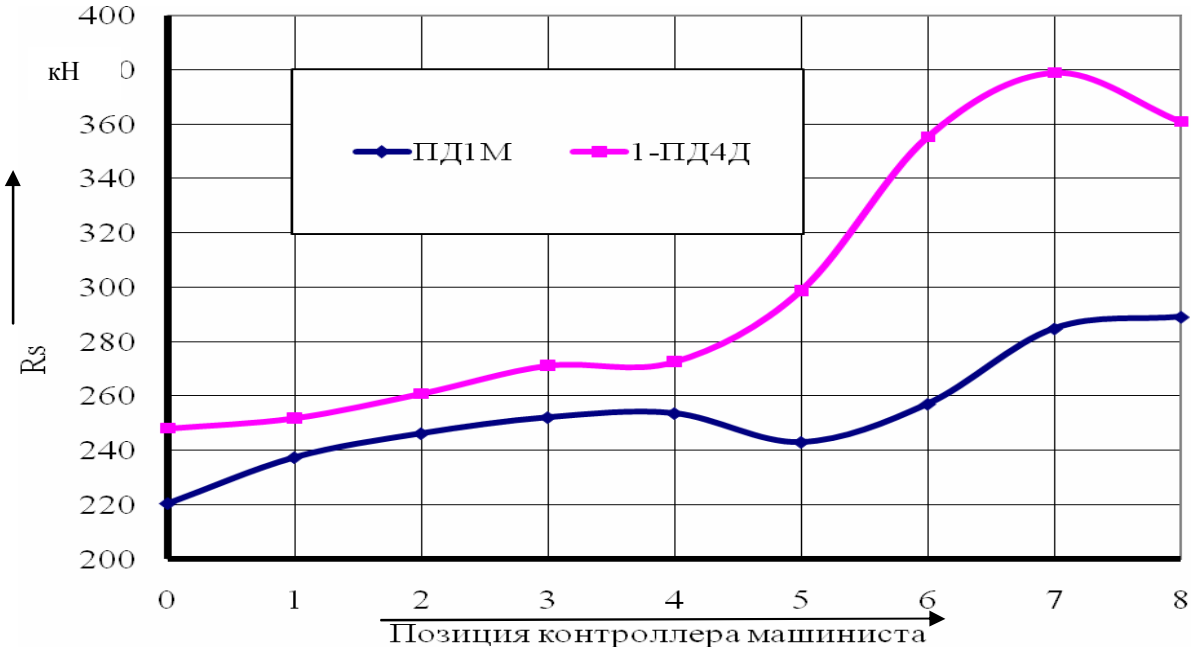


Рисунок 7 – Распределение значений максимального суммарного усилия на шатунные шейки дизелей ПД1М и 1-ПД4Д по позициям контроллера машиниста

Методика определения усилий, действующих на узлы коренных шеек, основана на предположении, что усилие, действующее на шатунную шейку, передается в равных долях на коренные шейки, прилегающие к соответствующему кривошипу [5]. В соответствии с этим для определения усилий, которые воздействуют на вкладыши коренных подшипников, необходимо помимо текущих значений силы R знать взаимное расположение соседних кривошипов и порядок работы цилиндров дизелей.

Коленчатые валы дизелей ПД1М и 1-ПД4Д имеют шесть кривошипов, расположенных друг относительно друга со смещением в 120º. Организация работы цилиндров дизеля построена по порядку: 1-3-5-6-4-2. Семь коренных шеек коленчатых валов имеют одинаковый номинальный диаметр – 240 мм, но различную ширину опорной поверхности – 146 мм для 1-й, 2-й, 3-й, 5-й и 6-й шеек, 190 мм – для 4-й и 194 мм – для 7-й. Различие в ширине коренных шеек связано с особенностями распределения усилий между шейками при работе дизеля, с наличием значительной нагрузки в виде жестко связанного с фланцем коленчатого вала якоря тягового генератора и с соответствующим увеличением нагрузки на 7-ю коренную опору.

Определение усилия, действующего на вкладыши 2-го – 6-го коренных подшипников, основано на суммировании векторов усилия R_s', величина которых равна половине длины вектора R_s от соседних кривошипов с учетом порядка работы цилиндров дизеля с вектором веса коленчатого вала, приходящегося на каждую коренную шейку $P_{щ}$. Для 1-й коренной шейки усилие R_s' суммируется только с вектором $P_{щ}$; для 7-й – с вектором $P_{щ}$ и вектором веса якоря главного генератора.

Суммирование осуществлялось с учетом масштабирования векторов усилий и соответствующих весов. Для сокращения объемов вычисления расчет производился для определения только максимального значения усилия, которое определялось по максимальным значениям усилий R_s с учетом описанных выше условий и текущего угла поворота коленчатого вала. Результаты проведенных расчетов приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Значения максимальных усилий на коренные подшипники коленчатого вала

Позиция контроллера машиниста	Тип дизеля	Максимальное усилие на коренной подшипник по шейкам вала, кН						
		1	2	3	4	5	6	7
0	ПД1М	113,0	134,7	130,2	96,8	130,2	134,7	122,2
	1-ПД4Д	126,7	145,4	139,3	106,9	139,3	145,4	136,0
1	ПД1М	121,4	141,3	136,0	104,3	136,0	141,3	130,6
	1-ПД4Д	128,6	148,0	141,2	108,9	141,2	148,0	137,9
2	ПД1М	125,8	146,6	140,7	108,2	140,7	146,6	135,0
	1-ПД4Д	133,1	153,7	145,7	113,5	145,7	153,7	142,4
3	ПД1М	128,7	153,8	144,2	105,1	144,2	153,8	138,0
	1-ПД4Д	138,2	162,7	153,6	114,7	153,6	162,7	147,5
4	ПД1М	129,5	164,9	152,9	95,1	152,9	164,9	138,8
	1-ПД4Д	139,0	172,5	162,0	104,5	162,0	172,5	148,3
5	ПД1М	124,2	171,5	158,1	75,0	158,1	171,5	133,5
	1-ПД4Д	152,0	197,7	186,3	103,5	186,3	197,7	161,3
6	ПД1М	131,2	195,0	180,4	62,7	180,4	195,0	140,5
	1-ПД4Д	180,3	242,2	229,4	112,3	229,4	242,2	189,6
7	ПД1М	145,1	224,4	208,1	55,5	208,1	224,4	154,3
	1-ПД4Д	192,1	270,6	256,9	103,5	256,9	270,6	201,4
8	ПД1М	147,2	249,6	232,6	33,0	232,6	249,6	156,5
	1-ПД4Д	183,8	226,4	269,8	67,0	269,8	226,4	193,1

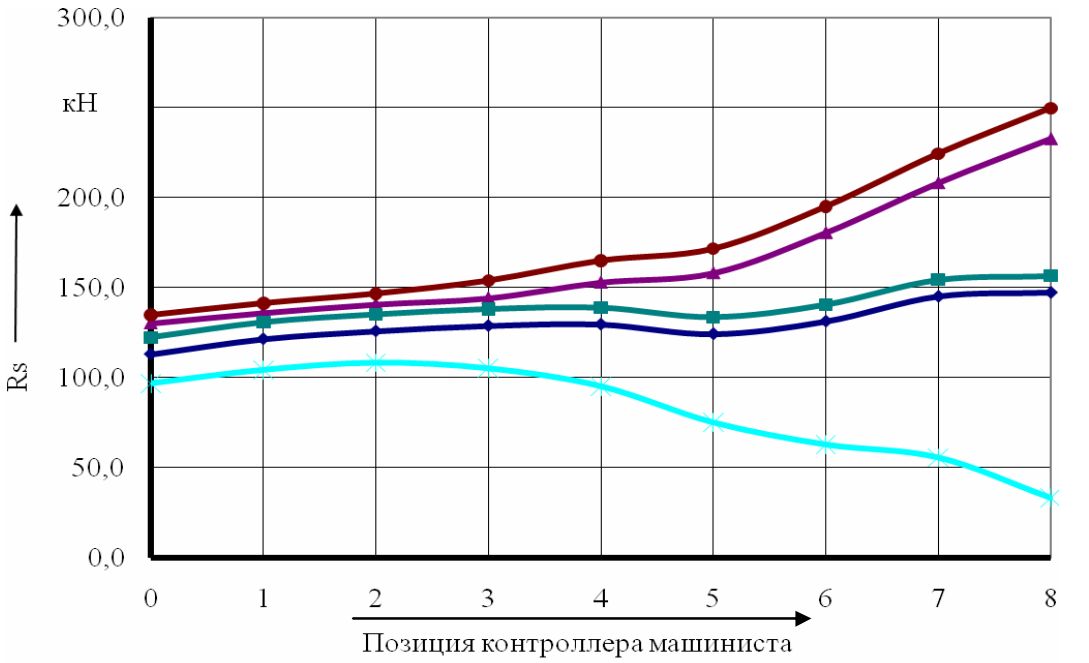


Рисунок 8 – Максимальные усилия на коренные шейки коленчатого вала дизеля ПД1М.
Обозначение шеек: 1-я – ; 2-я – ; 3-я – ; 4-я – ; 5-я – ;6-я – ; 7-я –

Распределение максимальных усилий на коренные шейки представлено на рисунках 8 и 9. Анализ полученных данных показывает, что распределение максимальных усилий между коренными шейками существенно различается, причем разница между максимальным и минимальным значениями увеличивается с ростом позиции контроллера машиниста и составляет для дизеля ПД1М 7,5 раза, для дизеля 1-ПД4Д – 4,02 раза. Следует отметить, что значения усилий попарно совпадают для 2-й и 6-й, а также для 3-й и 5-й коренных шеек, наиболее нагруженными шейками коленчатого вала являются 2-я и 6-я коренные шейки. Особенностью распределения максимальных усилий на коренные шейки является разгрузка 4-й ко-

ренной шейки, происходящая при наборе позиций контроллера машиниста. Это очевидно связано с особенностью организации рабочих процессов в третьем и четвертом цилиндрах дизелей, которая проявляется в том, что если в одном из этих цилиндров происходит такт сгорания, в другом происходит такт впуска и наоборот. Данное сочетание тактов приводит к тому, что с ростом нагрузки усилие, передаваемое от давления газов, в одном из этих цилиндров уравновешивается противоположно направленной составляющей результирующей силы R_s в другом цилиндре.

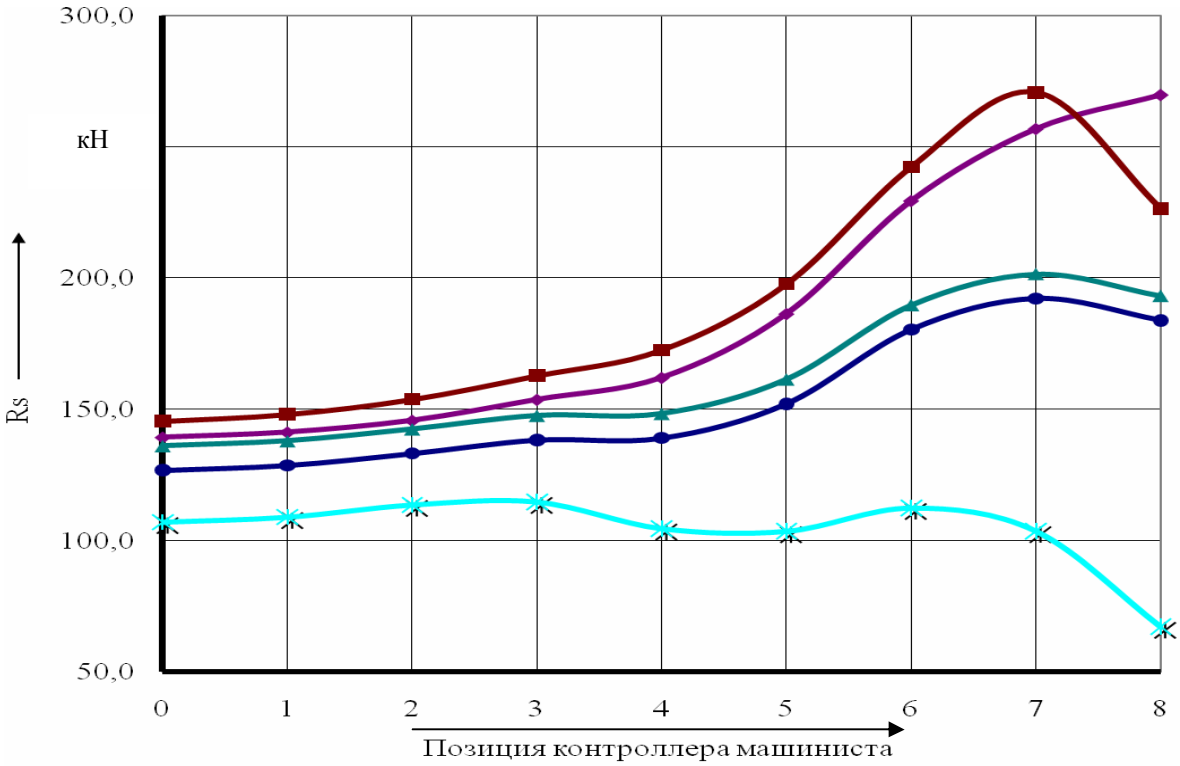


Рисунок 9 – Максимальные усилия на коренные шейки коленчатого вала дизеля 1-ПД4Д.
Обозначение шеек: 1-я – ; 2-я – ; 3-я – ; 4-я – ; 5-я – ;6-я – ; 7-я –

Для 2-й и 6-й шеек в связи с особенностями протекания рабочих процессов в 1-м и 2-м, а также в 4-м и 5-м цилиндрах характерно суммирование нагрузок от соседних цилиндров. Анализ расчетных данных для дизеля 1-ПД4Д показывает, что разница по усилиям на коренные шейки коленчатого вала в сравнении с дизелем ПД1М составляет от 5 до 20 %. Для данного дизеля характерной особенностью является наличие разгружающего действия от инерционной составляющей K_r для 2-й и 6-й коренных шеек, которая в наибольшей степени проявляется при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Полученные в ходе расчетов данные становятся основой для определения требуемой динамической вязкости, которая должна быть у моторного масла, чтобы обеспечить необходимую несущую способность смазочного слоя в подшипниковых узлах коленчатого вала. Вычисленная по выражению (6) динамическая вязкость позволит определить рабочий температурный режим масла в дизеле и ответить на вопрос о соблюдении режима жидкостного трения.

Согласно выражению (6) динамическая вязкость определится так:

$$\mu = \frac{P\psi^2}{\omega L d \Phi_p}. \qquad (21)$$

Для расчетов принимаются номинальные значения параметров L и d, значение ψ определяем по выражению (5) с использованием данных конструкторской документации на дизе-

ли и «Руководства по техническому обслуживанию и текущему ремонту тепловозов ТЭМ2 ИО» [4]. Приведение динамической вязкости μ к кинематической ν осуществляется с использованием выражения, сСт[3]:

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho_{20} - k_t(t-20)}, \tag{22}$$

где ρ_{20} – плотность моторного масла при температуре 20 ºС, г/см^3;

k_t – температурный коэффициент;

t – текущая температура масла, ºС.

Плотность ρ_{20} определяется по ГОСТ 12337-84 – «Масла моторные для дизельных двигателей» – и принимается равной 0,905 г/см^3. Температурный коэффициент k_t принимаем равным 0,00064 г/(см^3 ºС) [3].

Для используемого моторного масла марки М-14Г$_2$(ЦС) на дизелях ПД1М и 1-ПД4Д зависимость кинематической вязкости от текущей температуры масла имеет вид [6]:

$$\gamma_T = 2,29042 \cdot 10^6 (T - 273,15)^{-2,60745}, \tag{23}$$

где γ_T – кинематическая вязкость масла при температуре Т, сСт;

T – текущая температура масла, К.

В качестве исходных данных по нагрузке P в выражении (21) принимаем нагрузку, передающуюся на шатунные шейки, как большую по отношении к той, которую воспринимают коренные шейки.

Для определения величины угловой скорости ω в выражении (21) рассмотрим перемещение шатунной шейки относительно вкладышей шатунного подшипника (рисунок 10). Данная схема позволяет оценить относительное угловое смещение точек 1 и 2 друг относительно друга при условии их первоначального совмещения. Точка 2, условно расположенная на шатунной шейке, при перемещении кривошипа на некоторый угол φ смещается относительно точки 1, условно находящейся на вкладыше шатунного подшипника, на угол α. Очевидно, что угол α есть сумма углов φ и β, что определяет наличие смещения шатунной шейки относительно вкладыша шатунного подшипника. Исходя из этого угловая скорость относительного перемещения шатунной шейки относительно вкладыша шатунного подшипника:

$$\omega = \frac{\Delta\alpha}{\Delta t}, \tag{24}$$

где $\Delta\alpha$ – изменение угла смещения шатунной шейки относительно вкладыша подшипника, рад;

Δt – период времени, за которой происходит изменение $\Delta\alpha$, с.

Расчеты показали, что угловая скорость перемещения шатунной шейки относительно вкладыша шатунного подшипника изменяется по гармоническому закону и больше угловой скорости вращения коленчатого вала при углах поворота, соответствующих максимальным усилиям, действующим на шатунную шейку, примерно в 1,23 раза.

Учитывая данный факт, проведем расчеты по вычислению кинематической вязкости масла для обеспечения ею несущей способности смазочного слоя в шатунных подшипниках и определим температуру масла, соответствующую данной вязкости. Согласно рекомендациям работы [3] значение критерия Зоммерфельда Φ_p, для коренных подшипников равно 0,427, для шатунных – 0,54, согласно [4] и выражению (5) относительный зазор Ψ равен 0,0005.

Результаты расчетов для дизелей ПД1М и 1-ПД4Д представлены в таблицах 3 и 4. Анализ полученных результатов позволяет определить необходимое значение кинематической вязкости моторного масла для создания требуемой несущей способности масляного клина в подшипниковых узлах коленчатого вала и по выражению (23) рассчитать температуру масла. Полученные данные важны прежде всего при рассмотрении номинального режима работы дизелей по причине того, что нагрузка на узлы шатунно-поршневой группы при этом имеет наибольшее значение.

Для дизеля ПД1М результаты расчета требуемого значения температуры масла практически совпадают с фактическими температурными параметрами масла в условиях эксплуатации. Полученное значение температуры показывает тот ее необходимый уровень, при котором масло должно поступать в дизель после охлаждения в масловоздушных секциях холодильника тепловоза.

Согласно требованиям завода-изготовителя температура масла на выходе из дизеля должна находиться в диапазоне 65 – 72 ºС [7] Возможность его охлаждения на 5 – 10 ºС в секциях холодильника является вполне допустимой, а уровень температуры масла в 60, 7 ºС на входе в дизель при номинальном режиме работы – реально достигаемым [7], что гарантирует величину кинематической вязкости около 52 сСт и допускает нагрузку на шатунные подшипники коленчатого вала до 290 кН (около 30 тс).

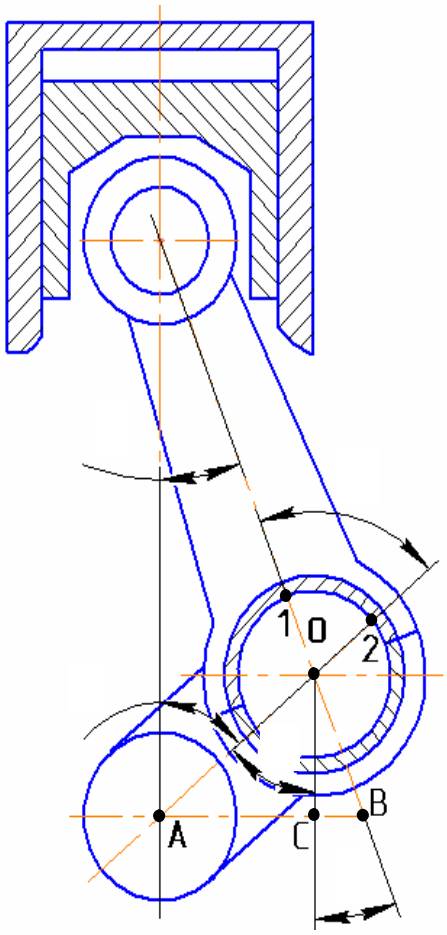


Рисунок 10 – Определение углового перемещения шатунной шейки относительно вкладыша шатунного подшипника

Таблица 3 – Результаты расчета необходимой вязкости масла для дизеля ПД1М

Позиция контроллера	Максимальное усилие на шатунную шейку, кН	Величина необходимой динамической вязкости масла, сантиПуаз	Величина необходимой кинематической вязкости масла, сСт	Температура масла, соответствующая текущему значению кинематической вязкости, ºС
0	220,64	86,68	98,93	47,3
1	237,52	93,31	106,49	45,9
2	246,32	96,85	110,53	45,3
3	252,21	89,80	102,49	46,7
4	253,76	74,56	85,09	50,1
5	243,13	59,53	67,94	54,6
6	257,17	53,02	60,51	57,1
7	284,85	51,48	58,75	57,8
8	289,16	45,29	51,69	60,7

Для дизеля 1-ПД4Д результаты расчета показывают, что требуемый уровень температуры масла для номинального режима работы (55,7 ºС) явно не соответствует техническим условиям эксплуатации дизеля в составе дизель-генераторной установки тепловоза. Как отмечалось выше, особенностью системы охлаждения моторного масла на тепловозе ТЭМ18Д является включение водомасляного теплообменника в горячий контур охлаждения дизеля. Согласно принятой конструктивной схеме [4, 8] охлаждение поступающего из дизеля масла, находящегося при температуре 70 – 80 ºС, осуществляется водой горячего контура при температуре 63 – 71 ºС. Вода, проходя через теплообменник и охлаждая масло, нагревается до 65 – 73 ºС, далее поступает в дизель для охлаждения его узлов, после чего следует в водовоздушные секции холодильника и замыкает контур циркуляции. В теплообменнике согласно техническим требованиям завода-изготовителя масло должно охлаждаться до температуры 68 – 75 ºС и далее следовать на смазку узлов трения дизеля.

Таблица 4 – Результаты расчета необходимой вязкости масла для дизеля 1-ПД4Д

Позиция контроллера	Максимальное усилие, кН	Величина необходимой динамической вязкости масла, сантиПуаз	Величина необходимой кинематической вязкости масла, сСт	Температура масла, соответствующая текущему значению кинематической вязкости, ºС
0	248,10	97,47	111,24	45,2
1	251,92	98,97	112,95	44,9
2	260,89	102,57	117,07	44,3
3	271,19	96,56	110,20	45,4
4	272,67	80,12	91,44	48,7
5	298,81	73,16	83,49	50,5
6	355,35	73,26	83,61	50,5
7	378,95	68,48	78,16	51,8
8	360,94	56,53	64,52	55,7

При эксплуатации дизелей 1-ПД4Д на тепловозе ТЭМ18Д описанные выше температурные режимы фактически соблюдаются. Как показала практика, соблюдение рекомендованных режимов работы ДГУ тепловоза, особенно на начальных этапах эксплуатации тепловозов ТЭМ18Д, привело и приводит до сих пор к выходу из строя подшипников коленчатого вала. Расчет, описанный в настоящей статье, показывает, что применяемое на дизелях 1-ПД4Д конструктивное исполнение деталей кривошипно-шатунного механизма и уровень настройки мощности дизеля в совокупности с организацией охлаждения моторного масла не обеспечивают достаточного уровня эксплуатационной надежности подшипниковых узлов.

По итогам расчета можно предполагать, что решение проблемы выхода из строя подшипников коленчатого вала дизелей 1-ПД4Д возможно следующими способами.

1. Уменьшение нагрузки на детали шатунно-поршневой группы за счет оптимизации максимального давления сгорания P_z; оптимизацию величины P_z осуществлять за счет изменения закона подачи топлива при сохранении приемлемых показателей эффективной мощности, удельного расхода топлива, экологических параметров работы дизеля.

2. Изменение конструкции подшипниковых узлов коленчатого вала с соответствующими изменениями параметров *L* и *d* для коренных и шатунных шеек коленчатого вала, что приведет к снижению удельных нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма двигателя и обеспечит более равномерное распределению нагрузки между опорами коленчатого вала.

3. Использование в системе смазки дизеля масляных насосов высокой производительности, практически более 35 $м^3$/ч, для обеспечения высокой кратности циркуляции масла в системе. Повышение кратности циркуляции масла в системе смазки позволит повысить эффективность его охлаждения, что обеспечит требуемые характеристики вязкости.

4. Включение водомасляного теплообменника в холодный контур для обеспечения эффективного отвода тепла с соответствующей настройкой системы автоматического регулирования (САРТ) температуры воды и масла дизеля. Практика эксплуатации тепловозов ТЭМ2 показывает, что для дизелей типа ПД1М наиболее приемлемой является разница в температуре между охлаждающей водой и маслом в 10 ºС, что достигается циркуляцией масла в отдельном контуре охлаждения. На тепловозах ТЭМ18Д эта разница составляет примерно 5 ºС, но достигается далеко не всегда за счет того, что охлаждение и масла, и деталей дизеля организовано в едином контуре.

Предложенные способы решения проблемы выхода из строя подшипников коленчатого вала дизелей 1-ПД4Д не исчерпывают всех возможных вариантов решения поставленной задачи, а скорее являются оперативными методами корректировки ситуации. Глубокий анализ причин изучаемой проблемы и четкое определение способов ее решения в совокупности с совместной работой всех причастных к проектированию, изготовлению, эксплуатации и ремонту этих дизелей структур являются единственно верным направлением на пути к решению проблемы повышения эксплуатационной надежности тепловозов ТЭМ18Д.

Список литературы

1. Плахотин, Б. И. Анализ технического состояния тепловозного парка по сети железных дорог России за 2008 г. [Текст] / Б. И. Плахотин / ОАО «РЖД». Департамент локомотивного хозяйства. – М., 2009. – 92 с.

2. Сковородников, Е. И. Сравнительный анализ эффективности работы дизелей ПД1М и 1-ПД4Д в условиях эксплуатации [Текст] / Е. И. Сковородников, М. В. Лифанов, А. С. Анисимов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – №3(3). – С. 32 – 43.

3. Чернавский, С. А. Подшипники скольжения [Текст] /С. А. Чернавский. – М.: Машгиз, 1963. – 244 с.

4. Руководство по техническому обслуживанию и текущему ремонту тепловозов ТЭМ2 ИО. [Текст] / ОАО «РЖД». Департамент локомотивного хозяйства. – М., 2004. – 504 с.

5. Гоц, А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: Учебное пособие [Текст] / А. Н. Гоц / Владимирский гос. ун-т. – Владимир, 2005. – 124 с.

6. Обельницкий, А. М. Топливо и смазочные материалы [Текст] / А. М. Обельницкий. – М.: Высшая школа, 1982. – 208 с.

7. Тепловоз ТЭМ2: Руководство по эксплуатации и обслуживанию [Текст]. – М.: Транспорт, 1983. – 239 с.

8. Тепловоз ТЭМ18ДМ. Руководство по эксплуатации [Текст]: В 3 т. / ЗАО УК «БМЗ». Брянск, 2009. – Т. 1.– 156 с.

УДК 519.2:621.81:620.17

В. А. Четвергов

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ВНЕЗАПНЫХ ОТКАЗОВ ДЕТАЛЕЙ ЛОКОМОТИВОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

В статье рассматривается подход к расчету деталей локомотивов с учетом разброса прочностных характеристик материала деталей и величины нагрузок в эксплуатации. Введено понятие статистического коэффициента запаса прочности. Найдены математические выражения для определения вероятности отказа детали при различных законах распределения параметров прочности и величины нагрузок.

Основными величинами, определяющими надежность тепловозов и их составных частей в эксплуатации, являются длительность работы до отказа, время простоя на ремонте, затраты трудовых, материальных ресурсов и финансовых средств на выполнение плановых и внеплановых ремонтов и т. п.

Случайный характер реализации этих величин в эксплуатации не должен рассматриваться как беспричинность или произвольность их распределения.

Практика эксплуатации и исследования надежности элементов различных технических устройств показывают, что их отказы возникают не только из-за старения и ухудшения рабочих свойств (так называемые постепенные отказы). Наличие таких отклонений у реальных элементов в реальных условиях эксплуатации не вызывает сомнений. Только этим фактом можно объяснить необходимость некоторого запаса прочности (механической, электрической и т. п.), который всегда закладывается при проектировании новых элементов. С другой стороны, расчеты в предположении неблагоприятных сочетаний свойств материалов и нагрузки, не подтвержденных данными о фактических отклонениях последних, приводят к ненужному утяжелению деталей. Поэтому при выборе запаса прочности необходимо применять статистические методы.

Именно статистические методы, использующие вероятностный подход к оценке рабочих свойств $X_{\text{р}}$ элементов и нагрузок $X_{\text{э}}$, дают возможность наиболее полно учесть все сочетания $X_{\text{р}}$ и $X_{\text{э}}$, которые могут встретиться на практике, и их вероятности.

Идея учета вероятностного характера рабочих свойств деталей и нагрузок на них в эксплуатации при расчетах прочности и долговечности деталей механических систем в последнее время нашла широкое распространение как в нашей стране [1, 2], так и за рубежом. Среди работ, посвященных вероятностным методам расчета прочности и надежности, можно выделить три направления:

1) расчеты вероятности отказа при разовом нагружении с использованием модели типа «нагрузка-прочность»;

2) вероятностная интерпретация процесса изнашивания;

3) вероятностный расчет усталостной долговечности.

Рассмотрим математические модели влияния разброса рабочих свойств деталей при изготовлении и нагрузок в эксплуатации на вероятность внезапных отказов [3].

Пусть на элемент с несущей способностью, которую можно представить в виде случайной функции $X_{\text{р}}(t, x_{\text{р}1}, ..., x_{\text{р}l})$, при эксплуатации действует нагрузка $X_{\text{э}}(t, x_{\text{э}1}, ..., x_{\text{э}m})$, где t – время; $x_{\text{р}i}(i = \overline{1, l})$ – случайные величины, характеризующие рабочие свойства (механическая, электрическая прочность и т. д.); $x_{\text{э}i}(i = \overline{1, m})$ – случайные величины, характеризующие нагрузку. Требуется определить вероятность отказа (разрушения) элемента

$$q_i(t) = \mathrm{P}\left\{\Delta x(t, x_i) = X_{\text{р}}(t, x_i) - X_{\text{э}}(t, x_i) < 0\right\}. \quad (1)$$

При статистической независимости между собой всех условий работоспособности вероятность отказа элемента

$$q(t) = 1 - \prod_{i}^{m}\left[1 - q_i(t)\right]. \qquad (2)$$

На практике, как правило, на каждую деталь действует одна определяющая нагрузка, приводящая к отказу, поэтому, не нарушая общности рассуждений, рассмотрим случай, когда $l = m = 1$.

Если принять, что рабочие свойства $X_р$ и нагрузки $X_э$ с течением времени не меняются, то взаимодействие случайных процессов $X_р(t)$ и нагрузки $X_э(t)$ можно заменить сочетанием двух распределений с плотностями вероятностей $f_р(x)$ и нагрузки $f_э(x)$. Имея в виду, что детерминированная величина является частным видом случайной величины, можно представить следующие их комбинации (рисунок 1):

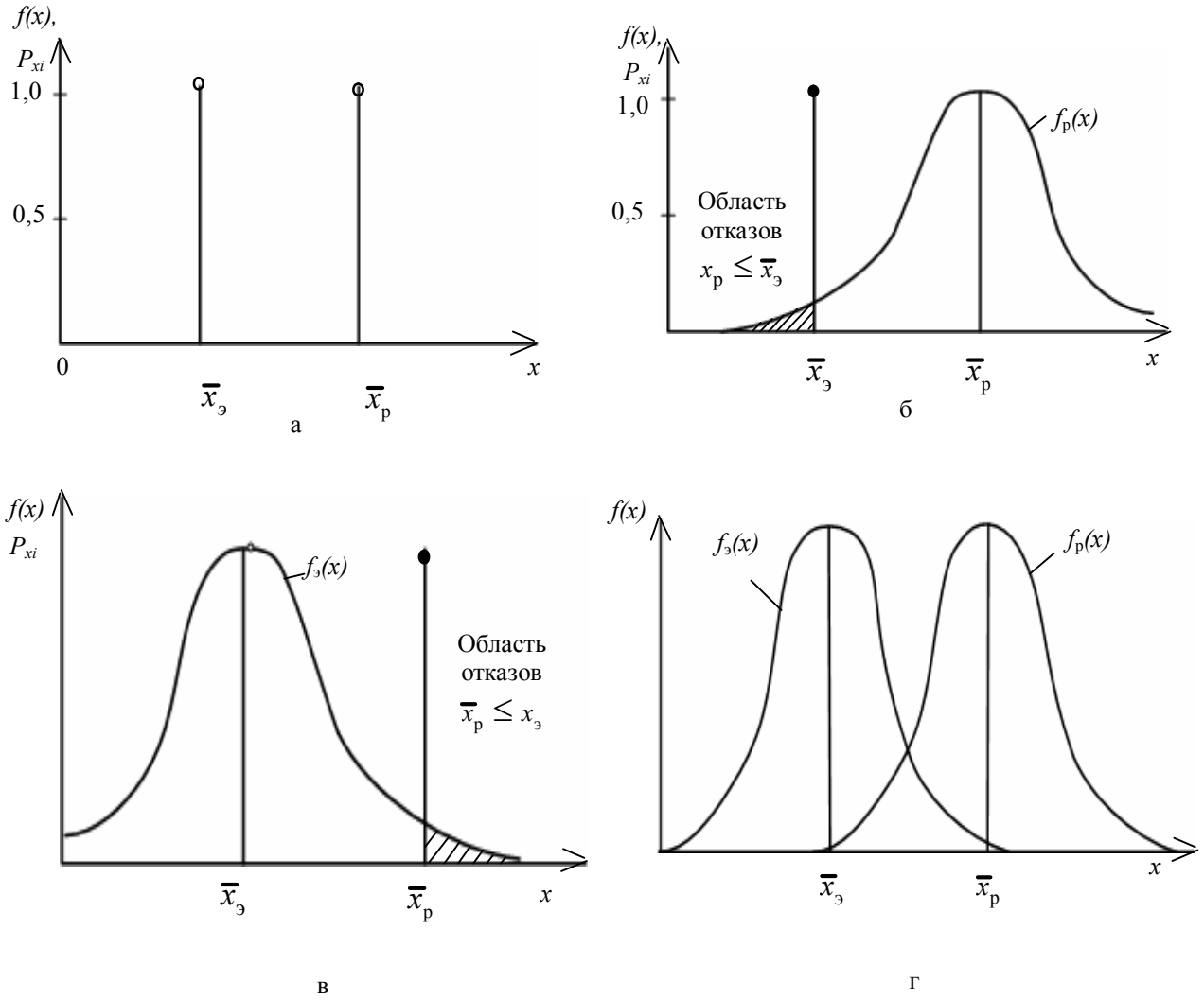


Рисунок 1 – Комбинации случайной и детерминированной величины

а) рабочие свойства и нагрузки детерминированные и равны соответственно $\bar{x}_р$ и $\bar{x}_э$;

б) нагрузка детерминированная, равна $\bar{x}_э$, рабочие свойства имеют распределение с плотностью вероятностей $f_р(x)$;

в) рабочие свойства детерминированные, равны $\bar{x}_{\text{р}}$, нагрузка распределена и имеет плотность вероятностей $f_{\text{э}}(x)$;

г) рабочие свойства и нагрузка случайны и имеют плотности вероятностей соответственно $f_{\text{р}}(x)$ и $f_{\text{э}}(x)$.

Если считать $X_{\text{р}}$ и $X_{\text{э}}$ строго детерминированными (рисунок 1, а), при этом задаться их значениями $X_{\text{р}} = \bar{x}_{\text{р}}$, $X_{\text{э}} = \bar{x}_{\text{э}}$, $\bar{x}_{\text{р}} > \bar{x}_{\text{э}}$, то вероятность отказа, естественно, будет равна нулю, т. е.

$$q_0 = \text{P}\left\{\bar{x}_{\text{р}} > \bar{x}_{\text{э}}\right\} = 0\,. \tag{3}$$

Предположим, что нагрузка, испытываемая элементами в эксплуатации детерминированная ($X_{\text{э}} = \bar{x}_{\text{э}}$), а рабочие свойства $X_{\text{р}}$ имеют некоторый разброс, т. е. случайны и распределены с плотностью вероятности $f_{\text{р}}(x)$ (рисунок 1, б). В этом случае вероятность отказа элемента не равна нулю и определится из выражения:

$$q_0 = \text{P}\left\{X_{\text{р}} \le X_{\text{э}}\right\} = \text{P}\left\{X_{\text{р}} \le \bar{x}_{\text{э}}\right\} = \int_0^{\bar{x}_{\text{э}}} f_{\text{р}}(x)dx\,. \tag{4}$$

В частном случае, когда рабочие свойства элементов распределены по нормальному закону с плотностью вероятности

$$f_{\text{р}}(x) = \frac{1}{\sigma_{\text{р}}\sqrt{2\pi}}\, e^{-\frac{\left(x-\bar{x}_{\text{р}}\right)^2}{2\sigma_{\text{р}}^2}}, \tag{5}$$

вероятность отказа определяется по формуле:

$$q_0 = \text{P}\left\{X_{\text{р}} \le X_{\text{э}}\right\} = \frac{1}{2}\left[\Phi\left(\frac{1}{v_{\text{р}}\sqrt{2}}\right) - \Phi\left(\frac{K-1}{Kv_{\text{р}}\sqrt{2}}\right)\right]. \tag{6}$$

В выражениях (5) и (6) введены следующие обозначения:

$\bar{x}_{\text{р}}$ – среднее значение рабочих свойств элементов;

$\sigma_{\text{р}}$ – среднее квадратическое отклонение рабочих свойств;

$v_{\text{р}} = \dfrac{\sigma_{\text{р}}}{\bar{x}_{\text{р}}}$ – коэффициент вариации рабочих свойств;

$K = \dfrac{\bar{x}_{\text{р}}}{\bar{x}_{\text{э}}}$ – статистический коэффициент запаса прочности;

$\Phi(y) = \dfrac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^y e^{-t^2}dt$ – функция Лапласа.

По формуле (6) построены графики зависимости вероятности отказа q_0 от коэффициента запаса прочности при различных $v_{\text{р}}$ (рисунок 2). Из анализа формулы (6) и графиков (см. рисунок 2) следует, что вероятность отказа увеличивается при уменьшении K и увеличении $v_{\text{р}}$.

Традиционно [4] коэффициент запаса прочности определяется по формуле:

$$n = n_1 n_2 n_3\,, \tag{7}$$

где n_1 – коэффициент, отражающий достоверность определения расчетных нагрузок и напряжений (n_1 = 1 – 1,5);

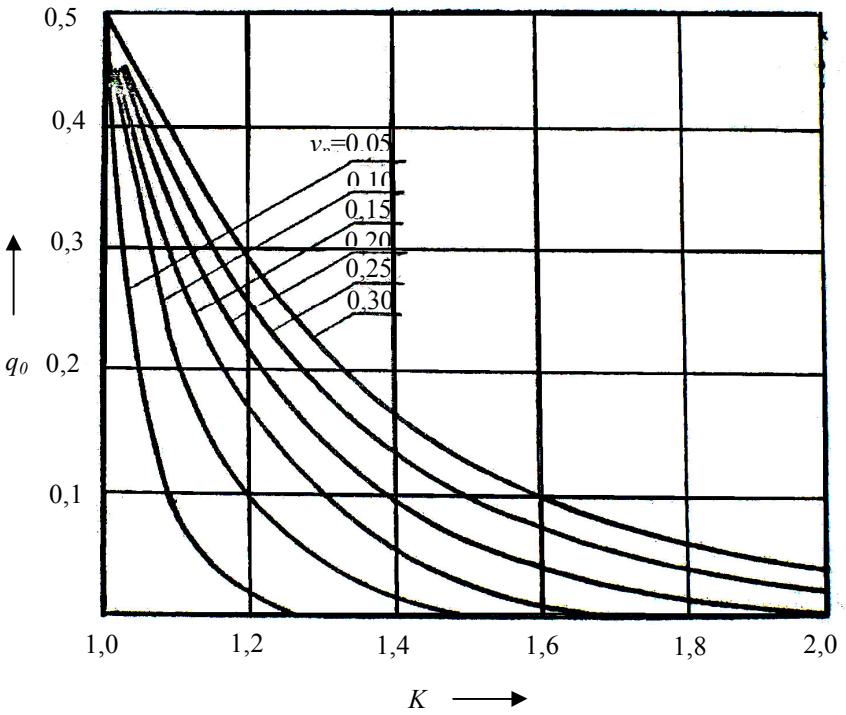


Рисунок 2 – Графики зависимости вероятности отказа q_0 от коэффициента запаса прочности при различных $v_р$

n_2 – коэффициент, отражающий неоднородность механических свойств материалов (n_2 = = 1,2 – 2,5);

n_3 – коэффициент, учитывающий специфические требования безопасности (n_3 = 1 – 1,5).

В рассмотренном случае коэффициент K учитывает возможный разброс свойств элементов и по своему смыслу может быть приравнен к запасу прочности n_2 в формуле (7).

Если же рабочие свойства детерминированные ($X_р = \bar{x}_р$), а нагрузки $X_э$ случайны (рисунок 1, в) и распределены с плотностью вероятности $f_э(x)$, то вероятность отказа

$$q_0 = \mathrm{P}\left\{X_р \le X_э\right\} = \mathrm{P}\left\{\bar{x}_р \le X_э\right\} = \int_{\bar{x}_р}^{\infty} f_э(x)dx\,. \qquad (8)$$

При нормальном законе распределения нагрузок с плотностью вероятности

$$f_р(x) = \frac{1}{\sigma_э\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\left(x-\bar{x}_э\right)^2}{2\sigma_э^2}} \qquad (9)$$

формула (8) примет вид:

$$q_0 = \Phi = \frac{1}{2}\left[1 - \Phi\left(\frac{K-1}{v_э\sqrt{2}}\right)\right]. \qquad (10)$$

В формулах (9) и (10):

$\bar{x}_э$ – среднее значение нагрузок в эксплуатации;

$\sigma_э$ – среднее квадратическое отклонение нагрузок;

$v_э = \dfrac{\sigma_э}{\bar{x}_э}$ – коэффициент вариации нагрузок.

В данном случае коэффициент запаса K учитывает возможный разброс нагрузок и по своему смыслу аналогичен запасу прочности n_1 в формуле (7).

По выражению (10) построены графики зависимости q_0 от K при различных $v_э$ (рисунок 3). Анализ формулы (10) и графиков (см. рисунок 3) показывает, что вероятность отказов растет при уменьшении K и увеличении $v_э$.

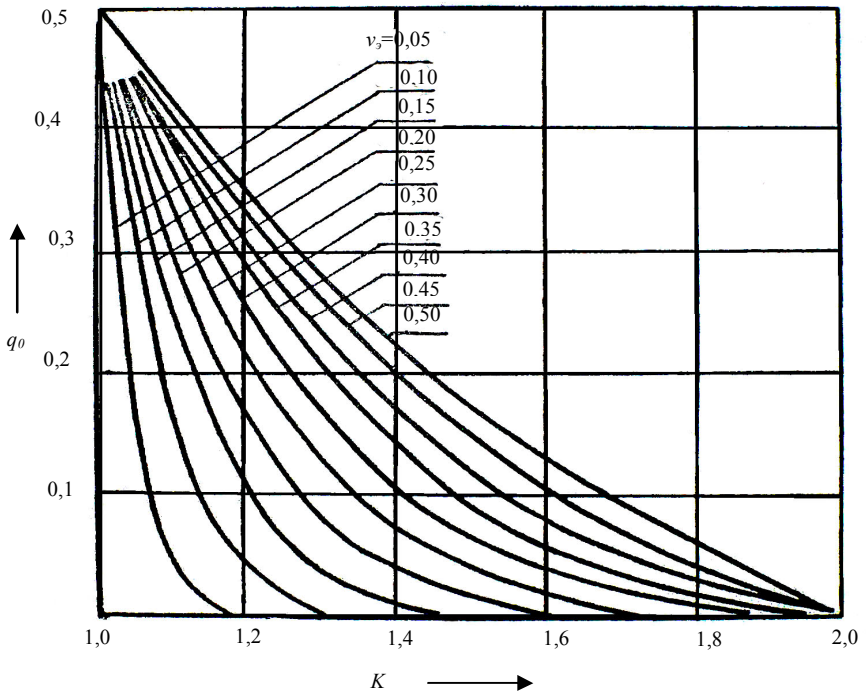


Рисунок 3 – Графики зависимости q_0 от K при различных $v_э$

Более общим и часто встречающимся на практике является случай, когда и рабочие свойства $X_р$, и нагрузки $X_э$ случайны в определенном диапазоне (рисунок 1, г). Условием отказа будет неравенство:

$$X_р \le X_э \text{ или } X_э - X_р = \Delta X \ge 0. \qquad (11)$$

Распределение введенной случайной величины ΔX может быть найдено, если известны законы распределения случайных величин $X_р$ и $X_э$, входящих в композицию. Если $X_р$ и $X_э$ распределены нормально (5), (9), то распределение ΔX будет также нормальным с параметрами $\Delta\bar{x} = \bar{x}_э - \bar{x}_р$, $\sigma_\Delta = \sqrt{\sigma_э^2 + \sigma_р^2}$.

Исходя из условия отказа (11) вероятность q_0 можно вычислить по формуле:

$$q_0 = \mathrm{P}\{\Delta X \ge 0\} = \int_0^\infty f_\Delta(\Delta x)dx = \int_0^\infty \frac{1}{\sigma_\Delta\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\Delta x - \Delta\bar{x})^2}{2\sigma_\Delta^2}} dx = \frac{1}{2}\left[1 - \Phi\left(\frac{K-1}{\sqrt{2\left(v_э^2 + Kv_р^2\right)}}\right)\right]. \qquad (12)$$

На рисунках 4, 5 показаны графики зависимости q_0 от K при различных значениях $v_э$ и $v_р$. Анализ выражения (12) и графиков на рисунках 4, 5 позволяет заключить, что q_0 увеличивается при уменьшении K и возрастании $v_э$ и $v_р$.

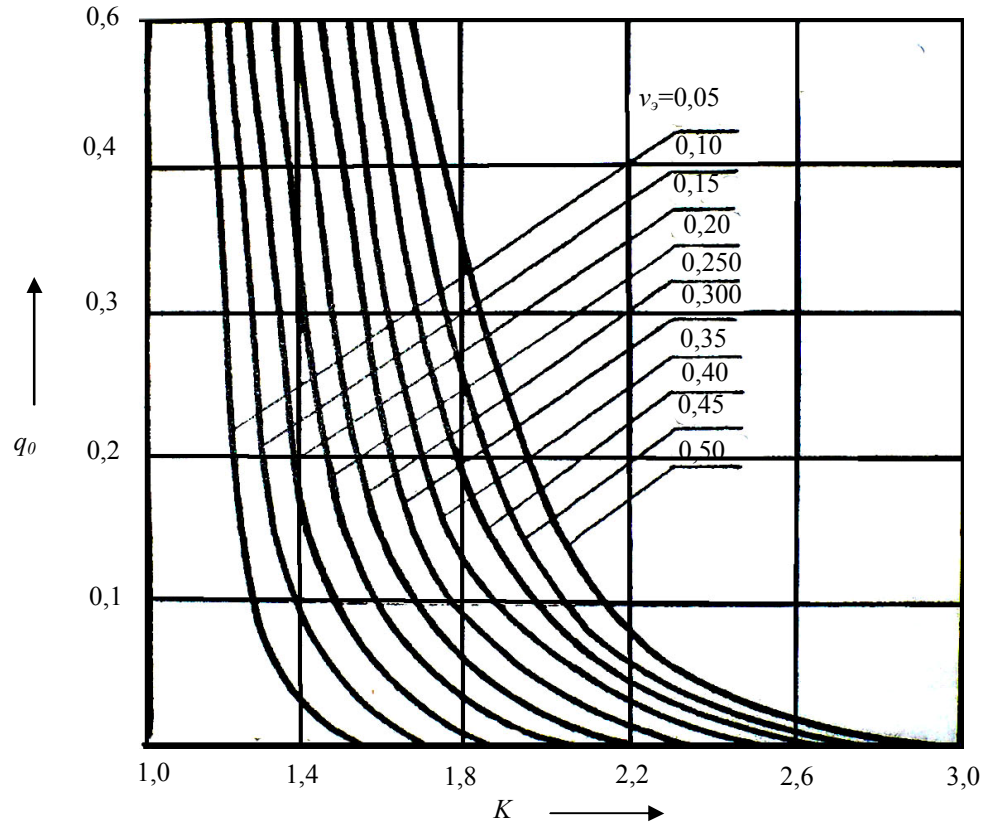


Рисунок 4 – Графики зависимости q_0 от K при различных значениях $v_э$ и $v_р$

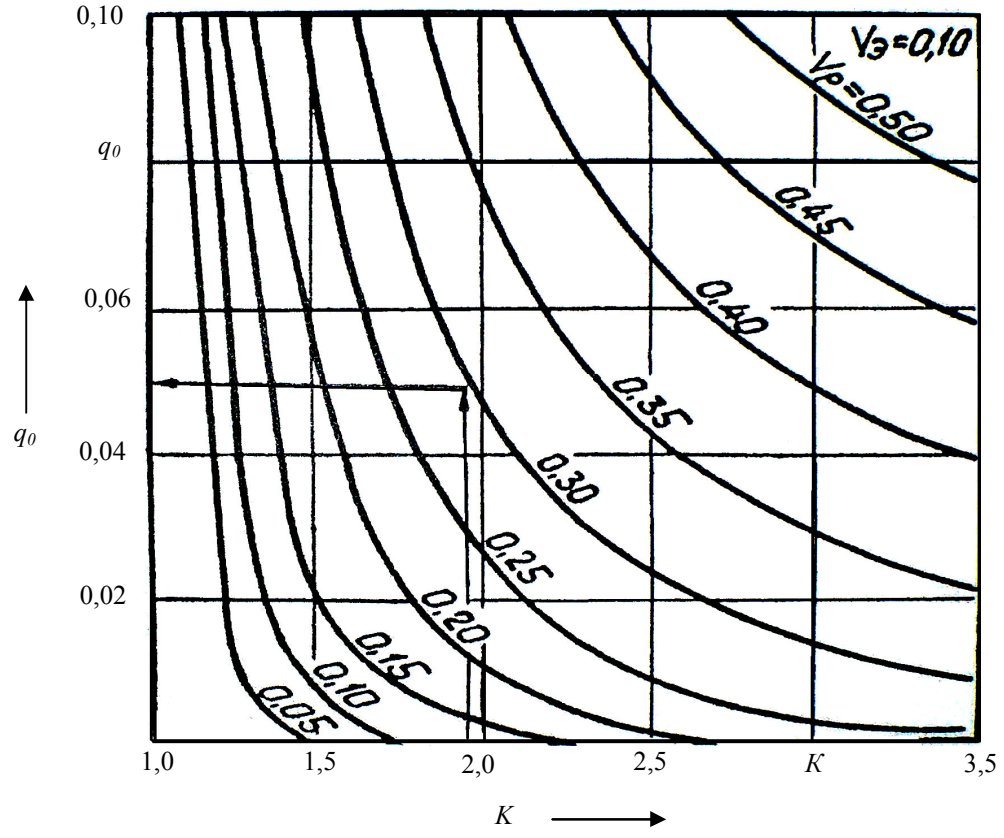


Рисунок 5 – Графики зависимости q_0 от K при различных значениях $v_э$ и $v_р$

Входящий в выражение (12) коэффициент запаса прочности K учитывает совместное влияние разброса рабочих свойств и нагрузок и имеет тот же смысл, что и произведение $n_1 n_2$ в уравнении (7).

Для учета специфических условий работы элементов вместо введения n_3 в уравнение (7) достаточно накладывать в (12) соответствующие ограничения на вероятность отказов q_0.

Определенный интерес представляют различные комбинации законов распределения нагрузки в эксплуатации $X_э$ и рабочих свойств $X_р$. В соответствии с формулами (1) и (11) найдены выражения для вероятности отказа q_0 при различных сочетаниях распределений нагрузок и рабочих свойств, которые сведены в таблице.

Выражения для вероятности отказа q_0 при различных сочетаниях распределения нагрузок и рабочих свойств

Вариант	Закон распределения нагрузки $f_э(x)$	Закон распределения рабочего свойства $f_р(x)$	Вероятность отказа q_0
1	2	3	4
1	Детерминированная нагрузка	Экспоненциальный	$1-e^{-\frac{1}{K}}$
2	Детерминированная нагрузка	Эрланга	$1-(1+\frac{2}{K})e^{-\frac{2}{K}}$
3	Детерминированная нагрузка	Релея	$1-e^{-\frac{\pi}{4K^2}}$
4	Детерминированная нагрузка	Нормальный	$\frac{1}{2}\left[1-\Phi\left(\frac{K-1}{Kv_р\sqrt{2}}\right)\right]$
5	Экспоненциальный	Детерминированное рабочее свойство	e^{-K}
6	Эрланга	Детерминированное рабочее свойство	$(1+2K)e^{-2K}$
7	Релея	Детерминированное рабочее свойство	$e^{-\frac{\pi}{4}K^2}$
8	Нормальный	Детерминированное рабочее свойство	$\frac{1}{2}\left[1-\Phi\left(\frac{K-1}{v_э\sqrt{2}}\right)\right]$
9	Экспоненциальный	Экспоненциальный	$\frac{1}{1+K}$
10	Экспоненциальный	Эрланга	$\frac{4}{(2+K)^2}$
11	Экспоненциальный	Релея	$1-Ke^{\frac{K^2}{\pi}}\left[1-\Phi\left(\frac{K}{\sqrt{\pi}}\right)\right]$
12	Экспоненциальный	Нормальный	$e^{-K\left(1-\frac{1}{2}Kv_р^2\right)}$
13	Эрланга	Экспоненциальный	$\frac{4K^2}{(2K+1)^2}$
14	Эрланга	Эрланга	$\frac{1+3K}{(1+K)^3}$
15	Эрланга	Релея	$1-\frac{8K^2}{\pi}\left(1-2Ke^{\frac{4K^2}{\pi}}\left[1-\Phi\left(\frac{2K}{\sqrt{\pi}}\right)\right]\right)$

Окончание таблицы

1	2	3	4
16	Эрланга	Нормальный	$\left(1+2K-4K^2v_{\text{р}}^2\right)e^{-2K(1-Kv_{\text{р}})}$
17	Релея	Экспоненциальный	$\frac{1}{K}e^{\frac{1}{\pi K^2}}\left[1-\Phi\left(\frac{1}{K\sqrt{\pi}}\right)\right]$
18	Релея	Эрланга	$\frac{8}{\pi K^2}\left(1-\frac{2}{K}e^{\frac{4}{\pi K^2}}\left[1-\Phi\left(\frac{2}{K\sqrt{\pi}}\right)\right]\right)$
19	Релея	Релея	$\frac{1}{1+K^2}$
20	Релея	Нормальный	$\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{2+\pi v_{\text{р}}^2K^2}}e^{-\frac{\pi K^2}{4+2\pi v_{\text{р}}^2K^2}}$
21	Нормальный	Экспоненциальный	$1-e^{-\frac{2K-v_{\text{э}}^2}{2K^2}}$
22	Нормальный	Эрланга	$1-e^{-\frac{2(K-v_{\text{э}}^2)}{K^2}}\left[1+2\left(\frac{1}{K}-\frac{2v_{\text{э}}^2}{K^2}\right)\right]$
23	Нормальный	Релея	$1-\frac{K\sqrt{2}}{\sqrt{2K^2+\pi v_{\text{э}}^2}}e^{-\frac{\pi K^2}{2\left(K^2+\pi v_{\text{э}}^2\right)}}$
24	Нормальный	Нормальный	$\frac{1}{2}\left[1-\Phi\left(\frac{K-1}{\sqrt{2\left(v_{\text{э}}^2+K^2v_{\text{р}}^2\right)}}\right)\right]$

Эксп. з. р. – $f(x)=\frac{1}{\bar{x}}e^{-\frac{x}{\bar{x}}}$; $\bar{x}$ – среднее значение;

з. р. Эрланга $f(x)=\frac{4x}{\bar{x}^2}e^{-\frac{2x}{\bar{x}}}$; σ_x – среднее квадратичное отклонение;

з. р. Релея $f(x)=\frac{\pi x}{2\bar{x}^2}e^{-\frac{\pi x^2}{4\bar{x}^2}}$; $v=\frac{\bar{x}}{\sigma_x}$ – коэффициент вариации;

норм. з. р. $f(x)=\frac{1}{\sigma_x\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{\left(x-\bar{x}\right)^2}{2\sigma_x^2}}$ $\Phi(y)=\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^y e^{-t^2}dt$ – функция Лапласа.

Список литературы

1. Серенсен, С. В. Развитие расчета прочности деталей машин в связи с оценкой надежности [Текст] / С. В. Сережен, Е. Г. Буглов // Вестник машиностроения. 1966. – № 3. – С. 5 – 9.

2. Беляев, М. С. Надежность и долговечность машин [Текст] / М. С. Беляев. – Киев: Техника, 1973. – 316 с.

3. Четвергов, В. А. Об учете вероятностных характеристик нагрузок и свойств материалов при расчете деталей на прочность [Текст] / В. А. Четвергов // Надежность и контроль качества. 1974. – №10. – С. 51 – 55.

4. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей [Текст] / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: АкадемиЯ, 2004. – 496 с.

УДК 621.316.12

А. А. Хряков

РАСЧЕТ РАСХОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ЗОНАХ УЧЕТА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТЯГИ ПОСТОЯННОГО ТОКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

В статье рассматриваются методы расчета расхода электрической энергии постоянного тока в зонах учета по приборам, установленным на фидерах контактной сети тяговых подстанций и электроподвижном составе. Предлагается метод расчета расхода электрической энергии электроподвижным составом с использованием навигационной системы и базы данных о границах участков работы локомотивных бригад.

Существующие в настоящее время методы расчета расхода электрической энергии на тягу поездов в границах участков работы локомотивных бригад либо в недостаточной степени точно отражают действительное перераспределение электрической энергии между соседними железными дорогами в условиях взаимозаездов и, как следствие, изначально содержат погрешность, либо требуют значительного объема исходных данных и большого количества расчетов, что делает их чрезвычайно трудоемкими и практически неприменимыми в реальных условиях железных дорог.

Методика ОмГУПСа [1, 2], утвержденная ОАО «РЖД» в качестве основной для выполнения расчета расхода и небаланса на тягу поездов в границах участков железных дорог, ввиду своей сложности не была внедрена на железных дорогах. Железные дороги используют другие методики, часто – свои собственные, которые не отвечают требованиям достоверности расчета, причем в большинстве случаев расчеты не согласуются с соседними железными дорогами. Отсутствие единого метода расчета расхода и небаланса на тягу поездов в границах железных дорог с учетом взаимозаездов, который был бы практически применим в реальных условиях, приводит к систематическому искажению статистической отчетности дорожных топливно-энергетических центров железных дорог в области расхода и небаланса электрической энергии на тягу поездов.

Для решения проблемы определения расхода электрической энергии по зонам учета необходима разработка новых технических средств измерения электрической энергии, прежде всего для электроподвижного состава (ЭПС) [3]. Вместе с этим необходима разработка новых методов расчета расхода электрической энергии, выполняемых непосредственно вновь разработанными средствами учета. Новые средства учета на ЭПС и фидерах контактной сети тяговых подстанций (ФКС ТП) постоянного тока должны обеспечивать автоматизированную информационно-измерительную систему учета электроэнергии (АИИС УЭ) полной информацией, позволяющей упростить расчеты расхода электрической энергии, а также обеспечить высокую точность учета [4].

Современные технические средства учета постоянного тока на тягу поездов, использующие навигационную систему для определения зон учета, кроме высоких показателей точности измерения требуют также и дополнительной обработки данных, что позволит значительно упростить методики расчета потребления электрической энергии по зонам учета, определения значения небаланса на тягу поездов в границах зон небаланса и тарифных зон.

Использование данных о потребленной электрической энергии раздельно для каждой зоны учета позволит упростить расчеты, а реализация данной функции средствами учета не представляет технической сложности.

На рисунке 1 приведена блок-схема алгоритма вычисления потребленной электрической энергии с помощью технических средств учета.

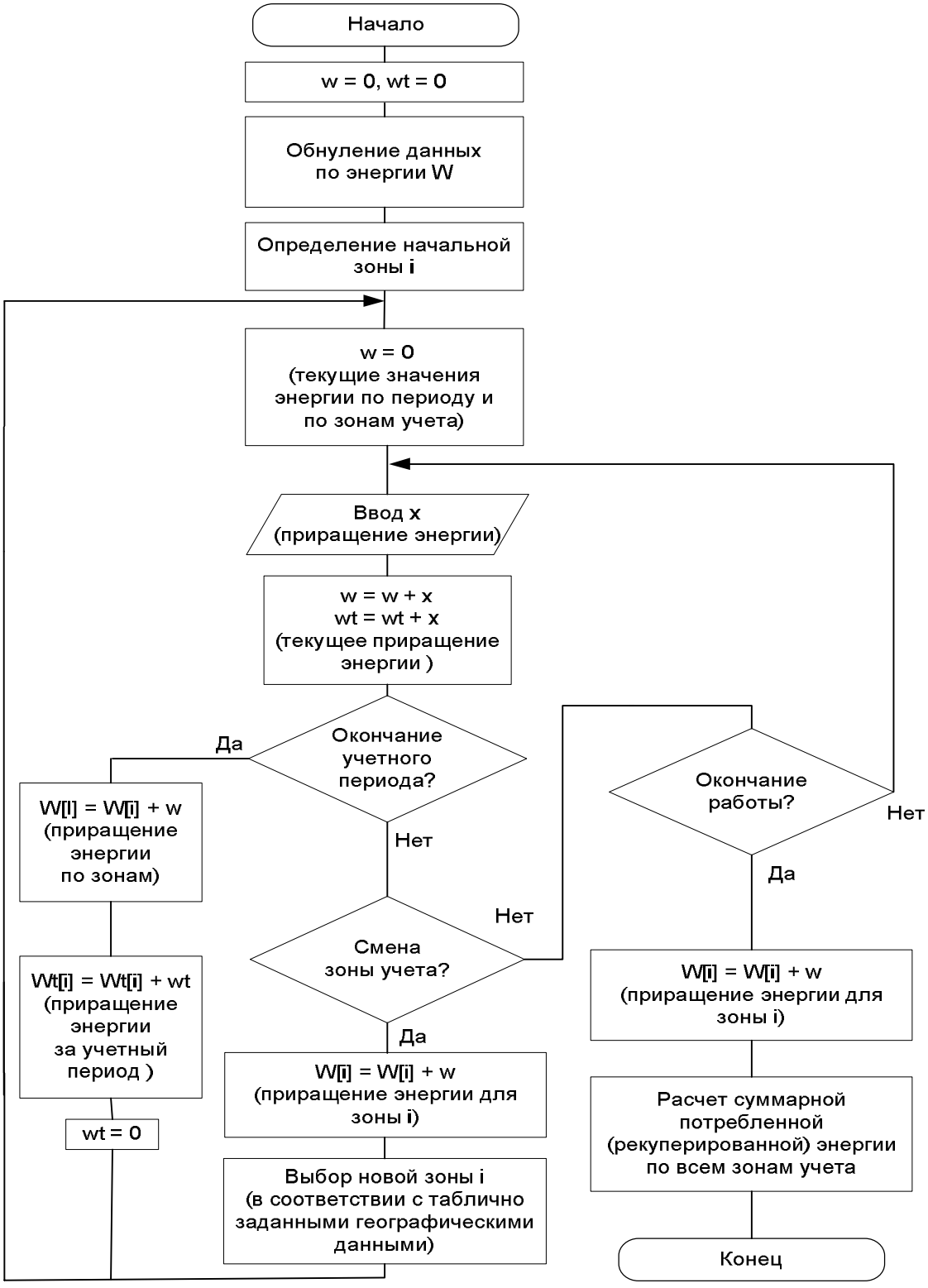


Рисунок 1 – Блок-схема процесса определения потребленной электрической энергии по зонам учета

Для обеспечения учета энергии в прямом (потребление) и обратном (рекуперация) направлениях к данному алгоритму (см. рисунок 1) должны быть добавлены параметры, учитывающие эти режимы.

Основными исходными данными для расчета параметров являются следующие: *w* – текущее значение приращения энергии по зонам учета; *wt* – текущее значение приращения энергии через учетные интервалы времени; *i* – порядковый номер зоны учета, определяемый по данным системы GLONASS/GPS.

Выходные данные алгоритма: *W* – массив для хранения значений потребленной энергии раздельно по зонам учета через установленные учетные интервалы времени; *Wt* – массив для хранения общей потребленной энергии через установленные учетные интервалы времени.

Представленный алгоритм (см. рисунок 1) позволяет проводить расчет потребленной энергии для учетных интервалов времени в зонах учета. На блок-схеме, приведенной на рисунке 1, не показан процесс регистрации времени происходящих событий: окончания учетного интервала и пересечения тарифной зоны. Все события регистрируются и сохраняются в энергонезависимой памяти средства учета с метками времени для более детального исследования процесса учета электрической энергии в случае необходимости проведения дополнительных расчетов.

Исходными данными для расчета являются показания технических средств учета постоянного тока, установленных на ФКС ТП и ЭПС. Средства учета для ЭПС оборудованы навигационной системой GLONASS/GPS и имеют базу данных по границам зон учета.

При движении ЭПС через зоны учета технические средства учета системы АИИС ЭУ формируют базу данных по потреблению электрической энергии по каждой зоне в отдельности, что не составляет больших затрат при современном уровне развития электронной техники. Кроме этого формируются данные об общем потреблении ЭПС электрической энергии с момента ввода средства учета в эксплуатацию как раздельно для режима потребления и рекуперации, так и об общем значении потребления электрической энергии с учетом рекуперации. Например, на рисунке 2 показана работа системы учета ЭПС при прохождении трех зон учета. Значения $W^1_{\text{ЭПС}}$, $W^2_{\text{ЭПС}}$, $W^3_{\text{ЭПС}}$ представляют собой накопленные данные об электрической энергии, потребленной ЭПС, в базе данных для различных зон учета, причем при повторном прохождении этих зон учета производится дальнейшее приращение полученных величин. Таким образом, осуществляется учет потребленной ЭПС, электроэнергии индивидуально для каждой зоны учета, географические границы которой определены в базе данных технического средства учета.

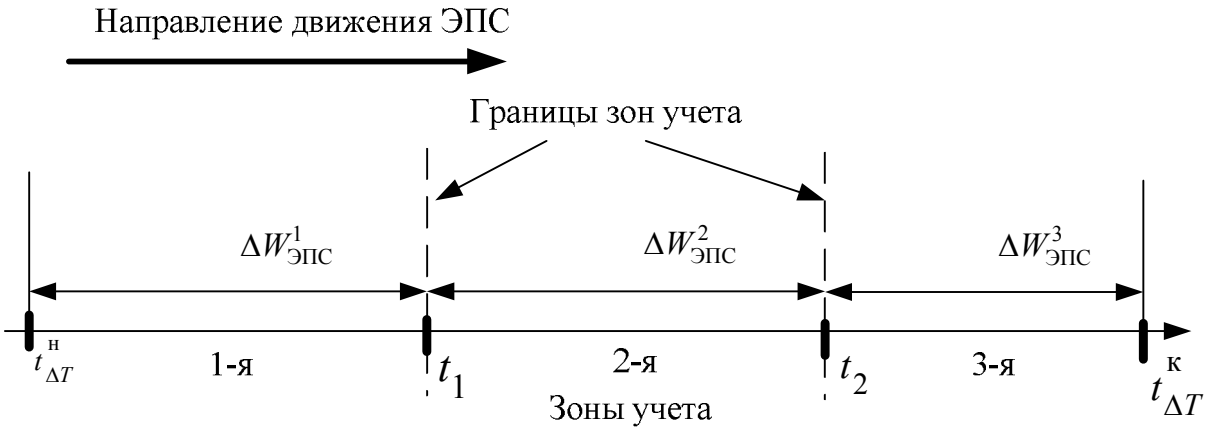


Рисунок 2 – Движение ЭПС по трем зонам учета

Благодаря описанному подходу определение расхода электрической энергии с учетом взаимозаездов локомотивных бригад и в различных тарифных зонах сводится к выбору данных о потребленной ЭПС электрической энергии для соответствующих зон учета.

Электрическая энергия, потребленная ЭПС железной дороги А с учетом взаимозаездов на железную дорогу В, определяется по выражениям:

$$W^{A}_{\text{ЭПС}_i} = \sum_{j=1}^{a} W^{j}_{\text{ЭПС}_i}; \quad (1)$$

$$W^{B}_{\text{ЭПС}_i} = \sum_{j=1}^{b} W^{j}_{\text{ЭПС}_\text{i}}, \quad (2)$$

где $W^{A}_{\text{ЭПС}_i}$ и $W^{B}_{\text{ЭПС}_i}$ – электрическая энергия, потребленная ЭПС на железных дорогах А и В соответственно; $W^{j}_{\text{ЭПС}_i}$ – отчетное значение расхода электроэнергии на тягу поездов *i*-го ЭПС (без учета принадлежности зоны к различным железным дорогам) в границах *i*-й зоны учета, значение, измеряемое техническими средствами учета ЭПС по зонам учета; *a* и *b* – зоны учета железных дорог *a* и *b*.

Приращение потребления электрической энергии ЭПС в тарифной зоне определяется по формуле:

$$W^{i}_{\text{ТЗ}} = \sum_{j=1}^{k} W^{j}_{\text{ЭПС}_\text{i}}, \quad (3)$$

где *k* – зоны учета, входящие в тарифную зону.

Приращение потребления электрической энергии ЭПС за учетный период в границах участка работы локомотивных бригад

$$\Delta W^{\text{у.р}}_{\text{ЭПС}} = \sum_{j=1}^{k} \sum_{i=1}^{m} W^{j}_{\text{ЭПС}_\text{i}}, \quad (4)$$

где *m* – количество локомотивных бригад в границах участка; *k* – зоны учета, входящие в состав участка работы локомотивных бригад.

Используя данные технических средств учета постоянного тока, установленных на ФКС ТП и информацию средств учета ЭПС, определяют абсолютное значение потерь электрической энергии в зоне учета по соотношению:

$$\Delta W^{j} = \sum_{t=1}^{l} W^{t}_{\text{ТП}_j} - \sum_{i=1}^{m} W^{j}_{\text{ЭПС}_\text{i}}, \quad (5)$$

где $W^{t}_{\text{ТП}_j}$ – значение отданной в контактную сеть электрической энергии по счетчикам ФКС *t*-й тяговой подстанции, входящей в состав *j*-й зоны учета; l – количество ТП в *j*-й зоне учета. При этом общие потери в контактной сети для *k* зон учета:

$$\Delta W = \sum_{j=1}^{k} \left[\sum_{t=1}^{l} W^{t}_{\text{ТП}_j} - \sum_{i=1}^{m} W^{j}_{\text{ЭПС}_\text{i}} \right]. \quad (6)$$

Для определения величины потерь электрической энергии в межподстанционной зоне необходимо использование дополнительно программируемых координат начала и конца выбранной зоны:

$$\Delta W^{\text{МПЗ}}_{\text{ЭПС}_\text{i}} = \left(W_1^{\text{ФКС ТП}_k} + W_2^{\text{ФКС ТП}_k} \right) - W^{k}_{\text{ЭПС}_i}, \quad (7)$$

где $W_1^{\text{ФКС ТП}_k}$ и $W_2^{\text{ФКС ТП}_k}$ – показания приборов учета на ФКС ТП межподстанционной зоны; $W_{\text{ЭПС}_i}^k$ – показания прибора учета ЭПС для межподстанционной зоны k.

Точность расчета потерь электрической энергии в межподстанционной зоне может значительно зависеть от погрешности определения координат границ зон учета навигационной системой и скорости прохождения ЭПС этих границ. Повысить точность определения потерь электрической энергии в межподстанционной зоне позволит накопление статистических данных за несколько пересечений ЭПС выбранной зоны с последующей обработкой результатов одним из методов статистического анализа.

Для выполнения приведенных выше расчетов прибор учета должен иметь модифицируемую базу данных координат для навигационной системы по зонам учета, а также набор программируемых пар координат для проведения измерения величины расхода электрической энергии ЭПС на предварительно заданной дистанции с учетом направления движения, например, между двумя конкретно выбранными ТП, для оценки эффективности работы системы тягового электроснабжения в межподстанционной зоне.

Таким образом, методика расчета потребления электрической энергии при работе локомотивных бригад в различных зонах учета значительно упростилась, что стало возможным благодаря использованию на ЭПС навигационной системы в составе технических средств учета и введению раздельного учета потребления электрической энергии для различных учетных зон.

Информация о принадлежности ЭПС к различным железным дорогам необходима только при конечном расчете за потребленную электрическую энергию. Наличие систем учета электрической энергии на ФКС ТП влияет только на точность определения потерь и количества переданной ЭПС электрической энергии, что позволяет начинать эксплуатацию системы вне зависимости от степени готовности средств учета на ФКС ТП.

Список литературы

1. Методика расчета расхода электроэнергии на тягу поездов в границах железных дорог и участков работы локомотивных бригад (с учетом взаимозаездов на соседние железные дороги): Инструктивно-методические указания [Текст] / Под ред. В. Т. Черемисина / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2005. – 69 с.

2. Черемисин, В. Т. Методика расчета удельного расхода и «небаланса» электрической энергии на тягу поездов в границах участков железной дороги [Текст] / В. Т. Черемисин, А. Г. Зверев // Труды всерос. науч.-практ. конф. «Актуальные проблемы Транссиба на рубеже веков» / Дальневосточный гос. ун-т путей сообщения. – Хабаровск, 2000. – Т. 2. – С.107 – 114.

3. Фирсанов, К. А. Счетчики постоянного тока для систем учета электрической энергии на тягу поездов на основе процессоров цифровой обработки сигналов [Текст] / К. А. Фирсанов, А. А. Хряков // Материалы науч.-техн. конф. Сибирская автомобильно-дорожная академия. – Омск, 2008.– Кн. 2. – С.190 – 196.

4. Хряков, А. А. Концепция построения коммерческих систем учета электрической энергии на электроподвижном составе [Текст] / А. А. Хряков // Электромеханические преобразователи энергии: Материалы междунар. науч.-техн. конф. / Томский гос. техн. ун-т. – Томск, 2009. – С. 323 – 326.

УДК 662.61.502.36

В. Р. Ведрученко, Н. В. Жданов

ОБ ЭКОЛОГИЧЕСКОМ ОБОСНОВАНИИ УСТАНОВКИ ВТОРИЧНОГО ИЗЛУЧАТЕЛЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ТОПКЕ ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА

В статье предложена методика экологического обоснования установки вторичного излучателя в цилиндрической топке водогрейного котла. Такое техническое решение позволяет снизить концентрацию оксидов азота в дымовых газах.

Роль вторичного излучателя, устанавливаемого в цилиндрической топке водогрейного газотрубного котла типа КВСА производства ООО ПФ «Октан» (г. Омск), состоит в том, что, воспринимая тепло от высокотемпературных продуктов сгорания и имея, в отличие от газов, непрерывный спектр излучения, он переизлучает воспринятое тепло с большей интенсивностью, чем газы, на радиационные поверхности нагрева топки. Интенсификация радиационной составляющей теплообмена приводит к снижению максимальной температуры газов в ядре факела T_{max}, т. е. в зоне наиболее активного образования термических оксидов азота NO_x, составляющих основную долю в общем объеме выхода оксидов азота при сжигании газа в котлах малой мощности. Поскольку зависимость концентрации термических NO_x от температуры имеет экспоненциальный характер, то даже незначительное уменьшение T_{max} может дать существенный эффект в снижении концентрации NO_x.

В работе [1] А. Г. Блохом предложено выражение для определения T_{max}:

$$T_{max} = \frac{T_a}{\sqrt[3]{\left(\frac{T_a}{T_т''}\right)^3 - 3\frac{\varepsilon_т}{B_0}\left(1 - X_{max}\right)}}, \quad (1)$$

где T_a – адиабатная температура горения, К;

T'' – температура продуктов сгорания в выходном сечении топки, К;

$\varepsilon_т$ – степень черноты топочной среды;

B_0 – критерий Больцмана;

X_{max} – параметр, характеризующий расположение максимума температур факела в топке.

$$X_{max} = \frac{F_{max}}{F_{ст}}, \quad (2)$$

где F_{max} – поверхность, расположенная ниже поперечного сечения, соответствующего ядру факела, м^2;

$F_{ст}$ – полная лучевоспринимающая поверхность топки, м^2.

С использованием выражения (1) авторами получена графическая зависимость $t_{max} = f(\theta)$ (рисунок 1) от относительной тепловой нагрузки котла КВСА-3 при установке вторичного излучателя с относительной площадью поверхности γ = 0,03; 0,06; 0,09 и без него. Вторичный излучатель в виде горизонтальной пластины устанавливается в цилиндрической топке котла КВСА-3.

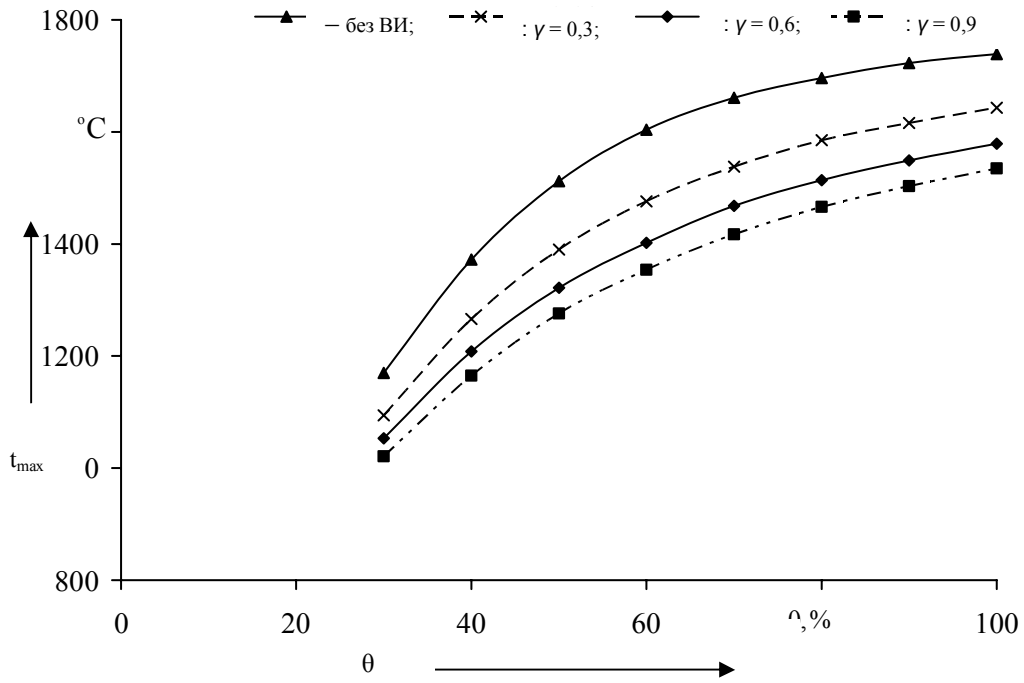


Рисунок 1 – Зависимость максимальной температуры продуктов сгорания в топке $t_{\max}$ котла КВСА-3 от режима работы с установкой вторичного излучателя при $\alpha_{т} = 1,05, 105/80$ °С

Количество выбросов оксида азота за котлом M_{NO_x}, г/с, рассчитывается по концентрации оксидов азота в дымовых газах c_{NO_x}, г/м^3, при 273,15 К и 101,3 Па по формуле:

$$M_{NO_2} = B_{\text{р}} V_{\text{с.г}} c_{NO_2}, \tag{3}$$

где $B_{\text{р}}$ – расчетный расход топлива, м^3/с;

$V_{\text{с.г}}$ – объем сухих дымовых газов, м^3/м^3.

При определении концентрации оксидов азота в дымовых газах воспользуемся методикой САФ ВНИИПромгаза, которая, по мнению В. Р. Котлера, дает хорошую сходимость при сопоставлении расчетных и экспериментальных результатов [2]. Эта методика, как и многие другие, основана на принципе аддитивности топливных и воздушных оксидов азота, г/м^3:

$$c_{NO_2} = c_{NO_2}^{\text{тпл}} + c_{NO_2}^{\text{взд}}, \tag{4}$$

где $c_{NO_2}^{\text{тпл}}$ – концентрация топливных оксидов азота, образующихся при разложении оксидов азотосодержащих компонентов органической части топлива, г/м^3;

$c_{NO_2}^{\text{взд}}$ – концентрация воздушных (или термических) оксидов азота, образующихся при горении в результате окисления воздуха при высокой температуре, г/м^3.

При сжигании природного газа $c_{NO_2}^{\text{тпл}} = 0$.

Для расчета второй составляющей – воздушных оксидов азота – авторы предложили уравнение:

$$c_{NO_2}^{\text{взд}} = A k_{\text{р}} k_{\text{к}} k_{\text{Q}}, \tag{5}$$

где $A = 0,35Q_{\text{н}}^{0,18}$ – коэффициент, зависящий от номинальной тепловой мощности топки $Q_{\text{н}}$, МВт;

$k_к$ – коэффициент, учитывающий конструктивные параметры топки;

$k_Q = \left(\frac{Q}{Q_{\text{н}}}\right)^{1,25}$ – коэффициент, учитывающий отклонение нагрузки котла от номинальной;

$k_{\text{р}}$ – коэффициент, учитывающий режимные параметры топки,

$$k_{\text{р}} = 0,21 + 0,208(\alpha_{\text{т}} - 1)e^{0,01T_{\max} - 16,5} - 0,024(\alpha_{\text{т}} - 1)^2 e^{0,02T_{\max} - 33}. \quad (6)$$

В диапазоне $\alpha_{\text{т}} = 1,01 \div 1,12$ и $T_{\max} = 1800 \div 2100\,K$ уравнение (6) дает отклонение от экспериментальных данных в пределах $\pm 10\%$ [2].

Соотношение между удельными выбросами и концентрацией оксидов азота в дымовых газах имеет вид:

$$K_{NO_x} = c_{NO_x} V_{\text{с.г}} / Q_i^r, \quad (7)$$

где Q_i^r – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, МДж/м^3.

Выполним сравнительные расчеты количества выбросов оксида азота M_{NO_x} за котлом КВСА-3 для четырех вариантов: I вариант – без установки вторичного излучателя в топке котла; II вариант – с установкой вторичного излучателя, с относительной площадью поверхности $\gamma = 0,03$; III вариант – то же, $\gamma = 0,06$; IV вариант – то же, $\gamma = 0,09$.

Расчеты выполнены для номинального режима работы котла, поэтому коэффициент $k_Q = 1$. Коэффициент, учитывающий конструктивные параметры топки, $k_к$ принят равным единице.

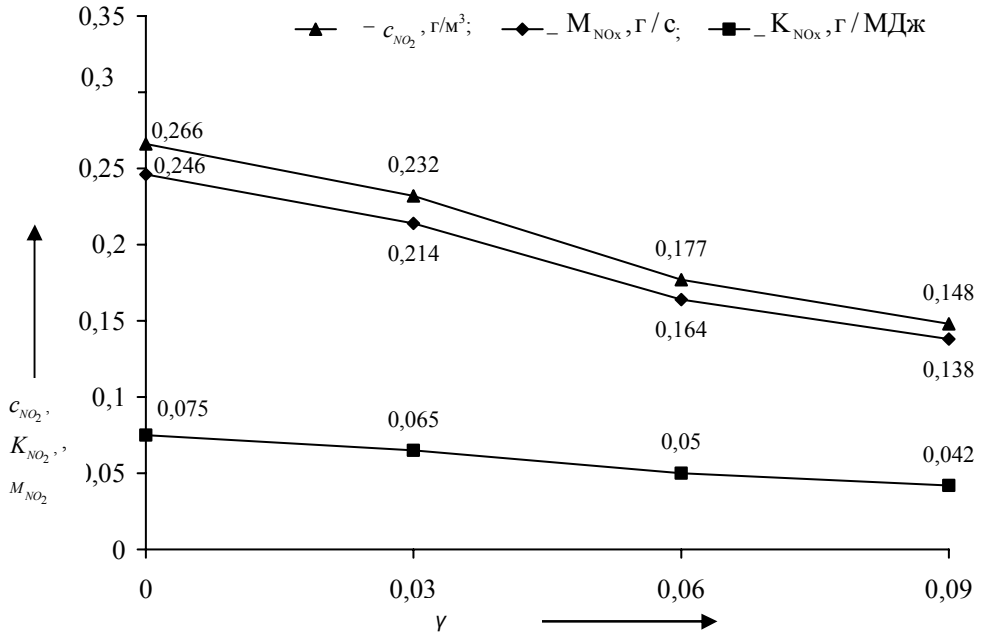
Значения максимальной температуры в топке $t_{\max}$ для каждого варианта приняты из ранее выполненных расчетов при номинальном режиме работы котла, результаты которых приведены на рисунке 1. Теплота сгорания рабочей массы топлива $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ и объем сухих дымовых газов $V_{\text{с.г}}$, рассчитанный при коэффициенте избытка воздуха в топке $\alpha_{\text{т}}$, равном $1,05$, приняты для природного газа Тевризского газоконденсатного месторождения и соответственно равны: $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – 35,84 МДж/м^3 и $V_{\text{с.г}}$ – 10,054 м^3/м^3. Расход природного газа $B_{\text{р}}$ принят при номинальном режиме работы для котла без вторичного излучателя и составляет $0,0919\,\text{м}^3/\text{с}$.

Расчеты выполнены по приведенной выше методике. Полученные результаты приведены в таблице.

На рисунке 2 графически представлено снижение выбросов оксидов азота NO_x в зависимости от относительной площади вторичного излучателя γ.

Результаты расчетов

Вариант расчета	$t_{\max}$, °С	$k_{\text{р}}$	c_{NO_2}, г/м^3	K_{NO_2}, г/МДж	M_{NO_2}, г/с
I	1739	0,623	0,266	0,075	0,246
II	1643	0,546	0,232	0,065	0,214
III	1579	0,415	0,177	0,050	0,164
IV	1535	0,348	0,148	0,042	0,138



Рисунке 2 – Снижение выбросов оксидов азота NO_x в зависимости от относительной площади вторичного излучателя

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

1. Установка вторичного излучателя в цилиндрической котельной топке с относительной площадью $\gamma = 0{,}09$ позволяет снизить образование оксидов азота на 44 % – до значения 148 мг/м^3, что немного больше регламентированного ГОСТ Р 50591-93.

2. Близкие концентрации оксидов азота NO_x имеют место и при работе газотрубных котлов, оборудованных низкотоксичными горелочными устройствами. Результаты испытаний таких котлов приведены в литературе [3 – 5].

3. Техническая новизна предлагаемого решения (конструкция вторичного излучателя и его установка) подтверждается патентом РФ, полученным авторами [6].

Список литературы

1. Блох, А. Г. Тепловое излучение в котельных установках [Текст] / А. Г. Блох. – Л.: Энергия, 1967. – 240 с.

2. Котлер, В. Р. Оксиды азота в дымовых газах котлов [Текст] / В. Р. Котлер. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 144 с.

3. Беликов, С. Е. Экологические характеристики зарубежных промышленно-отопительных котлов, работающих на природном газе [Текст] / С. Е. Беликов, В. Р. Котлер // Промышленная энергетика. 2001. – № 3. – С. 53 – 55.

4. Беликов, С. Е. Газомазутная горелка R-RMB^{TM} для промышленных и отопительных котлов – эффективное средство подавления выбросов оксидов азота [Текст] / С. Е. Беликов, В. Р. Котлер // Промышленная энергетика. – 1998. – № 4. – С. 37 – 40.

5. Ведрученко, В. Р. Интенсификация теплообмена в неэкранированной топке водогрейного котла с применением дополнительных излучателей [Текст] / В. Р. Ведрученко, Н. В. Жданов, Е. Е. Жданова // Промышленная энергетика. 2009. – № 11. – С. 33 – 38.

6. Пат. 76103 Российская Федерация, МПК F 22 B 7/20. Котельная топка [Текст] / В. Р. Ведрученко, Н. В. Жданов (Россия); заявитель и патентообладатель Омский гос. ун-т путей сообщения . – № 2008114980; заявл. 16.04.08; опубл. 10.09.08, Бюл. – № 25. – 3 с. : ил.

УДК 629.4

А. И. Давыдов

АНАЛИЗ СЕЗОННОГО ИЗМЕНЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ НА ТЯГУ ПОЕЗДОВ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБСЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРНЫХ ПОДРАЗДЕЛЕНИЙ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

В статье рассмотрены основные направления анализа сезонного изменения показателей потребления энергоресурсов на тягу поездов при энергетическом обследовании структурных подразделений железных дорог.

Совершенствование системы управления планированием и потреблением топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) является одним из важнейших направлений в реализации «Энергетической стратегии ОАО «Российские железные дороги». В повышении эффективности энергосбережения большое значение имеет не только внедрение нового оборудования, передовых технологий, совершенствование и модернизация существующего оборудования и подвижного состава железных дорог, но и правильно организованное управление энергопотреблением – энергетический менеджмент. Его основным инструментом является энергетическое обследование, при проведении которого должно быть сформировано два документа – энергопаспорт и программа повышения энергетической эффективности структурного подразделения.

В соответствии с Федеральным законом № 261-ФЗ от 23 ноября 2009 г. «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности…» основными целями энергетического обследования железных дорог являются:

– получение объективных данных об объеме используемых энергетических ресурсов;

– определение показателей энергетической эффективности;

– определение потенциала энергосбережения и повышения энергетической эффективности;

– разработка перечня типовых, общедоступных мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности.

Полный энергоаудит на железной дороге невозможен без учета специфики отрасли, где до 80 % потребления топливно-энергетических ресурсов приходится на тягу поездов, однако в настоящее время никаких официальных рекомендаций по решению этой проблемы не существует. В связи с этим специалистами кафедры «Прикладная математика и механика» Омского государственного университета путей сообщения предложены методика энергетического обследования тяги поездов, состав и структура специальных таблиц статистического анализа энергозатрат на тягу поездов (САЭТ). Базой для их формирования являются данные аналогичных таблиц, заполняемых для нижестоящих структурных подразделений, и информация автоматизированной системы интегрированной обработки маршрута машиниста (ИОММ), содержащей генеральную совокупность данных о выполнении перевозочного процесса. Как было отмечено выше, результаты энергетического обследования являются основной составляющей системы энергетического менеджмента в сфере тяги поездов, которая приведена в виде циклической структурной схемы на рис. 1.

Разработанный алгоритм проведения энергоаудита тяги поездов является универсальным для структурных подразделений железных дорог с разной спецификой и включает в себя следующие основные этапы:

на подготовительном этапе решаются организационные вопросы, производится ознакомление с участками работы локомотивных бригад и структурой потребления ТЭР на тягу поездов;

непосредственно энергетическое обследование, в ходе которого производится сбор информации о работе локомотивов и потреблении ТЭР на тягу поездов в эксплуатационных локомотивных депо дороги, а также составление карт потребления ТЭР на тягу поездов по сериям локомотивов и видам движения, по непроизводительным затратам энергоресурсов и

основным эксплуатационным показателям, оказывающим влияние на тяговое энергопотребление;

заполнение и анализ таблиц САЭТ, информационной основой для которого являются карты потребления ТЭР;

заполнение типовой формы энергетического паспорта, отражающей основные технические характеристики и потребление энергетических ресурсов основными технологическими комплексами структурного подразделения;

разработка программы повышения эффективности использования ТЭР на тягу поездов, включающей в себя набор рекомендаций и план мероприятий по энергосбережению, а также оценку технико-экономического эффекта от их внедрения.

Рисунок 1 – Система управления использованием ТЭР на тягу поездов

Важнейшим инструментом статистического анализа энергозатрат на тягу поездов являются таблицы, отражающие ретроспективные ряды фактических показателей работы и энергопотребления эксплуатационных локомотивных депо железной дороги за пять лет. Эти данные служат основой для проведения анализа выполнения программы энергосбережения и повышения энергетической эффективности, выработанной при предыдущем энергообследовании, а также определения тенденций изменения основных показателей потребления ТЭР на тягу поездов. В таблице 1 приведен пример таблицы «Фактические показатели удельного расхода электрической энергии на тягу поездов».

При определении целевых показателей повышения энергетической эффективности тяги поездов необходимо учитывать тенденцию изменения показателей энергопотребления, а также основных факторов, оказывающих на него влияние, для адекватной оценки технико-экономического эффекта от внедрения предложенных при энергоаудите мероприятий.

Таблица 1 – Пример таблицы САЭТ «Фактические показатели удельного расхода электрической энергии на тягу поездов»

Вид ТПС	Локомотивное депо	Удельный расход электроэнергии, кВт·ч / 10^4 ткм брутто, по годам					Отношение УРЭ в 2010 г. к УРЭ в 2006 г., о. е.
		2006	2007	2008	2009	2010	
Электровозы постоянного тока	1	78,2	77,8	80,1	78,0	77,9	0,996
	.....						
	N	87,9	88,2	88,2	89,0	88,1	1,002
	Всего	84,1	84,5	85,1	83,9	84,0	0,999
Электровозы переменного тока	1	138,1	136,9	139,2	138,7	137,9	0,999
	.....						
	N	154,2	155,1	153,9	154,7	154,0	0,999
	Всего	146,8	145,9	147,1	147,2	146,9	1,001
Мотор-вагонный подвижной состав постоянного тока	1	224,7	225,2	224,4	226,2	225,9	1,005
	.....						
	N	227,2	227,8	226,5	226,9	227,0	0,999
	Всего	225,9	226,4	225,9	226,6	226,7	1,003
Мотор-вагонный подвижной состав переменного тока	1	274,4	277,3	275,4	273,9	274,5	1,000
	.....						
	N	265,8	266,1	266,5	265,7	266,2	1,002
	Всего	272,1	271,4	273,2	271,4	271,7	0,998
Всего по железной дороге		98,6	98,1	99,2	98,7	98,1	0,995

Для получения обобщающих показателей динамики удельного расхода энергии (УРЭ) определяются средние значения по каждой строке таблиц «Оценка выполнения действующей программы повышения энергоэффективности»: средний уровень, средний абсолютный прирост, средний темп роста и прироста и др.

Средний уровень ряда динамики характеризует типическую величину абсолютных уровней и определяется по формуле [1]:

$$\overline{P} = \frac{\sum_{i=1}^{n} P_i}{n}, \tag{1}$$

где P – показатель;

n – число лет между энергетическими обследованиями железной дороги.

Средний уровень удельного расхода электроэнергии для обобщающей строки таблицы 1 по этой формуле $\overline{a} = 98,5$ кВт·ч / 10^4 ткм.

Средний абсолютный прирост представляет собой обобщенную характеристику индивидуальных абсолютных приростов ряда динамики. Для его определения сумма цепных абсолютных приростов $\Delta P_{\text{ц}}$ делится на их число k:

$$\overline{\Delta P} = \frac{\sum_{i=1}^{k} \Delta P_{\text{ц}\,i}}{k}. \tag{2}$$

Значение этого показателя для удельного расхода энергии $\overline{\Delta a}$, рассчитанного по общей формуле (2), равно –0,13 кВт·ч / 10^4 ткм брутто.

Средний темп роста – обобщающая характеристика индивидуальных темпов роста ряда динамики. Для определения среднего темпа роста показателя P применяется формула:

$$\overline{T_{\text{р}}} = \sqrt[k]{\prod_{i=1}^{k} T_{\text{р}\,i}}, \tag{3}$$

где $T_{\text{р}\,i} = \dfrac{P_i}{P_{i-1}}$ – индивидуальный рост показателя в i-м периоде по сравнению с (i-1)-м.

При расчете темпа роста удельного расхода энергии $\overline{T}_{\text{р}}$ в рассматриваемом примере получено значение $0,999$.

Средний темп прироста можно определить на основе взаимосвязи между темпами роста и прироста. При наличии данных о средних темпах роста для получения средних темпов прироста используется зависимость:

$$\overline{T}_{\text{п}} = \overline{T}_{\text{р}} - 1. \qquad (4)$$

В рассматриваемом примере темп прироста значения удельного расхода $\overline{T}_{\text{п}}$ в структурном подразделении равен $-0,001$.

При сравнении квартальных и месячных данных об энергопотреблении на тягу поездов часто обнаруживаются периодические колебания, возникающие при смене времен года. Эти колебания являются результатом влияния природно-климатических условий, особенностей перевозочного процесса, а также многочисленных факторов, которые могут быть регулируемыми.

Для выявления устойчивой сезонной волны, на которой не отражались бы случайные условия одного года, индексы сезонности целесообразно вычислять по данным за несколько последних лет, распределенным по месяцам. Для каждого месяца рассчитывается средняя величина уровня, затем вычисляется среднемесячный уровень для всего ряда, после чего определяется показатель сезонной волны – индекс сезонности I_s – как процентное отношение средних величин для каждого месяца к общему среднемесячному уровню ряда, %:

$$I_s = \frac{\overline{P}_i}{\overline{P}} \cdot 100, \qquad (5)$$

где $\overline{P}_i$ – средний уровень для каждого месяца;

$\overline{P}$ – среднемесячный уровень для всего ряда.

При проведении расчетов по формуле (5) следует иметь в виду, что среднемесячный уровень ряда для объемных показателей, таких как тонно-километровая работа, общий пробег, расход энергии, принимается равным среднему арифметическому, а для удельных, таких как удельный расход, удельный возврат электроэнергии в контактную сеть при рекуперативном торможении, техническая и участковая скорость, – отношению соответствующего объемного показателя и величины работы с учетом ее измерителя. Например, расчет среднемесячного УРЭ производится по формуле:

$$\overline{a} = \frac{\sum\limits_{k=1}^{12} A_k}{\sum\limits_{k=1}^{12} J_k}, \qquad (6)$$

где A_k – расход энергии в k-м месяце, кВт·ч или кг натурального топлива;

J_k – работа локомотивов, 10^4 ткм брутто или 100 локомотиво-километров

При анализе сезонных колебаний удельного расхода энергоресурсов на тягу поездов целесообразно исследовать динамику этого ряда совместно с динамикой ряда тонно-километровой работы. Рассмотрим пример такого анализа по данным априорной железной дороги за три года (таблица 2).

Основным нормообразующим фактором, определяющим удельный расход ТЭР на тягу поездов, является средняя масса на ось вагона [2]. В связи с этим среднегодовое значение средней нагрузки на ось предлагается рассчитывать с учетом доли выполненной в каждом месяце тонно-километровой работы:

$$\bar{q} = \sum_{i=1}^{12} \alpha_i \cdot q_i \; ; \tag{7}$$

$$\alpha_i = \frac{(QL)_i}{\sum_{j=1}^{12} (QL)_j} \tag{8}$$

где q_i – средняя нагрузка на ось состава в i-м месяце, т;

QL_i – тонно-километровая работа, выполненная в i-м месяце, 10^4 ткм брутто.

Индекс сезонности в этом случае рассчитывается также по формуле (5).

Таблица 2 – Динамика УРЭ и работы априорной железной дороги по месяцам

Месяц	УРЭ, кВт·ч / 10^4 ткм бр., по годам			Средне-месячный УРЭ, кВт·ч / 10^4 ткм бр.	$I_{s\,a}$, %	Работа, млн ткм брутто по годам			Средне-месячная работа, млн ткм брутто	$I_{s\,QL}$, %
	2008	2009	2010			2008	2009	2010		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	95,2	95,7	94,9	95,3	101,6	590,3	607,3	612,9	603,5	84,5
2	94,6	94,9	95,1	94,9	101,2	681,6	649,5	694,2	675,1	94,5
3	93,8	93,4	94,1	93,8	100,0	678,5	705,1	691,9	691,8	96,9
4	93,9	94,0	93,7	93,9	100,1	726,1	715,9	731,2	724,4	101,4
5	93,6	93,3	93,4	93,4	99,7	744,2	732,5	741,6	739,4	103,5
6	92,9	93,0	93,1	93,0	99,2	768,0	756,1	767,7	763,9	106,9
7	92,7	92,8	92,6	92,7	98,9	775,3	769,2	778,2	774,2	108,4
8	92,8	92,6	92,8	92,7	98,9	771,5	759,4	768,8	766,6	107,3
9	93,4	93,5	93,3	93,4	99,6	769,5	762,3	747,4	759,7	106,4
10	93,6	93,7	93,8	93,7	99,9	742,7	740,1	758,2	747,0	104,6
11	94,0	93,8	93,6	93,8	100,1	703,8	677,8	711,5	697,7	97,7
12	94,3	95,1	94,0	94,5	100,8	662,3	603,5	619,7	628,5	88,0
Среднее за месяц	93,7	93,8	93,7	93,8	100,0	717,8	706,6	718,6	714,3	100,0

Вариативность средней массы на ось по месяцам относительно значения, рассчитанного по формуле (7), определяется по формуле:

$$\upsilon = 100 \cdot \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{12} \left(q_i - \bar{q}\right)}}{12} \tag{9}$$

Результаты расчета для рассматриваемого примера приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Расчет вариативности средней массы на ось вагона

Месяц	Средняя масса на ось, т	Доля работы за месяц от работы за год, о.е.	Составляющие средней массы на ось за год, т	$I_{s\,q}$, %	Квадрат отклонения массы на ось в месяце от суммы составляющих за год, $т^2$
1	2	3	4	5	6
1	16,1	0,070	1,1	101,0	0,025
2	15,8	0,079	1,2	99,1	0,020
3	15,9	0,081	1,3	99,7	0,002
4	15,7	0,085	1,3	98,5	0,058
5	16,1	0,086	1,4	101,0	0,025
6	15,7	0,089	1,4	98,5	0,058

Окончание таблицы 3

1	2	3	4	5	6
7	16,0	0,090	1,4	100,4	0,004
8	16,0	0,089	1,4	100,4	0,004
9	16,0	0,089	1,4	100,4	0,004
10	16,1	0,087	1,4	101,0	0,025
11	15,9	0,081	1,3	99,7	0,002
12	16,0	0,073	1,2	100,4	0,004
Всего		1,000	15,9	100,0	0,229
Вариативность средней массы на ось, %					3,9

Для наглядной оценки наличия сезонной волны индексы сезонности целесообразно представлять в виде графика. На рисунке 2 приведены индексы сезонности по данным таблиц 1, 2.

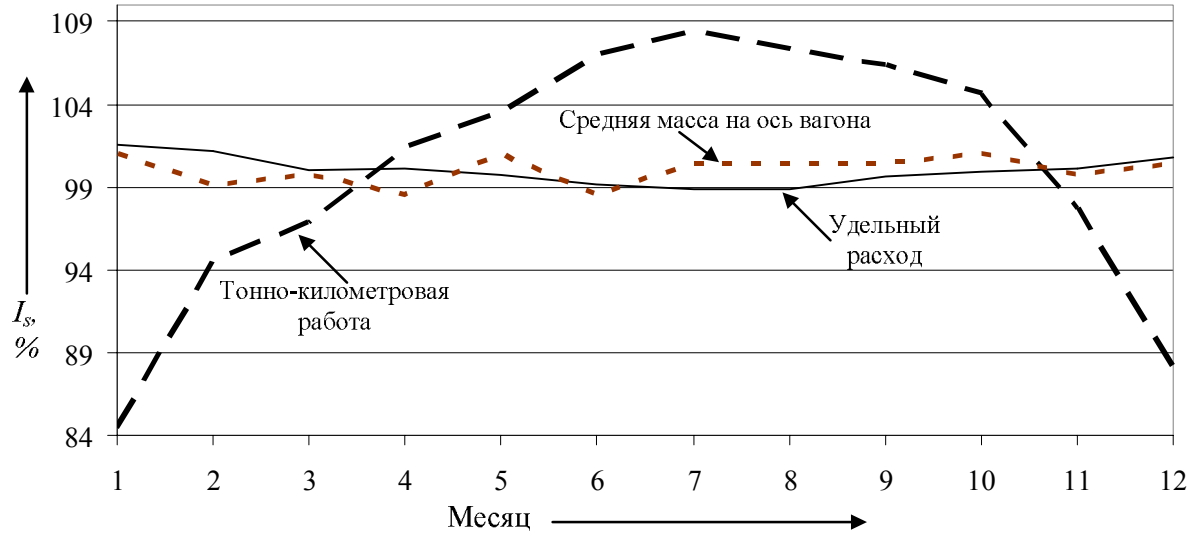


Рисунок 2 – График сезонного изменения УРЭ и работы априорной железной дороги

Данные графика на рисунке 2 свидетельствуют о наличии сезонной тенденции изменения тонно-километровой работы и слабого сезонного изменения удельного расхода энергии. При этом изменение средней массы на ось вагона носит случайный характер. Поэтому увеличение тонно-километровой работы в летние месяцы при отсутствии устойчивых сезонных колебаний средней массы на ось вагона обеспечивает в это время снижение величины удельного расхода электроэнергии. Рассчитанные выше показатели могут быть использованы при оценке выполнения программы повышения энергетической эффективности железной дороги.

Список литературы

1. Чернова, Т. В. Экономическая статистика: Учебное пособие [Текст] / Т. В. Чернова / Таганрогский техн. ун-т. Таганрог, 1999. – 140 с.

2. Медлин, Р. Я. Масса вагона на ось – главный нормообразующий фактор удельного расхода электроэнергии на тягу поездов [Текст] / Р. Я. Медлин, Е. А. Сидорова // Актуальные проблемы экономии электроэнергии и топлива на железнодорожном транспорте / МИИТ. М., 1988. – № 4406. – С. 135 – 142.

УДК 621.331

Ю. В. Москалев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОМПЕНСИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА СО СТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

В статье рассмотрена возможность снижения потерь активной мощности в распределительной электрической сети стационарных железнодорожных предприятий за счет применения компенсирующего устройства со ступенчатым регулированием. Предложен подход для определения оптимальных параметров компенсирующего устройства со ступенчатым регулированием реактивной мощности по фазам.

Одним из приоритетных направлений научных исследований является разработка и совершенствование способов экономии и рационального использования топливно-энергетических ресурсов. Появление современных высокопроизводительных ЭВМ позволило решать разнообразные сложные задачи численными методами и в области энергосбережения. Широкое внедрение микропроцессорных устройств обеспечило новый подход к решению многих задач во всех областях техники.

В области снижения потерь электрической энергии известно множество организационно-технических мероприятий [1]. Среди них важное место занимает компенсация реактивной мощности, применяемая в электрических сетях различного назначения [2, 3].

При проектировании компенсирующего устройства (КУ) стремятся увеличить количество его функций, т. е. использовать его для компенсации реактивной мощности и улучшения качества электроэнергии (КЭ) по нескольким показателям ГОСТ 13109-97.

Современные КУ, схемотехнической основой которых является четырехквадрантный преобразователь, позволяют полностью компенсировать все составляющие неактивной мощности практически во всех режимах работы электроприемников [4, 5]. При этом высокая стоимость элементной базы, сложность системы управления ограничивают широкое распространение подобных устройств.

Электрическая нагрузка в большинстве случаев изменяется во времени, это необходимо учитывать при проектировании и применении КУ. Наибольший технический эффект, заключающийся в снижении потерь и улучшении КЭ, возможен при идеальном плавном регулировании реактивной мощности КУ [3], но это редко экономически целесообразно.

Рассмотрим подход к определению оптимальных параметров КУ со ступенчатым регулированием для низковольтной сети 220 / 380 В железнодорожного предприятия. Структура КУ приведена на рисунке 1. Двухполюсники в виде *LC*-цепей подключаются на линейные напряжения сети, параметры конденсаторов C_1 и C_2, индуктивности L антирезонансных дросселей одинаковы у всех двухполюсников. Бесконтактные ключи на тиристорах VS_1 и VS_2 позволяют изменять количество подключенных конденсаторов к сети.

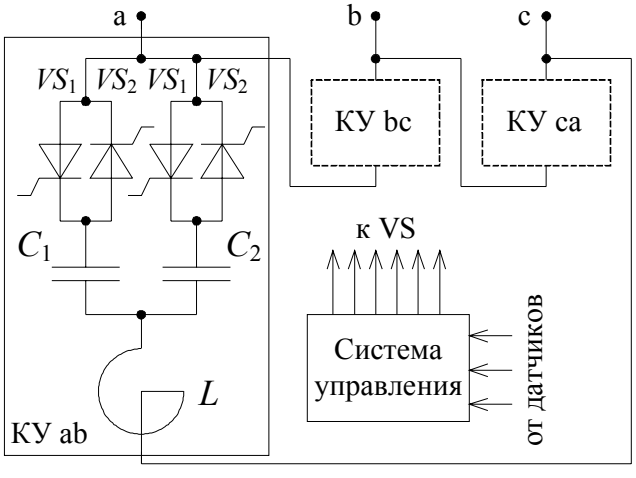


Рисунок 1 – Структура КУ со ступенчатым регулированием

Таким образом, КУ позволяет дискретно регулировать реактивную мощность и уменьшать несимметрию токов и напряжений. Шесть бесконтактных ключей могут находиться в двух состояниях (включено – отключено), поэтому КУ может находиться в $2^6 = 64$ состояниях.

Для каждого значения потребляемых активной и реактивной мощностей нагрузкой при одном из 64 состояний КУ потери активной мощности в сети будут минимальны. Реализация системы управления переключением бесконтактных ключей возможна с использованием современных микропроцессорных устройств.

Необходимо определить оптимальные значения параметров C_1 и C_2, индуктивности L, при которых потери мощности в сети минимальны:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{N} R_i I_i^2 \to \min, \tag{1}$$

где N – количество ветвей распределительной сети;

Ri – активные сопротивления элементов электрической сети, Ом;

I_i – действующие значения токов в элементах электрической сети, А.

Для решения задачи рассмотрим электрическую цепь, состоящую из распределительного трансформатора (Т), кабельной линии (КЛ), эквивалентной нагрузки железнодорожного объекта (Н) и КУ со ступенчатым регулированием (рисунок 2).

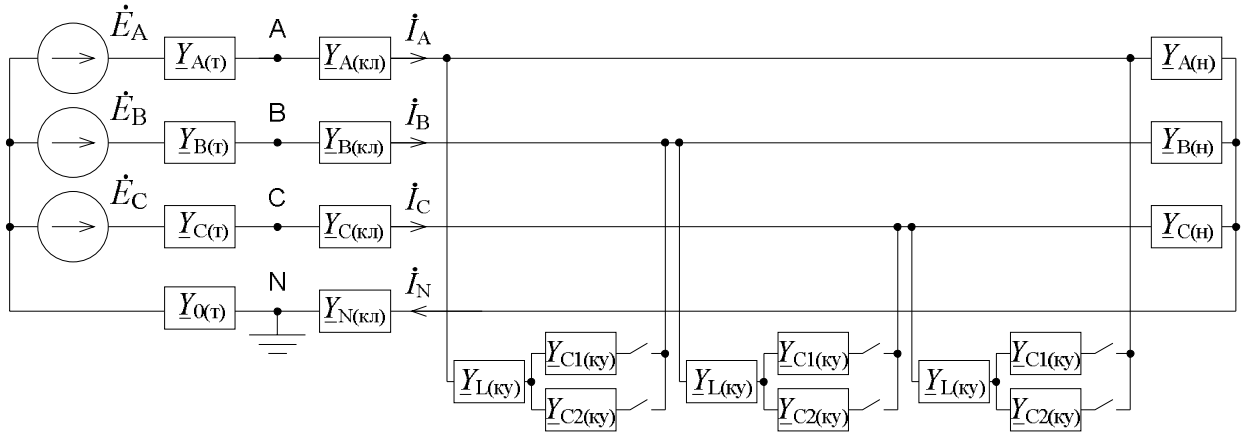


Рисунок 2 – Расчетная схема для определения оптимальных параметров КУ

При описании электрической сети с учетом трех фаз и нулевого провода минимизация потерь мощности в ее элементах предполагает одновременное снижение несимметрии и установившегося отклонения напряжения, так как минимум потерь будет в случае протекания только активных составляющих токов прямой последовательности [2, 6]. Аналитическую зависимость между ЭДС, проводимостями, токами и напряжениями можно установить с использованием любого классического метода анализа электрической цепи. В расчете использован метод узловых потенциалов:

$$\dot{\boldsymbol{I}} = \underline{\boldsymbol{Y}} \cdot \left(S^t \left(\left(S \underline{\boldsymbol{Y}} S^t \right)^{-1} S \left(\dot{\boldsymbol{J}} - \underline{\boldsymbol{Y}} \dot{\boldsymbol{E}} \right) \right) + \dot{\boldsymbol{E}} \right) - \dot{\boldsymbol{J}}, \tag{2}$$

где $\boldsymbol{E}$ – вектор-столбец комплексных ЭДС ветвей, В;

$\boldsymbol{J}$ – вектор-столбец комплексных узловых токов (нулевой), А;

$\boldsymbol{Y}$ – диагональная матрица комплексных проводимостей ветвей, См;

$\boldsymbol{I}$ – вектор-столбец комплексных токов ветвей, А;

S – матрица связи.

Проводимости распределительного трансформатора ТМ-1000/10, приведенные к обмотке низкого напряжения, приняты (25,8 – j110,7) См, проводимость для токов нулевой последо-

вательности принята на 10 % меньше проводимости фазы. Проводимости фаз КЛ с алюминиевыми жилами – (94,2 – j29,2) См.

Для полного информационного обеспечения задачи необходимо знать законы изменения потребляемых мощностей. В большинстве случаев единичный приемник и группа электроприемников имеет случайный характер графиков нагрузок, которые описываются с использованием нестационарных случайных процессов [7].

Для решения задачи необходимо использовать детерминированные составляющие нестационарных случайных процессов изменения потребляемых мощностей, методика их определения приведена в работе [8]. Значения потребляемых активной и реактивной мощностей на суточном интервале с осреднением в два часа приведены в таблице.

Допущения при расчете: рассматривается только основная частота; питающее напряжение содержит только прямую последовательность с действующим значением 220 В; параметры трансформатора и кабельной линии постоянны; для случайных нестационарных процессов потребления мощностей в расчете рассматривается только изменение математического ожидания.

Пояснить предложенный подход можно с использованием блок-схемы, приведенной на рисунке 3.

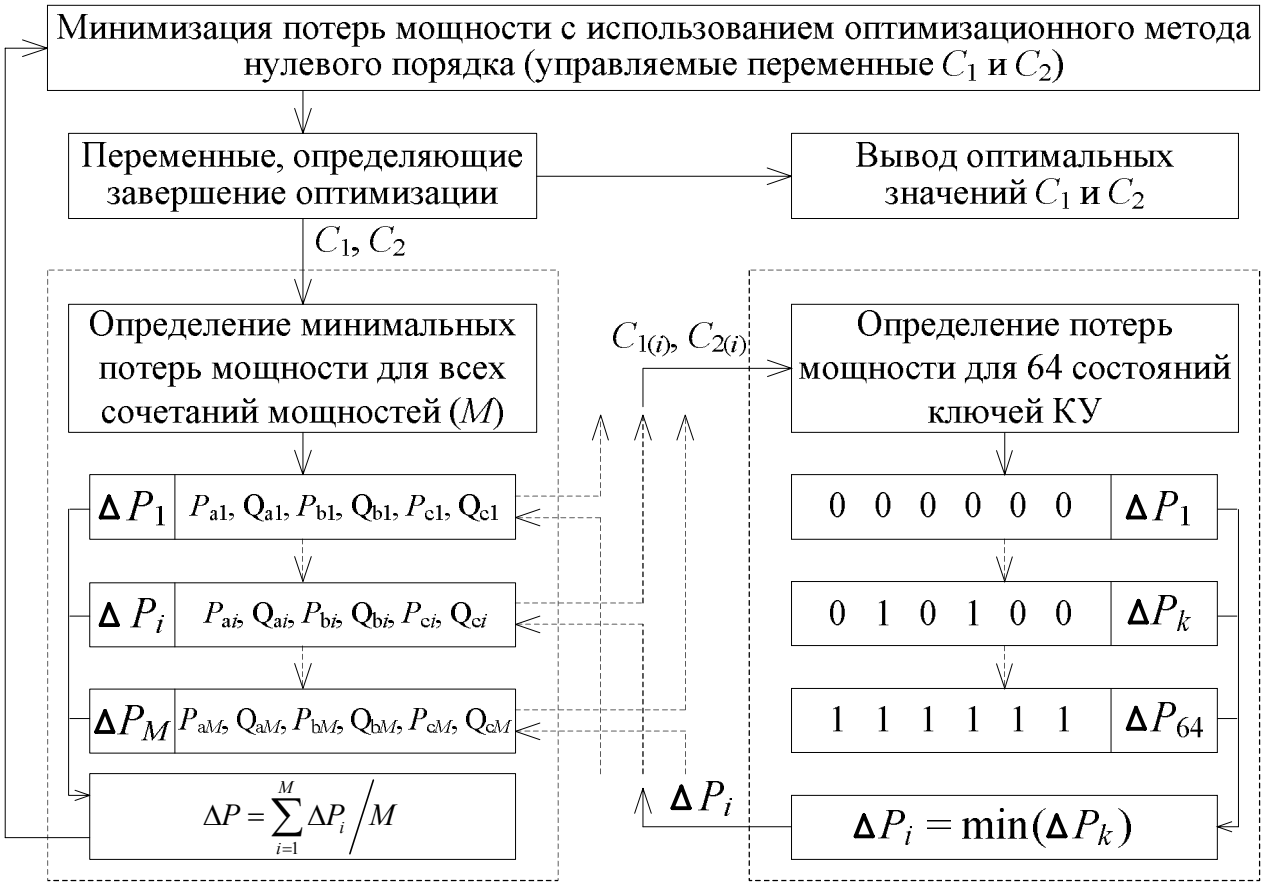


Рисунок 3 – Определение оптимальных параметров КУ

Для каждого «сечения» графика нагрузок при определенном состоянии ключей КУ потери мощности в сети будут минимальными. С использованием оптимизационного метода нулевого порядка [9] можно определить параметры конденсаторных батарей и дросселя, при

которых будет иметь место минимум потерь активной мощности в среднем для всех сочетаний потребляемых мощностей.

Защита конденсаторных батарей от перегрузок токами высших гармоник и возможных параметрических резонансов обеспечивается антирезонансными дросселями. Как известно, наибольший удельный вес в спектре высших гармоник тока (напряжения) в электрической сети промышленных и железнодорожных предприятий имеют нечетные гармоники. Относительные значения величин высших гармоник (относительно гармоники основной частоты) зависят от множества факторов. Для уменьшения влияния гармоник на конденсаторы КУ необходимо обеспечить резонанс напряжений в последовательной LC-цепи для всех возможных значений емкостей (C_1, C_2, $C_1 + C_2$) на частоте ниже 150 Гц. При этом величина индуктивности дросселя

$$L = \frac{1}{4\pi^2 f_{\text{рез}}^2 \min\left(C_1, C_2\right)}, \tag{3}$$

где $f_{\text{рез}}$ – резонансная частота (в расчетах принята 135 Гц), Гц.

Для решения задачи на языке высокого уровня составлена программа.

В результате расчета получены оптимальные значения емкостей конденсаторных батарей: C_1 = 460 мкФ, C_2 = 930 мкФ и индуктивности дросселя: L = 3мГн.

Потери мощности и показатели качества электроэнергии с применением КУ и без него приведены в таблице.

Исходные данные для определения оптимальных параметров КУ и результаты расчета

Время	Ед.изм.	0:00	2:00	4:00	6:00	8:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00
		Детерминированные составляющие нестационарных случайных процессов											
Pa	кВт	30	30	30	50	100	100	180	100	150	100	50	30
Qa	квар	20	20	20	24	80	80	50	80	80	60	20	20
Pb	кВт	30	30	30	80	120	150	220	120	174	100	60	30
Qb	квар	20	20	20	30	100	100	50	80	150	50	20	20
Pc	кВт	30	30	30	70	150	150	240	150	150	116	60	30
Qc	квар	20	20	20	30	100	116	100	60	100	50	20	20
		Потери мощности и показатели качества электроэнергии без использования КУ											
$\Delta P'$	кВт	0,95	0,95	0,95	4,07	16,99	19,18	33,56	14,94	25,49	9,76	2,65	0,95
δU_y	%	0,65	0,65	0,65	1,32	2,70	2,89	3,86	2,53	3,33	2,10	1,09	0,65
K_{2U}	%	0,00	0,00	0,00	0,17	0,20	0,40	0,51	0,23	0,40	0,15	0,06	0,00
K_{0U}	%	0,00	0,00	0,00	0,60	1,18	0,93	0,80	1,15	1,16	0,20	0,24	0,00
		Потери мощности и показатели качества электроэнергии с использованием КУ											
$\Delta P''$	кВт	0,69	0,69	0,69	3,58	11,81	13,20	31,22	11,76	18,68	8,04	2,42	0,69
δU_y	%	0,65	0,65	0,65	1,23	2,23	2,40	3,75	2,23	2,84	1,91	1,00	0,65
K_{2U}	%	0,00	0,00	0,00	0,17	0,18	0,13	0,01	0,16	0,25	0,07	0,09	0,00
K_{0U}	%	0,00	0,00	0,00	0,60	1,18	0,93	0,80	1,15	1,16	0,20	0,24	0,00
		Снижение потерь активной мощности в элементах электрической сети											
$\Delta P' - \Delta P''$	кВт	0,26	0,26	0,26	0,49	5,18	5,98	2,34	3,18	6,81	1,72	0,23	0,26

Как видно из данных таблицы, показатели КЭ с использованием КУ и без них находятся в пределах норм ГОСТ 13109-97, при этом происходит снижение потерь активной мощности за счет компенсации реактивной мощности. Количественно снижение потерь активной энергии за сутки составит 54 кВт·ч (с учетом интервала осреднения в 2 часа). За год при заданных нагрузках снижение потерь энергии составит 19710 кВт·ч. Если принять стоимость электроэнергии 2 р./кВт·ч, то в денежном выражении это составит около 40 тыс. р. для одного КУ со ступенчатым регулированием.

Таким образом, при реализации КУ со ступенчатым регулированием необходимы капитальные затраты на силовую часть КУ и микропроцессорную систему управления, в связи с этим срок окупаемости составит примерно от трех до шести лет.

На основании изложенного можно сделать выводы.

1. Применение КУ со ступенчатым регулированием позволит более эффективно снижать потери электроэнергии, так как КУ будет иметь оптимальную структуру для каждого возможного значения потребляемых мощностей.

2. Для упрощения подбора конденсаторных батарей из единичных при необходимости можно дополнительно осуществить целочисленную оптимизацию.

3. Использование бесконтактных ключей на тиристорах позволит осуществлять бездуговую коммутацию конденсаторных батарей с высоким быстродействием (до 10 мс).

4. Для рассмотренной структуры КУ достаточно использование по одному антирезонансному дросселю в каждом двухполюснике, что позволит уменьшить единовременные капительные затраты на силовую часть КУ.

5. Количественные показатели технического и экономического эффектов зависят от нескольких факторов: состава и режимов работы электроприемников групповой нагрузки, параметров элементов цеховых и внешних сетей, выбранного критерия оптимальности и др. В каждом случае экономический эффект необходимо определять отдельно с учетом особенностей системы электроснабжения и нагрузок.

Список литературы

1. Железко, Ю. С. Стратегия снижения потерь и повышения качества электроэнергии в электрических сетях [Текст] / Ю. В. Железко // Электричество. 1992. – № 5. – С. 6 – 12.

2. Определение оптимальных узлов подключения и параметров нерегулируемых корректирующих устройств в низковольтных распределительных сетях для снижения потерь и улучшения качества электроэнергии [Текст] / В. Д. Авилов, В. Г. Аввакумов и др. // Промышленная энергетика. – 2009. – № 11. – С. 22 – 26.

3. Кудрин, Б. И. Электроснабжение промышленных предприятий [Текст] / Б. И. Кудрин. – М.: Интермет Инжиниринг, 2005. – 672 с.

4. Розанов, Ю. К. Цифровая система управления статическим компенсатором реактивной мощности [Текст] / Ю. К. Розанов, К. С. Кошелев, М. Н. Смирнов // Электричество. 2006. – № 7. – С. 25 – 30.

5. Improving Passive Filter Compensation Performance With Active Techniques [Text] / D. Rivas, L. Morán, J. W. Dixon, J. R. Espinoza //IEEE Transactions on industrial electronics. 2003. – № 1. – С. 232 – 238.

6. Аввакумов, В. Г. Постановка и решение электроэнергетических задач исследования операций [Текст] / В. Г. Аввакумов. – Киев: Вища школа, 1983. – 240 с.

7. Шидловский, А. К. Введение в статистическую динамику систем электроснабжения [Текст] / А. К. Шидловский, Э. Г. Куренный. – Киев.: Наукова думка, 1984. – 273 с.

8. Никитин, Ю. М. Метод статистического исследования нестационарных случайных процессов в электроснабжении [Текст] / Ю. М. Никитин // Электричество. 1971. – № 2. – С. 25 –30.

9. Банди, Б. Методы оптимизации. Вводный курс [Текст] / Б. Банди – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.

УДК 681.518

С. Н. Чижма, А. Г. Малютин, Д. А. Серов

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ КАНАЛОВ ПЕРЕДАЧИ ДАННЫХ АСКУЭ

В статье проводится анализ результатов мониторинга потоков трафика в системе передачи данных (СПД), формируемых в автоматизированной системе коммерческого учета энергоресурсов Омского отделения Западно-Сибирской железной дороги. Анализ и классификация трафика необходимы для выявления нерационального расходования пропускной способности каналов передачи данных и позволяют разработать комплекс мер по повышению пропускной способности СПД, что приведет в дальнейшем к росту производительности и качества обслуживания в СПД АСКУЭ.

Автоматизированная система коммерческого учета энергоресурсов предназначена для точного и своевременного учета электроэнергии, позволяет контролировать и анализировать режимы потребления энергоресурсов, принимать решения об их рациональном использовании и агрегировать данные об энергоресурсах системы. Основной целью внедрения АСКУЭ является получение достоверной информации о количестве произведенных, переданных, распределенных и потребленных энергоресурсов.

Стандартный состав АСКУЭ:

первичные преобразователи сигнала;

локальные концентраторы (процессорные, желательно энергонезависимые блоки с собственной энергонезависимой памятью);

системные концентраторы (процессорные, энергозависимые или энергонезависимые с системой защищенного архивирования);

блоки обеспечения трансляции оперативной информации АСКУЭ на системные серверы или диспетчерские компьютеры имеющейся сети;

каналы связи с соответствующей каналообразующей техникой для передачи измерительной информации в рамках АСКУЭ;

средства обработки информации – персональный компьютер (сервер).

В структуре АСКУЭ в общем случае можно выделить четыре уровня (рисунок 1):

первый уровень − первичные измерительные приборы (ПИПы), счетчики, осуществляющие измерение параметров энергоучета потребителей (потребление электроэнергии, мощность и др.) по точкам учета;

второй – устройства сбора и передачи данных (УСПД), специализированные измерительные системы или многофункциональные программируемые преобразователи со встроенным программным обеспечением энергоучета, осуществляющие в заданном цикле интервала усреднения круглосуточный сбор измерительных данных с территориально распределенных ПИПов, накопление, обработку и передачу этих данных на верхние уровни;

третий − персональный компьютер (ПК) или сервер центра сбора и обработки данных со специализированным программным обеспечением АСКУЭ, осуществляющий сбор информации с УСПД (или группы УСПД), итоговую обработку этой информации как по точкам учета, так и по их группам – подразделениям и объектам предприятия, документирование и отображение данных учета в виде, удобном для анализа и принятия решений (управления) оперативным персоналом службы главного энергетика и руководством предприятия;

четвертый уровень − сервер центра сбора и обработки данных со специализированным программным обеспечением АСКУЭ, осуществляющий сбор информации с ПК и (или) группы серверов центров сбора и обработки данных третьего уровня, дополнительное агрегирование и структурирование информации по группам объектов учета, документирование и отображение данных учета в виде, удобном для анализа и принятия решений персоналом службы главного энергетика и руководством территориально распределенных средних и

крупных предприятий или энергосистем, ведение договоров на поставку энергоресурсов и формирование платежных документов для расчетов за энергоресурсы.

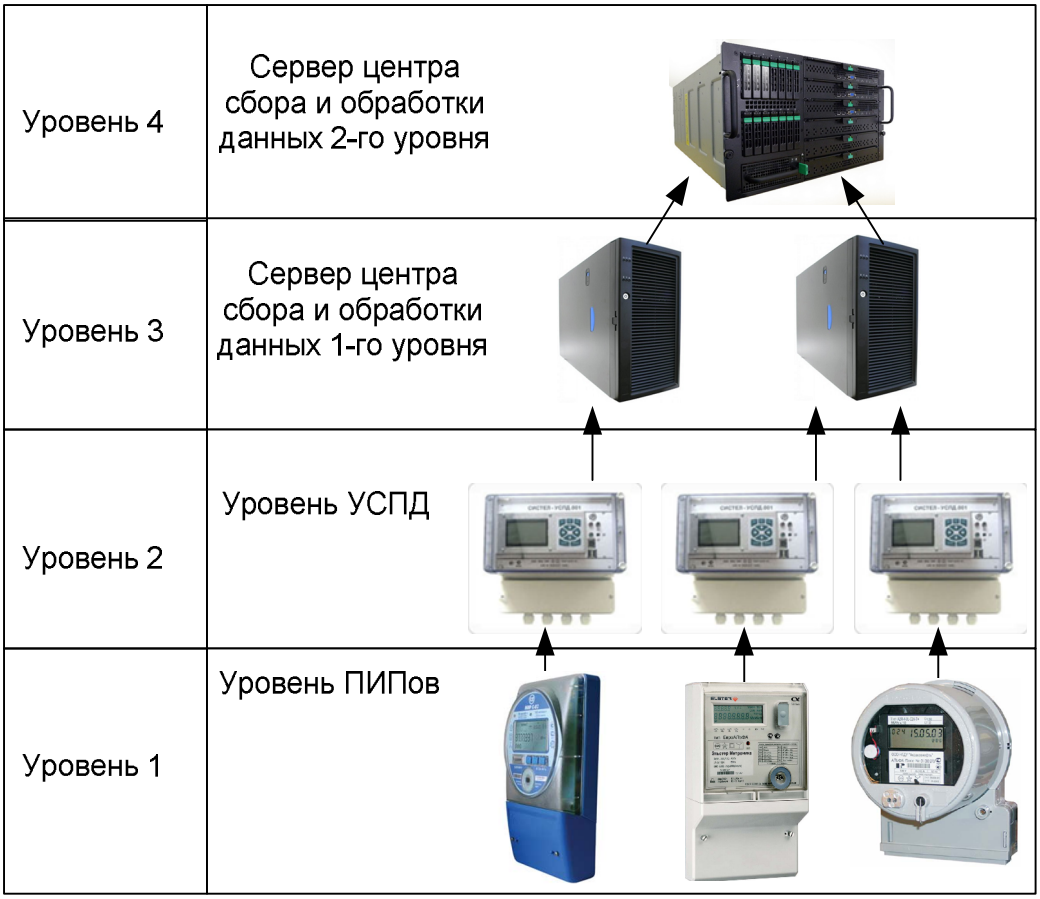


Рисунок 1 – Уровни АСКУЭ

Требования, предъявляемые ко всем уровням и элементам АСКУЭ, приведены в Положении об организации коммерческого учета электроэнергии и мощности на оптовом рынке от 12 октября 2001 г., принятом РАО ЕЭС России.

В системе передачи данных Омского отделения Западно-Сибирской железной дороги выделено 46 периферийных узлов, в топологии сети выделено два уровня: региональный узел (РУ) – транзитно-периферийный узел (ТПУ) и периферийный – узлов (ПУ).

Каждый ТПУ имеет не менее одного соединения с РУ и не менее одного резервного канала. Топология сети обеспечивает отсутствие единой точки отказа. При отсутствии связи с ТПУ через один из соседних узлов производится переконфигурация сети через другой узел и работоспособность сохраняется. В магистральных каналах связи использованы выделенные в первичной сети SDH каналы E1 со скоростью 2,048 Мбит/с. Удаленные тяговые подстанции и отдельно стоящие автоматизированные рабочие места (АРМы) подключаются по высокоскоростной цифровой абонентской линии с одной парой SHDSL 2,300 Мбит/с.

На Омском отделении ЗСЖД в АСКУЭ объединены 47 тяговых подстанций. Для сбора информации могут быть использованы счетчики отечественного производства ЦЭ6850, ЦЭ6850М, ЦЭ6822, ЦЭ6827М, МИР, С-01, МИР С-02, ЕвроАльфа, Альфа, Альфа А1800, СЭТ-4ТМ.02, СЭТ-4ТМ.03, ПСЧ-4ТМ, СЕ-102, Меркурий 230. Приведенные модели измерительных счетчиков отвечают требованиям АСКУЭ и стандартам ГОСТ Р 52320-2005, 52323-2005 в части измерения активной энергии и ГОСТ Р 52425-2005 – в части измерения реактивной энергии. Использование наиболее современных моделей позволяет значительно расширить перечень регистрируемых параметров, что в итоге приведет к увеличению объема

информации, передаваемой по СПД. Приборы учета энергоресурсов генерируют различные виды трафика и предоставляют возможность управления передачей данных посредством протокола SNMP.

Все уровни АСКУЭ связаны каналами связи, которые различаются как средой, так и логикой работы. Виды каналов связи приведены на рисунке 2. При выборе канала связи руководствуются несколькими критериями: скоростные возможности, надежность, доступность, стоимость организации и обслуживания. При оценке скорости передачи данных необходимо учитывать задержки, которые возникают в каналах связи. Наибольшие задержки возникают в каналах, организованных с помощью сетей сотовой и спутниковой связи. При этом спутниковые каналы передачи данных целесообразно применять на верхних уровнях СПД АСКУЭ при отсутствии возможности использования других видов коммуникаций. Так, при максимальной физической скорости в GSM 9600 бит/с реальная скорость опроса лежит в пределах 2400 – 4800 бит/с.

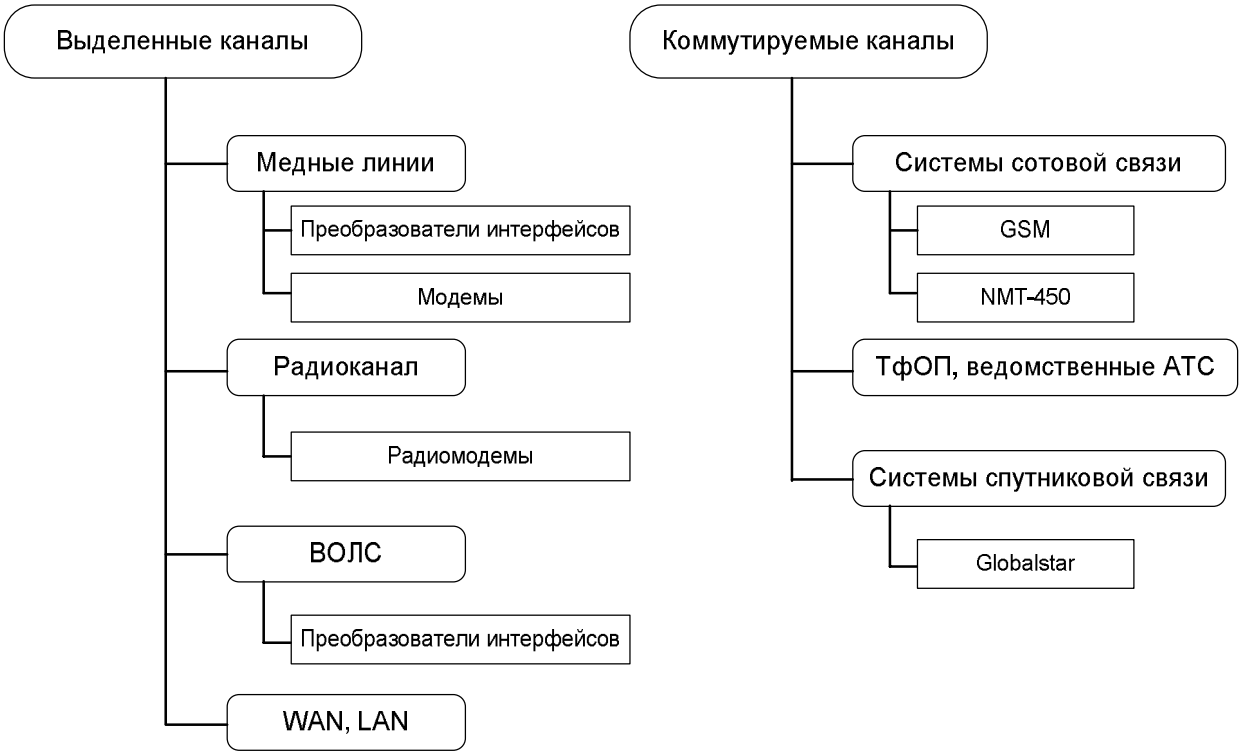


Рисунок 2 – Классификация каналов связи

Выделенный канал связи – наиболее распространенный и доступный в настоящее время вариант соединения. Как правило, при помощи названного канала организуют сбор данных со счетчиков на объекте. Вариантов реализации таких каналов множество, но обычно используются интерфейсы RS232, Ethernet 10/100 BaseT, CAN, RS-485 или сочетание RS-485 с ВОЛС. В качестве каналообразующей аппаратуры в этом случае применяются преобразователи интерфейсов различных типов (RS-485/FO(SM)/FO(MM)/RS-232). Организацию передачи данных АСКУЭ от устройств ПИПов к устройствам УСПД производят в соответствии с ГОСТ Р МЭК 870-5-101, 870-5-104 и протоколом MODBUS RTU.

Часто для организации выделения каналов используется модемное подключение на базе двух- или четырехпроводных медных линий связи («витая пара»). Надежность установления связи, передачи информации, уровень ошибок в канале при использовании таких решений часто определяется длиной и качеством линии связи.

Широкое применение волоконно-оптических линий связи (ВОЛС) в настоящее время имеет ряд причин: во-первых, стоимость активного оборудования и оптоволоконного кабеля

практически сравнялась со стоимостью оборудования, необходимого для реализации медных линий (преобразователи, модемы, кабель), во-вторых, немаловажным фактором при выборе «оптического» решения являются характеристики полученного канала – высокие скоростные способности, невосприимчивость к электромагнитным воздействиям.

Радиоканал находит применение, как правило, в тех случаях, когда прокладка проводной или оптической линии связи затруднена по техническим причинам или по экономическим соображениям. Работа ведется в УКВ-диапазоне (450 МГц), поэтому для организации такого канала связи требуется соблюдение условий прямой видимости удаленных объектов. С точки зрения помехозащищенности и надежности это наиболее уязвимый вариант организации канала связи.

Использование услуг сторонних интернет-провайдеров (ISP) предоставляет возможность работы с УСПД по различным встроенным протоколам (FTP, HTTP), а также возможность проведения удаленного конфигурирования и обновления программного обеспечения (ПО) УСПД без каких-либо перенастроек на самом УСПД.

Для выявления возможных проблем в работе СПД АСКУЭ нужно иметь статистическую информацию, на основе которой можно делать выводы о необходимости модернизации существующих СПД и технологий, применяемых в них. Такую статистическую информацию можно получить, используя специализированное ПО – системы мониторинга сетей (СМС).

На Омском отделении ЗСЖД внедрена СМС Ipswitch WhatsUp. Это мощный понятный инструмент, позволяющий сотрудникам IT-подразделений точнее представить процессы, происходящие в корпоративной сети, и эффективно управлять ею для обеспечения максимального уровня доступности жизненно важных сетевых служб. WhatsUp позволяет обнаруживать сетевые устройства, инициировать их мониторинг, выполнять действия, основанные на изменении статуса устройства в иерархии, что дает возможность идентифицировать отказы до того, как они становятся катастрофическими. Схема сети Омского отделения ЗСЖД приведена на рисунке 3.

С помощью СМС Ipswitch WhatsUp проведен мониторинг трафика СПД АСКУЭ. Так, максимальные значения загрузки по входящему трафику магистрального канала Омск – Новосибирск достигают 97 %, а по исходящему – 80, средние за сутки значения находятся в пределах 52 и 24 %.

Анализ результатов наблюдения суточного трафика показал, что наибольшая загруженность линий наблюдается с 7 до 20 часов, поэтому в целях снижения нагрузки на сеть следует распределять передачу данных по времени, т. е. второстепенный трафик передавать после 20 часов, а во время рабочего дня передавать только трафик первостепенной важности. Это позволит разгрузить канал связи и оптимизировать нагрузку на СПД в целом.

Тяговые подстанции соединены с оборудованием станций по технологии SHDSL со скоростью 2,3 Мбит/с. Усреднение данных со счетчиков происходит каждые 30 минут, при этом загруженность канала составляет менее 1 %. Среднее значение скорости для исходящего и входящего трафика – 1,7 кбит/с. В среднем за сутки счетчик передает 18Мб данных. Это означает, что существует небольшой запас пропускной способности для передачи дополнительных данных с многофункциональных счетчиков, а также для уменьшения интервала усреднения значений.

Можно определить комплекс мер по повышению пропускной способности СПД АСКУЭ:

использование резервных каналов СПД в качестве основных;

использование обходных каналов передачи данных;

добавление линий передачи данных (данная мера может быть использована на каналах связи, имеющих наибольшую загрузку);

использование на магистральных линиях связи плотного спектрального уплотнения (Dense Wavelength Division Multiplexing, DWDM);

разделение передачи важного и второстепенного трафика по времени;

мониторинг и классификация потоков трафика с целью выявления нецелесообразного расходования пропускной способности, использование протокола NetFlow;

использование технологии мультипротокольной коммутации по меткам (MPLS – Multiprotocol Label Switching) и ее базовых сервисов, таких как MPLS-TE (Traffic Engineering), MPLS-QoS, технологии FRR (Fast ReRoute) и AToMPLS (Any Transport Over MPLS).

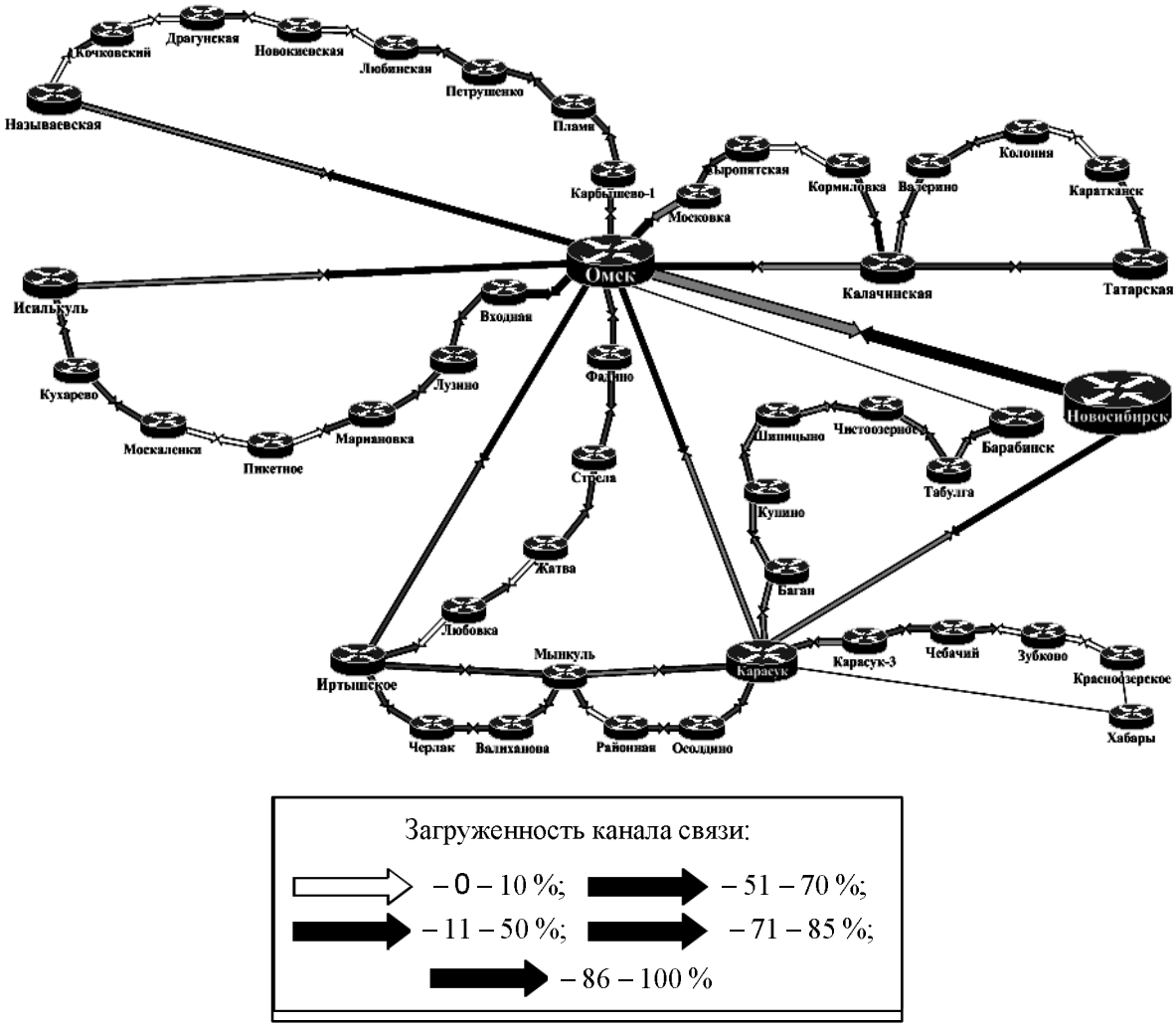


Рисунок 3 – Схема магистральных каналов передачи данных Омского отделения ЗСЖД

Рассмотрим два последних из указанных к подходов повышению пропускной способности, которые относятся к высокоуровневым методам и обеспечивают наиболее гибкое управление каналом передачи данных.

NetFlow – это протокол, разработанный компанией Cisco, позволяющий устройствам передавать данные о трафике, проходящем через данное устройство, на любой хост в сети, где эти данные могут накапливаться, сохраняться в определенном виде и соответственно отображаться. Суть протокола Netflow в том, что заголовки транзитных IP-пакетов накапливаются в специальном буфере и агрегируются (т. е. пакеты с одинаковыми характеристиками объединяются в одну запись, что позволяет существенно сэкономить на объеме пересылаемых данных по протоколу Netflow). Ipswitch WhatsUp NetFlow Monitor позволяет

определять местонахождение неисправностей;

анализировать и идентифицировать трафик для LAN и WAN;

оптимизировать сетевой трафик для решения рабочих задач, работы бизнес-приложений (классифицировать трафик по степени важности);

наблюдать, как схемы сетевого трафика меняются с течением времени, и оценивать влияние маршрутизации, брандмауэра, DNS и т. д.

MPLS Traffic Engineering (MPLS-TE) – это возможность управления направлением прохождения трафика с целью выполнения определенных условий (резервирование каналов, распределение загрузки сети, балансировка и предотвращение перегрузок). Обычные протоколы маршрутизации (IGP-протоколы IS-IS, OSPF, RSVP) предоставляют ограниченные возможности по управлению трафиком на основе метрик составляющих сеть линков. Основной механизм TE в MPLS – использование однонаправленных туннелей для задания пути прохождения определенного трафика: для одного вида трафика, например, для высокоприоритетного, голосового, можно проложить один путь через сеть, а для низкоприоритетного – другой. Так как туннели однонаправленные, то обратный путь может быть совершенно другим.

Применение технологии Fast ReRoute (FRR) позволяет временно направить трафик по запасному каналу в обход отказавшего участка магистрали. Время восстановления процесса передачи порядка 50 мс. Предварительно конфигурируется запасной туннель.

Рассмотренные пути повышения пропускной способности СПД АСКУЭ обеспечивают расширение и оптимизацию СПД как за счет применения классических подходов, например, введением дополнительных каналов, так и путем управления трафиком и повышения качества предоставления высокоуровневых услуг сети.

Таким образом, решение проблем с загруженностью каналов сети передачи данных позволит продолжить наращивать и расширять возможности АСКУЭ, увеличивая экономический эффект от внедрения системы.

УДК 334.012.8

В. Г. Воронин, Е. А. Догадова

НОВЫЙ ПОДХОД В ОЦЕНКЕ РАЗВИТИЯ И ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МАЛОГО И КРУПНОГО ПРЕДПРИНИМАТЕЛЬСТВА (НА ПРИМЕРЕ ОАО «РЖД»)

В статье рассмотрен новый подход в оценке развития и взаимодействия малого и крупного предпринимательства на примере ОАО «РЖД» в сравнении с потребительским индексом цен за 2004 – 2008 гг.

Развитие экономического потенциала на долгосрочном уровне для предпринимательства современной России чрезвычайно актуально. Эффективное функционирование национальной экономики возможно лишь при оптимальном соотношении количества крупных, средних и малых предприятий. В нашей стране количество малых предприятий по сравнению с крупными компаниями гораздо меньше, чем в развитых странах.

Сбалансированная производственная структура экономики предполагает наличие рациональной пропорции в развитии крупных и малых предприятий. В связи с этим возникает потребность в изучении проблемы взаимодействия данных форм предпринимательства. Для этого необходимо произвести классификацию возможных видов взаимодействия малого и крупного предпринимательства, которые представлены в таблице 1.

Производственно-хозяйственная сфера взаимодействия относится к числу исторически первых и наиболее распространенных в национальной экономике. Это в большей степени выражено в промышленности, особенно там, где наблюдается вертикальная взаимосвязь крупных и малых предприятий. Создание малых предприятий в этом случае способствует

сохранению производственного и трудового потенциала, передаче части технологического процесса с целью сохранения монополий как производственного комплекса. Как показывает анализ, в процессе взаимодействия крупного и малого предпринимательства создается совместная стратегия выживания бизнеса, а в дальнейшем повышается эффективность их деятельности.

Таблица 1 – Классификация взаимодействия малого и крупного предпринимательства (на примере ОАО «РЖД»)

Признак взаимодействия	Виды взаимодействия на экономическом рынке	Взаимодействие субъектов малого предпринимательства (СМП) и ОАО «РЖД»
Сфера функционирования	Производственно-хозяйственная деятельность Процесс управления Единые финансы	Производственная деятельность Обслуживание производства Управление ДЗО Единые финансы с ДЗО
Типы объектов	Крупные предприятия Средние предприятия Малые предприятия	Крупные предприятия Средние предприятия Малые предприятия
Количество взаимосвязей	Двусторонние связи (крупное предприятие – малое предприятие) Многосторонние связи (крупное предприятие – несколько малых и средних предприятий)	Многосторонние связи (крупное предприятие – несколько малых и средних предприятий)
Участие в капитале	Дочерние предприятия Зависимые предприятия Самостоятельные предприятия	Дочерние предприятия Зависимые предприятия Самостоятельные предприятия

К преимуществам субъектов малого предпринимательства можно отнести непосредственное участие в процессе производства, высокую степень гибкости производства, преобладание сотрудников с широкими профессиональными знаниями, ориентацию на клиента, сравнительно высокую степень удовлетворенности работников своим трудом (имеются резервы повышения производительности труда), удовлетворение индивидуального спроса в рамках региона, гибкость по отношению к потребностям клиента. Наряду с этим на экономическом рынке имеются существенные недостатки в функционировании малого предпринимательства. Основными из них являются низкий уровень профессиональных знаний по управлению предприятием; незначительная роль планирования в системе управления; неустойчивая конкурентоспособность; услуги часто обособлены, в систему не интегрированы; разработка изделий и технологий почти исключительно ориентирована на спрос; отсутствие фундаментальных исследований; нет доступа к рынкам капитала, отсюда – ограниченные возможности финансирования; нет индивидуальной поддержки и недостаточна общая государственная поддержка в кризисных ситуациях.

Взаимодействие малого и крупного предпринимательства даст возможность использовать преимущества малого бизнеса в производственном процессе крупных предприятий и освободит их от второстепенных функций, что позволит сосредоточить деятельность крупного бизнеса на основном технологическом процессе. В свою очередь малые предприятия получат дополнительные финансовые источники, помощь квалифицированных специалистов, обеспеченность объемами работ и стабильность деятельности на значительный период времени.

Крупное предпринимательство определяет уровень научно-технического и производственного потенциала страны; малое и среднее предпринимательство, являясь наиболее массовой формой деловой жизни, обеспечивает социально-экономическую стабильность развития государства. Сектор малого предпринимательства отличается повышенной динамичностью, гибкостью**,** инновационной активностью, способностью к быстрому созданию новых произ-

водств и к генерации новых рабочих мест. Например, в США за последнее десятилетие примерно 55 % всех инноваций и около 75 % новых рабочих мест были созданы в секторе малого и среднего предпринимательства. При этом эффективность капиталовложений примерно в девять раз выше, чем в сфере крупного предпринимательства.

Функционируя в экономической системе, крупное предпринимательство проводит политику гибкой перестройки производственной структуры с учетом современных требований, способствует ускорению инновационных процессов, формированию социальной направленности рыночных отношений. Наглядным примером в данном случае является ОАО «РЖД», где экономические показатели деятельности приобретают особую значимость в условиях рыночно трансформируемой экономики, характеризирующейся в первую очередь структурной перестройкой отрасли, технологической спецификой, необходимостью активизации воспроизводственных процессов и обеспечения устойчивого экономического развития.

Чтобы подтвердить или опровергнуть данные утверждения, необходимо провести анализ основных экономических показателей малого и крупного предпринимательства. Для этого целесообразно выбрать показатели, наиболее объективно характеризующие уровень развития малого и крупного предпринимательства за период 2004 – 2008 гг. К таким показателям, по нашему мнению, относятся доходы одного предприятия; прибыль предприятий; инвестиции предприятия; рентабельность активов, собственного капитала, деятельности; текущая ликвидность; автономия предприятий; дебиторская задолженность; кредиторская задолженность; оборачиваемость дебиторской и кредиторской задолженностей.

Кроме того, существует группа показателей, характерных для каждой сферы деятельности малого и крупного предпринимательства. К наиболее важным из них для малого бизнеса относятся число малых предприятий в стране, число малых предприятий на 10 тыс. населения, доля малого предпринимательства в ВВП страны, численность работников на одном малом предприятии.

Есть также специфические показатели, характерные для крупного предпринимательства: чистая прибыль, дивидендная доходность.

Результаты комплексного анализа характеризуют динамику показателей, отражающих отдельные стороны малого и крупного предпринимательства с положительной или отрицательной стороны. Чтобы сделать обоснованный вывод об уровне развития предпринимательства в целом по стране, необходим общий показатель. На основании метода комплексных оценок предлагается показатель, который комплексно, более полно и всесторонне отражает состояние системы предпринимательства. Для расчета ***комплексного аналитического показателя уровня развития предпринимательства*** используется адаптированная формула средней арифметической величины:

$$Y_i = 100 \pm \frac{\sum \pm p_n}{n}, \qquad (1)$$

где Y_i – комплексный аналитический показатель уровня развития малого (крупного) предпринимательства, %; $p_{\text{п}}$ – показатели прироста (снижения) в динамике сравнения за ряд лет, %; n – количество лет в динамике сравнения.

Такой показатель применим для оценки уровня развития за ряд лет как для малого, так и для крупного предпринимательства с использованием специфических показателей для каждой сферы бизнеса.

Комплексная оценка темпов роста исходных базовых показателей, выбранных для анализа как наиболее объективно и качественно отражающих сущность исследуемого хозяйственного процесса дает возможность объединить рассчитанные данные, используя предложенный комплексный аналитический показатель уровня развития предпринимательства. Для апробации данного процесса необходимо определить уровень развития малого и крупного предпринимательства в России за период с 2004 по 2008 г. с использованием созданного по-

казателя. Рассчитанные показатели динамики развития малого предпринимательства за анализируемый период отражены в таблице 2.

Таблица 2 – Динамика развития малого предпринимательства в России за 2004 – 2008 гг.

Показатели деятельности малого препринимательства	Динамика развития малого предпринимательства, %, за период				
	2005/ 2004	2006/ 2005	2007/ 2006	2008/ 2007	средние темпы роста уровня
Число малых предприятий (+)	102,7	105,5	110,1	118,5	109,2
Число малых предприятий в расчете на 10 000 человек населения (+)	106,4	104,5	105,8	130,1	111,7
Доля малых предприятий в ВВП страны (+)	141,1	184,2	103,8	116,0	136,3
Доля работников малого бизнеса (МБ)(без внешних совместителей) в экономике РФ (+)	106,0	105,0	106,6	85,4	100,8
Численность работников на одно малое предприятие (+)	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
Доходы одного малого предприятия (+)	192,2	119,4	116,2	102,2	132,5
Прибыль на одно малое предприятие (+)	137,9	82,3	165,2	46,5	108,0
Инвестиции на одно малое предприятие (+)	138,1	159,3	137,4	153,8	147,0
Рентабельность активов малых предприятий (+)	122,7	68,5	127,0	21,3	84,9
Дебиторская задолженность (-)	107,3	141,8	139,1	119,0	126,8
Оборачиваемость дебиторской задолженности (+)	54,6	112,7	108,6	98,8	93,7
Кредиторская задолженность (-)	102,5	140,0	136,6	120,0	124,8
Оборачиваемость кредиторской задолженности (+)	52,2	110,8	107,0	99,0	92,2
Текущая ликвидность малых предприятий (+)	95,2	103,4	97,5	95,0	97,8
Автономия малых предприятий (+)	110	95,4	85,7	105,5	99,2
Комплексный аналитический показатель уровня развития предпринимательства	*109,9*	*104,6*	*106,3*	*95,5*	*104,1*

На основании рассчитанных данных, которые определяют уровень развития малого предпринимательства с различных позиций, можно объединить расчетные данные с помощью комплексного аналитического показателя уровня развития предпринимательства. Динамика каждого показателя имеет различные уровни за анализируемый период, но комплексный аналитический показатель уровня развития малого предпринимательства позволяет сделать вывод о том, что рост поступательного движения субъектов малого предпринимательства как сектора национальной экономики недостаточен, так как в среднем увеличение составило всего 4 %. По годам наиболее благоприятным для малого предпринимательства был 2005 г., где темпы роста составили 110 %.

Интеграция крупного и малого предпринимательства по отраслям народного хозяйства имеет свои особенности, связанные с технологией производства, имущественным и кадровым потенциалом, востребованностью на рынке и другими факторами. Взаимодействие крупных и малых предприятий на железнодорожном транспорте – глубоко интегрированная отрасль, в которой перевозка каждой отправки, каждого пассажира требует скоординированных действий всех хозяйств. Поэтому ключевой задачей деятельности был ОАО «РЖД» является повышение эффективности управления на основе сохранения единства отрасли при максимальном использовании рыночных механизмов. В рыночных условиях планирование деятельности железнодорожного транспорта должно основываться на маркетинговых подходах должно, обеспечивать сбалансированность издержек с доходными поступлениями и концентрацию средств на решение приоритетных задач. Следовательно, оценка деятельности ОАО «РЖД» имеет первостепенное значение для экономики страны. С помощью комплексного показателя оценивается реальное положение железнодорожной отрасли за анализируемый период. Для расчета комплексного аналитического показателя уровня развития предпринимательства использована

динамика основных показателей производственно-финансовой деятельности ОАО «РЖД» (таблица 3).

Таблица 3 – Уровень развития ОАО «РЖД» в 2004 – 2008 гг.

Показатели уровня развития ОАО «РЖД»	Динамика развития ОАО «РЖД», %, за период				
	2005/ 2004	2006/ 2005	2007/ 2006	2008/ 2007	Средние темпы роста
Доходы всего (+)	113,5	113,4	115,0	112,9	113,7
Прибыль до налогообложения (+)	118,2	90,7	218,6	42,6	117,5
Прибыль чистая (+)	111,1	260,0	323,1	15,5	177,4
Активы (+)	115,1	112,6	117,2	110,5	113,8
Собственный капитал (+)	114,2	112,7	115,6	101,9	111,1
Инвестиции (+)	118,4	114,1	148,2	149,4	132,5
Рентабельность деятельности (+)	104,4	80,0	189,5	36,8	100,2
Рентабельность собст. капитала (+)	100	200	290	13,8	151,0
Дивидендная доходность (+)	91,1	67,3	67,0	105,8	82,8
Дебиторская задолженность (-)	131,0	93,4	83,3	159,0	116,7
Кредиторская задолженность (-)	103,4	116,9	98,2	122,3	110,2
Оборачиваемость дебиторской задолженности (+)	116,7	80,9	73,5	140	102,8
Оборачиваемость кредиторской задолженности (+)	90,9	102,0	86,3	109,1	97,1
Текущая ликвидность (+)	115,1	78,8	72,2	88,5	88,6
Автономия (+)	98,9	100	98,9	92,3	97,5
Комплексный аналитический показатель уровня развития предпринимательства	*106,3*	*113,5*	*142,3*	*82,5*	*110,6*

Результаты комплексной оценки уровня развития ОАО «РЖД» показывают, что при общей положительной динамике большинства ключевых показателей деятельности компании комплексный показатель уровня развития составляет в среднем 110,6 %, т. е. развитие железнодорожной отрасли в процессе реформирования составляет 10 % за пять лет. Общий уровень развития железнодорожной отрасли имел наилучшие показатели в 2007 г. с уровнем роста 42 %, затем в связи с кризисом уровень развития снизился на 60 % и составил 82 % в 2008 г. по сравнению с предыдущим годом. Данная ситуация сложилась за счет резкого снижения прибыли, а следовательно, других качественных показателей, зависящих от ее величины, а также из-за увеличения дебиторской и кредиторской задолженностей.

Уровень развития малого предпринимательства значительно ниже показателей ОАО «РЖД» за анализируемый период. Основная причина сдерживания развития малого предпринимательства состоит в том, что недостаточно финансовых ресурсов для приобретения основного, оборотного капитала и организации производства. Причины подобного положения известны: это сложность получения банковского кредита и его высокая учетная ставка, неподъемная арендная плата, сложная и долгая процедура регистрации малых предприятий, трудности в получении юридического адреса, неразвитость структуры сбыта и непосильное налоговое бремя. Преодоление этих проблем раскроет возможности дальнейшего развития малого предпринимательства в России.

ОАО «РЖД» в сложившихся условиях хозяйствования активно участвует в реформировании отрасли путем создания дочерних и зависимых предприятий (ДЗО), которым передаются вспомогательные и сервисные виды деятельности. Инвестиции по данному направлению за пять лет возросли на 5 000% и по состоянию на 01.01.2009 г. создано 65 дочерних и 67 зависимых компаний. Результаты деятельности названных компаний представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Показатели деятельности дочерних и зависимых обществ (млрд р.)

Показатели деятельности	Год					Темпы роста деятельности, %
	2004	2005	2006	2007	2008	
Выручка	34	45,1	92,5	214,0	436,1	193,2
Чистая прибыль	1,1	2,3	5,3	11,0	18,3	203,4
Активы	28,3	37,9	92,5	463,5	482,3	245,8
Собственный капитал	-	19,1	53,1	199,3	240,4	258,0
Рентабельность активов, %	3,9	6,1	5,7	2,4	3,8	112,6
Рентабельность собственного капитала, %	-	12,0	10,0	5,5	7,6	92,2

По итогам 2008 г. доходы ДЗО составили 436,1 млрд р., что соответствует 39 % от общей выручки ОАО «РЖД». В основном это связано с периодом создания новых дочерних и зависимых предприятий ОАО «РЖД». Причем динамика вложений в дочерние предприятия превышает темпы роста выручки на 58 %. Дочерние и зависимые общества ОАО «РЖД» выполняют различные виды работ и услуг, но взаимосвязанные единым технологическим процессом. В основном это вспомогательное производство, информационное и сервисное обслуживание.

За счет ДЗО рентабельность деятельности ОАО «РЖД» повысилась, что говорит о правильности выбранного пути реформирования отрасли, однако данное направление требует значительных вложений в дочерние и зависимые компании. Поэтому необходимо вести поиск новых эффективных методов управления и проведения преобразований на микро- и макроуровне. Более экономичным вариантом в этом случае является взаимодействие с субъектами малого предпринимательства на конкурсной основе.

При выборе предприятий на конкурсной основе компания-организатор разрабатывает основные показатели тендера для отбора предприятий-сателлитов, которые конкурируют между собой за право участвовать в выполнении заказов для ОАО «РЖД». Проводят такие конкурсы регулярно с 2005 г. по различным направлениям деятельности, дочерние и зависимые предприятия приравниваются к другим участникам рынка. Количество конкурсов неуклонно растет, если в 2005 г. их было проведено 54, то в 2008 – уже 414. Тендеры проводятся по различным направлениям деятельности. Больше всего тендеров, связанных с технологическим процессом ОАО «РЖД», например, в 2008 г. по поставкам технологического оборудования проведено 59 конкурсов, по ремонту технологического оборудования и транспорта – 63 тендера, по технологическим работам – 32. Тендеры по проектно-изыскательским (ПИР) и строительно-монтажным (СМР) работам также увеличиваются: в 2005 г. их было проведено всего четыре, а в 2008 – 17. Неоправданно мало тендеров проводится по инвестиционным проектам, по разработке бизнес-планов, лизингу и научно-исследовательским работам: в 2008 г. их было по одному в год, а всего за четыре года – 24 конкурса на всю железную дорогу.

Постепенно на конкурсную основу переводятся выполнение работ и оказание услуг обслуживающим производствам компании, к ним относятся страхование – 21 тендер, медицинское обслуживание – 11 конкурсов и др.

ОАО «РЖД» имеет огромную материально-техническую базу, к которой относятся здания, земельные участки, техника, оборудование, причем непрофильные активы используются не в полном объеме, поэтому целесообразно передать их в аренду и иметь от этого дополнительный доход. В 2008 г. компания провела 33 тендера по передаче имущества в аренду. Особенностью проведения таких конкурсов является то, что исходная цена устанавливается минимальная и победителем будет тот претендент, кто предложит более высокую цену.

Для компаний железнодорожного транспорта перевод на аутсорсинг ряда непрофильных и обслуживающих бизнес-процессов может существенно повлиять на рост рентабельно-

сти бизнеса. Причем это связано не только с оптимизацией издержек, но и с тем, что вывод части вспомогательных и сервисных процессов в аутсорсинг позволяет получить сервис, способствующий повышению качества предоставляемых компанией услуг в целом. Компания, идущая на аутсорсинг не только с целью оптимизации издержек, но и с целью повышения качества услуг, выигрывает значительно больше в конкуренции за потребителя, а следовательно, за объемы перевозок. ОАО «РЖД» использует эти возможности недостаточно: так, в 2005 г. таких конкурсов было проведено в общей сложности семь, и их количество к 2008 г. увеличилось незначительно – агентских услуг – три, сервисного обслуживания – восемь, аутсорсинг – 13 тендеров. Этот процесс необходимо расширять, так как передача части бизнеса на аутсорсинг кроме экономии на налогах и отчислениях с фонда оплаты труда достаточно часто сопровождается эффектом от изменения налогового бремени компании. В частности, прямой эффект проявляется при управлении маржинальной прибылью (до выплаты налогов и процентов), косвенный – при управлении платежами по налогу на добавленную стоимость.

На основании изложенного можно утверждать, что для повышения эффективности деятельности ОАО «РЖД» необходимо взаимодействие с предприятиями малого предпринимательства в области сервисного обслуживания и вспомогательного производства инфраструктуры компании.

УДК 621.332.531

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВОЗДУШНЫХ СТРЕЛОК КОНТАКТНОЙ СЕТИ

Королев Виктор Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта».
Тел.: (3812) 31-34-46.

Жмудь Давид Дмитриевич
Омский техникум железнодорожного транспорта – филиал ОмГУПСа.
644020, г. Омск, ул. Академика Павлова, 24.
Преподаватель спецдисциплин.
Тел.: 44-38-12.

Заренков Семен Валерьевич
Кандидат технических наук, преподаватель кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-46.

В статье приведен анализ работы устройств воздушных стрелок контактной сети и представлены усовершенствованные устройства воздушных стрелок контактной сети. По результатам экспериментальных исследований построены графики эластичности контактной сети. Применение усовершенствованных устройств воздушных стрелок контактной сети позволит улучшить качество токосъема и повысить надежность работы устройства при высоких скоростях движения электроподвижного состава.

Ключевые слова: *воздушная стрелка контактной сети, дополнительные устройства, вариант сопряжения, высокоскоростное движение, эластичность контактной сети, безопасность движения поездов.*

IMPACT ANALYSIS OF VOLTAGE FLUCTUATION ON RELIABILITY WORKING OF SIGNAL DEVICE

Korolev Victor Aleksandrovich
Omsk State Transport Univirsity (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand.Tech. Sci, the senior lecturer of chair «Power supply of Railroad Transport».
Phone: (3812) 31-34-46.

Zhmud David Dmitrievich
Omsk technical school of a railway transportation – branch OSTU.
24, Academician Pavlova, Omsk, 644020, Russia.
The teacher special disciplines.
Phone: 44-38-12.

Zarenkov Simen Valerevich
Cand.Tech. Sci, the teacher of chair «Power supply of Railroad Transport».
Phone: (3812) 31-34-46.

The authors researched the circuitry of electrification signal device, the best important functional elements (railway network, information conversion equipment, traffic lights) that it work to deferent mode of operation. These elements are main element for interoffice signaling and station signal device. The voltage fluctuation on signal device is cause of negative event that make safety of railway traffic worse.

Keywords: *voltage fluctuation, signal device, railway network, traffic lights, transformer, information conversion equipment, safety of railway traffic.*

УДК 629.4.048.3:681.5.017

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ НА РАБОТУ ВАГОННОГО КОНДИЦИОНЕРА

Матяш Юрий Иванович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство».
Тел.: 8-960-990-13-89.

Громов Антон Юрьевич
Аспирант кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», ОмГУПС.
Тел.: 8-903-926-74-46.
E-mail: gromov_omsk@mail.ru

В статье приведена методика оценки влияния теплопритока от солнечной радиации в летний период эксплуатации пассажирского вагона при различных скоростях движения на эффективность работы вагонного кондиционера. Представлены результаты расчетов, на основании которых даны рекомендации по усовершенствованию системы кондиционирования воздуха.

Ключевые слова: *пассажирский вагон, система кондиционирования воздуха, теплообмен, солнечная радиация, температурный напор, холодопроизводительность.*

QUANTITATIVE ESTIMATION OF INFLUENCE OF THE SOLAR RADIATION EFFECT ON A RAILWAY CAR CONDITIONER OPERATION

Matjash Yury Ivanovich
Omsk State University of Transport (OSTU).
35 Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor, head of the chair «Cars and carload economy».
Phone: 8-960-990-13-89.

Gromov Anton Yurjevich
The post-graduate student of chair «Cars and carload economy», OSTU.
Phone: 8-903-926-74-46.
E-mail: gromov_omsk@mail.ru

In article the method of the estimation of influence a heat from solar radiation effect at summer time exploitation at various speeds on a railway car conditioner operation is offered. The results of the measuring on improvement air condition system are received.

Keywords: *passenger railway car, air condition system, heat exchange, solar radiation, temperature pressure, cooling capacity.*

УДК 629.45.048

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРОТЕКАНИЯ ЖИДКОСТИ В УЛЬТРАФИОЛЕТОВОМ СТЕРИЛИЗАТОРЕ МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Матяш Юрий Иванович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство».
Тел.: 8-960-990-13-89.

Томилова Ольга Сергеевна
Аспирант кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», ОмГУПС.
Тел.: 8-913-971-60-81.
E-mail: motovilova@yandex.ru

Томилов Валерий Викторович
Кандидат технических наук, преподаватель кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта», ОмГУПС.
Тел. 8-913-610-62-67.
E-mail: tomilov_omsk@mail.ru

В статье рассмотрен метод моделирования процессов протекания жидкости в полых твердотельных конструкциях сложной геометрической формы для установившегося режима при помощи приложения Flow Works программы SolidWorks, позволяющий рассчитать динамические характеристики воды в ультрафиолетовом стерилизаторе модернизированной системы водоснабжения пассажирского вагона на стадии проектирования.

Ключевые слова: *водоснабжение, загрязнение, обеззараживание, ультрафиолет, излучение.*

MODELLING OF PROCESSES OF COURSE OF THE LIQUID IN AN ULTRA-VIOLET STERILIZER OF THE MODERNIZED SYSTEM OF WATER SUPPLY OF THE CARRIAGE

Matjash Yury Ivanovich
Omsk State University of Transport (OSTU).
35 Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor, head of the chair «Cars and carload economy».
Phone: 8-960-990-13-89.

Tomilova Olga Sergeevna
The post-graduate student of chair «Cars and carload economy», OSTU.

Phone: 8-913-971-60-81.
E-mail: motovilova@yandex.ru

Tomilov Valeriy Viktorovich
Cand.Tech. Sci, the teacher of chair «Power supply of Railroad Transport», OSTU.
Phone: 8-913-610-62-67.
E-mail: tomilov_omsk@mail.ru

In article there is liquid course processes modeling the method in hollow solid-state designs of the difficult geometrical form for the installed mode by means of applications Flow Works of program SolidWorks is considered, allowing to calculate water dynamic characteristics in ultra-violet sterilizer carriage water supply modernized system on design stages.

Keywords: *water supply, contamination, of water purification, ultra-violet, radiation.*

УДК 629.4.016(035)

ТЕОРЕМА АКАДЕМИКА А. Н. ТИХОНОВА В ТЕОРИИ ТЯГИ ПОЕЗДОВ

Нехаев Виктор Алексеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика».
Тел.: (3812) 31-16-88.

Ушак Виктор Николаевич
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.

Гришин Игорь Владимирович
Аспирант кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.

В статье рассматривается применение тихоновской технологии для математической проработки нелинейных систем дифференциальных уравнений, которыми описывается поведение поезда, в результате чего происходит разделение исходной системы дифференциальных уравнений на две подсистемы, одна – для «медленной» составляющей движения (так называемое уравнение движения поезда в стандартном виде) и другая – для «быстрых» составляющих движения, представляющих собой волновые процессы в поезде.

Ключевые слова: *теорема А. Н. Тихонова, экипаж, дифференциальное уравнение, механическая система.*

THE THEOREM OF ACADEMICIAN A. N. TIKHONOV IN THE THEORY OF DRAUGHT OF TRAINS

Nehaev Victor Alekseevich
Omsk State University of Transport (OSTU).
35 Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor, head of the chair «Theoretical Mechanics».
Phone: (3812) 31-16-88.

Ushak Victor Nikolaevich
Cand.Tech. Sci, the senior lecturer of chair «Theoretical Mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.

Grishin Igor Vladimirovich
The post-graduate student of the chair «Theoretical Mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.

In article application михоновской technologies for mathematical study of nonlinear systems of the differential equations by which it is described on-conducting trains therefore there is a division of initial system differentsi-alnyh the equations on two subsystems, one – for «a slow» component of movement (the so-called equation of movement of a train in a standard kind) and another – for "fast" from the movement, representing wave processes in a train is considered.

Keywords: A. *N. Tikhonov's theorem, crew, the differential equation, mechanical system.*

УДК 621.436.001.5

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПД1М И 1-ПД4Д

Сковородников Евгений Иванович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы».
Тел.: (3812) 31-34-17.
E-mail: skov1945@mail.ru

Лифанов Максим Викторович
ОАО «Научно-исследовательский институт технологии, контроля и диагностики железнодорожного транспорта».
644005, г. Омск, ул. Избышева, д. 3, корп. 2.
Начальник технического отдела.
Тел.: (3812) 45-40-10.
E-mail: mvlifanov@mail.ru

Анисимов Александр Сергеевич
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-17.
E-mail: anisimovas1971@mail.ru

Мельников Алексей Анатольевич
Студент теплоэнергетического факультета, ОмГУПС.
E-mail: melnikov.a.1987@mail.ru

В статье приведен сравнительный анализ динамических усилий в кривошипно-шатунном механизме дизелей ПД1М и 1-ПД4Д, показаны возможные причины повышенного износа шатунных и коренных вкладышей коленчатого вала.

Ключевые слова: *усилия на подшипники, необходимая вязкость масла для условий жидкостного трения.*

THE COMPARATIVE ANALYSIS OF DYNAMIC PROCESSES IN KRIVOSHIPNO-SHATUNNOM THE MECHANISM OF THE DIESEL DIESEL ENGINES PD1M AND 1-PD4D

Skovorodnikov Evgenie Ivanovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr.Sci. Tech., professor of the chair «Locomotives».
Тел.: (3812) 31-34-17
E-mail: skov1945@mail.ru

Lifanov Maxim Viktorovich
Open Society «Scientific research institute of technology of the control and diagnostics of glands-nodorozhnogo of transport».
3, Izbysheva, Omsk, 644005, Russia.
The leading engineer.
Phone: (3812) 45-40-14.
E-mail: mvlifanov@mail.ru

Anisimov Alexsandr Sergeevich
Cand.Tech. Sci, the senior lecturer of chair «Locomotives», OSTU.
Phone: (3812) 31-34-17.
E-mail: anisimovas1971@mail.ru

Melnikov Alexey Anatolevich
The student of heat power faculty, OSTU.
E-mail: melnikov.a.1987@mail.ru

In article the comparative analysis of dynamic efforts in crivoshipn-shatunnom the mechanism of diesel engines PD1M and 1 – PD4Д is resulted, the possible reasons of the raised deterioration шатунных and radical loose leaves of a cranked shaft are shown.

Keywords: *efforts to the bearings, necessary viscosity of oil for conditions of a liquid friction.*

УДК 519.2:621.81:620.17

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ВНЕЗАПНЫХ ОТКАЗОВ ДЕТАЛЕЙ ЛОКОМОТИВОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Четвергов Виталий Алексеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы».
Тел.: (3812) 31-34-17.

В статье рассматривается подход к расчету деталей локомотивов с учетом разброса прочностных характеристик материала деталей и величины нагрузок в эксплуатации. Введено понятие статистического коэффициента запаса прочности. Найдены математиче-

ские выражения для определения вероятности отказа детали при различных законах распределения параметров прочности и величины нагрузок.

Ключевые слова: *прочность деталей, рабочие нагрузки в эксплуатации, закон распределения случайной величины, запас прочности, отказ детали.*

MATHEMATICAL MODELS OF SUDDEN REFUSALS OF DETAILS LOCOMOTIVES IN OPERATION

Chetvergov Vitaly Alekseevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr.Sci. Tech., professor of the chair «Locomotives».
Тел.: (3812) 31-34-17.
E-mail: skov1945@mail.ru

In article the approach to calculation of details of locomotives taking into account disorder прочностных characteristics of a material of details and size of loadings in operation is considered. Vve-deno concept of statistical factor of safety factor. Are found matematiche-skie expressions for definition of probability of refusal of a detail at various laws of races-predeleny of parameters of durability and sizes of loadings.

Keywords: *durability of details, working loadings in operation, the law of distribution of a random variable, safety factor, detail refusal.*

УДК 621.316.12

РАСЧЕТ РАСХОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ЗОНАХ УЧЕТА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТЯГИ ПОСТОЯННОГО ТОКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Хряков Александр Анатольевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Ведущий инженер отдела «Нанотехнологии».
Тел.: (3812) 77-80-28.
Email: alexomskhrv@mail.ru

В статье рассматриваются методы расчета расхода электрической энергии постоянного тока в зонах учета по приборам, установленным на фидерах контактной сети тяговых подстанций и электроподвижном составе. Предлагается метод расчета расхода электрической энергии электроподвижным составом с использованием навигационной системы и базы данных о границах участков работы локомотивных бригад.

Ключевые слова: *расчет расхода, зона учета, тарифная зона.*

CALCULATION OF ELECTRICAL ENERGY IN ELECTRIC TRACTION AREAS OF ACCOUNTING DC WITH NEW HARDWARE

Khryakov Alexandre Anatolyevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Leading engineer «Nanotechnology» department.
Phone: (3812) 77-80-28.
E-mail: alexomskhrv@mail.ru

The article describes the calculate methods of the flow DC electric power in the accounting zone, by instruments installed on feeders catenary traction substations and electric rolling stock. Propose a method for calculating the electricity consumption of electric rolling stock using the navigation system and database to boundary of the locomotive crew.

Keywords: *expense calculation, account zone, tariff zone.*

УДК 662.61.502.36

ОБ ЭКОЛОГИЧЕСКОМ ОБОСНОВАНИИ УСТАНОВКИ ВТОРИЧНОГО ИЗЛУЧАТЕЛЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ТОПКЕ ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА

Ведрученко Виктор Родионович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Теплоэнергетика».
Тел.: (3812) 31-06-23.
E-mail: VedruchenkoVR@omgups.ru

Жданов Николай Владимирович
Преподаватель кафедры «Теплоэнергетика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-06-23.
E-mail: zhdanov-n@mail.ru

В статье предложена методика экологического обоснования установки вторичного излучателя в цилиндрической топке водогрейного котла. Такое техническое решение позволяет снизить концентрацию оксидов азота в дымовых газах.

Ключевые слова: *котел, цилиндрическая топка, вторичный излучатель, лучистый теплообмен.*

ABOUT AN ECOLOGICAL SUBSTANTIATION OF INSTALLATION OF A SECONDARY RADIATOR IN CYLINDRICAL FURNACE OF A WATER-HEATING BOILER

Vedruchenko Viktor Rodionovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr.Sci.Tech., professor of the chair «Power system».
Phone: (3812) 31-06-23.
E-mail: VedruchenkoVR@omgups.ru

Zhdanov Nicolai Vladimirovich
The teacher of the chair «Power system», OSTU.

Phone: (3812) 31-06-23.
E-mail: zhdanov-n@mail.ru

In article the technique of an ecological substantiation of installation of a secondary radiator in cylindrical furnace is offered a fire chamber of a water-heating boiler. Such technical decision allows to lower concentration nitrogen in smoke gases.

Keywords: *boiler, cylindrical furnace, secondary radiator, radiant heat exchange.*

УДК 629.4

АНАЛИЗ СЕЗОННОГО ИЗМЕНЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ НА ТЯГУ ПОЕЗДОВ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБСЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРНЫХ ПОДРАЗДЕЛЕНИЙ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Давыдов Алексей Игоревич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Прикладная математика и механика».
Phone: 8-906-990-93-84.
E-mail: DavydovAI@bk.ru

В статье рассмотрены основные направления анализа сезонного изменения показателей потребления энергоресурсов на тягу поездов при энергетическом обследовании структурных подразделений железных дорог.

Ключевые слова: *сезонное изменение показателей, тяга поездов, энергетическое обследование, энергоэффективность.*

ANALYSIS OF THE SEASONAL CHANGES OF ENERGY CONSUMPTION FOR TRACTION IN CONDUCTING ENERGY AUDITS OF DEPARTMENTS OF RAILWAYS

Davydov Alexey Igorevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Postgraduate student of the chair «Applied Mathematics and Mechanics».
Phone: 8-906-990-93-84.
E-mail: DavydovAI@bk.ru

In the article the main directions of the analysis of seasonal changes in the indices of energy consumption for traction in the energy survey departments of railways.

Keywords: *seasonal change indicators, pull trains, energy audits, energy efficiency.*

УДК 621.331

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОМПЕНСИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА СО СТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Москалев Юрий Владимирович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрические машины и общая электротехника».
Тел.: (3812) 31-18-27.
E-mail: yuriyvm@mail.ru

В статье рассмотрена возможность снижения потерь активной мощности в распределительной электрической сети стационарных железнодорожных предприятий за счет применения компенсирующего устройства со ступенчатым регулированием. Предложен подход для определения оптимальных параметров компенсирующего устройства со ступенчатым регулированием реактивной мощности по фазам.

Ключевые слова: *реактивная мощность, регулируемое компенсирующее устройство, оптимизация параметров, минимум потерь активной мощности.*

DETERMINATION OF OPTIMUM PARAMETERS OF THE CONTROLLED COMPENSATING DEVICE

Moskalev Yuriy Vladimirovich.
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand. Tech. Sci., the senior lecturer of chair «Electric machines and electrical engineering».
Phone: (3812) 31-18-27.
E-mail: yuriyvm@mail.ru.

In the article is considered possibility of the reduction of the losses to active power in the electric nets of railway enterprises to account of the using controlled compensating device. The approach offers for determination of optimum parameters of the controlled compensating device.

Keywords: *reactive power, controlled compensating device, optimization of parameters, minimum of the losses to active power.*

УДК 681.518

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ КАНАЛОВ ПЕРЕДАЧИ ДАННЫХ АСКУЭ

Чижма Сергей Николаевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой «Автоматика и системы управления».
Тел.: (3812) 31-05-89.
E-mail: chizhmasn@omgups.ru

Малютин Андрей Геннадьевич
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматика и системы управления», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-05-89.
E-mail: malyutinag@inbox.ru

Серов Дмитрий Александрович
Аспирант кафедры «Автоматика и системы управления», ОмГУПС.
Тел.: (906) 197-73-19.
E-mail: d.serov@smartkom.ru

В статье проводится анализ результатов мониторинга потоков трафика в системе передачи данных (СПД), формируемых в автоматизированной системе коммерческого учета энергоресурсов Омского отделения Западно-Сибирской железной дороги. Анализ и классификация трафика необходимы для выявления нерационального расходования пропускной способности каналов передачи данных и позволяют разработать комплекс мер по повышению пропускной способности СПД, что приведет в дальнейшем к росту производительности и качества обслуживания в СПД АСКУЭ.

Ключевые слова: *АСКУЭ, система передачи данных*, энергосберегающие системы, *LAN, WAN, RS232, Ethernet 10/100 BaseT, CAN, RS-485, MPLS, Ipswitch WhatsUp.*

WAYS OF INCREASE THE BANDWIDTH OF DATA TRANSMISSION CHANNELS OF THE AMR SYSTEM

Chizhma Sergey Nikolaevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand. Tech. Sci, head of chair, department «Automatic and control systems».
Phone: (3812) 31-05-89.
E-mail: chizhmasn@omgups.ru

Malyutin Andrey Gennadevich
Cand. Tech. Sci., the senior lecturer of chair «Automatics and control systems», OSTU.
Phone: (3812) 31-05-89.
E-mail: malyutinag@inbox.ru

Serov Dmitry Aleksandrovich
The post-graduate student of chair «Automatics and control systems», OSTU.
Phone: (906) 197-7319.
E-mail: d.serov@smartkom.ru

The article analyzes the results of monitoring traffic flows in the data transmission system of a automatic meter reading systems of the Omsk Branch West Siberian Railway. Analysis and classification of traffic needed to determine the irrational expenditure of bandwidth data transfer and allow to develop a set of measures to increase system capacity. This will allow to increase productivity and quality of service in system.

Keywords*: AMR,* data *transmission system, energy-saving systems*, *LAN, WAN, RS232, Ethernet 10/100 BaseT, CAN, RS-485, MPLS, Ipswitch WhatsUp.*

УДК 334.012.8

НОВЫЙ ПОДХОД В ОЦЕНКЕ РАЗВИТИЯ И ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МАЛОГО И КРУПНОГО ПРЕДПРИНИМАТЕЛЬСТВА (НА ПРИМЕРЕ ОАО «РЖД»)

Воронин Виктор Георгиевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат экономических наук, профессор, заведующий кафедрой «Финансы и кредит».
Тел.: (3812) 31-06-63.

Догадова Елена Александровна
Доцент кафедры «Финансы и кредит», ОмГУПС.
Тел.: (904) 821-69-93.

В статье рассмотрен новый подход в оценке развития и взаимодействия малого и крупного предпринимательства на примере ОАО «РЖД» в сравнении с потребительским индексом цен за 2004 – 2008 гг.

Ключевые слова: *железнодорожный транспорт, взаимодействие малого и крупного предпринимательства, комплексный аналитический показатель уровня развития предпринимательства, индекс потребительный цен.*

THE NEW APPROACH IN THE DEVELOPMENT AND INTERACTION ESTIMATION SMALL AND LARGE BUSINESS (ON OPEN SOCIETY «RUSSIAN RAILWAY» EXAMPLE)

Voronin Victor Georgievich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand. Econ. Sci, head of chair «Finance and credit».
Phone: (3812) 31-06-63.

Dogadova Elena Aleksandrovna
The senior lecturer of chair «Finance and credit», OSTU.
Phone: (904) 821-69-93.

In article the new approach in an estimation of development and interaction of small and large business on Open Society «Russian Railway» example in comparison with a consumer price index for 2004-2008 is considered.

Keywords: *a railway transportation, interaction of small and large business, a complex analytical indicator of a level of development of business, an index consumer the prices.*

Уважаемые коллеги!

Редакция научно-технического журнала «Известия Транссиба» приглашает Вас публиковать результаты научных исследований по тематическим направлениям журнала:

– подвижной состав железных дорог;
– транспортная энергетика;
– информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации;
– путь и искусственные сооружения;
– управление перевозочными процессами и безопасность движения поездов;
– организация производства на транспорте.

Материалы просим высылать ответственному секретарю редакционной коллегии журнала Комяковой Ольге Олеговне по электронной почте: izvestia_transsiba@mail.ru

Правила представления рукописей научных статей в научно-технический журнал «Известия Транссиба»

В редакцию предоставляются:

текст статьи на белой бумаге формата А4 в 2 экз., а также в электронном виде (на любом носителе или по e-mail), имя файла определяется по фамилии первого автора: фамилия.doc;

название статьи, аннотация, ключевые слова, название тематического раздела журнала, в который представляется статья (в отдельном файле – на русском и английском языках);

сведения об авторах в отдельном файле на русском и английском языках (фамилия, имя, отчество, ученая степень и звание, место работы с указанием почтового адреса, должность, контактные телефоны, e-mail для обратной связи);

один экземпляр текста статьи должен быть подписан всеми авторами.

Требования к рукописи статьи:

рукопись статьи должна содержать УДК (в левом верхнем углу, обычный, 12 пт), инициалы и фамилию (по центру, 11 пт), название статьи (по центру, прописными буквами, полужирный, 12 пт), аннотацию на русском языке (курсив, по ширине, 10 пт);

текст статьи должен быть набран в редакторе Word, размер страницы: формат А4 (210 × 297 мм);

размер полей: 20 мм (все четыре поля), размер и тип шрифта основного текста: Times New Roman, 12 пт;

размеры символов в формулах (Equation): обычный – 12 пт, крупный индекс – 7, мелкий – 5, крупный символ – 15, мелкий – 12 пт;

буквы латинского алфавита набираются курсивом, буквы греческого и русского алфавита, математические символы такие, например, как cos, sin, max, min, – прямым шрифтом;

текст в таблицах, подрисуночные подписи и названия таблиц набираются шрифтом Times New Roman, 10 пт;

межстрочный интервал одинарный, абзацный отступ – 0,75 см;

каждый рисунок дополнительно должен быть представлен в оригинальном файле (формат JPEG или TIFF, разрешение – не ниже 300 пикс/дюйм);

рисунки, выполненные в редакторе Word, должны быть вставлены как объект;

ссылки на литературу в тексте статьи указываются в квадратных скобках, список литературы имеет заголовок *Список литературы* (не более 10 наименований), библиографическое описание источников оформляется по требованиям ГОСТ 7.1-2003.

Рукописи статей, опубликованных ранее или переданных в другие издания, не принимаются.

Соавторов в статье должно быть не более трех человек. Рекомендуемый объем статьи – не менее пяти и не более 10 страниц. В ином случае вопрос по объему статьи необходимо согласовать с редакцией журнала. Иллюстрации, схемы, таблицы, включаемые в текст статьи, учитываются в общем объеме текста.

Авторы должны избегать повторения одних и тех же данных в таблицах, на графиках и в тексте статьи.

В случае представления двух или более статей одновременно необходимо указывать желательную очередность их публикации.

В случае возвращения статьи автору для устранения замечаний или для ее сокращения датой представления считается день получения редакцией журнала окончательного текста.

Принятые к публикации рукописи статей не возвращаются авторам.

Материалы, оформленные не в соответствии с указанными выше требованиями, не принимаются к публикации и не возвращаются.

По всем вопросам, связанным с подготовкой, представлением и публикацией материалов, необходимо обращаться в редакцию.

Редколлегия оставляет за собой право литературной редакции содержания статьи без согласования с авторами.

Научное издание

Научно-технический журнал «Известия Транссиба»

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Авилов Валерий Дмитриевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Бородин Анатолий Васильевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Ведрученко Виктор Родионович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Горюнов Владимир Николаевич – д.т.н., ОмГТУ (Омск);
Гончар Игорь Иванович – д.ф.-м.н., ОмГУПС (Омск);
Демин Юрий Васильевич – д.т.н., НГАВТ (Новосибирск);
Ермоленко Дмитрий Владимирович – д.т.н., ВНИИЖТ (Москва);
Исмаилов Шафигула Калимуллович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Кандаев Василий Андреевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Костюков Владимир Николаевич – д.т.н., НПЦ «Динамика» (Омск);
Кузнецов Андрей Альбертович– д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Лебедев Виталий Матвеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Маслов Геннадий Петрович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Медведев Владимир Ильич – д.т.н., СГУПС (Новосибирск);
Митрохин Валерий Евгеньевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Мочалин Сергей Михайлович – д.т.н., СибАДИ (Омск);
Нехаев Виктор Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Николаев Виктор Александрович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Овчаренко Сергей Михайлович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Парамонов Александр Михайлович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Рауба Александр Александрович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сафронов Эдуард Алексеевич – д.т.н., СибАДИ (Омск);
Сидоров Олег Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сидорова Елена Анатольевна – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сковородников Евгений Иванович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Харламов Виктор Васильевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Четвергов Виталий Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Шпалтаков Владимир Петрович – д.э.н., ОмГУПС (Омск).

Редактор – Майорова Н. А.
Компьютерная верстка – Михалева С. С.

Научно-технический журнал «Известия Транссиба» зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор) 3 июня 2009 г. Свидетельство о регистрации – ПИ № ФС77-36469.

Номер ISSN – 2220-4245.
Подписной индекс в общероссийском каталоге «Роспечать» на второе полугодие 2011 г. – 66087.

Адрес редакции (издательства): 644046, г. Омск, пр. Маркса, 35;
тел.: (3812) 31-05-54; e-mail: izvestia_transsiba@mail.ru

Подписано в печать 20.06.2011.
Тираж 500 экз.
Распространяется бесплатно.