

типа) имеют более высокую тормозную эффективность, что объясняется, в первую очередь, конструкцией механической части – чугунные секционные тормозные колодки, многоцилиндровые системы или дисковые тормоза, которые более эффективны при торможении с высокой скоростью.

При скорости движения более 60 км/ч среднее по интервалам значение расчетного тормозного коэффициента поездов с такими вагонами на 11–38 % больше, чем у обычных поездов. Тормозная эффективность поездов, в состав которых включены вагоны международного сообщения, в 20 % от числа торможений соответствует нормам единого наименьшего нажатия против 7 % у поездов с обычными вагонами, и в 8 % торможений – ниже минимально допускаемых норм против 33 % торможений.

Произведено сравнение тормозной эффективности пассажирских поездов, оборудованных чугунными и композиционными тормозными колодками. При чугунных колодках лишь в 3 %, а при композиционных – в 18 % экстренных торможений соблюдаются нормы единого наименьшего тормозного нажатия. Тормозная эффективность ниже минимальных допускаемых норм наблюдается в 40 % при чугунных и в 12 % – экстренных торможений при композиционных колодках. Средние значения расчетного тормозного коэффициента в интервалах скоростей движения от 60 до 120 км/ч, на которые приходится 90 % экстренных торможений, для поездов, оборудованных чугунными тормозными колодками, на 6–18 % ниже аналогичных значений для поездов, оборудованных композиционными колодками.

Таким образом, существующая тормозная система пассажирских вагонов со стандартными чугунными и композиционными колодками, а также вагонов международного сообщения в большинстве случаев при экстренном торможении не отвечает нормам единого наименьшего тормозного нажатия.

Для приведения в соответствие фактической тормозной эффективности пассажирских поездов с нормами необходимо разработать меры по ее повышению. Расчеты показывают, что регулирование тормозной силы в зависимости от скорости движения при чугунных колодках позволяет обеспечить нормативную длину тормозного пути.

УДК 629.4.016.2

ВЛИЯНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА НА РАБОТУ ДИЗЕЛЯ 10Д100 С ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМ ПРОФИЛЕМ КУЛАЧКОВЫХ ВАЛОВ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ

Р. К. ГИЗАТУЛЛИН, С. И. СУХОПАРОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Г. Н. КЛЕЙМЕНОВ

Белорусская железная дорога

На Белорусской железной дороге с 1987 г. эксплуатируются магистральные тепловозы 2ТЭ10М, на которых установлены дизели типа 10Д100 с тангенциальным профилем кулачковых валов топливных насосов. Такие дизели имеют тепловозы 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, выпущенные заводом-изготовителем в различные годы. Опыт эксплуатации тепловозов 2ТЭ10М показал, что режимы работы дизелей 10Д100 – в основном ненормальные и холостого хода. Для улучшения экономических показателей дизелей на этих режимах были проведены исследования по использованию на них переменного угла опережения подачи топлива, которые показали уменьшение удельного расхода топлива на частичных нагрузках и режиме холостого хода.

Для повышения давления впрыска топлива было использовано увеличение давления затяжки иглы форсунки с 21 до 28 МПа. Топливный насос высокого давления был оборудован плунжерной парой с переменным углом опережения подачи топлива по тепловозной характеристике. Испытания топливной аппаратуры были проведены на типовом стенде А77 с тангенциальным профилем кулачка для привода топливного насоса. При определении количества впрыснутого форсункой топлива использовался весовой метод, а измерение параметров впрыска проводилось с помощью универсальной

тензометрической станции УТС1-ВТ-12 и осциллографа Н102, нагрузочные характеристики топливного насоса снимались в различных положениях рейки при 400 и 850 об/мин кулачкового вала.

Анализ нагрузочных характеристик топливного насоса с переменным углом опережения подачи топлива показал, что увеличение давления затяжки иглы форсунки на 7 МПа практически не влияет на форму этих характеристик, подача топливного насоса незначительно уменьшается на всех скоростных режимах, и в режиме номинальной подачи она ниже на 1,6 %.

Осциллографирование процесса впрыска топлива насосом с переменным углом опережения подачи для двух скоростных режимов от выхода рейки при давлениях затяжки иглы форсунки 21 и 28 МПа было выполнено с фиксированием максимальных давлений у насоса p_n и под запорным коленом иглы p_c , остаточного давления в трубопроводе p_o от цикловой подачи топлива q . Анализ результатов осциллографирования процесса впрыска топлива насосом показал, что увеличение давления затяжки иглы форсунки до 28 МПа приводит к возрастанию давлений p_n , p_c на всех режимах от 4 до 6 МПа, p_o – от 1,0 до 1,2 МПа, к сокращению продолжительности впрыска до двух градусов поворота кулачкового вала и к устранению дополнительного впрыска топлива на номинальном и близких к нему режимах. Следует отметить, что повышение давления затяжки иглы форсунки с 21 до 28 МПа приводит к увеличению угла запаздывания действительного начала впрыска на 1,3–1,5 градуса по углу поворота вала, поэтому при регулировке угла опережения подачи топлива на дизеле необходимо этот угол увеличивать на такую же величину.

В мае 2006 г. в локомотивном депо Витебск Белорусской железной дороги были проведены сравнительные испытания дизеля 10Д100 тепловоза 2ТЭ10М–3111(Б) с тангенциальным профилем кулачковых валов топливных насосов и переменным углом опережения подачи топлива при давлении затяжки иглы форсунки 21,0 и 28,0 МПа. Дизель 10Д100 отличался от серийного тем, что он был оборудован двухрежимными форсунками, а минимальная частота вращения холостого хода была снижена с 400 до 280 об/мин. На номинальном режиме дизеля угол опережения подачи топлива составлял 11 градусов, а при уменьшении мощности по тепловозной характеристике этот угол возрастал до 14,5 градусов.

Удельный расход топлива определялся при изменении мощности дизеля под нагрузкой на 15, 13, 10, 7, 5, 3, 1-й позициях контроллера машиниста, причем на каждом скоростном режиме производилось по два замера фиксируемых параметров работы дизеля. Для оценки расхода топлива при испытаниях использовался объемный расходомер ротационно-лопастного типа, разница температур топлива при испытаниях не превышала 5 °С. Относительная погрешность замеров удельного расхода топлива при испытаниях дизеля не превышала 0,7 %. Часовой расход топлива определялся также и на режиме холостого хода дизеля на позициях 0, 2 и 3 при работе на десяти включенных топливных насосах.

Анализ полученных данных показал, что увеличение давления затяжки иглы форсунки до 28 МПа привело к снижению максимальных давлений сгорания топлива по цилиндрам при номинальной мощности в среднем на 0,33 МПа (3,5 %), что указывает на уменьшение действительного угла опережения подачи топлива в цилиндры дизеля. Несмотря на это, повышение давления затяжки иглы форсунки благотворно сказалось на работе дизеля. Экономия топлива под нагрузкой по позициям составила, г/кВт·ч: 15-я – 2,3 (0,96 %); 13-я – 2,4 (1,02 %); 10-я – 2,4 (1,06 %); 7-я – 1,8 (0,82 %); 5-я – 2,1 (0,93 %); 3-я – 1,8 (0,78 %); 1-я – 7,6 (2,7 %). На режиме холостого хода при работе дизеля на 10 топливных насосах экономия по позициям составила, г·ч: 0-я – 0,99 (7,7 %); 2-я – 0,49 (3,4 %); 3-я – 0,71 (3,9 %).

Сравнительные испытания дизеля 10Д100 с тангенциальным профилем кулачковых валов при различных углах опережения подачи топлива по тепловозной характеристике, проведенные нами в локомотивном депо Витебск в 2004 г., показали, что увеличение угла опережения подачи на 2,5 градуса поворота коленчатого вала приводит к увеличению максимальных сгораний топлива по цилиндрам на номинальной мощности на 0,6 МПа и к снижению удельного расхода топлива по позициям, г/кВт·ч: 15-я – 4,55 (1,87 %); 13-я – 3,55 (1,5 %); 11-я – 3,55 (1,43 %); 9-я – 3,05 (1,31 %); 7-я – 3,3 (1,4 %).

Следовательно, исходя из вышеприведенных данных, при повышении давления затяжки иглы форсунки с 21 до 28 МПа необходимо также увеличить угол опережения подачи топлива на 1,25 градуса поворота вала, что приведет к повышению максимальных давлений сгорания топлива по цилиндрам до уровня давлений при $p_{зат} = 21$ МПа и к дополнительному снижению удельного расхода топлива по тепловозной характеристике в диапазоне изменения частоты вращения вала 530–850 об/мин

на 50 % от приведенных ранее данных. В этом случае снижение расхода топлива при повышении давления затяжки иглы форсунки до 28 МПа по позициям составит, г/кВт·ч: 15-я – 4,57 (1,86 %), 13-я – 4,17 (1,77 %), 11-я – 3,9 (1,7 %), 7-я – 3,45 (1,52 %). Многолетний опыт эксплуатации дизелей 10Д100М тепловозов 2ТЭ10У с повышенным давлением затяжки иглы форсунки до 28 МПа показал надежность работы топливной аппаратуры и снижение расхода топлива на единицу перевозочной работы этих тепловозов.

УДК 629.1.032

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА НА КОМБИНИРОВАННОМ ХОДУ

В. А. ДОВГЯЛО, Д. И. БОЧКАРЕВ

Белорусский государственный университет транспорта

Л. Б. ПОЛЯНСКИЙ

Департамент транспортного обеспечения Министерства обороны Республики Беларусь

Внедрение многофункциональных технических средств для выполнения транспортных и технологических операций как на железнодорожных путях, так и на автотранспортных коммуникациях представляет собой актуальную задачу, которая подтверждается мировой тенденцией создания машин, имеющих широкие технологические возможности для снижения транспортных затрат в себестоимости производства товаров и работ. Решение данной задачи возможно посредством оснащения пневмоколесных машин механизмами комбинированного рельсоколесного хода и установки сменного рабочего оборудования.

В научном плане создание данной техники базируется на разработке конструктивных решений узлов и агрегатов комбинированного хода, доработке несущих элементов, трансмиссии и ходовой части агрегируемых с ними энергонасыщенных транспортных средств, которые основываются на оптимизации методик тяговых, тормозных и прочностных расчетов с учетом движения по рельсовой колее с помощью пневмоколесных движителей и использования в качестве направляющих элементов дополнительных железнодорожных колес.

В то же время расширение технологических возможностей технических средств на комбинированном ходу возможно путем их оснащения дополнительными системами, обеспечивающими безопасность движения при выполнении поездных и маневровых работ, механизацию процесса установки и съезда машин с железнодорожного пути, а также повышение их надежности при работе в условиях интенсивной эксплуатации.

Результаты разработки данных машин показали, что при использовании в качестве прототипов шасси Ш-406 «Беларусь» и МАЗ-6303 возможно создание локомотивов, позволяющих выполнять поездные и маневровые работы соответственно с 2 и 3 единицами железнодорожного подвижного состава полной массой поезда 200 и 300 т со скоростью до 10 км/ч. Одновременно с этим установка на шасси МАЗ-6303 кузова-фургона, имеющего как жилое, так и технологическое отделение, позволит использовать его в качестве мобильного средства, оснащенного современным аварийно-спасательным оборудованием для ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций различного характера на транспортных коммуникациях. Применение шасси Ш-406 «Беларусь» на комбинированном ходу наиболее эффективно в качестве базы для путевой машины по восстановлению, ремонту и содержанию железнодорожных путей, стрелочных переводов и искусственных сооружений посредством агрегатирования с ним сменных блоков, позволяющих выполнять установку шпал по меткам и разгонку стыковых зазоров, баллаستировочные работы, а также замену одиночных шпал и другие операции.