

рабочей камеры под углом 76° , канал золотниковой камеры под углом 68° и канал к клапану мягкости под углом 68° . Кроме того, в центральном углублении диаметром 35 мм расположен магистральный канал под углом 57° к плоскости фланца. При механической обработке торца фланца на глубину до 2 мм отверстие канала дополнительной разрядки и отверстие магистрального канала могут врезаться в зеркало фланца, и в дальнейшем при сборке воздухораспределителя эти части каналов могут перекрываться прокладкой. В результате уменьшается их проходное сечение, а при значительном раскрытии канала дополнительной разрядки и выходе его за пределы профильного выступа прокладки возможно сообщение этого канала с магистральным каналом. В связи с вышеизложенным при восстановлении корпусов магистральных частей из алюминиевых сплавов механической обработкой необходимо придерживаться следующих рекомендаций:

- максимальная глубина обработки торцевой поверхности привалочного фланца не должна превышать 2 мм;
- после механической обработки поверхности привалочного фланца в обязательном порядке производить контроль длины врезания отверстий канала дополнительной разрядки и магистрального канала в зеркало фланца. При длине врезания этих отверстий более допустимых значений корпус магистральной части должен быть забракован;
- учитывая, что глубина расположения отверстий каналов в углублениях различна, допустимая глубина обработки фланца должна определяться конкретно для каждой магистральной части;
- для увеличения проходного сечения магистрального канала углубление диаметром 35 мм в центральной части необходимо обрабатывать на глубину обработки поверхности фланца;
- при испытаниях восстановленных магистральных частей характеристики их работы по времени не должны отличаться от характеристик, получаемых при установке типовых магистральных частей.

УДК 629.424.3

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДОВ ЗА СЧЕТ УЛУЧШЕНИЯ КОМФОРТНОСТИ РАБОЧИХ МЕСТ ЛОКОМОТИВНЫХ БРИГАД

И. И. ГАЛИЕВ, В. А. НЕХАЕВ, Н. Ю. СИМАК

Омский государственный университет путей сообщения

Известно, что повышение экономической эффективности работы железнодорожного транспорта во многом зависит от увеличения скоростей движения поездов, что, в свою очередь, приводит к росту динамических воздействий в системе «экипаж–путь» и влечет за собой возрастание уровней вибрации на рабочем месте машиниста.

Воздействие вибрации на машиниста, как показали статистические данные по виброзаболеваниям локомотивных бригад Омского отделения Западно-Сибирской железной дороги за 1998 и 2001 гг., приводит к повышенной утомляемости, замедляет психические реакции, снижает производительность труда, притупляет внимание, сужает поле зрения, создает нагрузку на всю нервную систему, что, в конечном счете, приводит к возникновению профессиональных заболеваний и создает угрозу безаварийности движения поездов. Чтобы снизить это вредное воздействие, а также повысить безопасность движения поездов, необходимо создать комфортные условия работы локомотивных бригад.

Типовые виброзащитные сиденья не только не обеспечивают снижение вибраций до уровней, регламентированных санитарно-гигиеническими нормами, но вследствие низких динамических качеств (высоких значений собственных частот колебаний системы «человек–машина»), наоборот, увеличивают передачу вибрации на организм человека-оператора. Поэтому возникает необходимость в модернизации существующих подвесок кресел машинистов.

Одним из перспективных способов виброзащиты человека-оператора является применение квазиинвариантной системы подвешивания, позволяющей создать виброзащитную систему с высокими динамическими качествами.

Сущность такой виброзащиты состоит в реализации подвешивания с двумя каналами восприятия внешних возмущений. В одном канале (обычная пружинная подвеска) возникает упругая сила де-

формации с положительными значениями силовых амплитуд, а во втором канале (корректор жесткости) одновременно появляется сила, с отрицательным знаком противодействующая силе деформации пружинной подвески. Таким образом, система с перескоком становится следящей по отношению к основной несущей подвеске и, по существу, реализуется принцип активной виброзащиты.

Идея использования упругих систем с корректором жесткости для виброзащиты динамических объектов впервые высказана профессором П. М. Алабушевым в 1967 году.

Ряд важных результатов в области улучшения динамических качеств путем создания нелинейных характеристик принадлежит научному коллективу Омского государственного университета путей сообщения, который предложил свои варианты виброзащитных кресел машиниста.

На основании комплекса научных исследований по оценке возможности использования механических систем с корректором жесткости были сделаны следующие выводы:

1 Наиболее высокая эффективность данной системы виброзащиты наблюдается в диапазоне низких и средних частот (0,5–10,0 Гц), в отличие от известных типовых систем виброзащиты, у которых виброзащитные свойства в этом диапазоне более низкие, особенно в диапазоне 1,4–2,2 Гц. Это объясняется проявлением резонансных свойств в этих сиденьях, собственные частоты которых приходятся на этот диапазон.

2 Теоретические, экспериментальные и конструкторские разработки Омского государственного университета путей сообщения в области создания нелинейных подвесок с корректором жесткости, подтвержденные материалами оценочных испытаний локомотивного опытного кресла, позволили сконструировать несколько типов виброзащитных кресел, нашедших применение на локомотивах и других транспортных объектах.

В настоящее время в Омском государственном университете путей сообщений (ОмГУПС) на основе теоретических и экспериментальных исследований, а также с учетом инерционных и кинематических связей самого устройства с корректором жесткости создана новая конструкция кресла машиниста, выгодно отличающаяся от прототипов рядом положительных качеств: высокой степенью виброизоляции (низкой собственной частотой 0,5 Гц), простой конструкцией, технологичностью изготовления, надежностью в эксплуатации.

УДК 629.424.3:621.436

ВЛИЯНИЕ УРОВНЯ ТЕПЛОВОЗНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ 10Д100М НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ

Р. К. ГИЗАТУЛЛИН, С. И. СУХОПАРОВ, Г. Е. БРИЛЬКОВ

Белорусский государственный университет транспорта

К. К. КАМКИЧЕВ

Белорусская железная дорога

Для оценки влияния уровня тепловозной характеристики на удельный расход топлива и доказательства необходимости повышения качества регулирования дизель-генераторной установки после ремонта проведены испытания модернизированного дизеля 10Д100М. Дизель отличался от серийного тем, что был оборудован двухрежимными (правый ряд) и однорежимными (левый ряд) форсунками с повышенной затянкой иглы до давления 28 Мпа, причем на холостом ходу дизель работал на одном ряду топливных насосов. Для определения расхода топлива при дизельных испытаниях использовался объемный расходомер ротационно-лопастного типа, погрешность которого составляла не более 0,3 % при разности температуры топлива 3 °С во всем диапазоне изменения нагрузки дизеля.

Дизельные испытания были проведены 12.04.2002 года после текущего ремонта ТР-2 тепловоза 2ТЭ10У-065А при реостатных испытаниях в течение 3 часов, поэтому атмосферные условия были одинаковы. Результаты испытаний приведены в таблице 1.