

**РЕЗУЛЬТАТЫ
ИСПЫТАНИЙ
ТЕПЛОВОЗА
2ТЭ121**



ISSN 0452-358X

НПО "Тепловопутьмаш"

ВНИТИ

Всесоюзный
научно-
исследовательский
тепловозный
институт

62

Нолмна
1985

ТРУДЫ ИНСТИТУТА

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕПЛОВОЗНЫЙ ИНСТИТУТ

ТРУДЫ ИНСТИТУТА
ВЫПУСК 62

**РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ
ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121**

Под редакцией
канд. техн. наук
Л. Н. Добрынина

КОЛОМНА 1985

УДК 625.282-843.6-83

УДК 625.282-843.6-83.001.4

В сборнике помещены статьи по основным конструктивным особенностям магистрального тепловоза 2ТЭ121 и результатам его динамических, тягово-теплотехнических, прочностных, санитарно-гигиенических и других испытаний.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников железнодорожного транспорта, конструкторов и технологов заводов, работников научно-исследовательских организаций, связанных с локомотивостроением.

С. П. Филонов, А. И. Гибалов, Н. М. Найш, Э. И. Нестеров,
А. С. Нестрахов

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГРУЗОВОГО МАГИСТРАЛЬНОГО ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

Прогнозом развития железнодорожного транспорта до 2000 г. предусматривается применение тепловозной тяги на обширном полигоне протяжением 80 - 90 тыс. км. При этом весовые нормы должны быть увеличены до 6000 - 8000 тс, а средний вес поезда на 25 - 35%.

XXУ1 съезд КПСС предусмотрел решение этой проблемы, наметив в материалах съезда на XI пятилетку создание и постановку на производство магистральных локомотивов большой мощности.

Одновременно в решениях съезда подчеркнуто, что создаваемые машины должны обеспечивать повышение удельной мощности и снижение удельной материалоемкости, повышение качества и надежности при одновременном уменьшении стоимости на единицу конечного продукта.

Таким образом, ожидаемое в предстоящие годы XI и XII пятилеток и до 2000 г. резкое увеличение грузооборота и грузонапряженности железнодорожного транспорта ставит неотложной и главной задачей тепловозостроения форсирование работ по освоению производства грузового магистрального тепловоза секционной мощностью 4000 л.с.

Выполняя это задание, производственное объединение "Воршиловградтепловоз" совместно с харьковским заводом "Элек-

тротяжмаш", производственным объединением "Коломенский завод", другими предприятиями промышленности и научно-исследовательскими институтами создало опытный образец грузового магистрального тепловоза 2ТЭ121 мощностью 8000 л.с. в двух секциях. После завершения стендовых, доводочных и предварительных испытаний межведомственная комиссия провела целый комплекс работ и контрольных испытаний и в июле 1984 г. зачла все специальные виды межведомственных испытаний, рекомендовав осуществить выпуск партии тепловозов 2ТЭ121. Группа тепловозов 2ТЭ121 проходит в настоящее время ремонтно-эксплуатационные испытания в реальных условиях эксплуатационной работы на Северной ж.д.

Тепловоз 2ТЭ121 является локомотивом нового поколения, его технический уровень значительно выше, чем у всех ранее выпускаемых, за счет применения на нем современного оборудования: экономичного 4-тактного дизеля, электропередачи переменного-постоянного тока, бесчелюстной тележки с опорно-рамным приводом тяговых электродвигателей, несущего кузова, электродинамического тормоза, комплектных устройств автоматики на полупроводниковых элементах и др. На нем сокращено количество силовых и вспомогательных механизмов за счет крупного агрегатирования, что позволяет сократить время на обслуживание и снизить расходы на ремонт.

Целый ряд конструктивных решений нового локомотива не имеет аналогов в отечественном и зарубежном тепловозостроении. Экономический эффект от его внедрения в народном хозяйстве составит свыше 200 тыс. рублей на каждый тепловоз.

Техническая характеристика одной секции

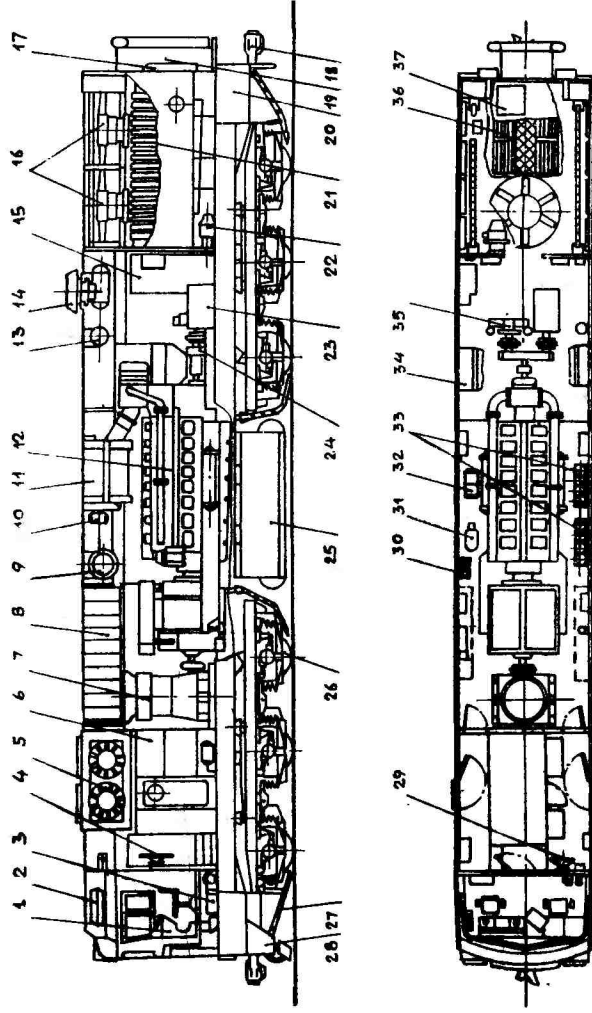
Род службы	Грузовой
Осевая формула	3о-3о
Максимальная скорость, км/ч	100
Служебная масса с 2/3 запаса топлива и песка, т	150±3
Нагрузка от колесной пары на рельсы, тс	25±0,75
Габарит по ГОСТ 9238-73	1Т
Дизель	16ЧН 26/26
Мощность, кВт (л.с.)	2942 (4000)

Удельный расход топлива, г/э.л.с.ч 150,6+6% по ГОСТ 4393-82

Расчетная длительная сила тяги на ободе колеса при скорости 27,0 км/ч и при новых бандажах, тс	30
Ширина колеи, мм	1520
Диаметр колеса по кругу катания, мм	1250
Минимальный радиус проходимых кривых, м	125
Длина по осям автосцепки, мм	21000
Шкворневая база, мм	11570
Колесная база тележки, мм	4400
Экипировочные запасы, кг:	
топлива	7500
песка	1000
воды в системе дизеля	1200
масла в системе дизеля	1280
Мощность электродинамического тормоза, кВт	4000
Тормозной компрессор	КТ-6, привод механический от вала дизеля через редуктор
Производительность компрессора при частоте вращения 850 об/мин, м ³ /мин	5,3
Мощность тягового синхронного генератора, кВт	2800
Мощность вспомогательного синхронного с самовозбуждением генератора, кВт	400
Мощность тягового электродвигателя, кВт	409
Удельная материалоемкость тепловоза, кг/кВт (кг/л.с.)	48,69 (35,80)
Коэффициент полезного использования мощности	0,756

Тепловоз 2ТЭ121 является базовой конструкцией унифицированного мощностного ряда грузовых магистральных тепловозов 3000 - 6000 л.с. Основой для создания унифицированного мощностного ряда служит конструкция надтележечного строения с применением прогрессивных узлов, спроектированных преимущественно в блоках (см. рисунок).

Дизель-агрегат 2В-9ДГ (12) состоит из модернизированного дизеля 16ЧН26/26, стендовые испытания которого проведены в полном объеме и зачтены межведомственной комиссией.



Расположение оборудования на тепловозе:

1 - путь управления; 2 - кондиционер; 3 - отопительно-вентиляционный агрегат; 4 - ручной тормоз; 5 - тормоз электродинамический; 6 - камера высоковольтная; 7 - вентилятор ЦВС; 8 - кассеты воздухоочистителей электрических машин; 9 - установка пенного пожаротушения; 10 - блок осушки воздуха; 11 - глушитель; 12 - дизель-агрегат; 13 - бак для воды; 14 - вентилятор кузова; 15 - блок тормозных аппаратов; 16 - мотор-вентилятор холодильной камеры; 17 - бункер песочницы; 18 - августелка; 19 - тамбур переходной; 20 - ящик аккумуляторный; 21 - охлаждающие секции; 22 - агрегат маслопрокачивающий; 23 - стартер-генератор; 24 - редуктор; 25 - бак топливный; 26 - тележка; 27 - труба агрегат масла; 28 - воздухоочиститель; 29 - генератор высокократной пены; 30 - фильтр грубой очистки топлива; 31 - агрегат топливоподкачивающий; 32 - подогреватель топлива; 33 - фильтр тонкой очистки масла; 34 - воздухоочиститель; 35 - компрессор; 36 - жалюзи верхние; 37 - санузел

На дизеле применены стальной коленчатый вал с уширенными и утолщенными вкладышами, стальные рубашки цилиндров и ряд других усовершенствований, внедренных на дизелях типа Д49.

Однокорпусный тяговый агрегат А714УХЛ состоит из тягового и вспомогательного синхронных генераторов и смонтированной на корпусе агрегата выпрямительной установки УВКТ-9.

Вентилятор централизованного воздухообеспечения (7) обеспечивает охлаждение и вентиляцию главного генератора, выпрямительной установки, тяговых электродвигателей, блока автоматики, аккумуляторных отсеков и состоит из осевого вентилятора, привод которого осуществляется от дизель-генератора через упругую резинокордную муфту и повышающий одноступенчатый редуктор, смонтированный в одном блоке с вентилятором.

Электродинамический тормоз (5) автоматически поддерживает заданную скорость на спусках, смонтирован в блоке крыши над высоковольтной камерой и состоит из тормозных резисторов типа ЛСО, охлаждаемых двумя мотор-вентиляторами с электродвигателями ПНЖ-200.

Блочная система осушения сжатого воздуха (10) исключает конденсацию водяных паров в пневматической системе и не допускает попадания влаги и масла в тормозные магистрали и приборы.

Тепловоз оборудован комбинированной системой пенного и газового пожаротушения (29).

Блочная съемная и капсульная кабина машиниста закреплена на резиновых амортизаторах с отопительно-вентиляционной установкой для ее обогрева. Амортизаторы воспринимают все виды нагрузок. Уровень шума и вибрации в кабине соответствует требованиям норм.

Охлаждающее устройство дизеля (21) автоматически поддерживает заданную температуру охлаждающей воды и масла силовой установки и смонтировано в двух блоках, расположенных наклонно, что обеспечивает размещение системы рециркуляции воздуха. Совместно с двумя мотор-вентиляторами (15) с поворотными лопастями система рециркуляции обеспечивает обогрев радиаторных секций и машинного помещения в зимнее время, а также плавное регулирование температур теплоносителей во всем диапазоне температур окружающего воздуха.

Блок тормозных аппаратов (15) расположен в машинном помещении для удобства обслуживания и повышения надежности работы в зимнее время.

Кузов — цельнонесущий, выполнен из низколегированной стали 09Г2С(09Г2СД), а блочные крыши — из алюминиевого проката, съемные и служат для размещения и крепления узлов вспомогательного оборудования. Технологически кузов разделен на главную раму, две боковые стенки, холодильную камеру и съемную кабину-капсулу.

По условиям размещения оборудования он состоит из четырех отсеков: кабины управления, высоковольтной камеры с электрооборудованием, машинного отделения и охлаждающего устройства.

Снизу к раме кузова болтами прикреплен съемный топливный бак (25). Глушитель шума выхлопа комбинированной конструкции закреплен на арках крыши над дизель-агрегатом и соединен с выхлопным трактом турбины инжектором-компенсатором.

Рама тепловоза используется как воздухопровод от вентилятора централизованного воздушноснабжения к электрическим машинам и аппаратам. По концам рамы размещены четыре ниши для аккумуляторных батарей (20), а по краям по всей ее длине приварен С-образный профиль высотой 400 мм и шириной 160 мм. В нем расположены силовые кабели к тяговым электродвигателям, провода и кабели систем управления. Указанное исключает попадание горючесмазочных материалов на провода и кабели.

Стенки кузова — панельного типа, выполнены из листов толщиной 2,5 мм, соединенных между собой только продольными Z-образными профилями при помощи контактной сварки.

В передней части секции тепловоза приварен торцевой обтекатель, предохраняющий кабину-капсулу от повреждений при соударениях тепловоза со скоростями выше нормативных. Внутренние полости обтекателей используются как бункеры песочниц.

Пульт управления (1) позволяет управлять тепловозом сидя и стоя. Органы управления, необходимые для ведения поезда, расположены на пульте в зоне удобного пользования по функциональным группам. Возникновение неисправностей сигнализируется лампой на пульте, а расшифровка сигнала производится на табло, помещенном над лобовым стеклом передней стенки кабины.

Тележки. На тепловозе применены трехосные тележки с колесами диаметром 1250 мм (26) со сбалансированным рессорным подвешиванием, опорно-рамным подвешиванием тяговых электродвигателей и опорно-осевыми тяговыми редукторами.

Принципиально новые конструктивные решения тележек грузового тепловоза позволяют обеспечить надежность оборудования и удовлетворительное воздействие на путь и стрелочные переводы.

Большой объем стендовых испытаний по всем узлам тележек, выбор оптимальных конструктивных решений при испытаниях макетных образцов позволили обеспечить удовлетворительные динамические и прочностные качества экипажной части и возможность эксплуатации тепловоза с нагрузкой от колесных пар на рельсы 25 т на путях с более легким верхним строением, чем это было предусмотрено техническим заданием.

На тепловозе применена рычажная передача тормоза с новыми, обеспечивающими автоматически заданный выход штока цилиндрами без ручной регулировки. Тяговый электродвигатель ЭД126АУХЛ1 выполнен с полым валом якоря и передачей вращающего момента на привод колесной пары через торсион, проходящий внутри полого вала, через диафрагменную резинокордную и зубчатую муфты.

Системы тепловоза. Система водяного охлаждения дизеля — высокотемпературная, закрытого типа. Для отдельного регулирования температур воды и масла применены два самостоятельных контура циркуляции: охлаждения воды дизеля (горячий контур) и охлаждения масла и наддувочного воздуха (холодный контур).

Вода горячего контура охлаждается в 16, а холодного контура в 30 водовоздушных секциях.

Каждый контур обслуживается своим водяным центробежным насосом, смонтированным на дизеле, и вентиляторами с электроприводом с поворотными лопастями, автоматически управляемыми пневматической системой регулирования температуры теплоносителей (САРТ).

В холодное время года горячая вода дизеля используется для нагрева топлива в топливopодогpевателе, работы отопительно-вентиляционной установки кабины машиниста и подогрева воды в бачке санузла.

С целью исключения засорения радиаторных секций в обоих контурах воды установлены специальные сетчатые фильтры.

Масляная система дизеля состоит из трубопроводов, подводящих масло к полнопоточному фильтру тонкой очистки (ФТОМП) и к маслопрокачивающему агрегату (22). Последний после остановки дизеля включается автоматически и обеспечивает прокачку маслом дизеля.

Для компенсации температурных, монтажных и вибрационных напряжений трубопроводы подсоединяются к дизелю при помощи специальных упругих компенсаторов вместо ненадежно работающих дюритовых соединений.

Вспомогательные агрегаты и приводы. Привод вентилятора централизованного воздухообеспечения (ЦВС) (7), стартер-генератора (24) и компрессора - механический от дизель-агрегата. Редуктор ЦВС соединен с тяговым агрегатом эластичной резинокордной муфтой оболочкового типа, а задний редуктор соединен с коленчатым валом дизеля двумя эластичными брусковыми муфтами, связанными между собой торсионным валом.

Стартер-генератор приводится от редуктора такой же брусковой муфтой, а тормозной компрессор - пластинчатой муфтой.

Тепловоз оборудован дистанционным устройством замера топлива, обмывом лобовых стекол, кондиционером и рядом других устройств, обеспечивающих комфортные условия работы локомотивных бригад и безопасность вождения тяжеловесных составов.

На одном из образцов установлена для всесторонних испытаний автоматическая система дистанционного контроля и управления, предусмотрена возможность размещения электрического котла подогрева охлаждающих жидкостей мощностью 90 кВт с питанием от вспомогательного генератора или от внешнего источника при отстое тепловоза в депо.

УДК 625.285

Е. А. Никитин, В. М. Ширяев, В. Г. Быков

РЕЗУЛЬТАТЫ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА 2В-9ДГ

Дизель-агрегат 2В-9ДГ устанавливается на тепловоз 2ТЭ121 Ворошиловградского завода. Входящий в него дизель 16ЧН 26/26 является наиболее форсированной тепловозной моделью шестнадцатигиловых двигателей типа Д49. Его параметры приведены в табл. 1, из которой следует, что по основным технико-экономическим характеристикам он находится на уровне современных тепловозных дизелей. Поперечный разрез дизель-агрегата показан на рис. 1. Масса дизель-агрегата 2В-9ДГ составляет 19,8% массы тепловоза 2ТЭ121, а дизеля без тягового агрегата - 14,2%. На дизель-агрегате навешены практически все узлы систем дизеля (кроме полнопоточного фильтра тонкой очистки масла и маслопрокачивающего насоса). Дизель имеет

Таблица 1

Сравнение параметров дизеля 16ЧН 26/26 и его аналогов

Параметр	16ЧН 26/26 (2В-9ДГ), Коповенский тепловозо- строительный завод	10ДН 20.7/2.25.4 (10Д100), Харь- ковский завод транс- портного машино- строения	16ЧН 25/30 (16АУ25), "Зульшер"	16ЧН 22.9/26.7 (16ФЭЛ), "Джигерал электрик"	12ЧН 28/29 (12РА6У2Я0), "Пильстик"	16ДН 23/25.4 (645Е3), "Джигерал моторс"
Мощность, кВт	2940	2240	3170	2850	3530	2200
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	1000	850	1000	1050	1050	900
Среднее эффективное давление, МПа	1,64	0,82	1,68	1,78	1,82	0,88
Удельная масса, кг/кВт	6,1	8,1	7,8	7,5	5,3	7,5
Удельный расход топли- ва, г/кВт·ч	209,5	217,6	211	211	212	220
Ресурс до переборки, ч	8000- 10000	8000	8000- 12000	-	12000	10000

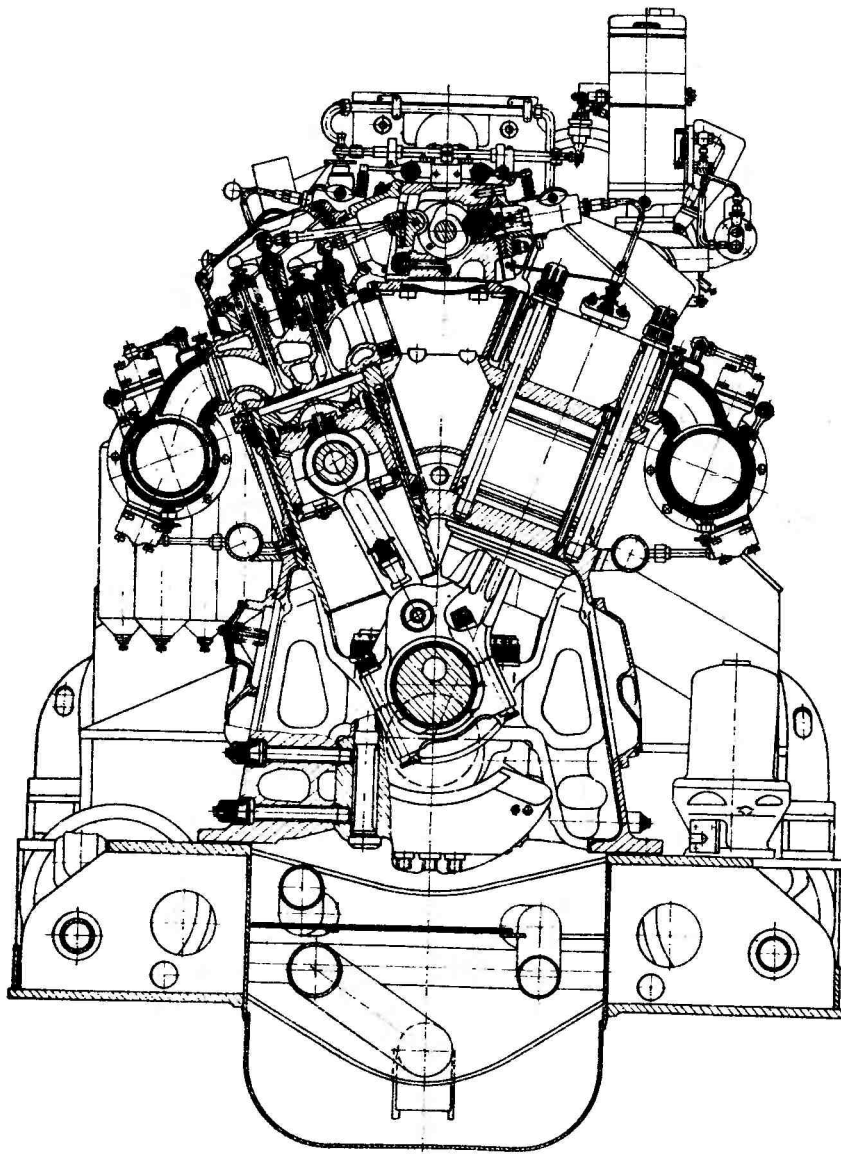


Рис. 1. Поперечный разрез дизель-агрегата

высокий уровень унификации внутри ряда дизелей Д49; коэффициент использования унифицированных деталей составляет 96%. В нем применены современные конструктивные решения, обеспечивающие необходимые ресурсные показатели и заданную надежность, использование современной технологии изготовления основных узлов. Применение специального технологического оборудования и линий обработки основных деталей, внутриотраслевая кооперация обеспечивают высокое качество изготовления.

В конструкции дизеля широко используются современные методы поверхностного упрочнения ответственных деталей (накатка галтелей и поверхностей, обдувка дробью), гальванопокрытий (вкладышей, втулок, поршневых колец, поршней и др.), химико-термической обработки (цементация, азотирование) для повышения их служебных свойств. При отработке конструкции использован опыт отечественного и зарубежного дизелестроения. Основные узлы прошли испытания на специальных стендах и опытных дизелях с применением современных методов исследований (термометрирование, тензометрирование, измерение толщины масляных пленок в подшипниках коленчатого вала, усталостные испытания натуральных образцов, измерение остаточных напряжений для прогнозирования ресурсов, ускоренные испытания с перегрузом по усилиям и теплоперепадам и др.).

На дизель-агрегате использованы все конструктивно-технологические решения, внедренные на дизель-генераторе 1А-9ДГ исполнения 2 тепловоза 2ТЭ116. Их эффективность подтверждена результатами эксплуатационных сравнительных испытаний в депо Печора, Самарканд и трехлетней широкой эксплуатацией тепловозов 2ТЭ116 в различных депо.

Блок цилиндров дизеля имеет плоские разъемы коренных подшипников. Силовая замкнутость стыков обеспечивается двумя вертикальными и четырьмя горизонтальными болтами, расположенными в два ряда. По сравнению с ранее применявшейся конструкцией с зубчатыми разъемы коренных подшипников усовершенствованная конструкция с плоскими разъемы имеет в два раза большее суммарное усилие затяжки силовых болтов и увеличенный на 25% запас по несущей способности стыка. Натурные усталостные испытания блока цилиндров на специальном стенде с силовыми гидроцилиндрами с перегрузом

по усилиям на 80%, а также эксплуатационные испытания тепловозов 2ТЭ116 при пробеге 400 тыс. км показали, что блок цилиндров обеспечивает требуемую надежность и стабильность геометрии постелей коренных опор.

Существенные изменения внедрены в конструкцию дизеля для обеспечения надежности работы подшипников коленчатого вала. На каждой щеке коленчатого вала установлены противовесы. Их масса и угловое расположение выбраны исходя из оптимального уравнивания инерционных сил, действующих на коренные подшипники. Это позволило повысить расчетное значение минимальной толщины масляного слоя в подшипнике примерно до 8 мкм.

Для стабилизации основных геометрических параметров вкладышей подшипников (натяга, диаметра в свободном состоянии в плоскости стыков, прямолинейности образующей) в длительной эксплуатации увеличена их толщина за счет стальной основы при сохранении минимально возможной (технологически) толщины слоя свинцовистой бронзы. Эффект достигается уменьшением отрицательного силового влияния слоя бронзы биметаллической конструкции вкладыша (разность коэффициентов линейного расширения антифрикционного слоя и стальной основы) при рабочих температурах подшипника. Повышению стабильности геометрии вкладышей служат и внедренные ранее пластическое обжатие и термообработка вкладышей, обеспечивающие в слое бронзы стабильный уровень остаточных напряжений растяжения, противоположных монтажным и температурным напряжениям сжатия.

Увеличение износостойкости приработочного покрытия вкладышей достигнуто применением трехкомпонентного гальванического покрытия олово (8 - 13%) - медь (2 - 3,5%) - свинец (остальное) с подслоем никеля.

Существенное положительное влияние на работоспособность коренных подшипников оказала внедренная в производство новая технология изготовления постелей блока цилиндров, при которой точность расточки постелей оценивается общим технологическим валом (фальшвалом) и оптическим методом ВНИИЖТ. В настоящее время постели растачиваются на специальном станке без последующей шабровки.

Повышение запаса по несущей способности шатунного подшипника в 1,7 раза достигнуто увеличением ширины вкладыша

со 110 до 120 мм и смещением маслораздаточной канавки.

Использование стального коленчатого вала вместо ранее применявшегося чугуна позволило при более высоких прочностных свойствах стали повысить жесткость нижней головки шатуна за счет уменьшения диаметра шатунной шейки с 200 до 190 мм. При этом увеличены высота зубчатых стыков и толщина полки двутавра в месте сопряжения прицельной проушины со стержнем шатуна, разнесены оси шатунных болтов. Внедрена шлифовка зубчатого стыка на специальном станке. Изменения позволили в 2,5 раза увеличить запас по локальной замкнутости на наиболее нагруженной кромке стыков.

Для снижения прорыва газов в картер и расхода масла на угар увеличена линейная высота камеры сгорания за счет уменьшения высоты головки поршня; уменьшен зазор между тронком поршня и втулкой цилиндра; три верхних компрессионных кольца выполнены с односторонней трапецией, четвертое кольцо - "минутное" плоское; фрезеровки в головке поршня под клапаны выполнены закрытыми; второе - (дозирующее) маслоъемное кольцо установлено ниже оси пальца. Эти изменения снизили расход масла и повысили срок его службы в 1,5 раза, на 30% уменьшили прорыв газов в картер.

В масляной системе установлены последовательно два насоса: первый забирает масло из поддона дизеля и через фильтр тонкой очистки масла и холодильник подает его на всасывание второго насоса. Второй насос подает масло через контрольный фильтр в дизель. Специальные клапаны обеспечивают сброс масла перед вторым насосом при его избытке или всасывание масла вторым насосом из поддона в аварийных случаях. Масляная система обеспечивает надежную подачу масла и при чрезмерном росте сопротивления системы (засорение фильтров и др.).

Для повышения надежности и долговечности внесены усовершенствования и в ряд других узлов.

Дизель-агрегат 2В-9ДГ исполнения 2 с указанными изменениями был подвергнут межведомственным 4000-часовым стендовым испытаниям по программе, согласованной с заказчиком.

Испытания включали в себя:

840 ч режимов ОРЕ (Правила Международного союза железных дорог);

500 ч форсированных эксплуатационных режимов;
200 ч режимов СЭВ;

1508 ч эксплуатационных режимов, из них 400 ч при высоко-температурном охлаждении;

952 ч специспытаний;

Всего на мощности 2940 кВт отработано 1342 ч, с десятипроцентным перегрузом на мощности 3230 кВт – 67 ч.

Программа рассчитана на ускоренные испытания деталей двигателя в части проверки на механическую и термическую прочность и на износ. В основу расчета эквивалентности программы положена усредненная гистограмма спектра режимов работы тепловозов в депо. Максимальный перепад температур деталей обеспечивался путем смены режимов номинального и холостого хода, перегруз по прочности и износу – за счет продолжительности работы дизеля на полной мощности. Общее время работы дизеля за период 200 тыс. км пробега до планового ремонта ТР-2 тепловоза 2ТЭ116 определялось по отчетам депо Печора и Самарканд. Сравнительные данные по программе МВИ и рядовой эксплуатации приведены в табл. 2; из которой следует, что 4000-часовая программа МВИ эквивалентна:

по термическим нагрузкам ~ 250 тыс. км пробега тепловоза;

по механическим нагрузкам ~ 750 тыс. км пробега;

по износу ~ 300 тыс. км пробега;

по интенсивности воздействия на старение масла – 230 тыс. км пробега.

Дизель-агрегат работал на топливе Л-05-61 ГОСТ 305-82, масле М14Г2 ТУ 38.101.830-80 и охлаждающей воде с нитрито-фосфатной присадкой.

За весь период испытаний дизель-агрегат имел характеристики в соответствии с техническими условиями на поставку. Изменение некоторых параметров по тепловозной характеристике приведено на рис. 2.

Состояние основных узлов при ревизии удовлетворительное.

Так, геометрические параметры блока цилиндров за период испытаний не изменились и находились в пределах требований чертежа. Общий фальшвал прилегал к постелям подвесок по краске. Износа плоскостей разъемов коренных опор не было. Разница усилий затяжки болтов подвесок до и после испытаний не превышала 1,7%.

Износ коренных и шатунных шеек коленчатого вала находился в пределах 0 – 0,005 мм, соответственно износ не превысил 1,2 микрона на 1000 ч работы дизеля на ускоренных, более жестких, чем в эксплуатации, режимах работы. Затяжка противовесов за период испытаний не изменилась.

На семи нижних вкладышах коренных подшипников из десяти износ в пределах толщины покрытия без выхода на бронзу, на трех вкладышах износ покрытия по площади в пределах 2 – 20,5%. Износ вкладышей по толщине – в пределах 0,018 – 0,026 мм. Основные геометрические размеры: натяг и диаметр в плоскости стыков в рабочем состоянии – практически без изменений.

Гальваническое покрытие на рабочей поверхности у верхних и нижних вкладышей шатунных подшипников сохранилось, износ до бронзы отсутствовал. Износ вкладышей по толщине – в пределах 0,010 – 0,025 мм. Натяги и диаметры в плоскости стыков в свободном состоянии практически не изменились.

Состояние шатунов удовлетворительное. Оваллизация и изменение постелей под вкладыши за период испытаний не превысили 0 – 0,02 мм. Износ втулок верхних головок 0 – 0,03 мм, втулок прицепного соединения 0 – 0,055 мм, пальцев прицепных шатунов 0 – 0,03 мм.

Нагароотложения на внешних поверхностях головок поршней умеренные, на внутренних, омываемых маслом поверхностях – легкая лаковая пленка. Дефектов деталей поршней не было. Износы составляли: тронков 0 – 0,06 мм, отверстий под порш-

Характеристика программы МВИ

Таблица 2

Параметр	Эксплуатационные режимы	Режимы ОРЕ	Режимы СЭВ	Эксплуатационные режимы	Специальная испытательная программа	Всего за МВИ	При работе в эксплуатации до ТР-2
Общая продолжительность испытаний, ч	500	840	200	1508	992	4000	9184 (200 тыс. км)
Наработка дизель-агрегата на $N_p = 100\%$, ч	288	220	178	518	138	1342	184
Наработка дизель-агрегата на холостом ходу, ч	2	141	12	112	95	362	5051
Количество тепловосен с максимальным перепадом температур	21	2520	91	565	176	3373	3013
Количество циклов механических нагрузок, приведенных к $N_p = 100\%$	$9,2 \cdot 10^6$	$11,3 \cdot 10^6$	$5,5 \cdot 10^6$	$18,3 \cdot 10^6$	$6,4 \cdot 10^6$	$30,7 \cdot 10^6$	$13,6 \cdot 10^6$
Часы работы дизель-агрегата на выбранном спектре режимов, эквивалентных по износу наработке на $N_p = 100\%$, ч	410	1120	195	1210	892	3837	2908
Средняя мощность двигателя в процентах от $N_p = 100\%$	75	49	92	69	80	68	28,2

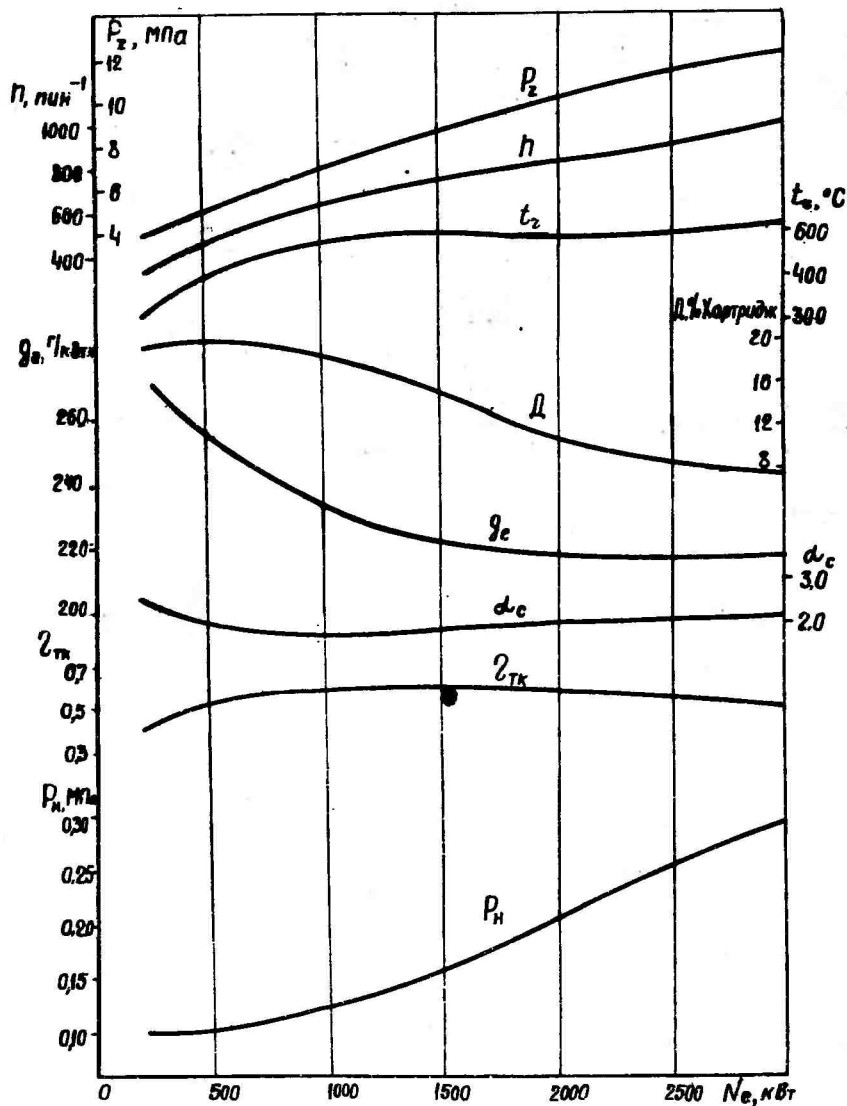


Рис. 2. Тепловозная характеристика дизель-агрегата в конце МВИ:
 P_z - максимальное давление сгорания; n - частота вращения; t_z - температура газов перед турбиной; D - дымность выпускных газов; g_c - удельный расход топлива; α_c - коэффициент избытка воздуха (суммарный); $\eta_{тк}$ - КПД турбокомпрессора; P_H - давление наддува (абсолютное); N_e - мощность дизеля

невой палец $O - 0,03$ мм; поршневые пальцы - практически без износа. Поршневые кольца подвижны в ручьях. Изломов колец не было. Состояние колец по рабочей поверхности удовлетворительное, замки колец усадки не имели.

Общее состояние втулок цилиндров удовлетворительное, пробоа газов по газовому стыку не было, отложения нагара умеренные, кавитационных разрушений рубашек нет. Износ втулок в районе остановки верхнего кольца $O - 0,03$ мм, по опорным поясам $O,01 - 0,02$ мм.

Состояние днища крышек, клапанов, седел, осей и втулок рычагов удовлетворительное, нагар на днище и клапанах умеренный, износы деталей незначительные.

Характеристики форсунок и топливных насосов находились в пределах требований, допустимых на плановых ремонтах. Замена деталей не было.

Общее состояние деталей турбокомпрессора удовлетворительное. Отмечается наличие отложений в воздушной полости и на деталях компрессорной части в пределах $0,5 - 1,5$ мм. Износа шеек ротора нет, зазоры в подшипниках ротора на масло практически не изменились.

Проверка регулятора на стенде во время ревизии показала, что его характеристики соответствовали требованиям программы и методики. Размеры деталей соответствовали требованиям чертежей.

Сравнительные данные по износу деталей дизеля после МВИ дизель-агрегата 2В-9ДГ исполнения 1 в 1974 г. и после МВИ дизель-агрегата 2В-9ДГ исполнения 2 в 1984 г. показаны в табл. 3, из которой следует, что, несмотря на большую в 1,35 раза продолжительность испытаний в 1984 г., износы основных деталей усовершенствованного дизеля значительно ниже. Это подтверждает высокую эффективность внедренных заводом мероприятий на дизелях исполнения 2.

Определяющие размеры сборочных единиц и деталей оставались в пределах требований чертежей и технической документации.

Таким образом, усовершенствованный дизель 16ЧН 26/26 мощностью 2940 кВт успешно прошел стендовые МВИ по сложной продолжительной программе.

Эти, а также сравнительные эксплуатационные испытания опытных тепловозов 2ТЭ116 и 2ТЭ10МК с усовершенствован-

Таблица 3

Сравнение износов деталей дизеля после МВИ в 1974 и 1984 гг.

Деталь, измеряемая поверхность	Износ на 1000 ч работы дизеля, мм	
	1974 г., продолжитель- ность МВИ 2947 ч	1984 г., продолжитель- ность МВИ 4000 ч
Коренной вкладыш нижний, гошшина	0,017-0,029	0,0023-0,007
Колейчатый вал: шатунные шейки	0-0,007	0-0,0012
коренные шейки	0-0,007	0-0,0012
Втулка цилиндров: место осаковки первого кольца . .	0,01-0,027	0-0,007
Поршень: опорная поверхность . .	0-0,043	0-0,014
отверстие под поршневой палец	0-0,003	0-0,007
палец	0-0,003	0-0,002
Шатун: втулка верхней головки	0-0,010	0-0,007
втулка прицепного ша- туна	0,01-0,027	0-0,013
палец прицепного шатуна	0,006-0,017	0-0,007
Вкладыш шатуна верхний, гошшина	0,003-0,014	0,0016-0,006

УДК 621.436:625.282-843.6

Е. А. Никитин, Д. А. Дехович, Э. А. Улановский

ПЕРСПЕКТИВЫ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ
ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ 16ЧН 26/26

Тепловозные дизели 16ЧН 26/26 выпускаются серийно в двух исполнениях: типа 1А-9ДГ на мощность $P_e = 2250$ кВт и типа 2В-9ДГ на мощность $P_e = 2941$ кВт при $n = 1000$ об/мин. Уровень форсировки этих двигателей по среднему эффективному давлению составляет $P_{em} = 1,23$ МПа и 1,64 МПа соответственно.

При оценке возможностей дальнейшего увеличения мощности был проанализирован комплекс вопросов, касающихся организации рабочего процесса, параметров и схемы системы воздухо-снабжения, а также обеспечения достаточных запасов прочности основных узлов дизеля в условиях роста силовых и термических нагрузок. На основе разработанных мероприятий при испытаниях дизеля 20ЧН 26/26 была реализована цилиндрическая мощность 220 кВт/цил при $n = 1000$ об/мин. Уровень форсировки, соответствующий $P_{em} = 1,96$ МПа, был достигнут за счет применения двухступенчатого турбонаддува, расширения фаз перекрытия клапанов и уменьшения степени сжатия.

Двухступенчатый турбонаддув, играющий основную роль в обеспечении возможности форсировки двигателя по P_{em} , был создан на основе оригинальной конструкции турбоагрегата, в котором в едином блоке соединены турбокомпрессоры высокого и низкого давления [1]. Характеристики двигателя приведены на рис. 1.

Как известно, повышение мощности двигателя связано с необходимостью увеличения весового заряда в цилиндре, т.е. давле-

ными дизелями мощностью 2250 кВт подтвердили высокую эффективность внедренных Коломенским заводом мероприятий и показали наличие у дизеля 16ЧН 26/26 резервов по дальнейшему повышению мощности и ресурсов.

В связи с этим заводом высказано и заказчиком принято предложение об опытной эксплуатации двух партий тепловозов с ресурсами дизеля до первой переборки 300 и 400 тыс. км.

Заводом будет производиться дальнейшее совершенствование дизеля по ресурсным показателям основных узлов, экономичности, работе масла.

Особое внимание уделяется и будет уделяться повышению качества и точности изготовления определяющих узлов за счет технологической оснащенности производства путем внедрения прогрессивного обрабатывающего, мерительного и моечного оборудования.

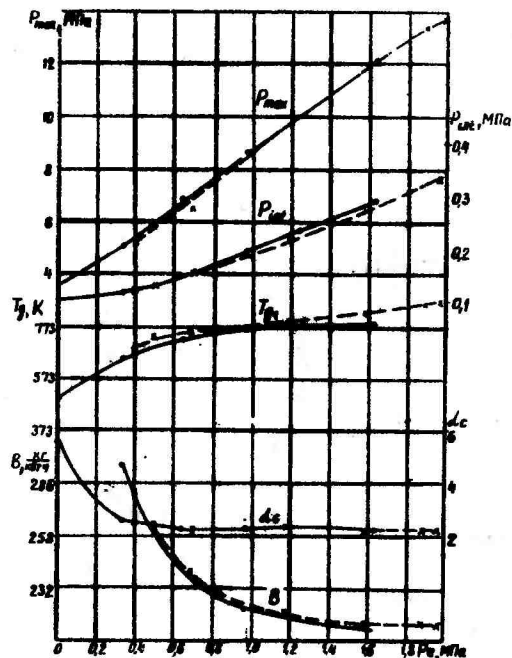


Рис. 1. Нагрузочная характеристика двигателей 1-20ДГ и 2В-9ДГ на $n = 1000$ об/мин:
 — 2В-9ДГ исп. 3 ($T_p = 283 + 284$ К; $V_p = 981$ ГПа); \times --- \times - 1-20ДГ ($T_p = 300 + 306$ К; $V_p = 1040$ ГПа)

ния наддува P_{int} . Связь между мощностью P_e и P_{int} характеризуется следующим выражением:

$$P_{int} = \frac{120 R T_n \lambda L_0}{\varphi_k H_V \zeta_e \pi V_h z \tau} P_e,$$

- где R — газовая постоянная;
 T_n — температура наддувочного воздуха;
 λ — коэффициент избытка воздуха;
 L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания единицы массы топлива;
 φ_k — коэффициент избытка продувочного воздуха;
 H_V — теплотворная способность топлива;
 ζ_e — эффективный КПД;
 V_h — объем цилиндра;
 z — количество цилиндров;
 τ — коэффициент тактности.

Для конкретного двигателя 16ЧН 26/26 при $n = 1000$ об/мин эта зависимость приобретает вид

$$P_{int} = P_e \frac{\lambda P_{em} T_n}{\zeta_e \varphi_k}$$

Отношение T_n/φ_k в первом приближении можно принять неизменным, так как с ростом P_e несколько увеличивается T_n (при сохранении размеров и параметров системы охлаждения), а также должно вырасти φ_k из-за роста отношения P_{int}/P_e при увеличении температуры газов. На рис. 2 представлена зависимость

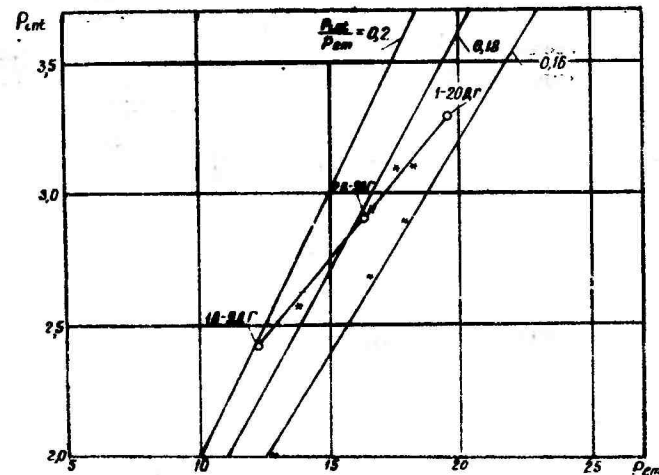


Рис. 2

$P_{int} = f(P_{em})$ для двигателей типа ЧН 26/26 (точки) и ряда двигателей иностранных фирм. Из графика видно, что с ростом P_{em} имеется тенденция к некоторому снижению отношения P_{int}/P_{em} . По данным иностранных фирм, отношение P_{int}/P_{em} для высоких значений P_{em} находится в пределах 0,16 -- 0,17. Из этих соотношений, а также с учетом опыта работ по двигателю 20ЧН 26/26 при форсировании дизеля 16ЧН 26/26 от $P_{em} = 1,64$ МПа до $P_{em} = 1,96$ МПа давление наддува должно быть увеличено от $P_{int} = 0,28 \div 0,3$ МПа до $P_{int} = 0,32 \div 0,34$ МПа, а расход воздуха от 5,5 до 6,4 кг/с. При этом среднее значение P_{int}/P_{em} снизится от 0,177 до 0,168.

Давление вспышки p_{max} должно быть повышено от 12,5 до 13,5 МПа. Как показали исследования масляной пленки в коренных и шатунных подшипниках, при этом уровне p_{max} толщина пленки сохраняется в пределах 8 - 10 $\mu\text{к}$ и не лимитирует возможности форсировки дизеля.

Опыт эксплуатации тепловозов 2ТЭ116, 2ТЭ10 показал, что коэффициент использования мощности составляет 0,4 и они работают на полной мощности до 5% времени. Можно предположить, что для более мощных тепловозов распределение нагрузок по времени будет аналогичным.

Таким образом, режимами, определяющими термосточность деталей цилиндропоршневой группы, являются долевые в диапазоне частоты вращения 650 - 750 мин^{-1} , где α должен быть не ниже 1,7. Поэтому тепловозная характеристика двигателя с $p_{em} = 1,96$ МПа должна выбираться с учетом ограничения по величине α на режимах $n = 650 \div 750$ об/мин. Так как при уменьшении p_{Lnt}/p_{em} несколько снизятся коэффициент избытка воздуха α и индикаторный КПД, то необходимо принять меры к сохранению (или улучшению) экономичности двигателя. Для решения этого вопроса намечены два пути.

1. Повышение КПД турбокомпрессора

Уровень КПД по параметрам на двигателе 2В-9ДГ составляет $\eta_{TK} = 0,57 \div 0,58$ на режиме полной мощности и 0,62-0,63 на промежуточных режимах. Для типоразмера ТК-38 это достаточно высокий КПД, и обеспечен он в основном за счет высокого КПД турбины $\eta_T = 0,84$. В то же время КПД компрессора при $\pi_k = 3$ составляет 0,77, а у лучших современных компрессоров он достигает $\eta_k = 0,82 \div 0,83$. Основной причиной снижения КПД компрессора с ростом π_k является увеличение чисел M потока в рабочем колесе и лопаточном диффузоре. Так, при окружной скорости колеса $U_2 = 400$ м/с число M_{w1} (по относительной скорости потока на входе) превышает значение 0,8, что вызывает дополнительные волновые потери. Введение закрутки $C_u/U_1 = 0,2 \div 0,3$ при $U_2 = 400$ м/с снижает число M_{w1} до 0,62 - 0,67, угол потока β_1 возрастает. Это существенно улучшает условия обтекания лопаток колеса компрессора. Аналогично влияет закрутка потока на выходе из колеса на уровень чисел M_{C3} потока при входе в лопатки диффузора. Испытания

варианта такого компрессора показали возможность увеличения КПД при $\pi_k \geq 3$ до 0,80 - 0,81.

Сравнение изменения КПД колеса с углами $\beta_2 = 90^\circ$ (6ТК) и $\beta_2 = 65^\circ$ (реактивное) по режимам тепловозной характеристики приведено на рис. 3.

Так как закрутка потока на входе и применение реактивного колеса снижают коэффициент напора компрессора, то для компенсации этого приходится увеличивать диаметр колеса и, следовательно, уровень напряжений в нем.

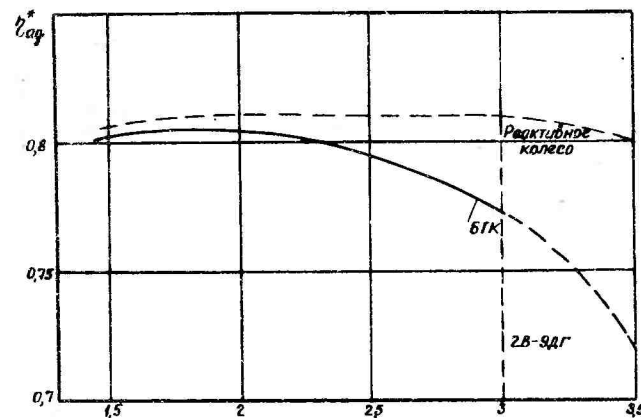


Рис. 3. Изменение КПД компрессора по режимам тепловозной характеристики

Одновременно увеличиваются диаметральные размеры корпуса компрессора и проходные сечения впускного патрубка. Это потребует некоторого изменения воздухоподводящих патрубков тепловоза. Рачетная оценка прочности вала ротора, диска турбины и рабочих лопаток показала, что с увеличением частоты вращения от 21500 до 23000 об/мин запасы прочности находятся в допустимых пределах.

2. Применение системы турбонаддува с силовой турбиной.

Для системы воздухообеспечения со свободным турбокомпрессором давление газов перед турбиной p_{g1} определяется балансом мощностей компрессора и турбины. Снижение p_{g1} за счет увеличения КПД и соответственно пропускной способности турбины

приводит к уменьшению работы на выталкивание газов из цилиндра. Однако выигрыш в мощности турбины примерно вдвое больше, чем снижение работы на выталкивание. Поэтому более эффективным оказывается непосредственный отбор мощности от турбины на коленчатый вал. Испытания Харьковского политехнического института им. В. И. Ленина и Коломенского тепловозостроительного завода показали, что в этом случае целесообразно давление перед турбиной поднять до $P_{g1}/P_{int} = 1,2 \div 1,4$, что позволит получить выигрыш в расходе топлива до 6–10 г/кВт·ч.

Анализ схем соединения двигателя с силовой турбиной [2] показал, что с точки зрения получения наибольшей эффективности на нагрузках 30–80% полную мощность силовую турбину в отличие от схемы двигателя Д70Б необходимо располагать по ходу газа вслед за турбиной привода компрессора. Для оценки эффективности такой системы на двигателе 16ЧН 26/26 были проведены специальные испытания. Фаза перекрытия клапанов была уменьшена с 90 до 42°. Проточные части турбокомпрессора БТК при этом были изменены под режим работы с силовой турбиной, а имитация силовой турбины осуществлялась дросселем и регулируемой заслонкой, расположенными на газо-выпуске из турбокомпрессора. По замерам давлений и температур газа перед и за дросселирующей системой расчетом определялись располагаемая работа турбины, а затем с учетом влияния частоты вращения – ее КПД и мощность. Результаты испытаний по режимам тепловозной характеристики двигателя 1А–9ДГ для систем с силовой турбиной (ТК+ТС) и со свободным турбокомпрессором (ТК) приведены на рис. 4. Испытания показали, что схема ТК+ТС обеспечивает существенное улучшение экономичности (на 10–12 г/кВт·ч) и снижение температур выпускных газов в области $P_e \leq 80\% P_{e\text{ном}}$. На режиме полной мощности улучшение экономичности составило 5 г/кВт·ч при некотором росте температуры выпускных газов.

В результате расчетов установлено, что применение схемы с силовой турбиной ТК+ТС уменьшает время переходного процесса турбокомпрессора на 30–40%.

Соединение силовой турбины планируется осуществить по следующей схеме (рис. 5). Газ из выпускного патрубка турбокомпрессора по трубопроводу, расположенному над двигателем, поступает в корпус силовой турбины. В корпусе силовой турбины монтируется ротор турбины на двух подшипниках скольжения,

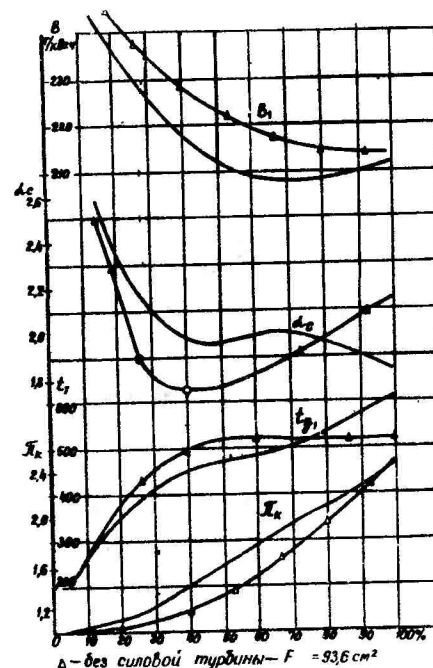


Рис. 4

вращающийся с $n_{TC} = 10000$ об/мин. На роторе установлена гидромуфта, рассчитанная на передачу мощности $P_{eTC} = 350$ кВт со скольжением $i = 4\%$. От гидромуфты через понижающий редуктор с передаточным отношением 2:1 мощность передается на промежуточный вал, соединенный с приводом распределительного вала. Общее передаточное отношение 10:1. Основные расчетные параметры двигателя при нормальных атмосферных условиях:

- мощность $P_e = 3550$ кВт;
- частота вращения $n = 1000$ об/мин;
- давление наддува $P_{int} = 0,36$ МПа;
- температура газов перед турбиной $T_7 \leq 923$ К;
- давление газов перед турбиной $P_{g1} = 0,45$ МПа;
- мощность силовой турбины $P_{TC} = 350$ кВт;
- удельный эффективный расход топлива $b = 208$ г/кВт·ч.

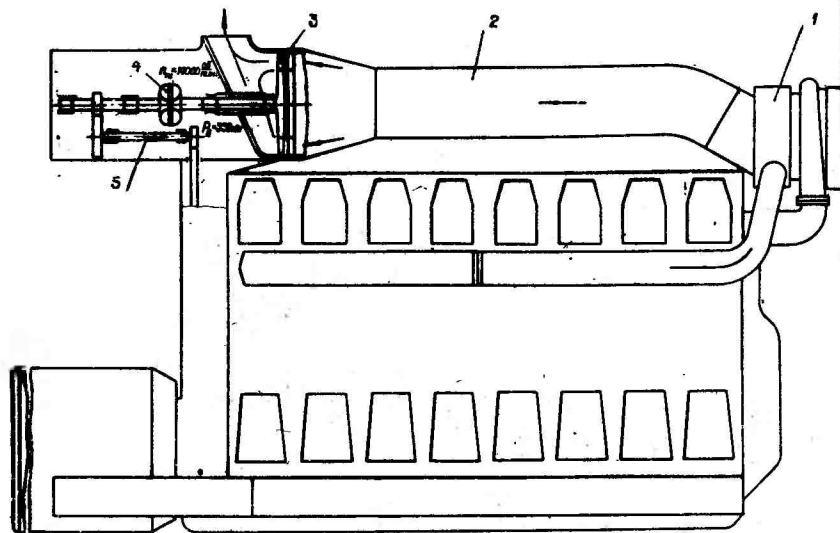


Рис. 5. Схема двигателя 16ЧН 26/26 с силовой турбиной:
1 - турбокомпрессор; 2 - газовод; 3 - турбиносильная; 4 - гидромуфта;
5 - редуктор

Некоторое увеличение P_{Lnt} по сравнению со схемой со свободным турбокомпрессором вызвано стремлением снизить температуру выпускных газов. Так как при установке силовой турбины уровень давлений газа в турбокомпрессоре повышается то создаются условия для уменьшения высоты лопаток турбины вследствие чего снижаются напряжения от центробежных сил.

Таким образом, опыт форсирования двигателя 1-20ДГ и проведенные исследования по совершенствованию турбокомпрессора, а также разработки новой системы турбонаддува с силовой турбиной создали необходимые предпосылки для форсирования двигателя 16ЧН 26/26 до мощности $P_e = 3500$ кВт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д. А. Дехович и др. Турбокомпрессор двигателя внутреннего сгорания. А. с. 387133 от 26 октября 1970 г.
2. Агрегаты воздушоснабжения комбинированных двигателей. Под ред. М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1973.

УДК 625.282-843.6-83

В. С. Марченко, А. Н. Лапко

ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

Особенности электропередачи тепловоза

В электропередаче тепловоза 2ТЭ121 применен ряд новых конструктивных и схемных решений, в том числе:

система возбуждения тягового генератора с питанием от вспомогательного генератора с самовозбуждением, что позволяет исключить отдельный возбудительный агрегат;

выполнение тягового генератора и вспомогательного генератора в одном агрегате;

электрический тормоз с автоматическим регулированием скорости;

унифицированные бесконтактные узлы в системах регулирования электропередачи и вспомогательного генератора: КУА-10, 13, 14.

Схемы возбуждения тягового и вспомогательного генераторов

Возбуждение генераторов тягового агрегата осуществляется от вспомогательного генератора через тиристорные преобразователи, выполненные по трехфазной схеме со средней точкой и нулевыми диодами.

На тиристорный преобразователь тягового генератора воздействуют сигналы САР электропередачи в тяговом режиме либо САР электрического тормоза, на тиристорный преобразователь вспомогательного генератора воздействует сигнал САР вспомогательного генератора.

Поскольку вспомогательный генератор работает с самовозбуждением, то для первоначального возбуждения обмотка возбуждения генератора кратковременно подключается к цепи аккумуляторной батареи через вспомогательный контактор и балластный резистор.

Управляемые выпрямители скомпонованы в силовой блоке имеющий принудительный обдув.

В цепи возбуждения тягового генератора предусмотрен управляемый выпрямитель, постоянно включенный по силовой цепи, но при снятых управляющих импульсах (горячий резерв).

Включение в работу резервного выпрямителя осуществляется переключением штепсельного разъема управления силовой блока.

Силовая схема электропередачи

Питание тяговых электродвигателей осуществляется от тягового генератора через выпрямительную установку $B_n 1,2$.

Тяговый генератор выполняется с двумя трехфазными звездами обмотки статора со сдвигом на 30 электрических градусов. Схема выпрямления – два трехфазных моста, соединенных на выходе параллельно.

Соединение тяговых электродвигателей – параллельное с двумя ступенями ослабления возбуждения. Подключение электродвигателей осуществляется с помощью электропневматических контакторов.

Изменение направления движения тепловоза осуществляется реверсором, имеющим два рабочих положения "Вперед" и "Назад".

Для коммутации цепей ослабления возбуждения служат грушевые контакторы. Включение и выключение контакторов ослабления возбуждения производится под контролем реле перехода по скорости.

В режим электрического торможения силовая схема переводится с помощью тормозного переключателя. При этом якоря тяговых электродвигателей включаются на индивидуальные тормозные резисторы через поездные контакторы, обмотки возбуждения соединяются последовательно и включаются на выпрямительную установку через контактор возбуждения, получающая питание от тягового генератора. Последовательно с обмоткой возбуждения тягового генератора и встречно выходу управ-

ляемого выпрямителя включается выход выпрямительной установки. Благодаря этому осуществляется подключение в цепь возбуждения жесткой отрицательной обратной связи по напряжению генератора с целью обеспечения устойчивой работы системы регулирования ЭТ.

Для охлаждения тормозных резисторов служат два мотор-вентилятора с электродвигателями постоянного тока последовательного возбуждения, включаемые на часть тормозного резистора. Секции тормозных резисторов для питания мотор-вентиляторов включены параллельно с помощью уравнивательных соединений.

Для обеспечения охлаждения тяговых электродвигателей при электрическом торможении дизель-генератор работает с частотой вращения, соответствующей 15-й позиции контроллера машиниста.

В силовой схеме предусмотрены следующие защиты:

от замыкания на массу тепловоза в любой точке и кругового огня тяговых электродвигателей посредством реле заземления;

от пробоя плеча выпрямительной установки посредством реле, включенного между нулями звезд тягового генератора;

от токов внешнего короткого замыкания выпрямительной установки – посредством реле напряжения, включенного на выход трансформаторов тока $Tr1 - Tr4$ с настройкой срабатывания на 1,2 – 1,25 максимального рабочего тока.

Защита тормозных резисторов от перегрузки производится путем ограничения допустимого длительного тока с помощью системы регулирования, а в случае чрезмерных токов при неисправности системы регулирования защита осуществляется с помощью реле, настраиваемого на срабатывание при токе 1,2 – 1,25 номинального и включенного на падение напряжения на секции тормозных резисторов для питания мотор-вентиляторов.

По минимальному тормозному току – с помощью реле, включенного на падение напряжения на секции тормозных резисторов для питания мотор-вентиляторов.

Срабатывание первых трех защит приводит к снятию возбуждения тягового генератора, срабатывание остальных приводит к отключению электрического тормоза и замещению его пневматическим.

Система автоматического регулирования и защиты вспомогательного генератора

Система автоматического регулирования вспомогательного генератора имеет два канала: напряжения генератора и тока возбуждения.

В канале регулирования сигнал обратной связи по регулируемому параметру сравнивается с сигналом уставки. Сигнал рассогласования в виде тока управления воздействует через блок управления на управляемый выпрямитель возбуждения генератора. При этом поддерживается постоянное значение регулируемого параметра генератора, соответствующее сигналу уставки.

В канале регулирования напряжения в качестве датчика сигнала обратной связи по напряжению служит трехфазный трансформатор в устройстве БЛА2 (КУА-13), включенный на одну из звезд обмотки статора генератора. Сигнал уставки снимается с датчика частоты, получающего питание от датчика напряжения. При работе этого канала обеспечивается постоянство отношения напряжения к частоте.

Канал регулирования тока возбуждения обеспечивает ограничение его максимально допустимого по управляемому выпрямителю значения. В качестве датчика сигнала обратной связи по току возбуждения используется трансформатор постоянного тока Тр6, сигнал уставки представляет постоянную величину.

Схемой предусмотрено, что каждый канал регулирования вступает в работу в случае превышения сигналом обратной связи сигнала уставки.

Защита по максимальному напряжению генератора с настройкой срабатывания 1,2 номинального значения осуществляется с помощью узла защиты в устройстве БЛА2 (КУА-13). На выход узла включено исполнительное реле. При срабатывании защиты снимаются импульсы тиристоров возбуждения, снимается возбуждение вспомогательного генератора, обеспечиваются цепь самопитания узла защиты, световая сигнализация на лицевой панели устройства КУА-13.

Возврат защиты в исходное состояние осуществляется нажатием кнопки "Сброс" на лицевой панели устройства БЛА2, либо кратковременным отключением питания устройства БЛА2.

Система автоматического регулирования электропередачи в тяговом режиме

Система автоматического регулирования электропередачи в тяговом режиме обеспечивает получение внешних характеристик тягового генератора и имеет три канала регулирования напряжения U_r , тока I_r и мощности P_r . В канале регулирования сигнал обратной связи по регулируемому параметру сравнивается с сигналом уставки. Сигнал рассогласования в виде тока управления воздействует через блок управления на управляемый выпрямитель возбуждения генератора, уменьшая ток возбуждения при увеличении сигнала обратной связи. При этом поддерживается постоянное значение регулируемого параметра генератора, соответствующее сигналу уставки.

Датчиком сигнала обратной связи по напряжению генератора является трехфазный трансформатор ТрН, включенный в одну из звезд тягового генератора. Вторичное напряжение трансформатора выпрямляется с помощью трехфазного моста в устройстве БЛА2 и представляет сигнал по выпрямленному напряжению тягового генератора.

Датчиком сигнала обратной связи по выпрямленному току тягового генератора являются трансформаторы постоянного тока Тр1 - Тр4, измеряющие токи тяговых электродвигателей М1, М6 и пар электродвигателей М2 - М3, М4 - М6;

Для получения одинакового уровня выходного сигнала трансформаторы Тр1, Тр4 и Тр2, Тр3 имеют коэффициенты трансформации, отличающиеся в два раза.

С помощью схемы выделения максимума в систему регулирования поступает наибольший из токов трансформаторов, что обеспечивает стабилизацию напряжения тягового генератора в режиме боксования неполного числа тяговых электродвигателей (динамические жесткие внешние характеристики генератора).

Выходы измерительных схем напряжения и тока генератора подключаются к функциональному преобразователю ФПО, с выхода которого снимаются в виде напряжений сигналы обратной связи по напряжению, току и мощности генератора.

Сигнал по мощности представляет сумму сигналов по току и напряжению.

В качестве датчиков уставки используются датчик частоты

вращения дизеля (в устройстве БлА2) и индуктивный датчик регулятора мощности.

Датчик частоты вращения получает питание от двух фаз обмотки вспомогательного генератора через балластный резистор.

Функциональное преобразование сигналов по частоте вращения дизеля по каналам регулирования ρ_r и \mathcal{J}_r осуществляется с помощью узлов ФПМ и ФПТ, что необходимо для получения оптимальных зависимостей мощности и пускового тока.

В канал регулирования мощности вводится корректирующий сигнал уставки от индуктивного датчика, который суммируется с сигналом по частоте вращения. При изменении этого сигнала на данной фиксированной частоте вращения обеспечивается точное соответствие мощности генератора и свободной мощности дизеля, которая колеблется в зависимости от атмосферных условий и величины вспомогательных нагрузок.

Схемой БлА2 предусмотрено, что каждый канал регулирования вступает в работу в случае превышения сигналом обратной связи сигнала уставки. Благодаря этому обеспечивается необходимая последовательность работы каналов по мере измерения тока напряжения нагрузки.

Для максимального напряжения принят закон изменения пропорционально частоте вращения дизеля.

Зависимость изменения максимального тока обеспечивает ускоренное нарастание пускового тока по позициям контроллера.

При аварийном отключении тягового электродвигателя контактом одного из выключателей ВМ1 - ВМ6 закорачивается выход индуктивного датчика в устройстве БлА2, благодаря чему снижается мощность генератора.

В схеме предусмотрено получение статических жестких характеристик генератора посредством снижения уставки канала регулирования напряжения. При работе со статическими жесткими характеристиками тяговая мощность при скоростях выше длительной существенно снижается, поэтому их использование целесообразно при скоростях движения ниже ~ 25 км/ч и плохих условиях сцепления.

Система автоматического регулирования электрического тормоза

Система автоматического регулирования служит для получения требуемых тормозных характеристик электрического тормоза (ЭТ).

ЭТ имеет ограничения по максимальным значениям тока якоря и тока возбуждения тяговых электродвигателей, допустимых по нагреву тормозных резисторов и нагреву тяговых электродвигателей, ограничение по коммутации тяговых электродвигателей, ограничение по тормозной силе, величина которой может изменяться машинистом 12 ступенями.

Необходимые тормозные характеристики формируются в результате действия каналов регулирования. В канале регулирования сигнал обратной связи сравнивается с сигналом уставки, разность этих сигналов усиливается и полученный сигнал рассогласования воздействует через блок управления на управляемый выпрямитель возбуждения генератора. При этом поддерживается постоянное значение регулируемого параметра ЭТ, соответствующее сигналу уставки.

Ограничение предельных электрических параметров ЭТ обеспечивается посредством каналов регулирования:

тока якоря \mathcal{J}_a , тока возбуждения \mathcal{J}_b , по коммутационной способности тяговых электродвигателей $\mathcal{J}_a V$.

В качестве датчиков сигналов тока якоря служат трансформаторы Тр1 - Тр4. Датчиком сигнала по току возбуждения электродвигателей служит трансформатор постоянного тока Тр5. Сигналы обратной связи каналов \mathcal{J}_a и \mathcal{J}_b снимаются с функционального преобразователя ФП1. Сигнал уставки этих каналов является фиксированным.

В канале $\mathcal{J}_a V$ сигналом обратной связи является сигнал напряжения по току \mathcal{J}_a , сигнал уставки вырабатывается функциональным преобразователем ФП2. На вход ФП2 подается сигнал по скорости тепловоза от двух тахогенераторов, с выхода снимается величина, обратно пропорциональная скорости. Тем самым при работе канала поддерживается примерно постоянным произведение $\mathcal{J}_a V$.

Формирование ограничений по тормозной силе осуществляется с помощью канала регулирования тормозной силы. Сигнал обратной связи вырабатывается в узле ФП1 и представляет собой сумму сигналов по токам \mathcal{J}_a и \mathcal{J}_b . Уставка по тормозной силе имеет 12 ступеней, устанавливаемых переключателем на тормозном контроллере.

При экстренном торможении вводится повышенный сигнал уставки, запирающий этот канал.

Канал регулирования скорости содержит два контура регули-

рования. Во внешнем контуре сравнивается сигнал $U_{oc.c}$ обратной связи по скорости с сигналом уставки $U_{yc.c}$.

Скорость тепловоза измеряется с помощью шести тахогенераторов на осях колесных пар, посредством узла "max" выделяется максимальный из этих сигналов, что позволяет устойчиво поддерживать режим регулирования при юзе одной или нескольких колесных пар.

Сигнал уставки снимается с сельсина тормозного контроллера. Разность сигналов обратной связи и уставки через усилитель УС 1 поступает во внутренний контур регулирования, является для него сигналом уставки.

Выходной сигнал усилителя изменяется от максимального значения до нуля, при малых значениях сигнала он замещается постоянным по значению сигналом узла $F_{мл}$ с помощью элемента "max".

Внутренний контур представляет собой канал регулирования тока возбуждения, в котором используется сигнал $U_{oc.э2}$ обратной связи по току I_B . При работе канала значение поддерживаемого тока I_B определяется сигналом $U_{yc.B}$.

Схемой устройства БлАЗ предусмотрено, что каждый из каналов I_A , I_B , I_C вступает в работу лишь в случае превышения заданного значения того параметра ЭТ, который регулируется по этому каналу, т.е. когда сигнал обратной связи становится больше сигнала уставки.

Предусмотрена защита тяговых электродвигателей от аварийных режимов при отказах системы регулирования электрического тормоза, которая входит в состав устройства БлАЗ (КУА-14).

В устройство БлАЗ подается сигнал по напряжению возбуждения тягового генератора от трансформатора постоянного напряжения Тр7.

При отказе системы регулирования ЭТ напряжение возбуждения генератора быстро возрастает, превышая максимальное рабочее значение, и защита срабатывает, снимая управляющие импульсы с тиристоров возбуждения.

Предусмотрено также срабатывание защиты по сигналу о тормозном токе при превышении примерно на 20% его значения в случае, если аварийный процесс развивается сравнительно медленно и защита не срабатывает по сигналу напряжения возбуждения генератора.

Схема управления электропередачи

Схема управления электропередачи выполняется аналогично схемам, применяемым на выпускаемых тепловозах с электропередачей переменного-постоянного тока.

Особенности схемы управления обусловлены применением ЭТ. В режиме ЭТ схема управления совместно с системой пневматического тормоза обеспечивает:

возможность включения и отключения ЭТ с помощью одного из двух органов управления:

- тормозного контроллера;
- крана машиниста.

При этом включение ЭТ возможно при любом положении главной рукоятки контроллера, в том числе на ходовых позициях. В последнем случае обеспечивается автоматическая разборка тяговой схемы;

возможность управления режимами ЭТ с помощью двух органов: тормозного контроллера (задание поддерживаемой скорости движения на спуске), переключателя тормозной силы (задание ограничиваемой величины тормозной силы);

автоматическое включение ЭТ на полную эффективность с подачей песка при экстренном торможении;

включение режима предварительного торможения на 8 - 12 с в начале процесса торможения;

перевод дизеля на частоту вращения, соответствующую 15-й позиции контроллера машиниста;

автоматическое выключение ЭТ в следующих режимах:

при снижении скорости движения до определенного значения;

при срабатывании защит;

при торможении краном вспомогательного тормоза;

возможность ручного отключения ЭТ с помощью выключателя;

запрет включения ЭТ в режимах аварийного отключения тягового двигателя;

автоматическое включение пневматического торможения локомотива при снижении эффективности ЭТ на низких скоростях движения и аварийном отключении ЭТ.

Схема управления предусматривает работу при одном poste управления секции тепловоза и возможность работы двух сочлененных секций тепловоза при управлении с одного поста.

В. Е. Верхогляд, О. Н. Андреев

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАШИНЫ ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

На тепловозе 2ТЭ121 для уменьшения массы и габаритов, улучшения компоновки оборудования применен тяговый агрегат типа А-714АУХЛ2, который включает в себя два выполненных в одном общем корпусе синхронных генератора: тяговый и вспомогательный.

Тяговый генератор предназначен для питания (через выпрямительную установку) тяговых электродвигателей. Вспомогательный генератор предназначен для питания (через преобразовательные устройства) цепей возбуждения агрегата, цепей управления и заряда аккумуляторной батареи, электродвигателей постоянного тока приводов вспомогательных механизмов тепловоза и для питания (непосредственно) асинхронных электродвигателей приводов вспомогательных механизмов тепловоза.

Тяговый генератор представляет собой двенадцатиполусную электрическую машину переменного тока с независимым возбуждением, а вспомогательный генератор — двенадцатиполусную с самовозбуждением.

Общий корпус имеет лапы для установки агрегата на поддизельной раме; он же является корпусом статора тягового генератора. Корпус статора вспомогательного генератора соединяется с общим корпусом агрегата.

Роторы обоих генераторов явнополюсные и расположены на одном корпусе (валу).

Агрегат выполнен на одном подшипнике и соединяется с валом дизеля через фланец на корпусе ротора. Подшипник установлен в выемной ступице подшипникового щита, что обеспечивает

возможность его замены без снятия щита с агрегата и без отъема агрегата от дизеля.

Агрегат представляет собой электрическую машину защищенного исполнения с независимой вентиляцией. Подача охлаждающего воздуха осуществляется через окно в нижней части входного патрубка (со стороны контактных колец), а отвод — через окно в нижней части выходного патрубка (со стороны дизеля).

На тяговом агрегате, на специальных подставках, устанавливается выпрямительная установка, электрически подсоединенная к агрегату. Выпрямительная установка имеет систему воздухоподвода для охлаждения. Охлаждающий воздух в выпрямительную установку попадает из входного патрубка тягового генератора.

Ротор состоит из следующих основных составных частей (сборочных единиц): корпуса, полюсов тягового и вспомогательного генераторов, магнитопроводов тягового и вспомогательного генераторов, контактных колец.

Корпус ротора сварно-литой конструкции с валом со стороны контактных колец и с фланцем со стороны привода предназначен для непосредственной передачи крутящего момента от коленчатого вала дизеля к ротору агрегата и частично через свободный конец вала для привода других механизмов тепловоза, а также для сборки на нем всех частей ротора.

На корпус ротора установлены магнитопроводы с полюсами. Магнитопровод представляет собой пакет из тонколистовой конструкционной стали, зажатый двумя нажимными шайбами из толстолистового проката и напрессованный на корпус со шпонкой.

Пакет магнитопровода имеет в осевом направлении специально выштампованные пазы типа "ласточкин хвост" для закрепления полюсов с помощью клиновых шпонок.

По магнитопроводу проходит магнитный поток от одного полюса к двум соседним.

Магнитопровод ротора тягового генератора собирается непосредственно на корпус, а магнитопровод вспомогательного генератора на отдельный цилиндр с последующей напрессовкой на корпус по шпонке.

Полюса предназначены для создания основного магнитного потока агрегата, имеют моноблочную конструкцию и состоят из сердечников и катушек, изолированных от сердечников. Со стороны полюсных башмаков установлены изолирующие рамки.

Сердечники полюсов, с целью уменьшения потерь от вихревых токов, собраны из тонколистовой конструкционной стали зажаты крайними более толстыми листами (щеками) и стянуты под прессом заклепками. Вдоль оси сердечников специально выштампованы фигурные выступы для закрепления полюсов пазах магнитопроводов. В башмаках сердечников полюсов расположены демпферные стержни, выполненные из неизолированных токопроводящих прутков и предназначенные для улучшения работы агрегата в переходных режимах.

Катушки полюсов выполнены однослойными и намотаны на прямоугольной неизолированной меди на ребро. Витки изолированы друг от друга изоляционными прокладками. Катушки полюсов ротора каждого генератора соединены между собой последовательно. Соединение выполнено по торцам магнитопроводов с обеих сторон шинами. Начало и конец обмоток возбуждения присоединены к контактным кольцам. Катушки в сборе с сердечниками полюсов пропитываются в эпоксидном компаунде.

Контактные кольца выполнены из стали и напрессованы на вал ротора.

Контактные кольца соединены с обмотками ротора при помощи специальных изолированных шин (токовыводов).

Корпус агрегата является основой для сборки всех деталей узлов агрегата и выполнен в виде цилиндра сварной конструкции.

В корпусе агрегата устанавливается и закрепляется сердечник статора тягового генератора, а после укладки обмотки статора тягового генератора устанавливается и закрепляется отдельно собранный статор вспомогательного генератора.

Корпус статора вспомогательного генератора является основой для сборки всех составных частей статора и выполнен в виде цилиндра сварной конструкции. В корпус статора вспомогательного генератора установлен сердечник.

Сердечники статоров выполнены из штампованных сегментных листов электротехнической стали. Для уменьшения потерь от вихревых токов поверхность сегментных листов покрыта электроизоляционным лаком, кроме того, листы сердечника разделены на пакеты сегментными листами из стеклотекстолита. В сегментах по внутреннему диаметру выштампованы пазы для укладки обмотки статора и отверстия для создания аксиальных вентиляционных каналов.

Сегментные листы статора наштампованы и спрессованы большим усилием в виде монолитного пакета.

Сердечники в спрессованном состоянии зажаты между обмоткодержателями стяжными шпильками.

В пазах сердечников статоров уложены двухслойные волновые обмотки из медного изолированного провода. Обмотки выполнены по схеме двух независимых трехфазных звезд, сдвинутых друг относительно друга на 30 электрических градусов, при этом обмотка тягового генератора имеет две параллельные ветви в каждой фазе.

Для предохранения секции обмоток от повреждения пазы сердечников статоров перед укладкой секций выстилаются пленкостеклотканью.

Катушки секций обмоток тягового генератора изолированы от корпуса полиимидной и активированной фторопластовой пленками, вспомогательного – стеклослюдинитовой лентой. В пазах сердечников обмотки статоров удерживаются клиньями из изоляционного материала, а лобовые части прикреплены к изолированным кольцам обмоткодержателей. Лобовые части тягового генератора для улучшения охлаждения их имеют пространственную решетку, а лобовые части вспомогательного генератора имеют плотную укладку.

Статорные обмотки тягового и вспомогательного генераторов проходят пропитку в лаке и покрываются эмалью горячей сушки.

В агрегате применяются радиальные однообоймные щеткодержатели с рулонной пружиной постоянного давления. Применение в щеткодержателе рулонной пружины и "главляющего" рычага (курка) обеспечивает требуемое постоянное нажатие на щетку без подрегулировки (нажатие в условиях эксплуатации не регулируется).

Для надежного крепления и правильной (точной) установки щеткодержателя относительно рабочей поверхности контактных колец поверхности элементов крепления щеткодержателя и brackets выполнены рифлеными.

Щеткодержатели крепятся болтами к bracketам, которые, в свою очередь, закреплены к подшипниковому щиту при помощи изолированных шпилек.

В агрегате применены высококачественные электрографитовые неразрезные щетки.

Подшипниковый щит выполнен в виде сварного каркаса из

колец и ребер, согнутых в холодном состоянии из стального проката. К корпусу агрегата щит крепится болтами за внешнее кольцо с центрирующим выступом (бургом).

В агрегате для опоры и свободного вращения ротора применен подшипник качения, изготовленный по специальным техническим условиям для железнодорожного подвижного состава.

Очищенный от посторонних примесей воздух подается в агрегат вентилятором через патрубок со стороны контактных колец. Внутри агрегата охлаждающий воздух разделяется на два потока: один направляется в статор тягового генератора, другой – в статор и ротор вспомогательного генератора и далее в ротор тягового генератора. Оба потока внутри агрегата разделены диафрагмой, выполненной в виде усеченного конуса из изоляционного материала и закрепленной на корпусе статора вспомогательного генератора.

Основные параметры агрегата приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование параметра			Норма для тягового генератора
Мощность, кВт			2800
Выпрямленное значение	Напряжение, В	высшее	750
		низшее	435
	Ток, А	при высшем напряжении	3740
		при низшем напряжении	6200
		максимальный кратковременный*	8100
Частота вращения ротора номинальная, с ⁻¹ (об/мин)			16,67 (1000)
Частота вращения ротора максимальная, с ⁻¹ (об/мин)			16,83 (1010)
Степень очистки воздуха, %			75
Статическое давление охлаждающего воздуха внутри агрегата (в контрольной точке), Па (мм вод. ст.)			1700 (170)

*Продолжительность – не более 2 мин.

Основные параметры агрегата в режимах эксплуатации и испытаний при измерении их на контактных зажимах (выводах) обмоток (до выпрямителя) приведены в табл. 2.

Таблица 2

Наименование параметра			Норма для генераторов агрегата	
			тягового	вспомогательного
Линейные значения	Напряжение, В	высшее	580	400
		низшее	366	
	Ток, А	при высшем напряжении	2x1520	2x570
		при низшем напряжении	2x2400	
		максимальный кратковременный**	2x3400	
	Частота вращения ротора номинальная, с ⁻¹ (об/мин)			16,67 (1000)

**Продолжительность – не более 2 мин.

На тепловозах 2ТЭ121 установлены тяговые электродвигатели ЭД-126АУХЛ1, основные эксплуатационные данные которых в различных режимах (при работе на тепловозах различных серий) приведены в табл. 3.

Таблица 3

Наименование параметра	Номинальные данные	Режимы тепловозов	
		2ТЭ121	ТЭ136
Мощность, кВт . . .	440	409	440
Напряжение, В . . .	518/850	545/725	518/850
Ток, А	950/580	825/620	950/580
Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	8/30,58 (460/1835)	8,93/30,58 (536/1835)	8/30,58 (460/1835)
КПД, %	89,3	90,9	89,3
Расход охлаждающего воздуха, м ³ /с	2,00	1,66	2,00
Статическое давление охлаждающего воздуха в коллекторной камере, Па	3000	1670	3000

Продолжение табл. 3

Наименование параметра	Номинальные данные	Режимы тепловозов	
		2ТЭ121	ТЭ136
Момент на валу в продолжительном режиме, Нм (кгс-м)	8740(891)	7288(743)	8740(891)
Номинальный кратковременный (пусковой) ток, А	1215	1215	1215
Максимальная частота вращения при полунапряженном бандаже колесной пары, с ⁻¹ (об/мин)	31,83 (1910)	31,83 (1910)	31,83 (1910)

На тепловозах 2ТЭ121 установлены тяговые электродвигатели ЭД-126АУХЛ1.

Электродвигатель ЭД-126АУХЛ1 представляет собой шести-полюсную реверсивную электрическую машину постоянного тока последовательного возбуждения защищенного исполнения с независимой вентиляцией.

Электродвигатель выполнен для опорно-рамной подвески на тележке тепловоза и односторонней передачи вращающего момента на колесную пару через проходящий внутри полого вала якоря торсион с диафрагменной резинокордной и зубчатой муфтами.

Якорь состоит из следующих основных частей: вала, корпуса, двух нажимных шайб (передней и задней), сердечника и коллектора, образующих в сборе так называемый якорь необмотанный, а также катушек и уравнивателей, составляющих обмотку якоря.

Вал изготовлен из грубы, выполненной из высококачественной легированной стали, и перед окончательной механической обработкой специально термообработан. Один его конец имеет конус с уклоном 1 – 50 для горячей посадки зубчатой полумуфты.

Корпус якоря изготовлен методом сварки из двух колец и двух труб, выполненных из низкоуглеродистой стали. Вал запрессовывается в корпус якоря без подогрева. Передача вращающего момента производится за счет сил трения по поверхности посадки вала в корпусе якоря. При необходимости запрессованный вал можно выпрессовать и заменить другим.

Нажимные шайбы изготовлены методом сварки из низкоуглеродистой стали.

Изолировка наружной поверхности обода (обмоткодержателя) нажимных шайб производится прессованными из стеклоткани сегментами при укладке обмотки якоря.

Сердечник якоря набран из штампованных листов электротехнической стали толщиной 0,5 мм, покрытых с обеих сторон тонким слоем электроизоляционного лака и напрессованных непосредственно на корпус якоря со шпонкой. По внешнему диаметру листов выштампованы пазы для укладки обмотки якоря, а в средней части – отверстия для создания аксиальных вентиляционных каналов. На зубцах крайних листов для предотвращения их распушения закреплены нажимные пальцы из стальных полос двутаврового сечения.

Коллектор арочного типа состоит из изолированных друг от друга миканитовыми прокладками коллекторных пластин, стянутых между втулкой и нажимным конусом коллектора с помощью болтов. Пластины изолированы от втулки, конуса и болтов миканитовыми манжетами и цилиндром. Коллектор содержит элементы, предотвращающие проникновение пыли и влаги во внутреннюю его полость. С обмоткой якоря коллектор соединен петушками, вырубленными заодно с пластинами из медных полос с присадкой серебра или кадмия. В верхней части петушков имеются шлицы (прорези) для укладки концов секций и уравнивателей обмотки якоря. Конус и втулка коллектора, а также коллекторные болты выполняются из высокопрочных легированных сталей, обеспечивающих необходимый запас прочности в условиях холодного климата.

Обмотка якоря электродвигателя петлевая двухслойная одноходовая с уравнительными соединениями первого рода, которые располагаются на обмоткодержателе передней нажимной шайбы под лобовыми вылетами катушек якоря возле коллектора. Корпусная и витковая изоляция катушек обмотки якоря выполнена лентой из подимидной пленки, защищенной стеклянной лентой. Пазы сердечника якоря перед укладкой катушек дополнительно выстилаются пленкостеклотканью. Класс изоляции по нагревостойкости – Н.

Катушки якоря в пазах сердечника закреплены изоляционными клиньями, а лобовые части (вылеты) их – бандажами из специальной стеклоткани.

В шлицах петушков концы катушек (секций) и уравнилеле обмотки якоря привариваются по торцевой поверхности петушков на специальной установке.

Якорь с обмоткой проходит пропитку в кремнийорганическом термореактивном лаке (или в кремнийорганическом компаунде) и покрыт кремнийорганической эмалью горячей сушки.

Магнитная система состоит из корпуса, главных и добавочных полюсов, межкатушечных соединений и коробок выводов.

Корпус предназначен для закрепления на нем всех основных сборочных единиц электродвигателя и одновременно является магнитопроводом магнитной системы. Он сварен в виде цилиндра из низкоуглеродистой, низколегированной листовой стали, обладающей высокой механической прочностью в условиях холодного климата и магнитопроницаемостью. Со стороны коллектора корпус имеет четыре люка (по два с нижней и верхней сторон). Любой из двух верхних люков предназначен для подачи в электродвигатель охлаждающего воздуха, а два нижних — для осмотра и обслуживания внутренних составных частей электродвигателя (траверсы, щеткодержателей, щеток, коллектора и др.).

Главные полюсы состоят из сердечника и катушки, соединенных в неразъемный моноблок путем плотной насадки и пропитки в эпоксидном компаунде с последующей запечкой, что исключает возможность перемещения катушки относительно сердечника.

Сердечник главного полюса набран из штампованных листов малоуглеродистой стали толщиной 2 мм, зажатых крайними более толстыми "щеками". Все листы сердечника со "щеками" стянуты под прессом заклепками.

Вдоль боковых поверхностей сердечники главных полюсов проварены для достижения большей монолитности. Вдоль оси сердечника в специально выштампованном прямоугольном пазе (на поверхности, обращенной к якорю) вставлен стержень, предназначенный для ввинчивания болтов крепления полюса к корпусу.

Катушка главного полюса выполнена из голой прямоугольной медной шины, намотанной на ребро. Между соседними витками катушки проложены изолирующие прокладки из пропитанной стеклоткани.

Корпусная изоляция катушек главных полюсов выполнена стеклослюдниговой лентой и защищена стеклянной лентой. Класс нагревостойкости — "F". Соединения катушек главных полюсов в магнитной системе выполнены гибкими изолированными

шинами, закрепленными болтами к выводам катушек.

Как и главный, добавочный полюс состоит из сердечника и катушки, соединенных в неразъемный моноблок путем плотной насадки и пропитки в эпоксидном компаунде с последующей запечкой.

Сердечник добавочного полюса изготовлен цельным из толстолистовой стали и имеет со стороны якоря привинченные немагнитные планки для поддержания катушки.

Катушка добавочного полюса изготовлена однослойной из голой прямоугольной медной проволоки, намотанной на ребро. Между соседними витками проложена изоляция из пропитанной в лаке асбестовой бумаги.

Между витками катушки и сердечником проложена изоляция из асбестовой бумаги и стеклобандажной ленты. Корпусная изоляция нанесена на нескольких крайних витках и состоит из стеклослюдниговой ленты, защищенной с стеклянной лентой.

Две коробки выводов служат для размещения в них панелей, на которых происходит подсоединение электродвигателя в электрическую схему тепловоза. Коробки выводов выполнены из стального литья и крепятся к корпусу болтами с пружинными шайбами. Панели коробок выводов выполнены из стеклотекстолита либо отпрессованы из стеклопластика и имеют закрепленные на них контактные планки.

В электродвигателе применяются радиальные щеткодержатели, отлитые под давлением из латуни, в каждом из которых установлено по три разрезных щетки.

Нажатие на щетку осуществляется витковой пружиной с помощью вращающегося вокруг оси нажимного пальца, имеющего подпружиненные пальцы с резиновыми амортизаторами для передачи давления на каждую половинку щетки. Нажатие на щетку регулируется затяжкой винтовой пружины с помощью регулировочного винта.

Конструкция щеткодержателя предусматривает фиксацию нажимного пальца в верхнем положении для удобства осмотра и замены щеток. Нажимное устройство щеткодержателя обеспечивает требуемое постоянное нажатие на щетку без подрегулировки в эксплуатации по мере износа щетки (нажатие в условиях эксплуатации не регулируется).

Для надежного крепления и правильной (точной) установки щеткодержателя относительно рабочей поверхности коллектора

поверхность элемента крепления щеткодержателя выполнена рифленой ("гребенкой"). Щеткодержатель крепится к кронштейну, который также имеет рифленую поверхность крепления ("гребенку"). Кронштейны выполнены из стали.

Каждый из шести кронштейнов, на которых установлен щеткодержатель, крепится к двум изоляторам.

Изоляторы служат для изоляции от корпуса узлов электродвигателя, находящихся под напряжением, состоят из двух стальных деталей, отделенных друг от друга и опрессованных стекловолокном, и имеют дугостойкую оболочку из фторопластовой трубы.

Изоляторы ввинчены в траверсу. Траверса служит для точной установки щеткодержателей на электрической нейтрали и перемещения щеткодержателей в зону наиболее удобного обслуживания траверсы, центрируется в расточке шита и имеет зубья для поворота с помощью специального устройства, включающего валик с зубьями, входящие в зацепление с зубьями траверсы.

Подшипниковый узел со стороны привода включает радиальный роликоподшипник, воспринимающий только радиальную нагрузку.

Подшипниковый узел со стороны коллектора включает радиальный роликоподшипник, воспринимающий только радиальную нагрузку, и радиальноупорный шарикоподшипник, воспринимающий только осевые усилия.

Для выравнивания давления воздуха во внутренней полости электродвигателя, примыкающей к лабиринтам подшипникового шита, с атмосферным, в подшипниковых щитах имеются дренажные отверстия, соединяющие эту полость с внешней средой, что препятствует подосу смазки из подшипниковой камеры внутрь электродвигателя и выбрасыванию смазки наружу.

УДК 625.2.011.1

С. П. Филонов, А. Т. Литвинов, Л. К. Добрынин, Ю. В. Колесин

ХАРАКТЕРИСТИКИ И ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ТЕЛЕЖЕК ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

Экипажная часть локомотива должна обеспечивать следующие основные требования:

- способность устойчиво реализовать тяговые усилия при трогании и во всем диапазоне скоростей движения;
- допускаемое воздействие на путь и плавность хода;
- высокий уровень показателей надежности и долговечности и безопасность движения локомотива.

Основные особенности экипажной части тепловоза 2ТЭ121 обусловлены увеличением нагрузки от колесных пар на рельсы до 245 кН, длительной силы тяги от одной оси до 49 кН, а с учетом возможности увеличения и унификации с тепловозом мощностью 4412 кВт до 59 кН и применением опорно-рамного подвешивания тяговых электродвигателей.

Анализ возможных конструктивных решений (см. таблицу) показал, что реализация таких параметров возможна при увеличении диаметра колеса до 1250 мм, новом тяговом электродвигателе (ТЭД) ЭД-126 и при применении комбинированного тягового привода (КТП), при котором ТЭД имеет опорно-рамное, а редуктор – опорно-осевое подвешивание; передаточный механизм осуществляется на ведущей (быстроходной) ступени тяговой передачи. При применении ТЭД ЭД-121 и $d_k = 1250$ мм возможно при $i_{ред} = 4,95$ (89/18) достичь $F_k = 46$ кН, реализация $F_k = 59$ кН возможна при увеличении диаметра колеса до 1350 мм, т.е. эта конструкция привода может быть применена также на пассажирских и грузопассажирских экспортных тепловозах.

Параметры тепловозов	Обозначение и единица измерения	Мощность тепловоза в секции N, кВт, и осевая характеристика		
		2205 (ТЭ10М, 2ТЭ116) 30 - 30	2940 (2ТЭ121) 3х - 3х	4412 (ТЭ136) 2х +2х - 2х +2х
Тип привода и ТЭД		Опорно-осевой привод колесных пар и ТЭД ЭД-120, ЭД-125 [М _{эл} = 5,98 кВт (610 кгс·м)]		
Диаметр колеса по кругу катания	D _к , мм	1050	1250	1250*
Передаточное число тягового привода	$i = \left(\frac{z_2}{z_1} \right)^{**}$	$\frac{4,17}{75}$ $\frac{18}{18}$	$\frac{4,17}{75}$ $\frac{18}{18}$	$\frac{5,0}{95}$ $\frac{18}{18}$
Сила тяги секции тепловоза в длительном режиме	F _{дл} , кН	277	233	280
Скорость длительного режима	V _{дл} , м/с (км/ч)	7,0 (25)	8,4 (30)	7,0 (25)
Конструкционная скорость	V _к , м/с (км/ч)	30,6 (110)	36,4 (131)	30,4 (109,5)

Продолжение

Тип привода и ТЭД	Диаметр колеса по кругу катания	Опорно-рамный привод, ТЭД ЭД-121 [М _{эл} = 5,8 кВт (594 кгс·м)] Комбинированный привод, ТЭД ЭД-126 [М _{эл} = 8,8 кВт (900 кгс·м)]					
		1050	1250	1050	1250	1250	1050
Передаточное число тягового привода	D _к , мм	ЭД-121	ЭД-121	ЭД-121	ЭД-121	ЭД-126	ЭД-121
Сила тяги секции тепловоза в длительном режиме	F _{дл} , кН	2,67	4,95	2,67	4,95	4,32	2,67
Скорость длительного режима	V _{дл} , м/с (км/ч)	$\frac{7,2}{27}$	$\frac{8,9}{18}$	$\frac{7,2}{27}$	$\frac{8,9}{18}$	$\frac{8,5}{22}$	$\frac{7,2}{27}$
Конструкционная скорость	V _к , м/с (км/ч)	47,9 (172)	30,7 (110,5)	47,9 (172)	30,7 (110,5)	29,6 (106,4)	47,9 (172)

* Параметры приведены для диаметра колес 1250 мм при условии доработки ТЭД ЭД-120 и ЭД-125 по увеличению существующей централи 46Б,8 до 580 мм.

** Количество зубьев Z выбиралось максимальным.

Тяговый привод с опорно-рамным подвешиванием ТЭД для грузовых тепловозов мощностью 2940 – 4412 кВт и сил тяги на одной оси от 49 до 59 кН реализуется только при диаметре колес 1250 мм. Как показали проработки ВНИТИ и ВНИИЖТа, конструкция опорно-рамного подвешивания ТЭД с $d_k = 1050$ мм возможна или с двухступенчатым планетарным редуктором, или с двумя редукторами, соединяемыми между собой карданным валом; ПО ВТЗ и ВНИТИ разработывался привод с одноступенчатым редуктором с "паразитной" шестерней. Однако все эти решения снижают КПД тяговой передачи и увеличивают эксплуатационные затраты.

Исходя из изложенного, ПО ВТЗ совместно с заводом "Электротрактормаш" впервые в мировой практике создан для грузового тепловоза комбинированный тяговый привод с ТЭД типа ЭД-126. Этот привод обеспечивает силу тяги одной секции в длительном режиме 294 – 324 кН и может быть применен в соответствии с требованиями ГОСТ 22602-77 для грузового 8-осного тепловоза мощностью 4412 кВт в секции. Редуктор привода с опорно-осевым подвешиванием имеет передаточное число $i = 75/18$, расположение ТЭД в тележке – рядное, одно-стороннее. Рессорное подвешивание тележки – сбалансированное с большим прогибом в первой ступени. Это позволило получить механический коэффициент использования сцепной массы 0,92 так что экипажная часть тепловоза способна обеспечить реализацию коэффициентов тяги 0,2 и более. Буксы – бесчелюстные поводкового типа. Такая конструкция букс позволяет осуществить беззазорную связь с необходимыми упругими свойствами способствует радиальной установке колесных пар в колее. Максимально снижена масса необрессоренных частей тележки за счет применения КТЦ, колес со спицевыми центрами, букс с нижним нагружением через рессоры, сами рессоры используются и как балансиры. Для обеспечения необходимой плавности хода, как это было отработано ранее на тепловозах с бесчелюстными тележками, кузов опирается на тележки через 4 комбинированные резинометаллические опоры (РМО). Предусмотрено применение бандажей, обработанных по объединенному профилю с одноточечным контактом (ВНИИЖТ). Конструкция тележки с опорно-рамным подвешиванием ТЭД позволяет производить агрегатную сборку колесно-моторного блока, монтаж

и демонтаж его на скагоопускной платформе, без подъема кузова и выкатки тележек.

Техническая характеристика тележки

Нагрузка от оси на рельсы, кН(тс)	245 (25)
Диаметр колес, м.	1,25
Скорость, км/ч:	
конструкционная.	100
транспортируемая.	120
Количество ТЭД, шт.	3
Тяговый привод колесных пар . . .	Комбинированный индивидуальный с опорно-рамным подвешиванием ТЭД и опорно-осевым – тягового редуктора
Тяговый редуктор	Одноступенчатый с цилиндрической прямозубой зубчатой передачей, модулем 10 мм
Передаточное число тягового редуктора.	4,318 (95/22)
Жесткость рессорного подвешивания, кН/м (кгс/мм):	
буксовой ступени	4800 (490)
кузовной ступени	24720 (2500)
Статический прогиб рессорного подвешивания буксовой ступени без учета жесткости поводков, м:	
рессор.	0,075
пружин	0,054
Статический прогиб комплекта резинометаллических элементов (РМЭ) опор кузова, м.	0,02
Суммарный статический прогиб, м	0,149
Тип и диаметр тормозных цилиндров	ТЦР-10 с регулятором выхода штока
Количество тормозных цилиндров, шт	6

Передачное число рычажной передачи тормоза.	6,0
КПД рычажной передачи тормоза	0,78
Расчетное нажатие тормозных колодок на ось при давлении воздуха 373 кПа (3,8 кгс/см ²), кН (тс) . .	157 (16)
Система опор кузова	Четырехточечная, опорно-комбинированные двухступенчатые: упругий комплект РМЭ и роликовой опора
Нагрузка на опору, кН (тс)	124 (12,6)
Упругий комплект РМЭ, шт.	7
Вертикальная жесткость комплекта РМЭ, кН/м (кгс/мм)	6180 (618)
Горизонтальная жесткость комплекта РМЭ, кН/м (кгс/мм)	200 (20,3)
Ход роликовой опоры, мм	± 80
Угол наклона поверхностей качения роликов	2°
Устройство передачи силы тяги . .	Шкворневое с поперечно-свободно-упругой подвижностью ±40 мм
Жесткость шкворневых пружин, кН/м (кгс/мм)	3900 (400)
Тип буксы.	Бесчелюстная, поводковая на подшипниках качения 180x320 мм
Свободные осевые разбеги колесных пар в буксах, мм.	2-14-2
Жесткость поперечной связи колесной пары с рамой тележки, кН/м (кгс/мм)	4400 (450)
Тяговые свойства:	
коэффициент использования сцепной массы	0,92
коэффициент тяги (отношение длительной силы тяги к сцепной массе)	0,2

Экипажная часть тепловоза 2ТЭ121 прошла всесторонние испытания по воздействию на путь, динамико-прочностным и тяговым качествам.

Увеличение диаметра колеса до 1250 мм и применение спорно-рамного подвешивания благоприятно отразились на уменьшении контактных напряжений в рельсах, на повышении коэффициента сцепления, обеспечили снижение динамических сил от взаимодействия колес с рельсами при высоких скоростях движения. Испытания первых образцов тепловозов 2ТЭ121 показали, что они не имеют ограничения допускаемых скоростей движения в прямых и пологих кривых. Применение на тепловозе сбалансированного рессорного подвешивания с однокомутowymi листовыми рессорами с эффективным статическим прогибом около 100 мм обеспечило тепловозу 2ТЭ121 приемлемые динамические качества. Коэффициент вертикальной динамики при движении тепловоза на путях удовлетворительного состояния не превышал 0,3.

Тяговые испытания показали, что тепловоз обеспечивает устойчивую реализацию расчетной силы тяги 295 кН (30 т) и имеет возможность повышения силы тяги по условиям сцепления. Вместе с тем применение опорно-рамного подвешивания ТЭД на трехосных тележках, наряду с увеличением Δ_k до 1250 мм, привело к увеличению колесной базы тележек, межшкворневого расстояния и создало большие трудности для вписывания тепловоза в крутые кривые и стрелочные переводы. Первые макетные образцы тепловозов имели ограничения по допускаемым скоростям движения в кривых радиусом менее 350 м и в стрелочных переводах 1/11 и 1/9.

Первый круг задач, который пришлось выполнить для решения этого вопроса – это выбор характеристики связи колесных пар с рамами тележек, т.е. свободного разбега средних осей и жесткости связи колесных пар с рамами тележек, так как известно, что эффективность разбегов при вписывании в кривые локомотива с трехосными тележками определяется не только разбегом средней оси, но и разбегами (а точнее и упругими перемещениями) крайних осей. Кроме того, уменьшение жесткости этой связи способствует снижению динамической составляющей рамных сил. В результате проведенных опытов была выявлена необходимость увеличения свободных разбегов средней оси до ± 1,4 мм при снижении жесткости связи до 4,5 – 9,0 кН/мм

(по динамическим соображениям желателен нижний предел)

Вполне естественно, что увеличение свободных разбегов и снижение жесткости буксовой связи тепловоза с комбинированным тяговым приводом будут давать эффект только в том случае, если:

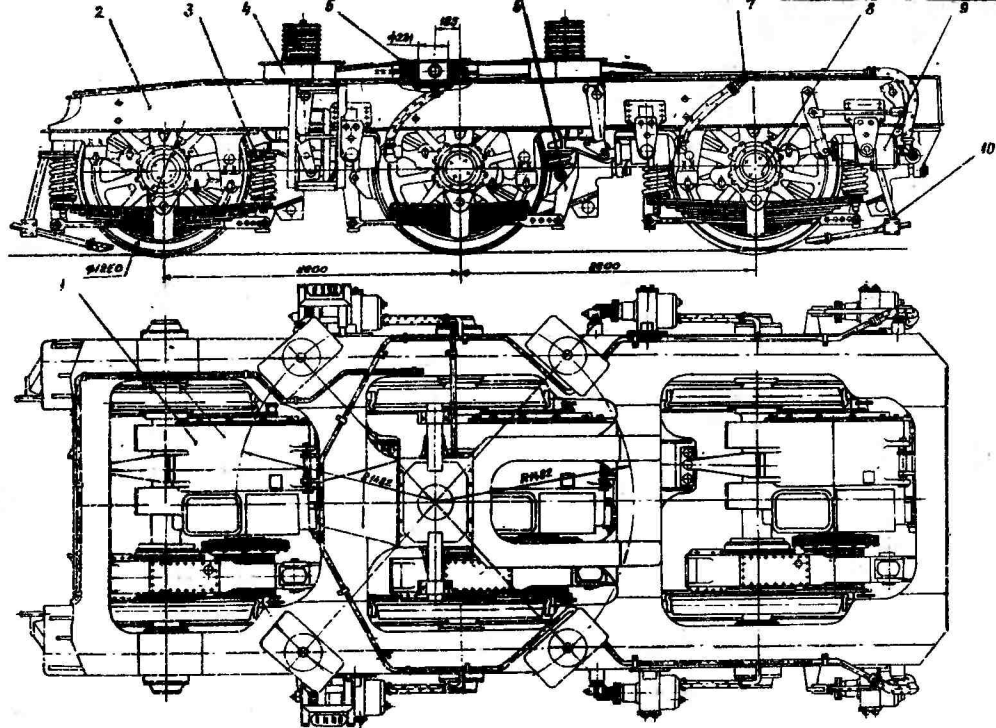
а) передаточный механизм тягового привода обеспечивает осевые перемещения колесной пары (редуктора) относительно рамы тележки (ТЭД) не менее чем на 30 мм;

б) передаточный механизм тягового привода обеспечивает невысокие значения осевой и карданной жесткости.

Исходя из этих требований, передаточный механизм тягового привода тепловоза 2ТЭ121 выполнен с двумя разными по конструкции муфтами (см. рисунок): из резинокордных элементов с дисками 640x320 мм и зубчатой муфтой, - соединенными торсионом. Использование зубчатой муфты объясняется рядом достоинств, определивших ее широкое применение в тяжелом машиностроении (в приводах прокатных станков и т.д.), а именно: большой несущей способностью и надежностью при малых габаритах, допустимостью значительных частот вращения, а также технологичностью, определяемой современными высокопроизводительными методами нарезания зубьев. Вместе с тем условия работы зубчатой муфты в приводе тепловоза 2ТЭ121 будут отличаться одной особенностью - значительными осевыми перемещениями. С целью обеспечения максимально возможной долговечности зубчатой муфты в этих условиях был заимствован опыт ПО "Электростальтяжмаш" по выбору формы зуба и термической обработке зубьев. Стендовые испытания муфты из расчета эквивалентного пробега 400 тыс. км (с учетом прохождения круглых кривых и стрелочных переводов) показали малые износы зубьев муфты (не более 0,01 мм). Работоспособность и большие пробеги зубчатой муфты зависят от надежности уплотнений и удержания жишккой смазки.

Теснота габарита тягового привода в осевом направлении определяет относительно малые осевые размеры муфты между тяговым редуктором и ТЭД. В связи с этим для тягового привода тепловоза 2ТЭ121 была создана муфта на основе кольцевых резинокордных элементов. Каждый элемент армирован шестью слоями кордной вязкоэластичной ткани И7В, структура изотропная, связующая резина морозостойкая ИРП1347.

Муфта выдерживает:



Тележка тепловоза ТЭ121:

1 - комбинированный тяговый привод колесных пар; 2 - рама тележки; 3 - рессорное подвешивание; 4 - опорно-возвращающее устройство; 5 - шкворневой узел; 6 - рычажная передача тормоза; 7 - воздухопровод тормоза; 8 - букса; 9 - тормозной цилиндр ТЦР-10; 10 - песочный трубопровод

максимальные динамические моменты, действующие в приводе при боксовании в момент трогания или возможные в режиме электродинамического торможения (до $3 \cdot 10^4$ Н/м);

$2,0 \cdot 10^5$ троганий с места с реализацией момента до 15 ($\Psi = 0,33$);

длительное воздействие динамических моментов 6200 Н·м; угловые перекосы до $\gamma = 2^\circ$ и осевые перемещения до 16 мм. При деформации до 10 мм осевая сила не превышает 60 кН.

Муфта выдержала стендовые испытания при температуре до -50°C .

Проведенные испытания по воздействию на путь показали, что увеличение разбегов средних осей, уменьшение жесткости боковых связей, доработка конструкции передаточного механизма тягового привода, а также применение на тепловозе доведенных РМО кузова, обеспечивающих низкий момент сил, препятствующий повороту тележек (2100 кН·м), и низкую частоту поперечных колебаний кузова, соответствующую подвеске на маятниках с $e_{\text{зхб}} \approx 500$ мм, позволили обеспечить допустимый уровень воздействия на путь в кривых радиусом 300 и 350 м и при движении на боковое направление стрелочных переводов с рельсами типа Р65.

Вместе с тем у тепловоза 2ТЭ121 по сравнению с тепловозом 2ТЭ116 рамные силы непропорционально выше, чем отношения их осевых нагрузок: отношение осевых нагрузок составляет $1,09$, рамных сил — более $1,3$.

Анализ причин этого явления, в том числе выполненный на материалах специальных опытов с замером боковых сил, позволил установить, что:

у тепловоза 2ТЭ121 больших значений (до 50% замеренной рамной силы) достигает динамическая составляющая рамной силы из-за большой обрессоренной массы тележек (20300 против 11200 кг) и большого момента инерции (6920 против 31400 кг·м²);

большая квазистатическая составляющая рамной силы возникает из-за увеличения колесной базы тележки с $3,7$ до $4,4$ м и смещения шкворня от середины тележки в сторону первой направляющей колесной пары.

Данные по воздействию тепловоза (кромочные напряжения) также показывают, что определяющим фактором по воздействию

на путь в крутых кривых и стрелочных переводах являются боковые силы.

С целью снижения воздействия тепловоза на путь были проведены сравнительные испытания различных вариантов исполнения горизонтальных связей тележек и кузова.

Испытания показали, что их влияние на разные элементы стрелочных переводов оказалось неоднозначным, один из вариантов показал вполне однозначный результат: применение демпферов отброса сухого трения с силой $9 - 12$ кН (на тележку) уменьшает воздействие тепловоза на все элементы стрелочного перевода и в кривой 300 м.

Исходя из результатов этих испытаний, для выпуска опытной партии тепловозов 2ТЭ121 рекомендовано применить тележки с проектными характеристиками связи кузова с тележками и установкой фрикционных гасителей колебаний силой трения на тележку $8 - 9$ кН. При таком варианте поперечной связи кузова, с увеличенными разбегами средних осей до 14 мм и обеспечением хода передаточного механизма $25 - 30$ мм (при силе воздействия на КМБ и ТЭД не более $6 - 10$ кН), тепловоз 2ТЭ121 может эксплуатироваться без ограничения скорости не только на пути с рельсами Р65, как это предусмотрено техническим заданием, но и на пути с более слабым верхним строением.

Тепловоз показал очень умеренную реакцию на прохождение неровностей пути в плане. Так, при прохождении неровностей пути с разностью стрел до 60 мм в кривой $R = 300$ м при скорости 70 км/ч боковые силы не превышали 120 кН, а рамные силы 95 кН, т.е. находились на уровне допустимых.

Несмотря на большие осевые нагрузки, большую нагруженность от продольных динамических усилий в шкворневом узле, большие тяговые нагрузки, удалось создать раму тележки практически с теми же высокими показателями, как и у тепловоза 2ТЭ116.

Условный коэффициент запаса прочности для всех элементов рамы находится в пределах $2,0 - 2,5$. Запас прочности при соударении тепловоза с силой 2450 кН составил $1,57$. Вместе с тем жесткие требования к массе тепловоза, к общей компоновке колесно-моторного блока, рост динамической нагруженности (по боковым силам по изгибу оси в связи с увеличением диаметра колеса), повышение нагрузок от автоколебаний колес-

ной пары из-за увеличения момента инерции колес и уменьшения демпфирования привели к необходимости создания ряда деталей экипажной части с близкими к предельно регламентируемым запасами прочности. Это стало возможным благодаря подробному исследованию нагрузок на макетных образцах тепловозов большого объема стендовых прочностных испытаний (буковые колесные центры, оси, передаточный механизм, рессоры, пружины и т.д.). Так, запас прочности оси по изгибу в средней части составил 1,2, в подступичной - 1,34 (2ТЭ116 - 1,5 и 1,6 соответственно).

Высокую нагруженность имеют и спицевые колесные центры, где доводочные работы позволили снизить постоянные напряжения (от монтажных нагрузок) до уровня допустимых. Допустимые же нагрузки в колесном центре и в оси от автоколебаний должны быть обеспечены ограничением скорости скольжения при буксовании до 4-5 км. Коэффициент запаса прочности колесных центров равняется 1,4 при допустимом 1,3. Прочность элементов колесной пары - оси и колесных центров, связанная с безопасностью движения, может быть обеспечена при тщательном соблюдении технологии изготовления.

В целом приведенные работы позволили обеспечить необходимые динамические и прочностные качества тепловоза 2ТЭ121 и показали, что при проведении необходимых научно-исследовательских работ можно повысить скорость движения в стрелочных переводах, повысить тяговое усилие. Для этого следует провести работы по снижению уровня боковых и продольных сил а также нагрузок от автоколебаний в тяговом приводе, изучить запасы прочности деталей с учетом реальных эксплуатационных спектров нагружения и прочностных характеристик.

УДК 625.282-843-82-71

В. С. Титаренко, С. А. Скирич, В. С. Ткаля, В. Ф. Карагодин,
А. Г. Огарков, В. К. Коваль, И. К. Спирыгин, В. А. Ренов,
Е. А. Ситников, Е. Б. Черток, В. Е. Мартынов,
П. М. Егунов, А. А. Семисаженова

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ОХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

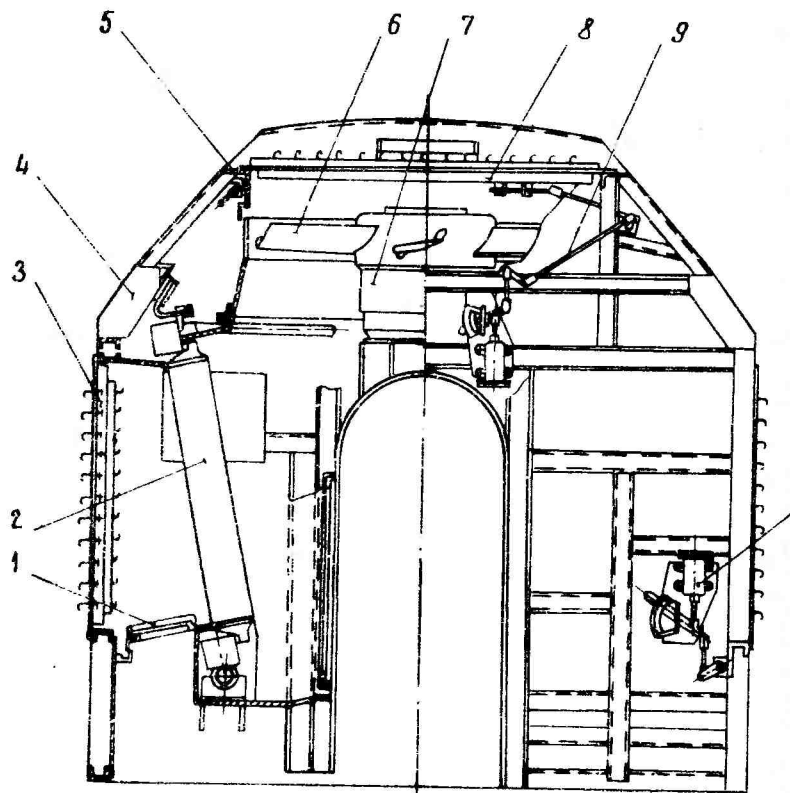
Одним из наиболее важных узлов, обеспечивающих эффективную работу дизеля в процессе эксплуатации тепловоза, является система его охлаждения, основу которой составляет охлаждающее устройство.

Выбору окончательного варианта конструкции охлаждающего устройства дизеля тепловоза 2ТЭ121 предшествовал большой объем расчетно-экспериментальных исследований, в результате которых на основе анализа возможных к применению вариантов, а также их сопоставления с лучшими образцами конструктивного исполнения на тепловозах отечественного и зарубежного производства выбран наиболее оптимальный вариант, высокая эффективность которого была подтверждена всесторонними испытаниями вначале на стенде, а затем и на тепловозе.

Главная цель этих исследований заключалась не только в обязательном выполнении основного функционального требования, предъявляемого к охлаждающему устройству, - поддержание температур теплоносителей дизеля в заданных технических условиях пределах при минимуме затрат мощности дизеля на привод потребителей собственных нужд тепловоза (в числе которых основными, как известно, являются вентиляторы охлаждающего устройства). Не менее важными считались при этом вопросы

технологичности изготовления, высокой эксплуатационной надежности и максимальной унификации, на базе которой возможно в дальнейшем создание мощного ряда тепловозов.

Охлаждающее устройство дизеля тепловоза 2ТЭ121 представляет собой (см. рисунок) шахту арочного типа с двумя поворотными-лопастными мотор-вентиляторами типа АМВ-75 диаметром 1700 мм с лопастями серии УК-2М, установленными под углом $26^{\circ}45'$ и наклонно расположенными под углом 11° к вертикали.



Охлаждающее устройство дизеля тепловоза 2ТЭ121:

- 1 - люк поддона шахты системы рециркуляции; 2 - панель радиатора; 3 - боковые жалюзи; 4 - шахта; 5 - люк обечайки системы рециркуляции; 6 - мотор-вентилятор с пневматическим сервоприводом поворота лопастей; 7 - электродвигатель; 8 - верхние жалюзи; 9 - привод верхних жалюзи; 10 - привод боковых жалюзи

двумя панелями радиатора из 46 серийных секций, установка которых выполнена блочно.

Проточная часть шахты выполнена из двух одинаковых и изолированных друг от друга посредством съемной перегородки отсеков, каждый из которых оборудован серийными верхними и боковыми жалюзи створчатого типа.

Из 46 секций радиатора, объединенных в две блочные панели, 16 предназначены для охлаждения воды дизеля (первый контур) и размещены в первом со стороны дизеля отсеке шахты - по 8 шт. с каждой стороны; остальные 30 секций, охлаждающих воду второго контура, расположены во втором и частично - в первом отсеке шахты.

Каждый мотор-вентилятор АМВ-75 снабжен встроенным в ступицу асинхронным короткозамкнутым электродвигателем обратной конструкции мощностью 75 кВт при номинальной частоте вращения 1160 об/мин. Расположенный в нижней части ступицы вентилятора пневматический сервопривод управляет механизмом поворота лопастей, обеспечивающим устойчивое поддержание температуры воды или масла дизеля в рекомендуемых техническими условиями пределах, управляя производительностью вентилятора в зависимости от внешних атмосферных условий и нагрузки дизеля.

Для обеспечения работы дизеля и секций радиаторов в зимних условиях эксплуатации тепловоза охлаждающее устройство снабжено системой рециркуляции, позволяющей нагретый в секциях воздух отводить в дизельное помещение через специальные люки на обечайках вентиляторов и засасывать более теплый, чем снаружи тепловоза, воздух из дизельного помещения в шахту через открывающиеся люки в ее поддонах.

Ускоренному прогреву масла при запуске тепловоза в холодное время года служит межконтурный перепуск, при котором часть воды из первого, более нагретого контура через вентиль подается во второй контур, вода которого, подогреваясь, в свою очередь прогревает масло в водомасляных теплообменниках, после чего такая же часть воды из второго контура возвращается в первый, исключая переполнение второго. Для защиты трубок секций радиатора от закупорки проходного сечения продуктами коррозии и другими отложениями в эксплуатации, а также для длительного сохранения тепловой эффективности самих секций применены водяные фильтры центробежно-кон-

тактного типа, установленные на входе воды в панели радиаторов каждого из контуров циркуляции.

Результаты реостатных испытаний охлаждающего устройства дизеля тепловоза 2ТЭ121-005А, нагруженного полной мощностью, при отключенной системе автоматического регулирования температур теплоносителей, полностью открытых боковых и верхних жалюзи, разобщенных между собой контурах, закрытых вентилях подачи воды на топливоподогреватель, отопительно-вентиляционный агрегат кабины машиниста, резервуар противопожарной установки и бачок санузла и при разведенных на максимальный угол атаки лопастях вентиляторов ($\theta = 26^{\circ}45'$) - приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование параметра	Обозначение	Измеренная величина параметра
Температура атмосферного воздуха, $^{\circ}\text{C}$	t_a	15-28
Атмосферное давление, мм рт. ст.	P	761-765
Относительная влажность воздуха, %	φ	30-40
Температура воды на выходе из дизеля, $^{\circ}\text{C}$	$t_{вд}$	65-79,3
Температура масла на выходе из дизеля, $^{\circ}\text{C}$	$t_{мд}$	57,0-68,2
Температура воды второго контура на выходе из секций радиатора, $^{\circ}\text{C}$	$t_{вг}$	36-49,2
Расход воды, $\text{м}^3/\text{ч}$: по первому контуру	V_1	78(81)*
по второму контуру	V_2	73(76)*
Расход масла через масляную систему дизеля, $\text{м}^3/\text{ч}$	V_m	100
Полный напор насоса первого контура, $\text{кг}/\text{см}^2$	$H_{н1}$	3,6
Сопротивление элементов первого контура, $\text{кг}/\text{см}^2$: водяной полости дизеля	$\Delta P_{диз}$	1,5
секций радиатора	$\Delta P_{р1}$	1,3
водяного фильтра	$\Delta P_{ф1}$	0,5
Полный напор насоса второго контура, $\text{кг}/\text{см}^2$	$H_{н2}$	3,5

* В скобках приведены значения расходов воды за вычетом сопротивления расходомерных диафрагм.

Наименование параметра	Обозначение	Исчисленная величина параметра
Сопротивление элементов второго контура, кгс/см ² :		
водомасляных теплообменников	$\Delta P_{л.м.т}$	0,8
охлаждителя наддувочного воздуха	$\Delta P_{н.в}$	0,65
секций радиатора	$\Delta P_{р.г}$	0,9
водяного фильтра	$\Delta P_{ф.г}$	0,3
Тепловыделения дизеля, ккал/ч:		
в воду первого контура	$Q_{г.в}$	$826 \cdot 10^3$
в масло	$Q_{н.м}$	$488 \cdot 10^3$
от наддувочного воздуха	$Q_{н.в}$	$494 \cdot 10^3$
суммарные	ΣQ	$1806 \cdot 10^3$
Затраты мощности на привод мотор-вентиляторов АМВ-75 (при $t_d = 20^\circ\text{C}$), кВт:		
№ 1	$N_{мв-1}$	84,3
№ 2	$N_{мв-2}$	81,3

Полученные при испытаниях значения температур теплоносителей дизеля позволили определить их ожидаемые значения (табл. 2) при условиях, оговоренных ТУ 24.06.821-80 на поставку дизель-агрегата 2В-9ДГ.

Анализ приведенных данных показывает, что новое охлаждающее устройство дизеля тепловоза 2ТЭ121, укомплектованное серийными секциями радиатора, отвечающими требованиям ГОСТ 20556-75 "Тепловозы. Секции водовоздушного радиа-

Таблица 2

Теплоноситель	Ожидаемая максимальная температура теплоносителей при температуре атмосферного воздуха, °C		Максимально допустимое значение до ТУ 24.06.821-80, °C
	40	45	
Вода на выходе из дизеля	92,5	98	106 ₋₂
Вода на выходе из секций радиатора второго контура	61,2	66,5	69
Масло на выходе из дизеля	78,5	82,6	88 ₋₂

тора", обладает достаточным запасом тепловой эффективности для компенсации ее потери от эксплуатационных загрязнений поверхностей теплообмена, составляющим:

по воде первого контура 6... 8°C или 15 - 25%;

по воде второго контура 2,5°C или 15%;

по маслу дизеля 3,4... 5,4°C или 20 - 40%,

и отвечает требованиям ГОСТ 25463-82 - не менее 15% расчетного значения.

УДК 536.5-52

В. М. Бутельский, А. И. Володин, А. И. Гибалов, В. А. Мороз,
В. С. Чистяк

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Одной из основных задач создания новых тепловозов является обеспечение их надежности и экономичности в условиях длительной эксплуатации, что в немалой степени зависит от качественной стабилизации температурного режима тепловозного дизеля. Исследования показывают, что снижение температуры масла дизеля на 10°C в условиях эксплуатации приводит к снижению эффективного КПД дизеля и повышению удельного расхода дизельного топлива в среднем на 2%. Так как затраты на топливо составляют 35 - 40% всех эксплуатационных расходов на тепловозное хозяйство, экономия 2% расхода горючего за счет качественной автоматической стабилизации температуры теплоносителей дизеля дает значительные сбережения денежных средств на содержание тепловозного парка. Кроме того, стабильная температура теплоносителей создает благоприятные условия работы дизеля и его охлаждающих устройств, что увеличивает межремонтные сроки пробегов локомотива.

Работа дизеля тепловоза характеризуется большим диапазоном изменения нагрузки по амплитуде и частоте в различных климатических условиях, что определяет существенное изменение тепловыделения дизеля в охлаждающие теплоносители и теплоотрабатывающей способности холодильника. Поэтому важной задачей автоматического регулирования является поддержание температуры теплоносителей в возможно узком диапазоне неза-

зависимо от условий работы тепловоза с одновременным обеспечением полной устойчивости регулирования (отсутствием автоколебаний в системе). Этим требованиям наиболее полно отвечают системы автоматического регулирования температуры (САРТ) непрерывного регулирования, которые осуществляют регулирование путем изменения поворота лопастей или частоты вращения вентиляторов холодильной камеры пропорционально температуре теплоносителей. Отличительной особенностью таких систем регулирования является зависимость установившихся значений температуры теплоносителей от нагрузки дизеля и от температуры окружающего воздуха, т.е. наличие статической неравномерности (ошибки) регулирования по нагрузке и по температуре окружающего воздуха. Опыт показывает, что для систем охлаждения тепловозных дизелей стремление повысить точность регулирования температуры и уменьшить статическую неравномерность по нагрузке до $3 \dots 5^\circ\text{C}$ при низкой температуре окружающего воздуха приводит к возникновению автоколебаний температуры теплоносителей в системе. Регулирование температуры теплоносителей с помощью САРТ обеспечивает устойчивость и становится аналогичным релейной САРТ. Поэтому для расширения диапазона устойчивости по температуре окружающего воздуха величина статической неравномерности по нагрузке устанавливается в пределах $10 \dots 15^\circ\text{C}$, что приводит к снижению точности регулирования и повышению расхода топлива в эксплуатации.

На графиках рис. 1 штриховыми линиями показаны статические характеристики пневматической САРТ тепловоза 2ТЭ121-002-А с пропорциональными регуляторами температуры воды и масла дизеля на базе элементов универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭПА), усилителями давления и мотор-вентиляторами холодильной ка-

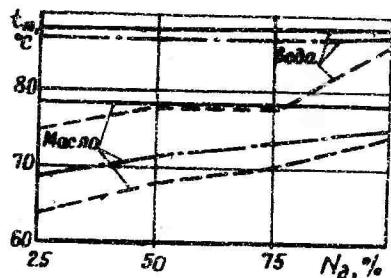


Рис. 1. Статические характеристики САРТ тепловоза 2ТЭ121:
 --- без позиционеров; -.-.- с позиционерами; — с позиционерами и промышленными регуляторами

меры, снабженными мембранными механизмами поворота лопастей, которые обладают существенной нелинейностью типа "сухое трение" (гистерезисом). Как видно из графиков, частная статическая неравномерность данной САРТ в диапазоне изменения нагрузки дизеля $25 - 100\%$ и при температуре окружающего воздуха $t_{\text{ов}} = 0 \dots 5^\circ\text{C}$ достигает 10°C по воде и маслу дизеля. При этом значение динамических забросов температуры при перемене нагрузки от 0 до 100% достигает $7 \dots 9^\circ\text{C}$. Конструкция регулирующих устройств на базе УСЭПА предусматривает независимую перенастройку коэффициентов усиления, однако увеличение количества настроек и повышение точности регулирования у данной САРТ приводят к снижению устойчивости регулирования и возникновению в системе автоколебаний в зимний период эксплуатации. Анализ работы тепловозных САРТ показал, что повышение точности регулирования до $5 \dots 7^\circ\text{C}$ без потери устойчивости может быть достигнуто за счет устранения петли гистерезиса мембранно-исполнительных механизмов поворота лопастей мотор-вентиляторов холодильной камеры. Поэтому мотор-вентиляторы САРТ тепловоза 2ТЭ121-002-Б были оборудованы пневматическими позиционерами П4-10 промышленного исполнения, которые широко применяются в системах автоматического регулирования различных технологических процессов для компенсации нелинейности исполнительных механизмов. САРТ тепловоза 2ТЭ121 на базе элементов УСЭПА использует пневматический сигнал в стандартном диапазоне $0,02 - 0,1$ МПа, поэтому установка позиционеров, как и других промышленных средств автоматики, не требует существенной переделки схемы и применения дополнительных согласующих устройств.

Испытания САРТ с позиционерами тепловоза 2ТЭ121-002-Б, проведенные в летних и зимних климатических условиях, показали существенное повышение точности и качества регулирования температуры масла и особенно температуры воды дизеля. На рис. 1 штрих-пунктирными линиями показаны статические характеристики САРТ с позиционерами тепловоза 2ТЭ121-Б. В сравнении с САРТ тепловоза 2ТЭ121-002-А значение частной статической неравномерности по маслу сократилось до 6°C , а по воде дизеля — до 1°C . Значение динамических забросов температуры воды и масла сократилось до $1 \dots 3^\circ\text{C}$ при полном отсутствии автоколебаний в системе. На основании ре-

зультатов испытаний в настоящее время позиционерами ободуются все тепловозы 2ТЭ121.

Работы по дальнейшему совершенствованию планировались пути применения в тепловозной САРТ пневматических регулирующих устройств, серийно выпускаемых приборостроительной промышленностью.

Подобный подход к выбору элементов САРТ дает возможность непрерывно совершенствовать тепловозную САРТ на основе достижений промышленности в области средств автоматизации существенных переделок ее схемы и конструкции. Стандартные пневматический сигнал используют приборы промышленной системы СТАРТ, которые широко применяются для регулирования температуры различных технологических процессов в химической, нефтеперерабатывающей, энергетической и других отраслях промышленности. По своим характеристикам и диапазонам настроечных параметров приборы системы СТАРТ в целом удовлетворяют требованиям к тепловозным САРТ и условия работы на тепловозах. Приборы системы СТАРТ построены на базе УСЭППА, имеют низкую стоимость и обладают широкими функциональными возможностями. Приборостроительные заводы изготавливают регулирующие устройства статические, реализующие пропорциональный (П) закон регулирования, и аstaticкие, реализующие пропорционально-интегральный (ПИ) пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) закон регулирования. Применение аstaticческого регулирования тепловозной САРТ позволит стабилизировать температуру теплоносителей на уровне заданной без ошибки вне зависимости от нагрузки дизеля и температуры окружающего воздуха. Решением этой задачи экспериментальными методами связано с большими затратами денежных средств и времени на испытания САРТ тепловозов в различных условиях эксплуатации и определении оптимальных настроечных параметров регулирующих устройств удовлетворяющих условиям устойчивости и качества регулирования САРТ. Поэтому целесообразно определять типы регулирующих устройств и их оптимальные настроечные параметры расчетным путем с последующей проверкой и возможной корректировкой на тепловозе. Для этого ПО "Ворошиловградтепловозсовместно с Всесоюзным заочным институтом инженеров железнодорожного транспорта (ВЗИИТом) в 1980-1983 гг. проводились работы по созданию математической модели тепловозной

САРТ и расчетам на ее основе оптимальных настроечных параметров регулирующих устройств с различными законами регулирования. Расчеты проводились для САРТ тепловозов 2ТЭ121 с поворотными-лопастными мотор-вентиляторами холодильной камеры АМВ-75 диаметром 1600(1700) мм и пневматическим управлением механизмом поворота лопастей, снабженным позиционером. Переходные процессы САРТ рассчитывались отдельно для контуров воды и масла с регулирующими устройствами, реализующими П, ПИ и ПИД законы регулирования. Методика определения оптимальных настроек предусматривала определение значений коэффициента усиления K , времени интегрирования T_i и времени предварения T_n регулирующих устройств для воды и масла дизеля, обеспечивающих наилучшее качество и полную устойчивость САРТ в наиболее тяжелом режиме работы при температуре окружающего воздуха $t_{нв} = -40^{\circ}\text{C}$ и набросе нагрузки дизеля от 0 до 100%, с последующей проверкой работы системы с выбранными настройками при более высоких $t_{нв}$.

Расчеты показывают, что у САРТ с П-регулятором с повышением $t_{нв}$ динамические забросы температуры воды и масла дизеля уменьшаются, длительность переходных процессов существенно не меняется, а форма процессов приближается к аperiodической. САРТ устойчиво поддерживает температуру теплоносителей дизеля с присущей ей ошибкой регулирования. В отличие от П-регулятора САРТ с ПИ-регулятором стабилизирует температуру воды и масла дизеля на уровне заданной без ошибки, однако по воде дизеля значения динамических забросов температуры и времени регулирования больше, чем у САРТ с П-регулятором. Наиболее качественные процессы при регулировании отмечаются у САРТ с ПИД-регулятором. Здесь наблюдается уменьшение значения динамических забросов и времени регулирования температуры воды и особенно температуры масла.

Однако оптимальное значение настройки времени предварения T_n у этого регулятора равно минимальному значению T_n у промышленных образцов и требует особой точности установки, в противном случае система теряет устойчивость регулирования, поэтому для контура регулирования масла дизеля рационально применение ПИ-регулятора.

По контуру воды наиболее рациональным вариантом можно считать САРТ с П-регулятором, где отмечаются наименьшие

динамические забросы и время регулирования во всем диапазоне $t_{мв}$, а наличие относительно небольшой ошибки практически не влияет на топливную экономичность дизеля.

На основании результатов расчетов ПО "Ворошиловградтепловоз" выполнена чертежно-техническая документация по установке в САРТ тепловоза 2ТЭ121 пневматических регуляторов промышленного исполнения, согласно которой САРТ тепловоза 2ТЭ121-008 оборудована пропорциональными (ПР2.8) и пропорционально-интегральными (ПР3.31 и ПР3.51) регуляторами. Испытания новой САРТ на тепловозе показали вполне удовлетворительную сходимость экспериментальных данных с расчетными и эффективность стабилизации температуры теплоносителей (см. рис. 1).

Сплошными линиями на графиках показаны статические характеристики САРТ тепловоза 2ТЭ121-008-Б с промышленными регуляторами. Как видно из графиков, астатический регулятор ПР3.51 стабилизирует температуру масла дизеля без статической неравномерности в диапазоне нагрузки дизеля 25 - 100%. Значение частной статической неравномерности по температуре воды, поддерживаемой статическим регулятором ПР2.8, не превышает 1°C . Значение динамических забросов температуры воды и масла при перемене нагрузки дизеля от 0 до 100% не превышает соответственно 1,5 и 4°C (рис. 2).

Таким образом, применение астатического регулирования в тепловозной САРТ позволяет существенно улучшить точность и качество регулирования температуры теплоносителей и повышает топливную экономичность и надежность локомотива в эксплуатации. Однако при малых нагрузках дизеля и особенно в зимний период эксплуатации при неработающих вентиляторах и закрытых жалюзи холодильной камеры температура масла дизеля

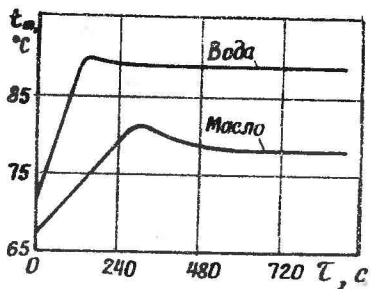


Рис. 2. Динамические характеристики САРТ тепловоза 2ТЭ121 с позиционерами и промышленными регуляторами

устанавливается ниже рекомендуемых значений. Причина данного явления заключается в малых значениях тепловыделения дизеля в воду второго контура при большой теплорассеивающей способности холодильной камеры на этих режимах работы тепловоза. Для повышения уровня температуры масла целесообразно создание бесступенчатого автоматического регулирования перепуска воды между контурами системы охлаждения дизеля тепловоза 2ТЭ121.

Работы, проведенные ВНИТИ и МИИТом, свидетельствуют о том, что необходимое качество регулирования температуры воды и масла дизеля тепловоза 2ТЭ121 с поворотными-лопастными мотор-вентиляторами обеспечивается также за счет применения в САРТ преобразователей температуры ДТМ и усилителей УМП2/0,2. Дальнейшая стабилизация температуры масла дизеля указанной САРТ может быть обеспечена за счет применения коррекции по нагрузке дизеля или автоматического перепуска воды между контурами охлаждения в зависимости от температуры масла.

УДК 625.282-843.6-83.001.4

С. Г. Грищенко, А. К. Спинеев, Г. Г. Скрипников, Н. М. Найш,
Б. И. Школьников, Н. Г. Лосавио, Г. В. Бутаков

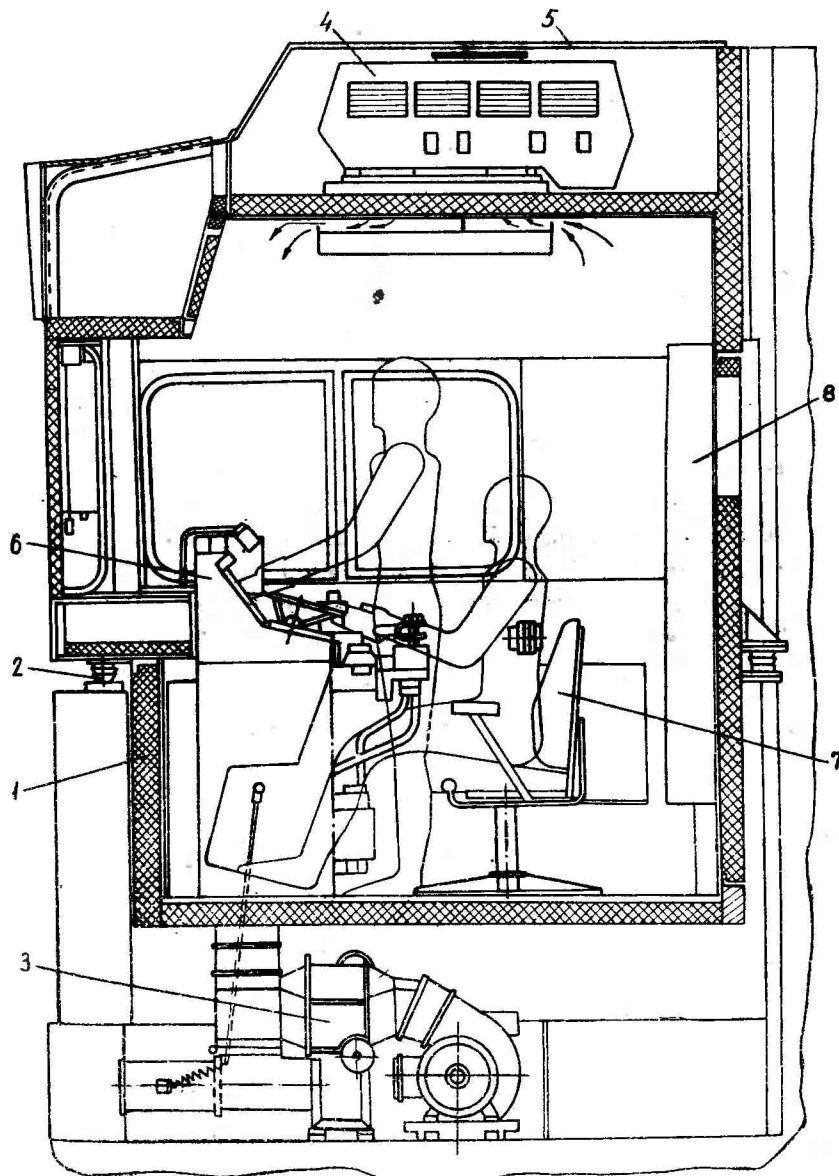
РЕЗУЛЬТАТЫ САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

Создание благоприятных условий труда на локомотивах, определяемых современными требованиями оптимизации взаимоотношений в системе "человек - среда - машина", играет ведущую роль в предупреждении несчастных случаев и аварий на железнодорожном транспорте, сокращении профессиональной и снижении общей заболеваемости локомотивных бригад, а также в повышении их работоспособности.

При создании тепловоза 2ТЭ121, а также в ходе его доводки особое внимание было уделено обеспечению хороших условий труда локомотивной бригады. Проведенные в 1980 - 1984 гг. на тепловозах №002 и 005 летние и зимние испытания по гигиенической оценке условий труда показали, что этот тепловоз по условиям труда является одним из лучших среди отечественных локомотивов.

Основной рабочей зоной на локомотиве является кабина. На тепловозе 2ТЭ121 конструкция кабины выполнена в соответствии с требованиями безопасности, изложенными в ГОСТ 12.2.056-81, и в максимальной мере обеспечивает требуемые условия труда.

Конструкция кабины (см. рисунок) представляет собой отдельную блоккапсулу 1, размещаемую в специальном гнезде кузова на четырех конусных резиновых амортизаторах 2, установленных в горизонтальной плоскости, проходящей через центр тя-



Кабина тепловоза 2ТЭ121 с устройствами обработки воздуха:
1 - ограждение кабины (капсула); 2 - амортизатор; 3 - отопительно-вентиляционная установка; 4 - кондиционер; 5 - обтекатель кондиционеров; 6 - пульт управления; 7 - кресло; 8 - электрический шкаф

жести кабины, что препятствует проникновению в кабину шума и вибраций.

Каркас кабины сварен из гнутых профилей и обшит снаружи стальными листами толщиной 1,5 - 2,5 мм.

На внутренние поверхности каркаса и обшивочных листов нанесен слой шумопоглощающей мастики толщиной 4 - 6 мм, уложены последовательно пакеты из стеклоплиты толщиной 40 - 50 мм и из синтетической ваты толщиной 20 - 25 мм. Внутренняя поверхность стен кабины облицована бумажно-слоистым пластиком толщиной 3 мм, а потолок - перфорированным алюминиевым листом толщиной 2 мм.

Остекление лобовых окон кабины выполнено трехслойным стеклом повышенной прочности толщиной 15 мм, боковых - однослойным толщиной 5 мм. Входная дверь имеет двойное остекление. Объем кабины составляет 11,85 м³, площадь пола - 4,9 м².

Для вентиляции и обогрева кабины в холодное время года под ее полом в кузове тепловоза установлена комбинированная отопительно-вентиляционная установка общей мощностью около 13 кВт. Воздух в ней последовательно обрабатывается в электрической батарее мощностью 6 кВт и водяной нагревательной секции мощностью порядка 7 кВт. Введение дополнительной электрической батареи позволяет повысить тепловую мощность отопителя при особо низких температурах окружающей среды (минус 50 - 60°C) и обеспечить обогрев кабины при простое или движении секции тепловоза с остановленным дизелем. Управление работой отопителя автоматизировано.

В летнее время требуемые параметры микроклимата в кабине обеспечивают два транспортных кондиционера КТА2-0,5Э-0,1 суммарной паспортной холодопроизводительностью 4,6 кВт. Кондиционеры 4 установлены в специальной нише на крыше кабины и закрыты обтекателем 5.

Для повышения комфортных условий в кабине установлены подогреваемые подлокотники у боковых окон, холодильник для пищи, вешалка для одежды, кронштейны для крепления термосов.

Рабочие места машиниста и его помощника оборудованы пультом управления 6 и креслами 7.

На пульте сгруппированы основные органы управления локомотивом, контрольные и сигнальные приборы. Часть электрических приборов и выключателей размещена на панели электри-

ческого шкафа 8 за креслом машиниста. Под потолком кабины, над лобовым стеклом со стороны машиниста, расположено групповое сигнальное табло, предназначенное для определения неисправностей в системах тепловоза.

Кресла имеют устойчивые основания и не прикреплены к полу кабины, что позволяет выбирать наиболее удобное их размещение по отношению к органам управления. Положение подушки кресла и спинки регулируется по высоте и углу.

Результаты проведенных испытаний и экспертных оценок подтвердили правильность принятых конструктивных решений при создании кабины.

Конструкции пульта, кресел и других элементов кабины в основном соответствуют эргономическим требованиям. Подвеска кабины на амортизаторах, а также наличие тамбура, отделяющего ее от дизельного помещения, позволили снизить уровни звукового давления в кабине на 7 - 18 дБ ниже нормируемых величин в октавных полосах 31,5 - 8000 Гц. Уровни вертикальных вибраций на полу и сиденье кресел также оказались ниже, чем на серийных тепловозах. Так, на частотах 8 и 25 Гц вертикальные вибрации на полу кабины уменьшились, по сравнению с тепловозом 2ТЭ10В, в 2 и 2,3 раза, а на кресле - в 1,1 и 0,8 раза.

Средний коэффициент теплопередачи через ограждения кабины был получен около 2 Вт/м²·К, что обеспечивает 14%-ный запас по сравнению с требованиями ГОСТ.

Отопительно-вентиляционная установка подает в кабину 430 м³/ч обработанного воздуха при частоте вращения рабочего колеса вентилятора 1500 мин⁻¹ и 580 м³/ч при частоте 2200 мин⁻¹. Это обеспечивает эффективный обогрев стекол лобовых окон и автоматическое поддержание в кабине температуры воздуха 20 - 24°C при температурах окружающей среды до минус 60°C. При этом неравномерность распределения температур воздуха по объему кабины и их отличие от температур ограждений не превышали требуемых 5°C. Влажность, подвижность воздуха в кабине и концентрация в нем продуктов неполного сгорания дизельного топлива (сернистого ангидрида, окиси азота и углерода) также соответствовали норме.

Доля рабочего времени вентилятора при частоте вращения колеса 1500 мин⁻¹ и температуре среды минус 5 - 10°C составляет 10 - 20% и 100% при температуре минус 45 - 50°C. При температурах окружающей среды минус 50 - 60°C необходим

переход на частоту вращения 2200 мин^{-1} . В этом случае доля рабочего времени вентилятора составит 70–80%, что указывает на запас отопительной установки по теплопроизводительности.

Эффективность работы кондиционеров КТА2-0,5Э-0,1 была проверена в эксплуатационных условиях на тепловозах 2ТЭ116. Исследования показали, что при температурах окружающей среды до 40°C они обеспечивают снижение температуры воздуха в кабине на 8– 10°C , что несколько ниже требуемых значений (до 12°C). На тепловозах 2ТЭ121 эти агрегаты будут устанавливаться до окончания доводки специального локомотивного кондиционера.

Кроме кабины в конструкцию тепловоза 2ТЭ121 введено много других элементов, улучшающих условия труда локомотивной бригады.

Для вентиляции кузова в летнее время в его крыше установлен вентилятор, обеспечивающий 30-кратный воздухообмен. Дополнительную вентиляцию дизельного помещения обеспечивают откидные рамы окон.

В зимнее время эксплуатации поддержание положительных температур воздуха в дизельном помещении обеспечивается системой рециркуляции теплого воздуха из охлаждающего устройства.

На тепловозе установлен унитаз и умывальник с откидной чашей. Для обеспечения их работы имеется бак с обогреваемым запасом воды.

Кузов тепловоза освещается 16 светильниками: 12 – в дизельном помещении и 4 – в тамбуре, в каждом из которых установлена лампа мощностью 60 Вт. По два светильника установлено на постике в кабине и в высоковольтной камере. Для освещения ходовой части тепловоза при ее осмотре имеется подкузовное освещение.

По результатам измерений освещенность в проходах дизельного помещения на уровне пола составила 10–12 лк, а на высоте 1 м – 25–28 лк. В кабине уровень общей освещенности составил 20–30 лк и 1,5–2 лк соответственно при режимах "яркого" и "тусклого" освещения. Все зарегистрированные уровни освещенности соответствуют нормируемым величинам.

Регулятор местного освещения пульта обеспечивает изменение его освещенности в различных точках от 3 до 17 лк, при сохранении неравномерности освещения по его поверхностям не выше рекомендуемого отношения 1:5.

УДК 625.2.032.8

Е. П. Фомин, И. М. Грибов, В. Н. Рогозин, Г. В. Бутаков,
Б. И. Школьников, А. Т. Ткаченко, А. Х. Криворучкий,
И. В. Гордиенко, Н. Н. Плотников

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ПО ОЦЕНКЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

При создании тепловоза 2ТЭ121, наряду с решением ряда новых сложных технических проблем, ставилась задача дальнейшего совершенствования защиты от шума и вибрации локомотивных бригад по сравнению с серийными тепловозами и снижения вибрации основных узлов и агрегатов. Поэтому на стадии проектирования в конструкцию тепловоза 2ТЭ121 был заложен ряд решений, направленных на улучшение его виброакустических качеств.

Кабина машиниста (рис. 1) выполнена в виде капсулы, установленной на четырех резинометаллических виброизоляторах конусного типа (рис. 2), расположенных между каркасом кузова и нижним поясом оконных рам. Пол и стены кабины не имеют с кузовом непосредственного контакта.

Каркас кабины выполнен из гнутых профилей и обшит стальными листами толщиной 1,5–2 мм. Звукоизоляция обеспечивается нанесенным на стальную обшивку слоем вибродемпфирующей мастики толщиной 4–6 мм, на которую устанавливаются обернутые в полиамидную пленку стеклоплиты толщиной 40 мм и маты из синтетического волокна толщиной 25 мм. С внутренней стороны стены кабины облицованы декоративным бумажно-слоистым пластиком толщиной 3 мм, а потолок облицован перфорированным алюминиевым листом толщиной 2 мм (диаметр отверстий 3 мм, шаг перфорации 5 мм).

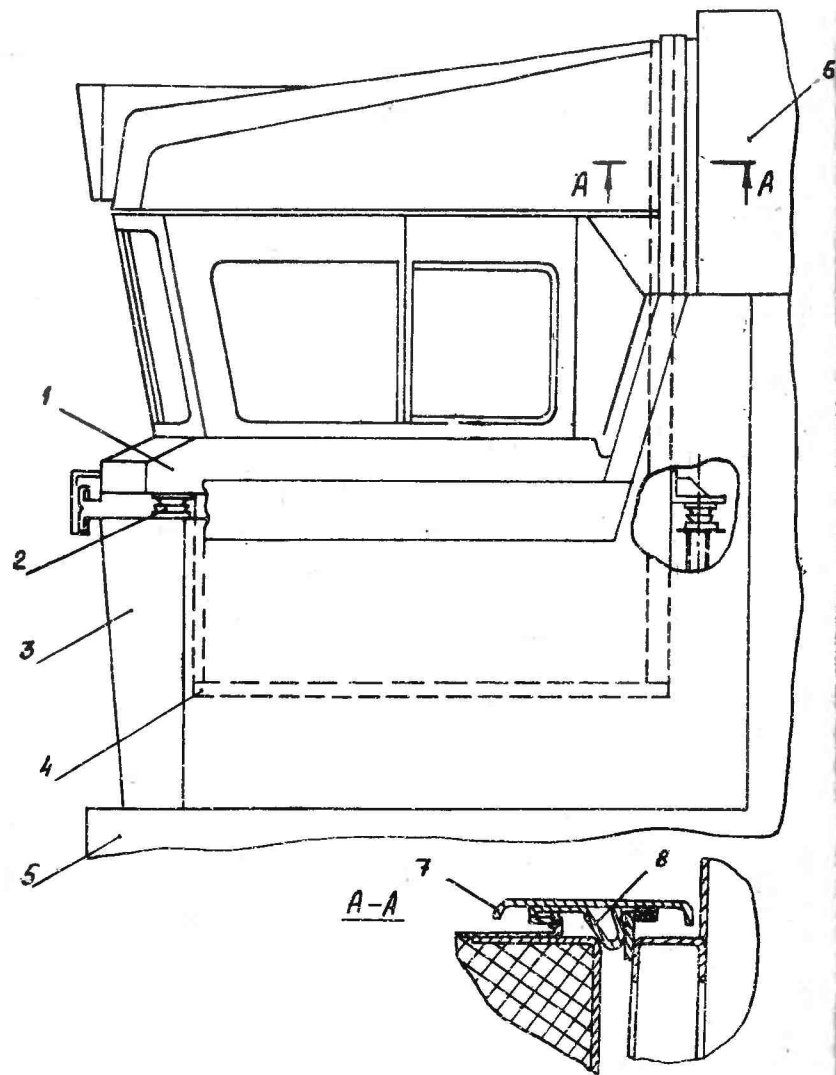


Рис. 1. Кабина машиниста:

1 - нижний пояс оконных рам; 2 - виброизолятор; 3 - каркас кузова; 4 - пол кабины; 5 - рама тепловоза; 6 - кузов; 7 - облицовка; 8 - уплотнение

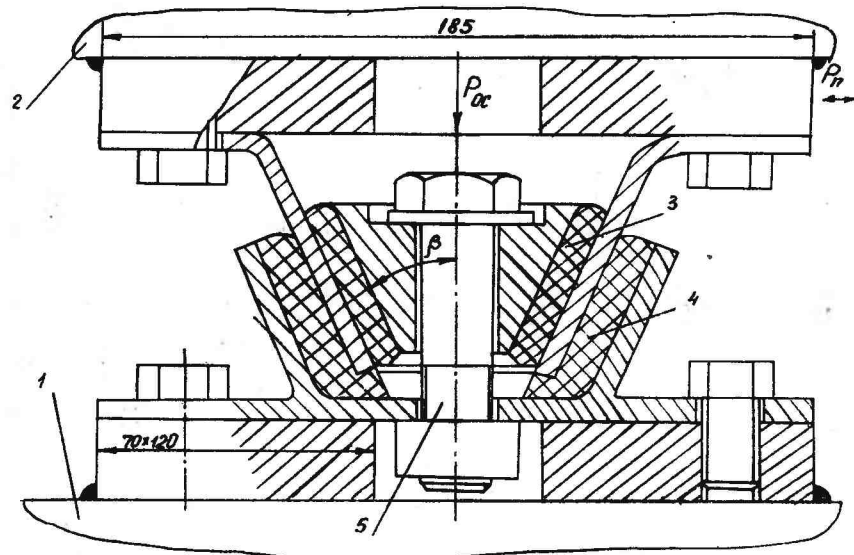


Рис. 2. Виброизолятор кабины:

1 - рама тепловоза; 2 - кабина машиниста; 3 - верхний конус; 4 - нижний конус; 5 - центральный болт

В кабине установлены два унифицированных кресла машиниста. Виброакустические испытания тепловозов типа 2ТЭ121 включали в себя измерение и оценку шума в кабинах и создаваемого тепловозом внешнего шума, вибрационного воздействия на локомотивные бригады и вибросостояния основных узлов и агрегатов.

В результате измерения шума в кабине тепловоза установлено, что при движении в нормативном режиме согласно ГОСТ 12.2.056-81 "ССБТ. Электровозы и тепловозы колеи 1520 мм. Требования безопасности" (скорость движения 60 - 70 км/ч при работе силовой установки на 11-й позиции контроллера, что составляет 800 - 820 об/мин вала дизеля и соответствует частоте вращения вала при реализации 2/3 номинальной мощности) фактические уровни звукового давления значительно ниже, чем допустимые значения (рис. 3). Уровень звука по шкале "А" шумомера составляет при этом 71,5 дБА (допустимое значение составляет 80 дБА).

Требования ГОСТа выполняются и при более высоких скоростях движения. При этом возрастание скорости движения вызы-

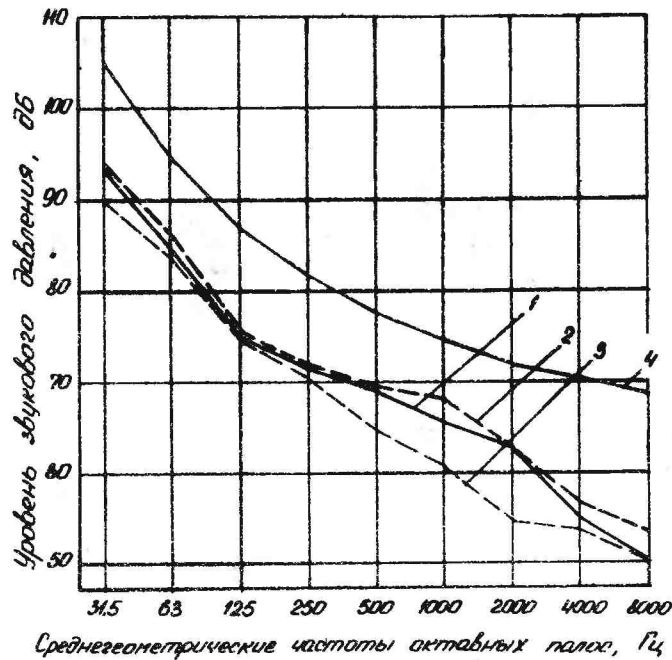


Рис. 3. Спектры шума в кабине тепловозов 2ТЭ121:
 1 - скорость 60-70 км/ч; 2 - скорость 80-90 км/ч; 3 - скорость 40 км/ч; 4 - нормировочная кривая N 75

вает незначительное увеличение уровней спектральных составляющих. Это свидетельствует о том, что конструктивные решения по звуко- и виброзащите кабины тепловоза от шума основных источников являются достаточно эффективными.

Было отмечено, что при работе тепловоза на стоянке в режиме холостого хода (0-я позиция контроллера) включение вентиляционно-отопительной установки вызывает увеличение уровней спектральных составляющих в отдельных полосах частот на 10 + 12 дБ при 2200 об/мин вентилятора. Однако допустимые значения при этом не превышаются.

Уровень внешнего шума, создаваемого тепловозом при движении в нормативном режиме по звеньевому пути с рельсами длиной 25 м, на расстоянии 25 м от оси пути получен равным 86,0 дБА, что соответствует требованию действующего норматива (ОСТ 24.040.034-77 "Тепловозы. Допустимые уровни внешнего шума и методы его измерения").

Испытания по определению вибрационного воздействия на локомотивную бригаду производились на тепловозах, которые имели рессорное подвешивание с одно- и двуххомутвыми рессорами.

Участки пути, на которых осуществлялись опытные поездки, отвечали требованиям ГОСТ 12.2.056-81.

Вибрация измерялась при движении со скоростями от 40 до 100 км/ч при работе силовой установки на 11-й позиции контроллера в вертикальном и поперечно-горизонтальном направлениях на подушках кресел машинистов (условное обозначение точек соответственно Св и Sp), на полу кабин (Пв и Пп) и на рамах тепловозов под кабиной (Рв и Рп). Регистрация вибрации осуществлялась на ленту измерительного магнитографа, которая обрабатывалась с помощью ЭЦВМ. Программой обработки предусматривалось получение среднего квадратического значения виброускорения в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами от 0,8 до 40 Гц.

Расчет этих значений производился по формуле

$$\bar{a}_i = \sqrt{\int_{f_H}^{f_B} \tilde{s}(f) df},$$

где $\tilde{s}(f)$ - оценка спектральной плотности виброускорения, вычисленная по алгоритму быстрого преобразования Фурье;

f_H и f_B - нижняя и верхняя границы соответствующей третьоктавной полосы частот.

Спектры вибрации того и другого тепловозов при движении с различными скоростями имеют идентичный характер и незначительно разнятся по значениям спектральных составляющих. Максимальные значения спектральных составляющих в вертикальном направлении получены в полосах со среднегеометрическими частотами 1,6 - 2,5 Гц, т.е. в области частот, где находится частота свободных колебаний кузова на рессорном подвешивании. В указанном диапазоне частот вертикальная вибрация на сиденье кресла в целом несколько выше, чем на полу кабины и раме тепловоза, т.е. кресло несколько усиливает колебания.

Значения спектральных составляющих вибрации в поперечном направлении значительно ниже.

При работе на стоянке уровни спектральных составляющих

невелики и при 0-й позиции контроллера не превышают $0,01 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ как в вертикальном, так и в поперечном направлениях.

Нормативная оценка вибрационного воздействия на локомотивную бригаду осуществлялась в соответствии с требованиями ГОСТ 12.2.056-81 и с использованием метода РТМ 24.040.40-75 "Тепловозы. Методика измерения и оценки вибрации на рабочих местах машинистов".

В соответствии с требованиями ГОСТ 12.2.056-81 при приемочных испытаниях средние квадратические значения виброускорения на рабочих местах локомотивной бригады не должны превышать установленных допустимых значений с учетом вероятности распределения режимов работы локомотива в эксплуатации вплоть до конструкционной скорости, т.е. должно выполняться условие

$$\tilde{a}_{ni} \leq \bar{a}_{gi}$$

где \tilde{a}_{ni} - приведенное среднее квадратическое значение виброускорения в i -й третьоктавной полосе частот, $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$;
 \bar{a}_{gi} - допустимое среднее квадратическое значение виброускорения в i -й третьоктавной полосе частот, $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$.

Приведенное среднее квадратическое значение виброускорения \tilde{a}_{ni} в i -й третьоктавной полосе частот определяется из выражения

$$\tilde{a}_{ni} = \sqrt{\sum_k \bar{a}_i^2 P_k}$$

где \bar{a}_i - измеренное среднее квадратическое значение виброускорения в i -й третьоктавной полосе частот при k -ом режиме работы тепловоза, $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$;
 P_k - вероятность работы тепловоза данного типа в k -ом режиме в течение рабочей смены.

Согласно РТМ 24.040.40-75 для тепловозов типа 2ТЭ121 вероятность работы в течение рабочей смены распределяется следующим образом: время работы на стоянке при 0-й позиции контроллера составляет 0,21 общего времени работы, движение со скоростью 40 км/ч - 0,35, 60 км/ч - 0,25, 80 км/ч - 0,18 и 100 км/ч - 0,01.

Результаты расчета средних квадратических значений виброускорения на рабочих местах локомотивной бригады с учетом

вероятности распределения режимов работы тепловозов в эксплуатации приведены в табл. 1, а на рис. 4 и 5 показаны результаты нормативной оценки вибрационного воздействия на бригаду. Средние квадратические значения виброускорения при работе тепловозов на стоянке и минимально устойчивой частоте вращения вала дизеля в расчете во всех случаях приняты равными $0,01 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$.

Таблица 1

Средние квадратические значения виброускорения ($\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$) на рабочих местах локомотивной бригады тепловозов 2ТЭ121 с учетом вероятности распределения режимов работы в эксплуатации

Среднегеометрические частоты третьоктавных полос f_i , Гц	Точки измерения			
	Св	Рв	Сп	Рп
0,8	0,04	0,05	0,12	0,08
1,0	0,07	0,07	0,14	0,09
1,25	0,09	0,08	0,08	0,06
1,6	0,19	0,18	0,05	0,04
2,0	0,38	0,32	0,05	0,03
2,5	0,24	0,19	0,03	0,02
3,15	0,1	0,06	0,03	0,02
4,0	0,19	0,08	0,04	0,02
5,0	0,12	0,08	0,04	0,02
6,3	0,12	0,1	0,04	0,02
8,0	0,2	0,21	0,07	0,04
10,0	0,18	0,28	0,09	0,04
12,5	0,08	0,2	0,09	0,04
16,0	0,08	0,1	0,09	0,06
20,0	0,08	0,15	0,07	0,05
25,0	0,08	0,08	0,06	0,07
31,5	0,06	0,09	0,06	0,1
40,0	0,06	0,12	0,03	0,08

Видно, что нормативные требования выполняются.

По результатам измерений виброускорений на рамах тепловозов (точки Рв и Рп) в полосах со среднегеометрическими частотами от 0,8 до 6,3 Гц для каждой скорости движения были

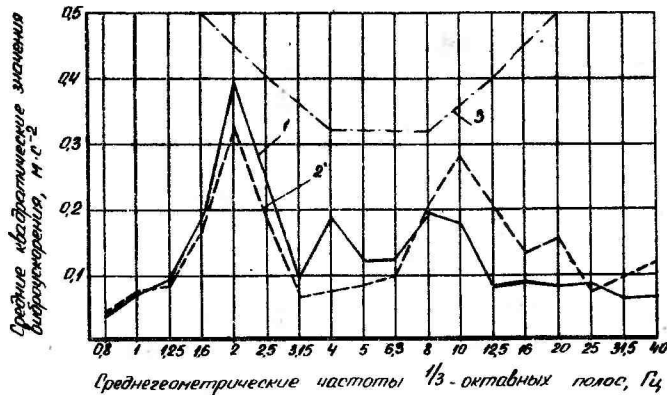


Рис. 4. Нормативная оценка вибрационного воздействия на локомотивную бригаду тепловозов 2ТЭ121 (вертикальное направление);
1 — сиденье кресла; 2 — пол кабины; 3 — допустимые по ГОСТ 12.2.056-81 значения

определены показатели плавности хода тепловозов W , расчет которых производился по формуле

$$W = \sqrt[6,67]{\sum_n W_i^{6,67}}$$

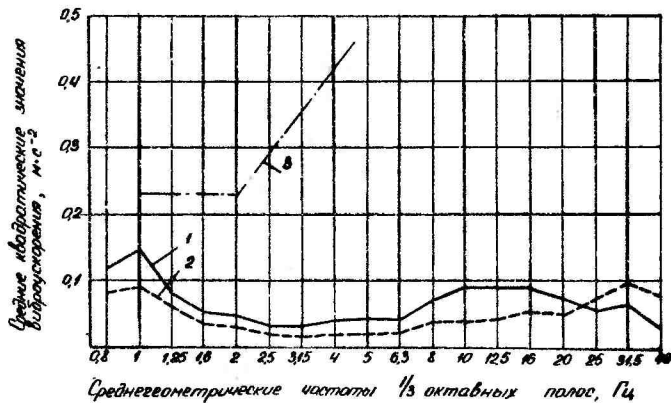


Рис. 5. Нормативная оценка вибрационного воздействия на локомотивную бригаду тепловозов 2ТЭ121 (поперечное направление);
1 — сиденье кресла; 2 — пол кабины; 3 — допустимые по ГОСТ 12.2.056-81 значения

где W_i — элементарный показатель плавности хода, определенный для i -й полосы частот;
 n — число третиоктавных полос, которые учитывались при определении суммарного показателя плавности хода.
Значение W_i определяется из выражения

$$W_i = [q_m q(f)]^{0,3} \alpha_i^{0,3}$$

где q_m — коэффициент, равный 1,34 для вертикального и 1,71 для поперечного направлений;
 $q(f)$ — модуль нормированной частотной характеристики, учитывающий восприятие вибрации в зависимости от частоты.

Результаты определения W приведены в табл. 2.

Таблица 2

Показатели плавности хода W тепловоза 2ТЭ121 при различных скоростях движения

Направление действия вибрации	Скорость движения, км/ч			
	40	60	80	100
Вертикальное (точка Pв)	2,72	3,36	3,58	3,73
Поперечное (точка Pп)	2,08	2,43	3,06	3,41

Для локомотивов вводится понятие усредненного показателя плавности хода W_g , который определяется с учетом вероятности распределения скоростей движения в течение рабочей смены из выражения

$$W_g = \sqrt[10]{\sum_v W^{10} P_v}$$

где W — показатель плавности хода для одной скорости движения;
 P_v — вероятность движения тепловоза с данной скоростью в течение рабочей смены.

С учетом приведенного выше распределения режимов работы тепловозов типа 2ТЭ121 (время движения тепловоза составляет 0,79 общего времени работы) значения P_v составят 0,44 при скорости 40 км/ч, 0,32 при скорости 60 км/ч, 0,23 при скорости 80 км/ч и 0,01 при скорости 100 км/ч.

Значения усредненного показателя плавности хода тепловоза составили 3,30 в вертикальном и 2,71 в поперечном направлениях, т.е. ниже, чем рекомендуемое допустимое значение этого показателя для локомотивов, которое принято равным 3,7.

Измерение вибрации основных узлов и агрегатов производилось при работе тепловозов на рессате и при движении с различными скоростями и различных частотах вращения вала дизеля.

Измерялись амплитуды виброускорения (в долях g) в диапазоне частот до 90 Гц на кузове (раме) тепловоза в точках у переднего буферного бруса, над второй колесной парой, над топливным баком, над пятой колесной парой и у заднего буферного бруса, на дизель-генераторе (лапа главного генератора и поддизельная рама в точках против пусковой шестерни, в районе восьмого цилиндра, в районе между пятым и четвертым цилиндрами и в районе первого цилиндра), на лапе стартер-генератора, на каркасе высоковольтной камеры, на каркасе пульта управления и приборного шкафа.

При работе тепловоза на рессатной станции с различными частотами вращения вала дизеля (рис. 6) виброускорения в точках измерения на кузове возрастают с увеличением частоты вращения вала.

Максимальные значения получены при 15-й позиции контроллера и составляют 0,29 g в вертикальном и 0,19 g в поперечном направлениях. Преобладающие частоты колебаний получены равными 27 - 28 и 55 Гц. Максимальное значение амплитуды вибросмещения на кузове, соответствующее максимальному значению виброускорения, получено равным 0,065 мм, что по общетехническим нормам (номограмма восприятия колебаний по У. Кер-Вильсону) при частоте 27 - 28 Гц соответствует градации "нормальные" колебания.

Разность значений вибрации при работе под нагрузкой и в режиме холостого хода невелика (не превышает 0,02 g), т.е. нагрузка дизель-генератора не оказывает существенного влияния на вибросостояние кузова.

При движении тепловоза с различными скоростями и различных режимах работы силовой установки виброускорения получены в целом несколько выше, чем при работе на стоянке. Увеличение обусловлено влиянием низкочастотных (2 - 2,5 Гц) вертикальных колебаний кузова на рессорном подвешивании.

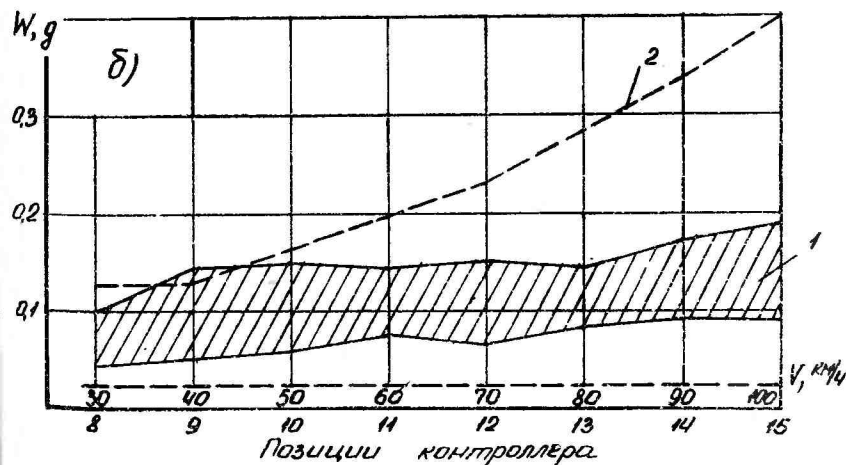
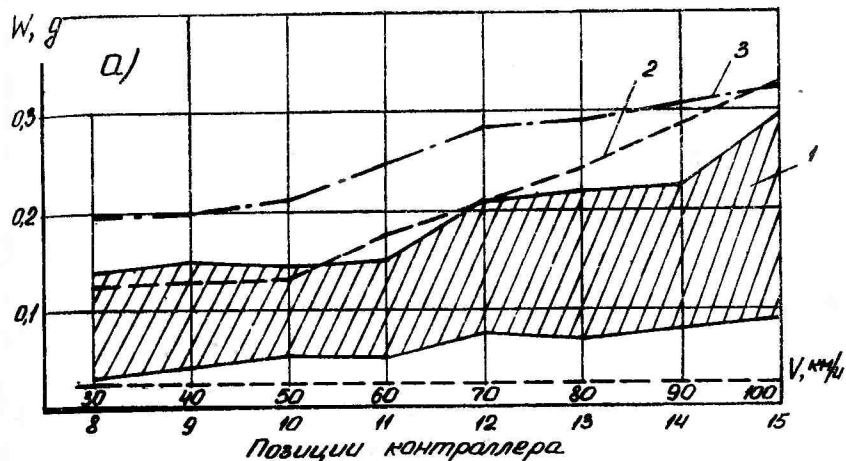


Рис. 6. Виброускорения в точках кузова (рамы) тепловоза 2ТЭ121 (в долях g): а - вертикальное направление; б - поперечное направление. 1 - максимальные и минимальные значения вибрации по всем точкам измерения при работе на стоянке под нагрузкой (рессат) и различных позициях контроллера; 2 - в точке над пятой колесной парой при выключенном дизеле и различных скоростях движения; 3 - в точке над пятой колесной парой при скорости 60 км/ч и различных позициях контроллера

Рост скорости движения вызывает увеличение амплитуды виброускорения. Так, в точке над пятой колесной парой при движении с выключенным дизелем максимальные значения амплитуд виброускорения увеличиваются с 0,13 до 0,33 g в вертикальном и с 0,13 до 0,4 g в поперечном направлениях при росте скорости от 30 до 100 км/ч. В этой же точке при движении со скоростью 60 км/ч и различных частотах вращения вала дизеля амплитуды виброускорения возрастают с 0,2 g при 8-й позиции контроллера до 0,33 g при 15-й позиции.

Виброускорения в точках на дизель-генераторе определяются главным образом его работой. Движение тепловоза не оказывает на них заметного влияния. Максимальные значения виброускорений замерены в вертикальном направлении на лапе главного генератора - 0,38 g при работе на 15-й позиции контроллера (рис. 7). Преобладающая частота колебаний - 2,5-й порядок по частоте вращения вала дизеля (42 Гц при 1000 об/мин).

В поперечном и продольном направлениях максимальные значения виброускорения на лапе генератора получены при 14-й позиции контроллера и составляют соответственно 0,26 и 0,13 g .

Максимальные виброускорения в точках поддизельной рамы составили 0,25 g в вертикальном, 0,28 - 0,3 g в поперечном и 0,14 g в продольном направлениях. Полученные значения не выше, чем на поддизельных рамах дизелей 1А-9ДГ тепловозов 2ТЭ116.

Характер колебаний дизель-генератора тепловоза 2ТЭ121 идентичен колебаниям дизель-генераторов тепловозов 2ТЭ116.

Максимальные значения виброускорений на лапе стартер-генератора при работе тепловоза на реостате получены в вертикальном направлении при 14-й позиции контроллера - 0,66 g (рис. 8). В поперечном и продольном направлениях они ниже - 0,32 и 0,18 g . Преобладающая частота колебаний - первый порядок по частоте вращения якоря стартер-генератора.

Максимальные виброускорения на каркасе пульта управления и приборного шкафа не превышают соответственно 0,15 и 0,2 g при преобладающих частотах колебаний первого и 2,5-го порядков по частоте вращения вала дизеля. Виброускорения электрооборудования не превышают допустимых значений по ГОСТ 17516-72. "Изделия электротехнические. Условия эксплуатации в части воздействия механических факторов внешней среды".

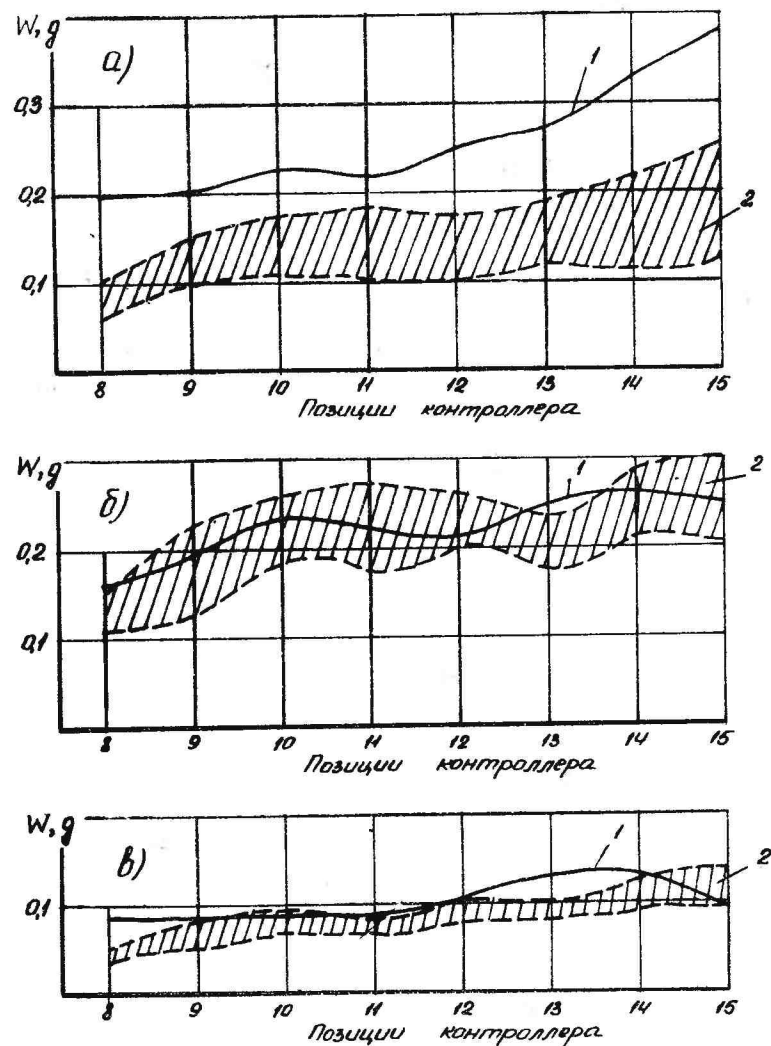


Рис. 7. Виброускорения дизель-генератора тепловоза 2ТЭ121 при работе на реостате (в долях g):

а - вертикальное направление; б - поперечное направление; в - продольное направление. 1 - лапа главного генератора; 2 - максимальные и минимальные значения вибрации по всем точкам поддизельной рамы

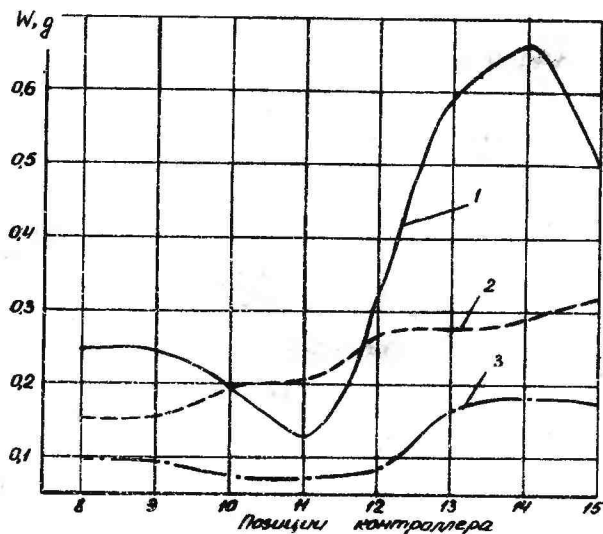


Рис. 8. Виброускорения стартер-генератора тепловоза 2ТЭ121 (в долях g):
1 - вертикальное направление; 2 - поперечное направление; 3 - продольное направление

Приведенные результаты позволяют в целом оценить виброустойчивость тепловоза 2ТЭ121 как удовлетворительную, отвечающую требованиям действующих нормативов.

УДК 625.03

В. М. Богданов, Г. Г. Желнин, В. О. Певзнер,
В. А. Кондратов, В. С. Титаренко, В. П. Гундарь,
Н. П. Сидоров, Н. К. Возняк

ВОЗДЕЙСТВИЕ ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121 НА ПУТЬ И ДОПУСКАЕМЫЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ

Первый образец тепловоза 2ТЭ121 имел поперечную связь кузова с тележками аналогичную связи у тепловоза 2ТЭ116, свободный разбег осей в буксах 2-8-2 мм и жесткость поперечной связи колесной пары с рамой тележки 9,0 кН/мм. Проведенные ВНИИЖТом комплексные динамические и по воздействию на путь испытания этого локомотива показали повышенное его воздействие на путь в кривых малого радиуса и при движении по стрелочным переводам на боковой путь. Это привело к ограничению допускаемых скоростей движения по крутым кривым, а обращение тепловоза по стрелочным переводам из рельсов типа Р50 было вообще не рекомендовано.

Учитывая, что тепловозный полигон сети железных дорог имеет в основном рельсы Р50, ВНИТИ, ПО ВТЗ и ВНИИЖТ проведен комплекс работ по улучшению ходовых качеств 2ТЭ121 и снижению его воздействия на путь и стрелочные переводы. Были разработаны и испытаны восемь вариантов связи колесных пар с рамой тележек и девять - рам тележек с кузовом.

О широте поиска оптимального решения можно судить по тому, что для связи кузова с рамой тележки пытались использовать гидравлические демпферы в горизонтальных угловых связях, фрикционные демпферы с силой трения 6,0, 9,0 и 12,0 кН в горизонтальных поперечных связях, гидравлическое сочленение тележек, фиксированный шкворень (как самостоятельный, так и в

сочетании с гидравлическим сочленением тележек), упругие поперечные связи, смещенные в плоскость расположения центра тяжести тележек, поперечные тяги с комбинированными опорами кузова при предварительном сжатии пружин тяг до 80,0 кН, упругие поперечные связи в шкворневой коробке с комбинированными опорами кузова при жесткости пружин 2,00 кН/мм и силе предварительного сжатия 30,0 кН.

Всесторонняя теоретическая и экспериментальная проверка позволила рекомендовать для контрольных испытаний по воздействию на путь тепловоз на тележках, в рессорном подвешивании которых установлены однохомутовые рессоры; свободные разбеги средних осей колесных пар равны 14 мм, поперечная жесткость связи колесных пар с рамой тележки – 4,5 кН/мм. Между кузовом и тележкой установлены демпферы отбоя с силой трения 10 кН.

Контрольные испытания проведены на пути с рельсами типа Р50, деревянными шпалами и щебеночным балластом в кривой радиусом 300 м и на стрелочном переводе Р50 марки 1/11. Полученные результаты подтвердили снижение силового воздействия тепловоза 2ТЭ121 на путь. При этом в кривой радиусом 300 м при движении со скоростями до 50 км/ч максимальные вероятные кромочные напряжения в рельсах Р50 стали ниже допустимого значения 240 МПа и несколько превышают это значение при скорости 70 км/ч.

Аналогичные результаты получены при движении тепловоза по стрелочному переводу типа Р50 марки 1/11 (табл. 1). Однако здесь необходимо отметить лучшее воздействие на рельсы в переводной кривой при скоростях движения 25 км/ч и больше секции 2ТЭ121-003Б с осевыми разбегами 2-14-2. В то же время эта секция имела худшие показатели по воздействию на передний вылет рамного рельса и остряк, т.е. на наиболее ответственные элементы стрелочного перевода.

Наиболее наглядно результаты работы по совершенствованию экипажной части тепловоза 2ТЭ121 показывает сравнение показателей воздействия на элементы стрелочного перевода Р50 1/11 ряда отечественных локомотивов с трехосными тележками в табл. 2. Тщательный выбор параметров позволил снизить воздействие от тепловоза с осевой нагрузкой 245 кН до уровня, близкого к воздействию локомотивов с осевой нагрузкой, не превышающей 225,4 кН.

Таблица 1

Напряжения в подошве рельсов элементов стрелочного перевода Р50 1/11 при различных вариантах исполнения экипажной части

Вариант экипажа	Скорость, км/ч	Напряжения в подошве рельсов, МПа		
		на переднем вылете	в остряке	на переводной кривой
С фрикционными демпферами в поперечных связях кузова. Сила трения на одну тележку 8 кН	5	196	222	215
	25	210	240	228
	40	230	275	251
С упругой поперечной связью в центре тяжести тележки	5	210	235	185
	25	230	253	240
	40	245	283	280

Таблица 2

Напряжения в подошве рельсов элементов стрелочного перевода типа Р50 1/11 под воздействием различных локомотивов

Локомотив	Скорость, км/ч	Напряжения в подошве рельсов, МПа		
		на переднем вылете	в остряке	на переводной кривой
2ТЭ121 в первоначальном исполнении	25	255	Превышали 240 МПа, макс до 480 МПа	250
	40	255		265
2ТЭ121-002Б	25	210	240	228
	40	230	275	251
2ТЭ116	25	213	186	179
	40	227	213	195
2ТЭ10В	25	220	235	215
	40	245	245	240
ТЭП70	25	-	-	255
	40	330	275	250
М62	25	-	200	142
	40	-	227	172
ВЛ60	25	267	220	227
	40	313	264	282

Это позволило допустить эксплуатацию тепловозов 2ТЭ121 на пути с рельсами Р50, полностью сняв ограничения скорости

Таблица 3

Допускаемые скорости движения тепловоза 2ТЭ121 с осевой нагрузкой 250 кН на различных типах верхнего строения пути

Тип рельсов, приведенный износ, эшора шпал, род балласта	Допускаемые скорости, км/ч				
	прямая	радиусы кривых, м			
		800	600	350	300
Р65 (в) 1840 Ш	К-100	К-100	К-100	Н-85	Н-80
Р50 (в) 2000 Ш	К-100	К-100	К-100	70	55
Р50 (в) 1840 Ш	К-100	К-100	К-100	65	50
Р50 (в) 1600 Ш	К-100	К-100	95	55	45
Р50 (в) 1840 Гр	К-100	К-100	95	55	45
Р50 (в) 1840 П	К-100	85	70	40	30

Примечание. К - ограничение по конструктивной скорости;
Н - ограничение по значению непогашенного ускорения $0,7 \text{ м/с}^2$.

на пути с рельсами Р65. Рекомендованные по результатам испытаний скорости движения приведены в табл. 3.

ВЫВОДЫ

1. Для производства тепловозов 2ТЭ121 рекомендуется экипажная часть со свободными осевыми разбегами 2-14-2 жесткостью поперечной связи колесной пары с рамой тележки 4,5 кН/мм, фрикционными демпферами на относ кузова с силой трения на тележку 8 кН и рессорное подвешивание с однокомутными рессорами с общим статическим прогибом 135 мм.

2. Воздействие на путь и стрелочные переводы типа Р65 тепловоза 2ТЭ121 с рекомендуемыми характеристиками экипажной части не превышает допускаемых значений; на пути с рельсами Р50 скорости несколько ограничены по прочности пути; скорость движения на боковое направление стрелочного перевода Р50 1/11 может быть установлена 25 км/ч. При движении тепловоза со скоростью 40 км/ч перенапряжения в элементах стрелочного перевода Р50 1/11 не превышают 10%.

УДК 625.2.032.8

С. М. Голубятников, Э. М. Сорочкин, А. В. Петров,
И. К. Спирагин, М. Л. Бурка, С. А. Кутелов

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ХАРАКТЕРИСТИК ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ СВЯЗЕЙ КУЗОВА С ТЕЛЕЖКАМИ НА ДИНАМИКУ ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121 В ПРЯМЫХ, КРИВЫХ И СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДАХ

Конструкторским работам по созданию экипажной части тепловоза 2ТЭ121 предшествовал комплекс исследований по доводке унифицированной бесчелостной тележки тепловозов 2ТЭ116 и ТЭ10М, включающий поиск технических решений по обеспечению требуемых скоростей движения в кривых малого радиуса, при движении на боковое направление стрелочных переводов, плавности хода и прочности рамы тележки.

На основе этих работ на тепловозе 2ТЭ121 применены комбинированные резинометаллические опоры кузова (РМО), обеспечивающие упругую поперечную связь кузова с тележками с жесткостью, эквивалентной подвеске кузова на маятниках длиной около 550 мм, и низкий момент сил, препятствующих угловому повороту тележек - около 21 кН·м. Рамы тележек посредством поводков с резинометаллическими втулками соединены с буксами колесных пар. Жесткость поперечной связи буксы с рамой тележки 4,5 кН/мм, средние колесные пары имеют свободные разбеги ± 14 мм, крайние - ± 2 мм.

Испытания макетного образца тепловоза 2ТЭ121 подтвердили высокую эффективность принятой конструкции горизонтальных связей при движении по прямым и в кривых большого радиуса, в которых замерены низкие рамные силы, не превышающие 25 кН в прямых и 55 и 40 кН соответственно в кривых радиусом

600 и 1000 м. Эти же данные подтвердились при испытаниях тепловоза 2ТЭ121-003, экипажная часть которого выполнена аналогично первому макетному образцу.

Увеличение разбегов средних осей позволило обеспечить допустимый уровень воздействия на путь в кривых радиусом 300 и 350 м и при движении на боковое направление стрелочных переводов с рельсами типа Р65.

Вместе с тем у тепловоза 2ТЭ121 по сравнению с тепловозом 2ТЭ116 рамные силы непропорционально выше, чем отношение их осевых нагрузок: отношение осевых нагрузок составляет 1,09, а рамных сил – более 1,3.

Анализ причин повышенного горизонтального воздействия тепловоза 2ТЭ121 в кривых малого радиуса и стрелочных переводах, а также причин несоответственно большего роста горизонтальных сил по сравнению с увеличением осевой нагрузки, выполненный по материалам испытаний и результатам специальных опытов, в которых, наряду с рамными силами были зафиксированы боковые силы путем тензометрирования колес тепловоза, позволил установить следующее:

у тепловоза 2ТЭ121 больших значений (до 50% измеряемой рамной силы) достигает динамическая составляющая рамной силы, что является следствием большей обрессоренной массы тележки (20300 против 11200 кг у тепловоза 2ТЭ116) и большего момента инерции тележек с подвешенными на них тяговыми электродвигателями (69200 против 31400 кг·м² у 2ТЭ116);

увеличению квазистатической составляющей рамной силы способствует также увеличенная колесная база тележки, равная 4,4 м против 3,7 м у тепловоза 2ТЭ116;

увеличению квазистатической и динамической составляющих рамной силы способствует смещение шкворня от середины тележки в сторону первой направляющей колесной пары тепловоза.

Исходя из изложенного, БНИТИ, ВНИИЖТ и ПО "Ворошиловградтепловоз" была разработана программа исследований по изысканию средств улучшения динамики тепловоза 2ТЭ121 и снижения его воздействия на путь в кривых малого радиуса и стрелочных переводах, предусматривающая сравнительные испытания следующих вариантов исполнения горизонтальных связей тележек и кузова:

1. Поперечные связи кузова с тележками.

1.1. Проектная конструкция упругой поперечной связи кузова с тележками.

1.2. С фрикционными демпферами, работающими при относительном кузове, с силой трения (на тележку) 6, 9 и 12 кН (рис. 1).

1.3. С исключением поперечного перемещения кузова относительно тележек (в дальнейшем этот вариант имеет обозначение "фиксированный шкворень").

1.4. С гидравлическими демпферами фирмы Кони (Голландия), работающими при повороте тележки в горизонтальной плоскости (рис. 2).

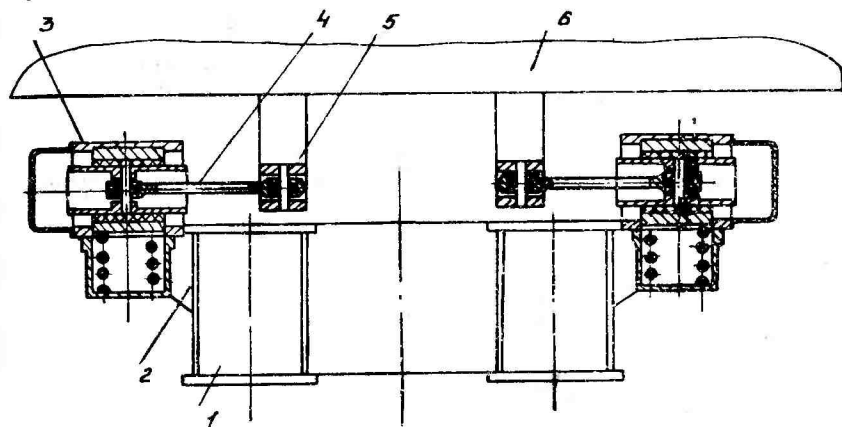


Рис. 1. Установка фрикционных демпферов относ. кузова:

1 – рама тележки; 2 – кронштейн на раме тележки; 3 – фрикционный демпфер; 4 – тяга; 5 – кронштейн на главной раме; 6 – главная рама

1.5. Кузов соединен с тележками с помощью четырех поперечных тяг (по две на тележку), расположенных в поперечной плоскости, проходящей через центр тяжести тележек. В каждой тяге устанавливалось возвращающее устройство с пружиной жесткостью 4 кН/мм с нулевым предварительным натягом и 60 кН (рис. 3). Для исключения передачи горизонтальных сил через шкворень в шкворневом гнезде был выполнен свободный поперечный разбег ± 60 мм.

1.6. Кузов соединен с тележками поперечными тягами по варианту 1.5 с нулевым предварительным натягом пружины возвращающего устройства и 80 кН, опоры кузова комбинированные (две – резинометаллические, две – скользящие, рис. 4).

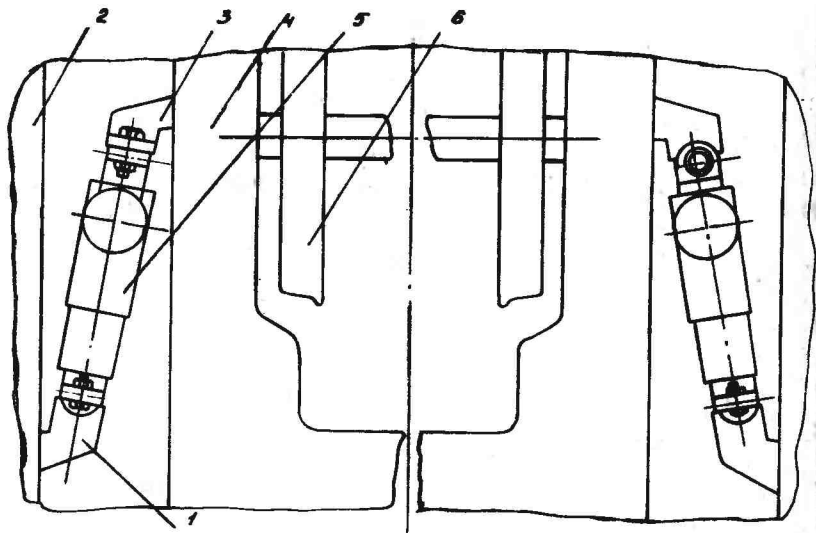


Рис. 2. Установка гидравлических демпферов КОНИ:

1 - кронштейн на главной раме; 2 - главная рама; 3 - кронштейн на раме тележки; 4 - рама тележки; 5 - демпфер КОНИ; 6 - вторая колесная пара

1.7. Опоры кузова - комбинированные по варианту 1.6, в шкворневом узле установлены пружины жесткостью 2 кН/мм с предварительным натягом 30 кН, свободное поперечное смещение шкворня ± 5 мм, упругое $\pm 17,5$ мм.

2. С применением устройств принудительного поворота тележек в кривых.

2.1. Проектная конструкция шкворня и опор кузова, внутренние концы тележек соединены горизонтальным гидравлическим сочленением (рис. 5).

2.2. Гидравлическое сочленение тележек при фиксированном шкворне.

Характеристики поперечных связей кузова с тележками и моментов сопротивления при повороте тележек относительно кузова для испытанных вариантов экипажной части тепловоза 2ТЭ121 представлены на рис. 6 и 7. На рис. 8 приведена характеристика демпфера Кони.

Опытный тепловоз 2ТЭ121-003 при всех вариантах исполнения ходовой части испытывался в сравнении с тепловозом 2ТЭ116-475. РМО кузова обоих тепловозов имеют практи-

100

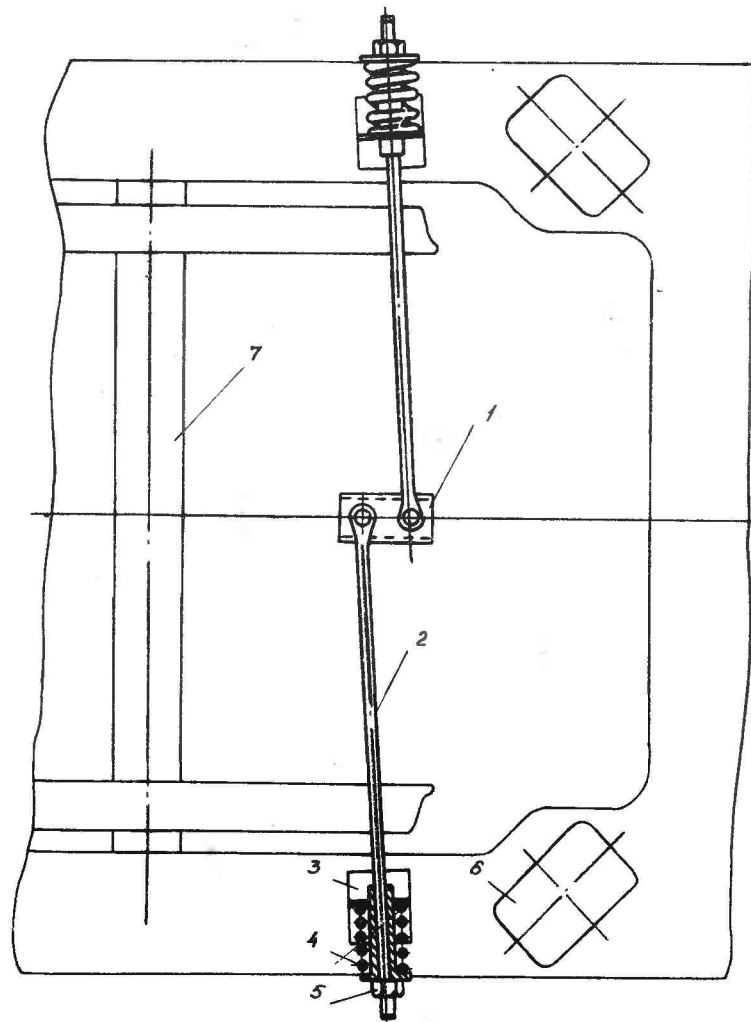


Рис. 3. Установка поперечных тяг:

1 - кронштейн на главной раме; 2 - поперечная тяга; 3 - кронштейн на раме тележки; 4 - пружина; 5 - гайка; 6 - опора кузова; 7 - вторая колесная пара

чески одинаковые характеристики. При испытаниях тепловоза 2ТЭ121-003 с различными характеристиками связей кузова с тележками характеристики буксовых связей не изменялись ($J_{\delta} = 4,5$ кН/мм).

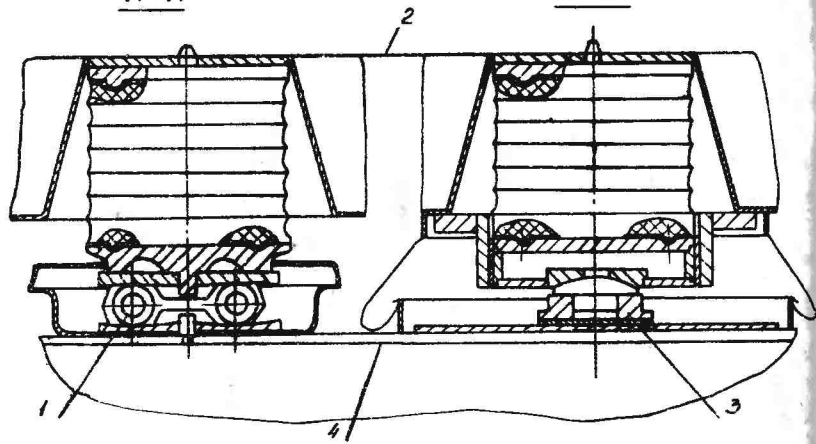


Рис. 4. Установка комбинированных опор кузова на тележку:
1 - опора качения; 2 - главная рама; 3 - опора скольжения; 4 - рама тележки

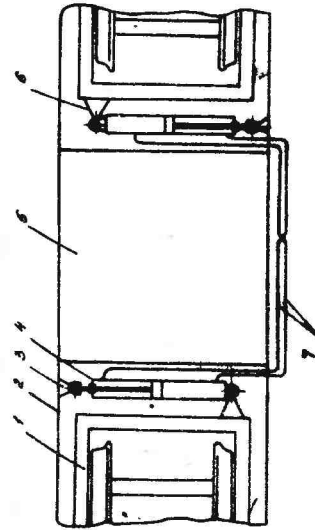
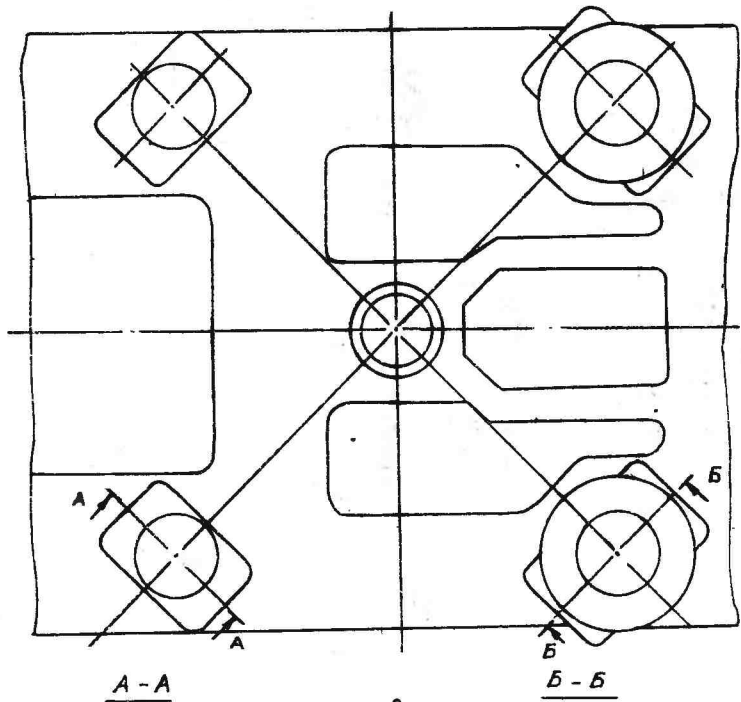


Рис. 5. Схема гидравлического сочленения тележек:
1 - рама тележки; 2 - главная рама; 3 - кронштейн на главной раме; 4 - гидравлический цилиндр; 5 - топливный бак; 6 - кронштейн на раме тележки; 7 - шланги и трубопроводы

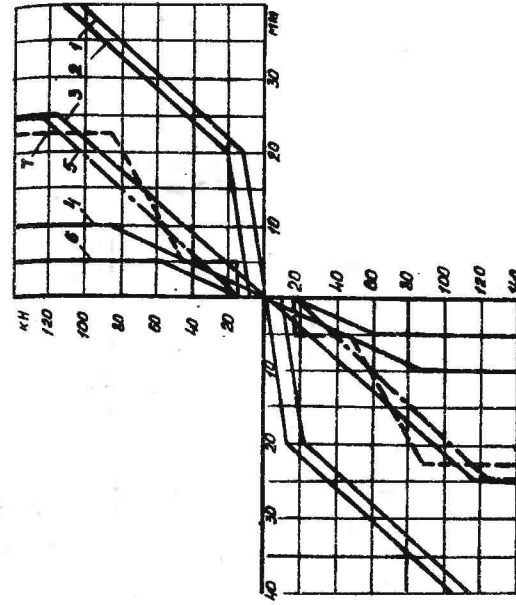


Рис. 6. Характеристики поперечной связи кузова с тележкой:

1 - проектная конструкция, вариант 1.1 (а также варианты 1.4 и 2.1); 2 - с frictionными демферами относ. кузова (сила трения на тележку 9 кН), варианты 1.2; 3 - с поперечными тягами (предварительный натяг пружин $P = 0$ кН), вариант 1.5; 4 - с поперечными тягами (предварительный натяг пружин $P = 60$ кН), вариант 1.5; 5 - с поперечными тягами (предварительный натяг пружин $P = 0$ кН) и комбинированными опорами кузова, вариант 1.6; 6 - с поперечными тягами (предварительный натяг пружин $P = 80$ кН) и комбинированными опорами кузова, вариант 1.6; 7 - с комбинированными опорами кузова, вариант 1.7

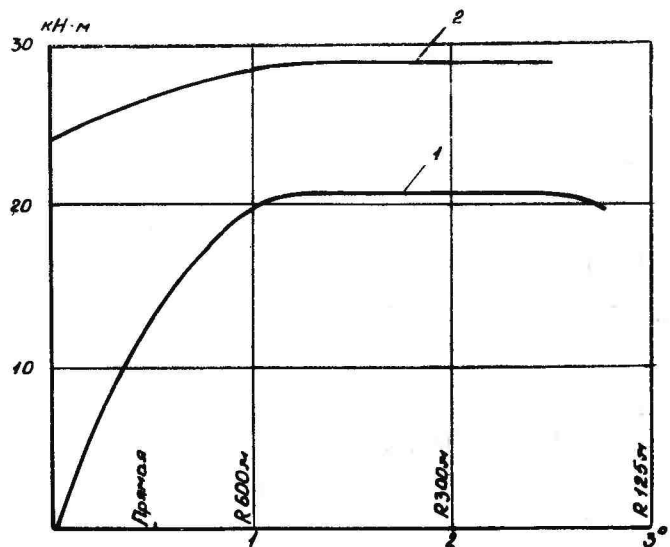


Рис. 7. Момент сопротивления повороту тележки относительно кузова:

1 — проектные опоры кузова на тележку, вариант 1.1; 2 — комбинированные опоры кузова на тележку, варианты 1.6 и 1.7

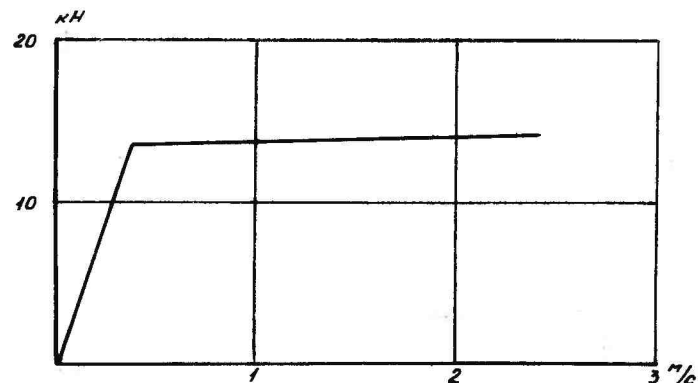


Рис. 8. Характеристика демфера КНИ

Оценка динамических качеств тепловозов производилась по рамным силам, горизонтальному ускорению кузова в полосе 0–5 Гц, угловому повороту и огносу тележек относительно ку-

зова. При испытаниях по воздействию на путь в стрелочном переводе типа Р50 1/11 регистрировались отжатия рельсов и кромочные напряжения в подошве переднего вылета рамного рельса, остряка и рельсов переходной кривой.

Измерения напряжений в рельсах в кривой радиусом 300 м проводились в пределах круговой части кривой на двух смежных рельсовых звеньях в 15 сечениях. Эти сечения были выбраны по результатам анализа осциллограмм с записями динамических процессов тепловоза, привязанных к пути с помощью путевых отметчиков. Напряжения в подошве рельсов кривой измерялись на наружной и внутренней кромках. Регистрация кромочных напряжений осуществлялась на осциллографную бумагу. В осциллографах были установлены гальванометры с собственной частотой 150 Гц.

В кривой радиусом 300 м уложены рельсы типа Р50 длиной 25 м, шпалы деревянные, в количестве 2000 шт. на километр, балласт щебеночный. В процессе испытаний тепловоза проводился контроль за состоянием кривой, т.е. определялись фактические величины ширины колеи, возвышения наружного рельса и стрелы изгиба (от хорды длиной 20 м). Наибольшая разность смежных стрел изгиба при расстоянии между измерениями 10 м составляла на время проведения испытаний 20 – 46 мм. Наибольшая разность возвышений наружного рельса на том же расстоянии (10 м) составляла 16 мм, разность ширины колеи 24 мм, наибольшая ширина колеи 1543 мм. Возвышение наружного рельса равнялось 85 – 90 мм. Приведенные данные показывают, что кривая радиусом 300 м имела значительные отступления от положения в плане и ее состояние можно оценить как близкое к неудовлетворительному.

Состояние стрелочных переводов в процессе испытаний контролировалось по шаблону и расстояниям от реперов, забитых в земляное полотно. Да начала испытаний были обмерены также ординаты между наружной ниткой переходной кривой и рамным рельсом.

Анализ результатов испытаний показывает следующее:

1. В зоне переднего вылета рамного рельса рамные силы у всех испытанных вариантов близки между собой (отличаются не более чем на 4 кН) и имеют относительно невысокие значения — не превышают 60 кН ($Y_p/P_{CT} = 0,24$), тем не менее предпочтительными все же являются варианты 1.2 и 1.5, т.е. когда

применены фрикционные демпферы отбоя кузова или поперечные тяги, расположенные в плоскостях, проходящих через центры тяжести тележек.

2. В переводной кривой рамные силы также невелики - не превышают 65 кН. Наименьшие рамные силы - 39 - 43 кН получены для вариантов 1.2, 1.3, 1.4, т.е. с фрикционными демпферами отбоя кузова, при фиксированном шкворне кузова, с демпферами Кони. При гидравлическом сочленении тележек максимальные рамные силы на третьей оси составляют 45 - 65 кН (варианты 2.1 и 2.2).

3. В зоне острья наименьшие рамные силы получены для вариантов 1.2, 1.3, т.е. с фрикционными демпферами отбоя кузова, а также при фиксированном шкворне, - 85 - 91 кН. В варианте 1.5 с поперечными тягами максимальные рамные силы имеют место на 4-й оси, так как возвращающее устройство присоединено на 2-й тележке ближе к этой оси (см. рис. 3). Высокие рамные силы зафиксированы в вариантах 1.4, 1.6 и 1.7 с повышенным моментом сопротивления повороту тележек относительно кузова и в вариантах 2.1, 2.2, в которых они достигают или превышают предельно допустимое значение по устойчивости рельсошпальной решетки поперечному сдвигу.

4. Горизонтальные ускорения кузова в вариантах 1.1, 1.2, 1.5 были минимальными и составляли 0,26 - 0,27 g, в вариантах 1.6, 1.7 они равнялись 0,28 - 0,29 g, в вариантах 1.4, 2.1 они были несколько выше - до 0,3 - 0,32 g. Наибольших значений они достигали в вариантах (1.3, 2.2) - до 0,35 - 0,37 g.

5. Применение демпферов сухого трения в поперечных связях кузова с тележками тепловоза 2ТЭ121 (вариант 1.2) уменьшает воздействие тепловоза на стрелочный перевод. При суммарной силе трения демпферов на тележку 9 - 12 кН по сравнению с исходным вариантом 1.1 связи кузова с тележками при движении тепловоза 2ТЭ121 со скоростью 40 км/ч напряжения в переднем вылете рамного рельса уменьшились на 7 - 10 мПа, в острьяке - на 10 - 15 мПа и в рельсах переводной кривой на 39 - 47 мПа. При скорости 25 км/ч тепловоза 2ТЭ121 с демпферами сухого трения в поперечных связях кузова с тележками при суммарной силе демпферов на тележку 9 - 12 кН вызывает напряжения в острьяке и рельсах переводной кривой ниже допустимых значений на 9 - 10% (допустимые

напряжения в рельсах 240 мПа, в острьяке - 275 мПа). В переднем вылете рамного рельса напряжения при скорости 25 км/ч равняются 245 - 248 мПа, т.е. близки к допустимым значениям.

6. Вариант 1.4 с гидравлическими демпферами в горизонтальных угловых связях кузова с тележками, а также гидравлическое сочленение тележек - вариант 2.1 при сохранении поперечной подвижности шкворня положительного эффекта не дали.

7. Среди других вариантов связи кузова с тележками, обеспечивающих уменьшение напряжения в рельсах всех зон стрелочного перевода, следует отметить упругую поперечную связь кузова с тележками посредством тяг - вариант 1.5. Под воздействием тепловоза 2ТЭ121 с данными вариантами связи кузова с тележками замерены следующие напряжения при скорости 40 км/ч: в переднем вылете рамного рельса - 248 - 255 мПа, в острьяке - 275 - 285 мПа, в рельсах переводной кривой 228 - 232 мПа. Показатели воздействия тепловоза 2ТЭ121 по сравнению с 2ТЭ116 по уровням напряжений в указанных зонах стрелочного перевода соответственно равняются 118,1 - 124,4%, 113,1 - 114,6% и 114,9 - 118,1%.

Близкие к варианту с упругими тягами показатели воздействия на стрелочный перевод имеет вариант с фиксированным в поперечном направлении шкворнем - вариант 1.3, для которого получены следующие показатели воздействия по сравнению с 2ТЭ116 по уровням напряжений: 118,1% - в переднем вылете рамного рельса, 111,7% - в острьяке, 113,2% - в рельсах переводной кривой, и вариант 2.2 с гидравлическим сочленением тележек при фиксированном шкворне.

В ходе испытаний систематически контролировалось состояние стрелочного перевода по отношению к отметкам, закрепленным на земляном полотне. Установлено, что после прохода опытного поезда по боковому направлению стрелочного перевода в обоих направлениях в количестве 1000 поездов, в том числе более 3/4 поездов со скоростями 25 и 40 км/ч, расстройств стрелочного перевода не наблюдалось.

Результаты исследования влияния вариантов связи кузова с тележками на рамные силы тепловоза 2ТЭ121 в кривой радиусом 300 м показали, что применение фрикционных демпферов в поперечных связях кузова с тележками приводит к снижению рамных сил тепловоза 2ТЭ121 при скорости 70 км/ч на 7 кН, главным образом за счет снижения динамической составляющей.

Тепловоз с гидравлическим сочленением тележек при упругой поперечной связи кузова с тележками на кривой радиусом 300 м не испытывался, так как испытания такого варианта связи кузова с тележками на стрелочном переводе показали, что гидравлическое сочленение при упругой поперечной связи кузова работает неудовлетворительно.

Гидравлическое сочленение тележек с фиксированным в поперечном направлении шкворнем кузова уменьшает квазистатическую и динамическую составляющие рамных сил тепловоза 2ТЭ121, благодаря чему суммарная рамная сила на скорости 70 км/ч не превышает 77 кН.

В варианте с фиксированным в поперечном направлении шкворнем кузова рамные силы тепловоза 2ТЭ121 на скорости 70 км/ч и при меньших скоростях практически такие же, как в исходном варианте (вариант 1.1).

Упругая поперечная связь кузова с тележками, осуществленная посредством тяг с пружинами, размещенными в поперечной плоскости, проходящей через центр тяжести тележки, приводит к уменьшению квазистатической составляющей рамной силы на первой и шестой осях и увеличению на третьей и четвертой осях. В результате максимальные значения рамной силы на первой и четвертой осях становятся близкими и не превышают 74 - 75 кН, т.е. они стали на 14 - 15 кН ниже, чем в варианте 1.1.

Комбинированные опоры кузова в сочетании с упругими поперечными тягами (вариант 1.6) приводят к росту рамных сил тепловоза на кривой.

Исходя из результатов испытаний, для выпуска опытной партии тепловозов 2ТЭ121 рекомендовано применить фрикционные демпферы отбоя кузова с силой трения на тележку 8 - 9 кН. При таком варианте поперечной связи кузова с тележками и увеличенными до 14 мм разбегами средних осей тепловоза 2ТЭ121 может эксплуатироваться без ограничения скорости не только на пути с рельсами Р65, как это предусмотрено техническим заданием, но и на пути с более слабым верхним строением.

УДК 625.2.032.8

В. В. Березин, А. И. Кокорев, С. А. Виноградов, С. А. Кутепов, А. В. Петров, И. В. Царев, Е. Л. Цейтлин, В. Н. Шестаков

ВЫБОР ХАРАКТЕРИСТИКИ СВЯЗИ КОЛЕСНЫХ ПАР С РАМАМИ ТЕЛЕЖЕК ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ХОДОВЫХ КАЧЕСТВ ТЕПЛОВОЗА В КРИВЫХ МАЛЫХ РАДИУСОВ

Грузовой тепловоз 2ТЭ121, имеющий нагрузку от колесных пар на рельсы 25 т, оборудован двумя трехосными тележками, а следовательно, вписывание его в кривые затруднено по сравнению с электровозами с той же осевой нагрузкой с двухосными тележками из-за увеличения рамных сил направляющей оси от сил трения по рельсам колес средней оси. Половина этой силы трения (при симметричном расположении средней оси) складывается с рамным усилием набегающей колесной пары и увеличивает его. Как известно, для устранения этого отрицательного фактора средние оси трехосных тележек устанавливают со свободными разбегами.

Ранее проведенные испытания показали, что для тележек тепловозов ТЭ3 и 2ТЭ10Л с колесной базой 4,2 м с учетом обеспечения должной работоспособности буксовых подшипников разбег средних осей тележек должен быть ± 14 мм. Было также доказано, что если разбег средней оси не обеспечивает ее полного выключения, все равно она воздействует на раму тележки с тем меньшей силой, чем больше ее разбег. Эффективность разбегов при вписывании в кривые локомотивов с трехосными тележками определяется не только разбегом средней оси, но и разбегами крайних осей, точнее их суммой, так как при действии непогашенного центробежного ускорения,

направленного наружу кривой, разбеги выбираются и дополнительно приближают гребень средней колесной пары к боковой грани рельса. При действии ускорения внутрь кривой влияние разбегов крайних осей отрицательно. Однако этот отрицательный эффект практически не проявляется, так как кривые стрелочных переводов марки 1/9 и 1/11 укладываются без возвышения.

При увеличении разбегов уменьшение рамной силы U_p происходит в основном за счет снижения ее квазистатической составляющей. Снижение динамической составляющей рамных сил от воздействия локомотива и неровностей пути обеспечивается снижением жесткости упругой связи колесных пар с рамой тележки.

Необходимость проведения опытов на макетном образце по исследованию свободных разбегов осей и жесткости связи колесных пар с рамой тележки была вызвана основным принципиальным отличием экипажной части тепловоза 2ТЭ121 - применением опорно-рамного подвешивания тяговых электродвигателей. Увеличение свободных разбегов и уменьшение жесткости связи колесных пар приводит к значительно большим деформациям упругой муфты тягового привода и к перемещениям зубчатой муфты, что ухудшает условия их работы по сравнению с подобными передачами электровозов с двухосными тележками. Естественно стремление конструктора выбрать оптимальное соотношение между этими параметрами.

С этой целью были проведены динамические испытания макетного образца тепловоза 2ТЭ121 с различными характеристиками связи колесных пар с рамой тележки:

со свободными разбегами колесных пар 2-2-2, 2-8-2, 2-14-2 и 10-14-10 мм на сторону;

с различной жесткостью связи колесных пар с рамой тележки со связью с двусторонней фиксацией буксы на шейке и связью с односторонней фиксацией, по типу буксы тепловоза 2ТЭ116. В первом случае обе буксы перемещаются одновременно с осью (за исключением периода перекладки свободных разбегов); во втором случае букса, на упор которой ось давит торцом, перемещается вместе с ней, а противоположная букса, связанная с шейкой оси только силой трения, перемещается на меньшую величину и передает на раму тележки меньшую силу.

Рамные силы при обработке осциллограмм определяются, как

$$U_p = U_{лев} \cdot \mathcal{J}_{лев} + U_{пр} \cdot \mathcal{J}_{пр} + U_M \cdot \mathcal{J}_M$$

где $U_{лев}$, $U_{пр}$ - упругие перемещения левой и правой букс относительно рамы тележки;
 U_M - осевая деформация резинокордной муфты тягового привода;

$\mathcal{J}_{лев}$, $\mathcal{J}_{пр}$, \mathcal{J}_M - соответственно жесткость этих упругих связей.

Условно можно считать, что жесткость связи буксы с рамой тележки при односторонней фиксации букс на оси составляет 4,5 кН/мм, а при двусторонней - 9,0 кН/мм. Жесткостные характеристики резинокордной муфты тягового привода - см. стр. 131. Муфта податлива в осевом направлении. В среднем ее жесткость при деформациях 0 - 10 мм составляет около 1,0 - 1,2 кН/мм.

Основной объем работ по исследованию влияния свободных разбегов и жесткости связи колесной пары с рамой тележки на рамные силы проведен в кривой радиусом 300 м, в которой разность смежных стрел изгиба при измерении хордой длиной 20 м достигала 46 - 64 мм (при хорошем состоянии пути допускается разность смежных стрел 12 мм).

Рассмотрим вначале результаты испытаний тепловоза с отсоединенным тяговым приводом средних осей тележек, проведенных с той целью, чтобы исключить влияние всех других факторов, кроме характеристики связи колесных пар с рамой тележки.

Как было уже сказано ранее, изменение осевых разбегов сказывается главным образом на квазистатической составляющей рамных сил. Эти силы для направляющих осей тележек при жесткости связи букс 9,0 кН/мм показаны на рис. 1. Увеличе-

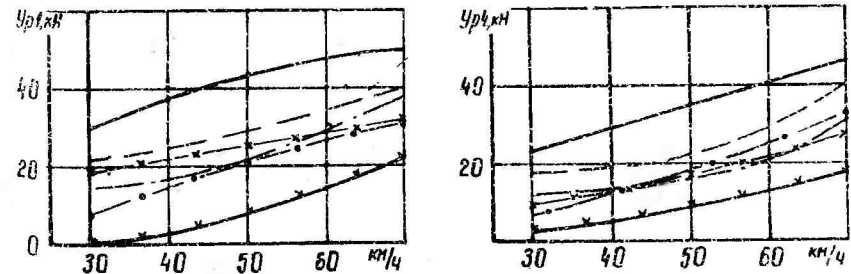


Рис. 1. Квазистатическая составляющая рамных сил направляющих колесных пар. Тяговый привод средних колесных пар тележек отсоединен. Разбег, мм: — 2-2-2, --- 2-8-2, - - - - 2-14-2, $\mathcal{J}_B = 9,0$ кН/мм; * - * - 2-2-2, - - - - 2-14-2, у - у - 10-14-10, $\mathcal{J}_B = 4,5$ кН/мм.

ние разбегов средних колесных пар с 2 до 14 мм на сторону снижает уровень квазистатической составляющей рамных сил при скорости 70 км/ч на 23–33%. Видна также эффективность увеличения разбегов средней колесной пары с 8 до 14 мм. Эффективность увеличения разбегов проявляется и при уменьшении жесткости связи букс до 4,5 кН/мм; наиболее низкие силы получены при разбегах 10–14–10 мм, хотя собственно уменьшение жесткости связи мало повлияло на величину квазистатических рамных сил.

Максимальные рамные силы Y_p направляющих осей с отсоединенным тяговым приводом средних осей тележек и жесткости связи букс 9,0 кН/мм при движении локомотива в кривой радиусом 300 м с разностью смежных стрел изгиба 46–64 мм со скоростью 70 км/ч (непогашенное центробежное ускорение $\alpha_n = 0,7 \text{ м/с}^2$) приведены на рис. 2 и в табл. 1.

Таблица 1

Максимальные рамные силы Y_p (кН), $\mathcal{K}_g = 9,0 \text{ кН/мм}$. Кривая радиусом 300 м, разность смежных стрел изгиба 46 – 64 мм

Разбег	Передний ход		Задний ход	
	Y_{p1}	Y_{p4}	Y_{p3}	Y_{p6}
2-2-2	85	97	83	99
2-14-2	74	80	64	80

Из приведенных данных следует, что при увеличении разбегов средних осей с 2 до 14 мм максимальные рамные силы снижаются на 13–23%. Фактически эффективность несколько больше: если сопоставить рамные силы тепловоза 2ТЭ121 с рамными силами тепловоза эталона 2ТЭ116, то снижение составит около 30%.

Испытания тепловоза в той же кривой с такими же неровностями и с теми же разбегами осей, но жесткостью связи букс с рамой тележки $\mathcal{K}_g = 4,5 \text{ кН/мм}$ показали, что уменьшение жесткости связи при разбегах 2–2–2 приводит к снижению рамных сил на 16–20% (табл. 2). Однако при разбегах 2–14–2 уменьшение жесткости хотя и приводит к снижению рамных сил, но снижение это не столь значительное (в среднем не более 5%).

Необходимо отметить, что одновременное увеличение разбегов до 10–14–10 мм и уменьшение жесткости связи букс до

Таблица 2

Максимальные рамные силы Y_p (кН), $\mathcal{K}_g = 4,5 \text{ кН/мм}$. Кривая радиусом 300 м, разность стрел изгиба 46 – 64 мм.

Разбег	Передний ход		Задний ход	
	Y_{p1}	Y_{p4}	Y_{p3}	Y_{p6}
2-2-2	71	79	67	80
2-14-2	66	76	67	79
10-14-10	57	59	52	62

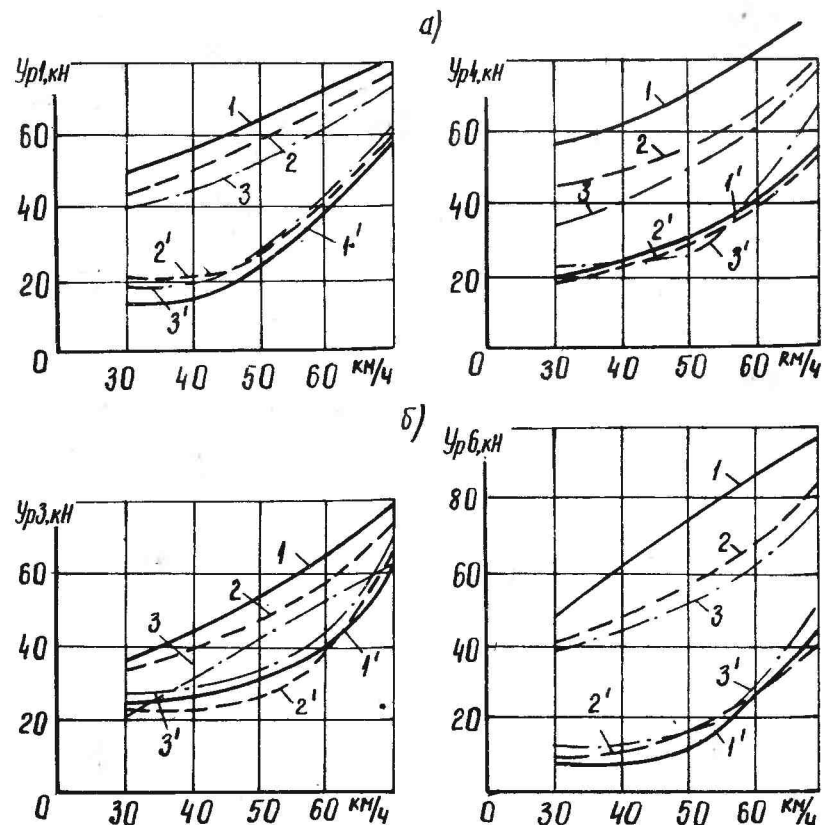


Рис. 2. Максимальные рамные силы направляющих колесных пар. Тяговый привод средних колесных пар тележек отсоединен:

1, 2, 3 – разбег 2–2–2 мм, 2 – 2–8–2 мм, 3 – 2–14–2 мм, $\mathcal{K}_g = 9,0 \text{ кН/мм}$; 1', 2', 3' – рамные силы тепловоза 2ТЭ116 (эталон) измерены одновременно с вариантами 1, 2, 3 тепловоза 2ТЭ121 соответственно; а – передний ход; б – задний ход

4,5 кН/мм привели к снижению рамных сил на 33 – 39% по сравнению с исходным вариантом с малыми разбегами, а уровни рамных сил тепловозов 2ТЭ121 и 2ТЭ116 в этом случае оказались практически одинаковыми.

Испытания с подсоединенным тяговым приводом средних колесных пар тележек решено было провести с вариантами разбегов 2-2-2, 2-14-2 и 10-14-10 мм, с жесткостью связи букс с рамой тележки 4,5 кН/мм. Этот этап испытаний был проведен летом, в сухую ясную погоду при температурах наружного воздуха 20 – 30°С. Результаты испытаний, т.е. максимальные рамные силы направляющих осей, приведены в табл. 3 и 4.

Таблица 3

$Y_{р,тяг}$, тяговый привод средних осей подключен, $ж_{сг} = 4,5$ кН/мм.
Кривая радиусом 300 м, разность стрел изгиба 46 – 64 мм

Разбег	Передний ход		Задний ход	
	$Y_{р1}$	$Y_{р4}$	$Y_{р3}$	$Y_{р6}$
2-2-2	83	93	84	91
2-14-2	77	90	76	87
10-14-10	73	87	72	79

Таблица 4

$Y_{р,тяг}$, тяговый привод средних осей подключен, $ж_{сг} = 4,5$ кН/мм.
Кривая радиусом 300 м, разность стрел изгиба не более 20 мм

Разбег	Передний ход		Задний ход	
	$Y_{р1}$	$Y_{р4}$	$Y_{р3}$	$Y_{р6}$
2-2-2	72	71	52	82
2-14-2	65	65	47	76
10-14-10	65	63	44	63

Необходимо подчеркнуть, что приведенные данные, полученные в условиях максимального коэффициента трения колес по рельсам, наибольших допустимых значений непогашенного центростремительного ускорения и предельного (по величинам неровностей) состояния кривой в плане (табл. 3) являются, по существу, максимально возможными для этого типа экипажа. (Как будет показано ниже, их удалось снизить посредством демпфирования по

перечных колебаний кузова). Какие можно сделать выводы из приведенных в таблицах данных?

1. Малая радиальная жесткость резинокордной соединительной муфты тягового привода тепловоза 2ТЭ121 обеспечивает небольшую добавку рамных сил при вписывании тепловоза в кривые. Однако для этого полное перемещение вала привода относительно тягового двигателя, которое обеспечивается разбегом вала по зубчатой муфте и деформацией резинокордной муфты, должно составлять не менее 30 мм, или 15 мм на сторону.

2. Увеличение разбегов средних колесных пар с 2 до 14 мм приводит к снижению резинового максимальных рамных сил направляющих колесных пар на 4 – 9%, а увеличение разбегов колесных пар до 10-14-10 мм – на 7 – 13%.

3. Увеличение разбегов от 2-14-2 до 10-14-10 мм приводит к снижению максимальных рамных сил на 6 – 7%.

4. Проведенная работа показала, что увеличение разбегов колесных пар до 14 мм обеспечивает тепловозу 2ТЭ121 по динамическим показателям движение без ограничения скоростей в кривых радиусом 300 м. Действительно, по показателю

$$\alpha = \frac{Y_p}{P_{cm}},$$

характеризующему устойчивость рельсо-шпальной решетки, тепловоз 2ТЭ121 находится в допустимых пределах. Подтвердили эффективность увеличения разбегов средних колесных пар до 14 мм и эффективность увеличения разбегов до 10-14-10 мм испытания тепловоза в кривой радиусом 600 м. В то же время увеличение свободных разбегов и уменьшение жесткости связи колесной пары с рамой тележки не повлияли на динамические показатели тепловоза при движении по прямым участкам пути.

Таким образом, увеличение свободных разбегов и снижение жесткости поперечной связи колесной пары с рамой тележки обеспечивают значительное снижение воздействия тепловоза на путь в кривых. Вместе с тем приемлемые величины рамных сил обеспечиваются при разбегах 2-14-2 и жесткости связи $ж_{сг}$ в пределах 4,5 – 9,0 кН/мм. Дальнейшее увеличение разбегов и снижение жесткости связи приводят к появлению отрицательных качеств конструкции, недостаточно жесткой фиксации буксы на шейках оси и увеличению фактических разбегов при релаксации резиновых элементов буксовых поводков, передаче рамной

силы на одну боковину рамы тележки, повышенному углу набега-
ния колесных пар. Поэтому было рекомендовано применить в те-
лежке тепловоза 2ТЭ121 разбеги 2-14-2 и жесткость связи
букс 4,5-9,0 кН/мм (лучше нижний предел жесткости), причем
целесообразнее двусторонняя связь колесной пары с рамой те-
лежки.

Были проведены испытания по проверке вписывания тепловоза
в кривую минимального радиуса 125 м. Установлено, что при
проходе тепловоза в сцепе с вагоном-лабораторией не наблю-
далось замыкания упоров ограничителей поворота тележек,
рамные силы не превышали 65 кН, обеспечивая достаточные
значения запаса устойчивости пути. Поперечное смещение средней
колесной пары составляет 28 мм, что обеспечивается разбегом
в зубчатой муфте и деформацией резинокордной муфты.

УДК 625.2.012.8:625.2.032.8

В. А. Пузанов, Е. Л. Цейтлин

ДИНАМИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

С учетом проведенных ранее исследовательских работ по
выбору характеристик первой ступени рессорного подвешивания
и динамических испытаний макетного образца для серийного
тепловоза 2ТЭ121 выбрано рессорное подвешивание с гибкой
однохомутовой листовой рессорой со статическим прогибом
81 мм и пружинами со статическим прогибом 60 мм. Суммар-
ный статический прогиб пружины и рессор точки рессорного
подвешивания составляет 141 мм, а эффективный статический
прогиб (с учетом жесткости буксовых поводков) - 101 мм.
Такое рессорное подвешивание позволяет обеспечить приемле-
мые динамические качества тепловоза 2ТЭ121 без применения
специальных гасителей колебаний.

Коэффициент относительного демпфирования рессорного подвешивания, определенный по осциллограммам собственных колебаний подпрыгивания, составил 0,12 - 0,19. Частота собственных колебаний подпрыгивания надрессорного строения находится в диапазоне 1,9 - 2,2 Гц. В опытах при сбрасывании тепловоза с клиньев высотой 30 мм колебания подпрыгивания затухают через 5 - 6 периодов. При затухании колебаний соотношение между прогибами пружин и рессор меняется в сторону уменьшения доли рессор. На первом периоде колебания происходят на пружинах и рессорах с частотой 1,9 Гц. В последующих периодах прогибы рессор уменьшаются и медленно затухающие колебания протекают в основном на недемпфированных пружинах с частотой примерно 2,2 Гц.

Колебания подпрыгивания и галопирования надрессорного строения протекают с частотой 1,8 – 2,0 Гц при скоростях движения 70 – 100 км/ч и 2,2 – 2,4 Гц при скоростях движения до 70 км/ч. Динамические прогибы пружин рессорного подвешивания не превышают 12 – 13 мм, а листовых рессор – 9 мм. Вертикальные низкочастотные ускорения кузова под кабиной машиниста имеют вполне приемлемые значения: 0,3g при скорости 60 км/ч, 0,32g при 80 км/ч и 0,29g при 100 км/ч. Коэффициент вертикальной динамики не превышает 0,23 при скорости 60 км/ч, 0,27 при 80 км/ч и 0,24 при 100 км/ч.

Таким образом, сбалансированное рессорное подвешивание с эффективным статическим прогибом около 100 мм обеспечило тепловозу 2ТЭ121 приемлемые динамические качества. Оно имеет также резервы для дальнейшего совершенствования. Например, путем применения более мягких пружин, на которые опираются балансиры, и установки параллельно им демпферов можно улучшить структуру демпфированных и недемпфированных упругих элементов точки подвешивания и увеличить демпфирование.

УДК 625.2.032.8

А. Т. Литвинов, Е. П. Акишин, Ф. Г. Вербер, В. А. Лысак,
В. С. Авраменко, В. И. Власов, О. В. Измеров, В. В. Кочергин

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ТЯГОВОМ ПРИВОДЕ ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

Динамическая схема тягового привода тепловоза 2ТЭ121 показана на рис. 1, расчетные значения моментов инерции и податливостей участков валопровода приведены в табл. 1. Принцип построения динамической схемы тягового привода был описан ранее в работе [1]. Первая частота свободных крутильных колебаний тягового привода штатного исполнения при сцеплении колес с рельсами составляет 5,13 Гц, вторая частота – 37,4 Гц и третья – 47,1 Гц. Первая частота определяется моментом инерции якоря ТЭД и крутильной податливостью венца упругого зубчатого колеса (УЗК), резинокордной муфты (РКМ) и торсионного вала (ТВ); вторая частота – моментами инерции

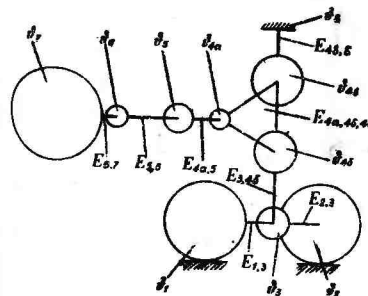


Рис. 1. Динамическая схема тягового привода тепловоза 2ТЭ121:

1, 2 – колесо с частью оси; 3 – ступица зубчатого колеса; 4а – шестерня ($Z = 22$); 4б – венец зубчатого колеса ($Z = 95$); 4в – корпус редуктора; 5 – ведомая часть резинокордной муфты; 6 – ведущая часть муфты; 7 – якоря ТЭД; 1, 3 – участок оси колесной пары; 2, 3 – участок оси колесной пары; 3, 4б – упругая связь венца со ступицей зубчатого колеса; 4а, 5 – входной вал редуктора; 5, 6 – резинокордная муфта; 6, 7 – торсионный вал; 4в, 8 – упругое подвешивание корпуса редуктора

Моменты инерции масс и податливости участков валопровода тягового привода тепловоза 2ТЭ121

Расчетные величины	Значения моментов инерции и податливостей, приведенных к оси вала якоря ТЭД															
	1	1,3	2	2,3	3	3,46	4б	4а	4в	4в,5	5	5,6	6	6,7	7	4в,8
θ , кг·м ²	194,1		194,1		22,5		38,2	0,553	240		3,23		1,0		63	
c , мкН ⁻¹ ·м ⁻¹		0,086		0,0083		0,428				0,0645		2,48		2,57		0,046
θ , кг·м ²	10,4		10,4		1,21		2,04	0,553	8,49		3,23		1,0		63	
c , мкН ⁻¹ ·м ⁻¹		1,603		0,154		7,98				0,0645		2,48		2,57		1,3
Безразмерные значения моментов инерции и податливостей																
θ	18,8		18,8		2,18		3,68	1	15,35		5,84		1,8		113,9	
c		24,85		2,38		123,7				1	38,44		39,8		20,15	

Постоянные системы: $\theta_0 = 0,553 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $c_0 = 0,0645 \text{ мкН}^{-1}\cdot\text{м}^{-1}$; $N = 5,065 \cdot 10^4 \cdot \text{В}$ кол/мин.

ведомой полумуфты РКМ и зубчатого венца и податливостями ТВ, РКМ и венца УЗК. Третья форма определяется моментом инерции корпуса редуктора и податливостью его связи с рамой тележки. Динамические нагрузки в элементах тягового привода от взаимодействия колесной пары и пути и колебаний наддрессорного строения определяются в основном колебаниями по первой форме. Динамические моменты увеличиваются с ростом скорости, достигая наибольших значений при 90 – 100 км/ч. При движении по стыковому пути участка Голутвин – Озеры с рельсами Р50, деревянными шпалами и стыковому пути участка Голутвин – Рязск Московской ж.д. с рельсами Р65 и железобетонными шпалами (участки удовлетворительного состояния) динамические крутящие моменты на входном валу редуктора достигают 8000 – 8500 Н·м, на бесстыковом пути – 4250 Н·м (табл. 2); на торсионном валу моменты несколько ниже.

Наибольшие крутящие моменты от автоколебаний тягового привода при боксовании с частотой 13 – 18 Гц на стоповом режиме одной колесной пары с отключенной прогибобоксовочной защитой составили на торсионном валу 24 кН·м при реализованной скорости скольжения 1,8 – 2,0 км/ч. При автоколебаниях

Таблица 2

Исполнение привода	Амплитуда динамического момента на входном валу тягового редуктора, Н·м, при скорости движения 90 – 100 км/ч				Частота колебания динамического момента, Гц	
	Стыковой путь		Бесстыковой путь		под нагрузкой	на выбеге
	под нагрузкой	на выбеге	под нагрузкой	на выбеге		
Штатное исполнение привода	7000	7600	3600	3900	5,5–6,0	3,75–4,0
Пониженная жесткость венца УЗК, подвеска редуктора с жесткими шарнирами	6000 5000 ^а	6100 5500–5700	3860–4000 3860–4000	3800–4000 3800–4000	5,5–5,7	3,0–3,5
Жесткое закрепление венца УЗК, подвеска редуктора с жесткими шарнирами	5800 6100	6000 8500	3500–4250 3500–4250	3500–4250 3500–4250	6,2	4,8–5,2

^а Значения динамических моментов, замеренные одновременно на входном валу редуктора в штатном исполнении.

колесной пары с частотой 49 Гц при скорости скольжения 10 км/ч динамические касательные напряжения в оси колесной пары достигали 160 МПа.

При испытаниях в условиях, близких к эксплуатационным, в опытах на кольце ВНИИЖТа с включенной системой противобоксовочной защиты при разгоне тепловозом состава автоколебания привода развивались слабо, однако амплитуды касательных напряжений в оси при скорости скольжения 8,0 – 9,0 км/ч все же достигали 58 – 60 МПа. В этой связи с целью выявления возможности снижения нагруженности элементов КМБ были проведены опыты с измененными характеристиками УЗК:

- штатное исполнение УЗК и подвески тягового редуктора;
- штатное исполнение зубчатого венца, подвеска тягового редуктора с жесткими шарнирами (подшилники типа ШС);
- пониженная жесткость упругого венца УЗК, подвеска тягового редуктора с жесткими шарнирами;
- жесткое закрепление УЗК, подвеска тягового редуктора с жесткими шарнирами.

Для снижения жесткости УЗК штатные резинометаллические элементы заменяли на элементы привода тепловоза 2ТЭ10В.

Анализ опытного материала показал, что при всех испытанных вариантах характер развития динамических процессов в приводе одинаков. Замена резинометаллических шарниров подвески тягового редуктора на жесткие шарниры типа ШС не повлияла ни на уровень динамических моментов, ни на частоту колебаний.

Для получения сопоставимых данных при испытаниях различных вариантов УЗК одновременно исследовали КМБ в штатном исполнении. По уровню динамических моментов все испытанные варианты оказались практически одинаковыми (см. табл. 2). Характерным для всех вариантов является снижение частоты колебаний при движении на выбеге, что обусловлено перекладкой зазора в зубчатом зацеплении тягового редуктора и увеличением приведенной податливости валопровода.

Рассмотрим результаты исследований динамической нагруженности тягового привода методами спектрального анализа. Тяговый привод рассматривался как линейная по параметрам динамическая система. Возможность статистической линеаризации системы тягового привода показана в работе [2].

Спектральная обработка и анализ результатов велись на основе методик, изложенных в работах [3, 4].

На рис. 2, 3, 4 приведены графики спектральной плотности мощности динамического момента на ведущем валу осевого редуктора для скоростей движения тепловоза 70 и 90 км/ч. Замеры были произведены в режимах выбега и работы тепловоза под нагрузкой на 15-й позиции контроллера во время движения по стыковому пути на участке Голутвин – Озеры Московской ж.д. (рельсы Р50 длиной 12,5 м, шпалы деревянные на щебе-

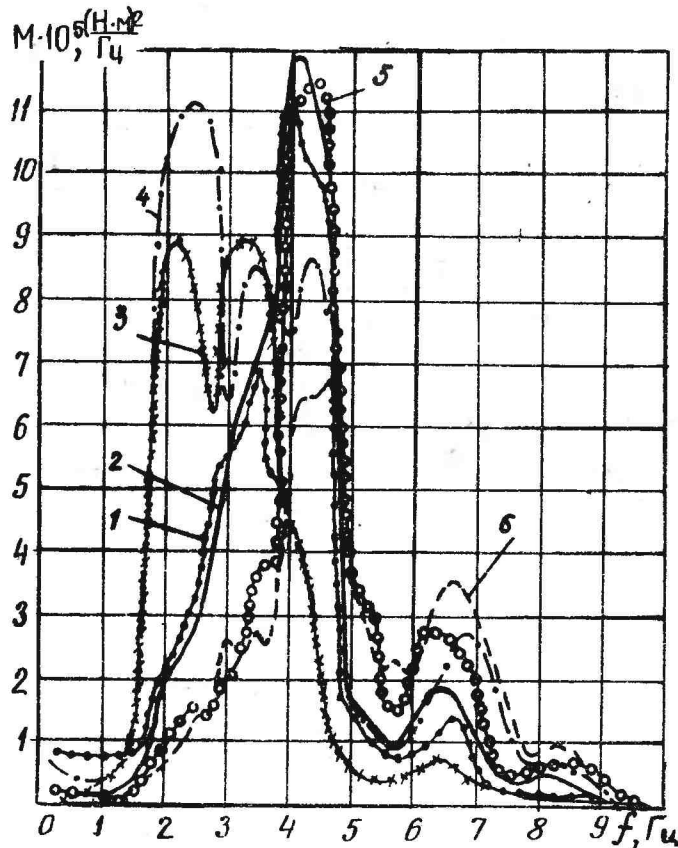


Рис. 2. Спектры мощности динамического момента на входном валу осевого редуктора при движении на участке Голутвин–Озеры Московской ж.д. со скоростью 90 км/ч:

- 1 – вариант со штатным УЗК, выбег; 2 – то же, 15-я позиция контроллера; 3 – вариант с УЗК пониженной жесткости, выбег; 4 – то же, 15-я позиция контроллера; 5 – вариант с ЖЗК, выбег; 6 – то же, 15-я позиция контроллера

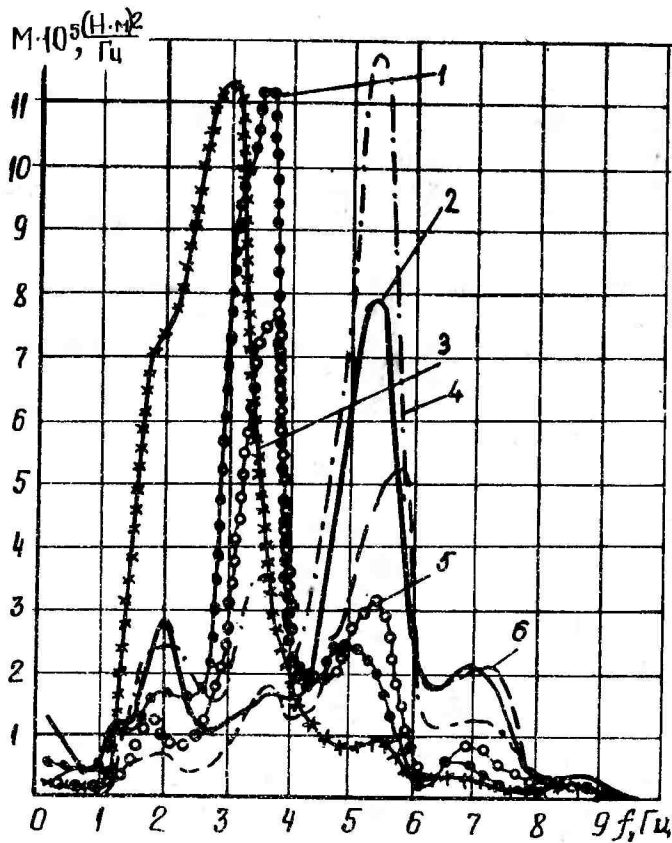


Рис. 3. Спектры мощности динамического момента на входном валу осевого редуктора при движении на участке Голутвин—Озеры Московской ж.д. со скоростью 70 км/ч:

- 1 — вариант со штатным УЗК, выбег; 2 — то же, 15-я позиция контроллера; 3 — вариант с УЗК пониженной жесткости, выбег; 4 — то же, 15-я позиция контроллера; 5 — вариант с ЖЗК, выбег; 6 — то же, 15-я позиция контроллера

ночном балласте), а также на бесстыковом пути, вставках и стрелочных переводах участка Голутвин — Рязск Московской ж.д. (рельсы Р65, шпалы железобетонные). Основная часть мощности динамического момента приходится на частотный диапазон 0—10 Гц, с максимумами в полосе 2—6 Гц, что соответствует частоте собственных колебаний наддрессорного строения тепловоза (2—2,5 Гц) и расчетной частоте собствен-

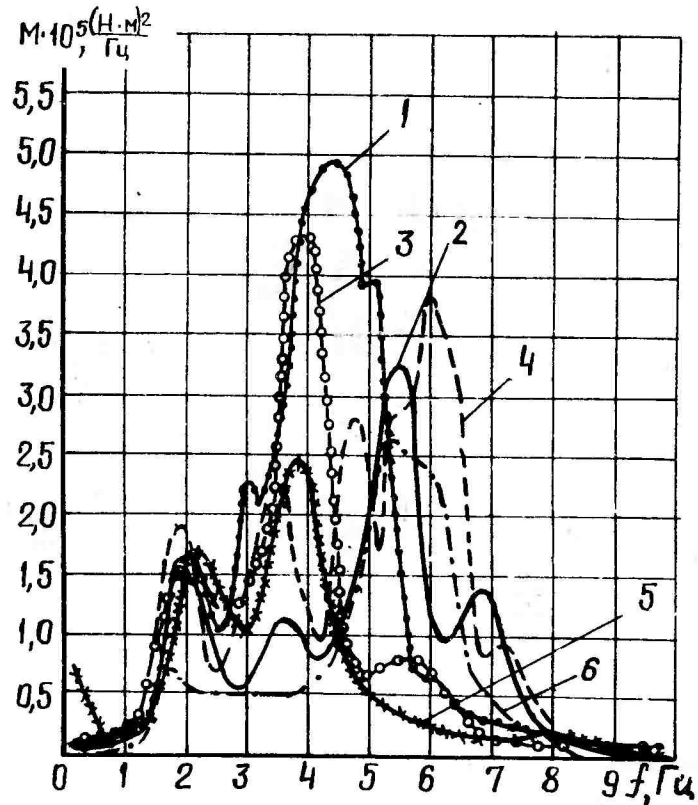


Рис. 4. Спектры мощности динамического момента на входном валу осевого редуктора со штатным УЗК при движении тепловоза на участке Голутвин—Рязск Московской ж.д. со скоростью 70 км/ч: 1 — стрелки, выбег; 2 — то же, 15-я позиция контроллера; 3 — вставки, выбег; 4 — то же, 15-я позиция контроллера; 5 — межстыковой участок пути, выбег; 6 — то же, 15-я позиция контроллера

ных крутильных колебаний привода по нижней форме, равной 5—6 Гц. В спектрограммах крутящего момента не было отмечено максимумов на частотах, кратных частотам вращения ведущего или ведомого валов тягового редуктора, что свидетельствует о кинематическом совершенстве передаточного механизма, а также об отсутствии сколько-нибудь заметного возмущения с частотой, кратной оборотам зубчатых колес тягового редуктора.

На рис. 5 приведены амплитудно-частотные характеристики

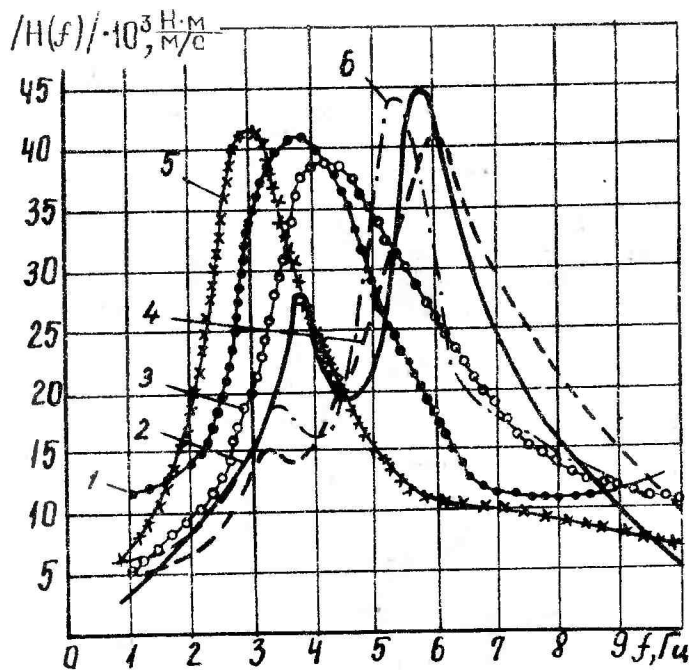


Рис. 5. Спектральные амплитудно-частотные характеристики тягового привода:

1 - вариант со штатным УЗК, выбег; 2 - то же, 15-я позиция контроллера; 3 - вариант с ЖЗК, выбег; 4 - то же, 15-я позиция контроллера; 5 - вариант с УЗК пониженной жесткости, выбег; 6 - то же, 15-я позиция контроллера

(АЧХ) варианта привода со штатным исполнением УЗК и резино-металлическими шарнирами в подвеске, варианта с жестким зубчатым колесом (ЖЗК) и варианта с УЗК пониженной жесткости. АЧХ варианта со штатным УЗК и шарнирами ШС в подвеске редуктора не имеют существенных отличий от АЧХ варианта с резинометаллическими шарнирами и поэтому не приводятся. Также установлено, что между АЧХ, определенными при скоростях 70 и 90 км/ч, нет существенной разницы.

На основании полученных АЧХ были определены динамические характеристики вариантов приводов: эквивалентная приведенная жесткость линеаризованной системы $C_{ЭК}$ и параметр затухания ξ .

Полученные результаты приведены в табл. 3. Как видно из

Таблица 3

Вариант	Режим	Расчетная собственная частота f_p , Гц	Крутильная жесткость резинокордной муфты $C_{ркм}$, Н·м/рад	Крутильная жесткость торсионного вала $C_{тв}$, Н·м/рад	Экспериментальная собственная частота f_c , Гц	Эквивалентная жесткость $C_{ЭК}$, Н·м/рад	Параметр затухания ξ
Штатное УЗК	Выбег		$4 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	3,75	$3,5 \cdot 10^4$	0,27
	15-я п.к.	5	$4 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	5,75	$8,25 \cdot 10^4$	0,22
УЗК пониженной жесткости	Выбег		$4 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	3,00	$2,25 \cdot 10^4$	0,14
	15-я п.к.		$4 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	5,5	$7,5 \cdot 10^4$	0,09
ЖЗК	Выбег		$4 \cdot 10^5$	$3,8 \cdot 10^5$	4,25	$4,5 \cdot 10^4$	0,30
	15-я п.к.	6	$4 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	6,00	$9 \cdot 10^4$	0,15

таблицы, экспериментальное значение частоты собственных колебаний привода f_c совпадает с расчетным в режиме движения под тягой на 15-й позиции контроллера, а на выбеге f_c снижается в 1,4 - 1,8 раза вследствие влияния нелинейности упругих элементов и перекладки зазоров. Параметр затухания ξ под нагрузкой уменьшается в 1,2 - 2 раза.

Рассмотрим возможность изменения частоты собственных колебаний привода 2ТЭ121. Можно считать, что в варианте привода с УЗК пониженной жесткости обеспечивается минимально возможное значение f_c , равное при движении на выбеге 3,0 Гц. Максимальное значение f_c может быть реализовано одновременным применением ЖЗК и передаточного механизма с двумя зубчатыми муфтами. При этом $f_c \approx 10$ Гц. Вариант с ЖЗК с резинокордной муфтой обеспечивает $f_c = 5 \div 6$ Гц. Для тепловоза 2ТЭ121 весь отмеченный диапазон $f_c \approx 3 - 10$ Гц следует считать допустимым диапазоном, так как его нижняя граница в 1,5 - 2,0 раза выше частоты собственных колебаний адрессорного строения, а его верхняя граница соответственно ниже частоты собственных колебаний КМБ на пути.

Как видно из рис. 6, спектральная плотность мощности вертикальной скорости буксы относительно рамы тележки в диапазоне 3 - 10 Гц снижается с ростом частоты. Однако при этом возрастает доля импульсной составляющей возмущения при прохождении коротких неровностей, поэтому максимальные значения динамического момента мало изменяются. Так, на участке Голутвина - Рязск максимальный динамический момент

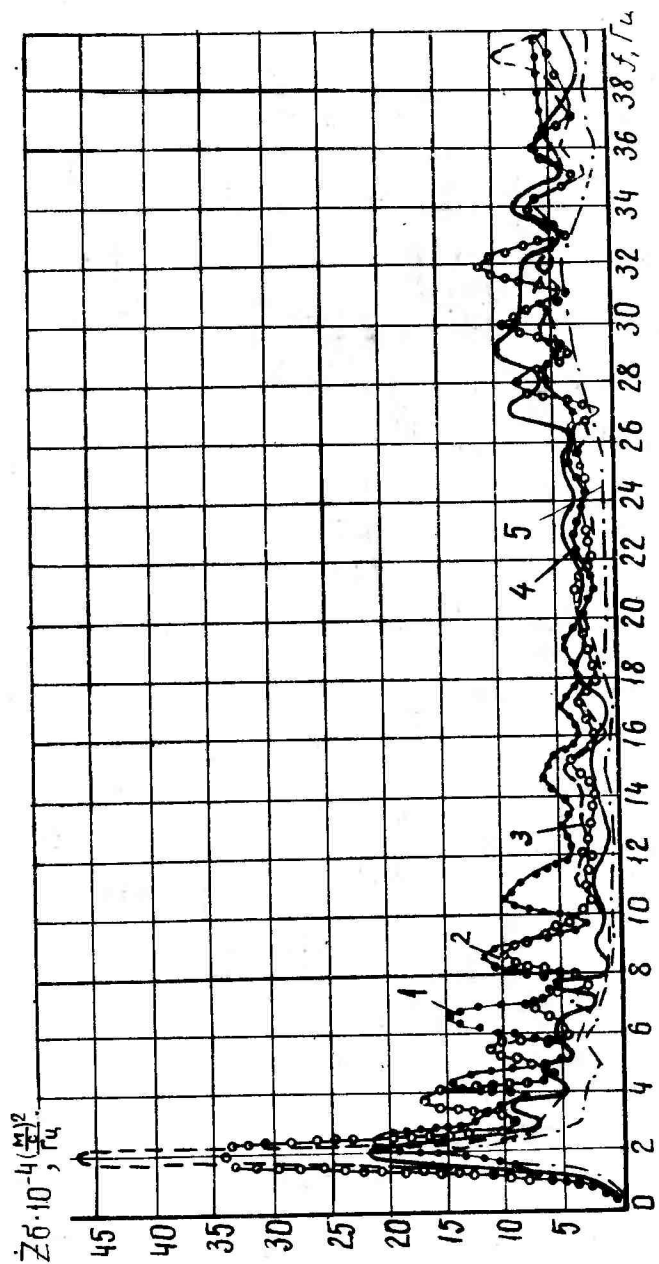


Рис. 6. Спектры вертикальной скорости буфы относительно рамы тележки:

1 - участок Голутвин-Озеры Московской ж.д., стальной путь, рельсы Р50 длиной 12,5 м, скорость 90 км/ч; 2 - то же, скорость 70 км/ч; 3 - участок Голутвин-Рязск Московской ж.д., рельсовые вставки бесстыкового пути, рельсы Р65, скорость 70 км/ч; 4 - то же, стрелки; 5 - то же, межстыковые участки пути

на входном валу тягового редуктора для варианта со штатным УЗК составил 7,0 - 7,6 кН·м, для варианта с ЖЗК - 5,8 - 8,0 кН·м, а с УЗК пониженной жесткости - 6,0 - 6,1 кН·м. Это характерно и для других типов приводов с опорно-осевым редуктором. При испытаниях тягового привода без передаточного механизма [5] увеличение крутильной жесткости привода вследствие повышения тяговой нагрузки не вызвало существенных изменений максимального динамического момента на валу якоря, который составлял 5,7 - 7 кН·м. В тяговом приводе электровоза ЧС200, в варианте с муфтой "Шкода" и $f_c = 8,5$ Гц, максимальный динамический момент в торсионном валу составил 9,8 - 11,0 кН·м, а в варианте с муфтой "Лейраб" ($f_c = 6,4$ Гц) соответственно 7,3 - 11,25 кН·м [6]. Таким образом, диапазон допустимых значений f_c следует рассматривать как зону автомодельности, в которой изменение крутильной жесткости привода не вызывает существенного снижения динамического крутящего момента.

Вместе с тем при увеличении жесткости венца УЗК значительно уменьшаются динамические нагрузки от автоколебаний колесной пары. Амплитуды динамических касательных напряжений в оси колесной пары при боксовании на стоповом режиме не превышали 85 МПа. Что же касается нагрузок от автоколебаний привода (табл. 4), то здесь в опытах были реализованы большие

Таблица 4

Варианты	$V_{ср, макс}$, ч	$M_{дин, макс}$, кН·м	$K_d = \frac{M_{дин}}{M_{ср}}$
Штатный	1,8-2,0	24	2,05
С жестким ЗК	3,5-4,5	36,3	2,06

скорости скольжения (3,5 - 4,5 км/ч) и получены большие моменты (36,3 кН·м), но коэффициенты динамичности мало изменились.

Нагрузки от автоколебаний колесной пары являются наиболее опасными по прочности узлов КМБ. Поэтому было принято решение о выпуске партии тепловозов 2ТЭ121 с жестким зубчатым колесом. Кроме того, опыты показали необходимость внедрения системы противбоксовочной защиты с ограничением скорости скольжения не выше 5 км/ч.

ЛИТЕРАТУРА

1. Добрынин Л. К. и др. О динамических нагрузках в тяговом приводе грузового тепловоза с опорно-рамным подвешиванием электродвигателя. – Труды ВНИТИ, Коломна, 1979, вып. 49, с. 37–46.

2. Бурчак Г. П. и др. Применение метода статистической линеаризации для приближенного анализа динамических свойств привода электропоезда при случайных воздействиях. – Труды ВНИИ Вагоностроения, М., 1975, вып. 28, с. 76–85.

3. Бендат Дж., Пирсол А. Применение корреляционного и спектрального анализа. Пер. с англ. М.: Мир, 1983. – 312 с.

4. Ушкалов В. Ф. и др. Статистическая динамика рельсовых экипажей. Киев: Наукова думка, 1982. – 360 с.

5. Кондратов В. А. и др. Экспериментальные исследования динамики опытного опорно-рамного привода на стенде и локомотиве. – Труды ВНИТИ, Коломна, 1980, вып. 52, с. 116–133.

6. Кочергин В. В., Кочергин А. В. Высокочастотное нагружение и прочность тяговых приводов. – В сб.: Динамико-прочностные свойства мотор-вагонного подвижного состава. М.: Транспорт, 1984, с. 43–67.

УДК 625.2.011.1

В. И. Власов, Е. М. Богопольский, Ю. И. Соколенко,
О. М. Студенцов

РЕЗИНОКОРДНАЯ МУФТА ТЯГОВОГО ПРИВОДА ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

Муфта передаточного механизма тягового привода колесной пары тепловоза с опорно-рамным подвешиванием тягового электродвигателя (ТЭД) и опорно-осевым редуктором должна обладать относительно низкой осевой (аксиальной) и угловой ("карданной") жесткостями. Это диктуется необходимостью уменьшения до минимума дополнительных нагрузок на подшипниковые узлы ТЭД при относительных перемещениях подрессоренных и неподрессоренных частей и снижения рамных сил. Вместе с тем муфты должны иметь достаточно высокую несущую способность по передаваемому крутящему моменту и значительную радиальную жесткость.

Стесненность габарита тягового привода в осевом направлении определяет относительно малые осевые размеры муфты. В связи с этим для тягового привода тепловоза 2ТЭ121 была создана муфта на основе кольцевых резинокордных элементов (РКЭ).

В муфте (рис. 1) используются два РКЭ, которые в зонах крепления имеют четыре поверхности трения, тем самым увеличивая несущую способность муфты по крутящему моменту. РКЭ (8) представляет собой плоскую резиноую кольцевую диафрагму, армированную шестью слоями кордной вискозной ткани марки "17В" ГОСТ 27785.0–79. Для придания армирующему тканевому пакету максимально возможной изотропной

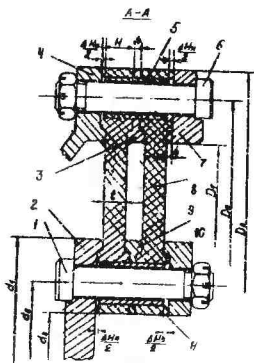


Рис. 1

структуры в его плоскости каждый последующий слой кордной ткани повернут по часовой стрелке относительно предыдущего на угол 30° . В качестве связующего материала в РКЭ была использована морозостойкая резина марки ИРП1347 твердостью 50 ± 2 единицы по Шору А ГОСТ 263-73.

При затяжке болтов 1, 6 по внешнему и внутреннему контурам крепления резина в утолщениях вследствие ограничивающего действия охватывающих буртов фланцев 2, 4, прижимных колец 10, 7 и проставочных колец 9, 3 выдавливается в радиальном направлении в стороны наружной и внутренней периферий. Одновременно с этим происходит вытяжка в радиальном направлении армирующих слоев ткани, чем обеспечивается высокая радиальная жесткость муфты и осевая устойчивость ее полумуфт.

Болты 1, 6 пропущены сквозь втулки 11, 5, которые установлены в отверстиях проставочных колец 9, 3, служащих для увеличения поверхностей трения между РКЭ и арматурой муфты. Втулки 5, 11 выполняют две функции: во-первых, они определяют величину затяжки (сжатия) РКЭ; во-вторых, будучи поджатыми с торцев между фланцами и прижимными кольцами, существенно разгружают болты от изгибных напряжений при передаче муфтой вращающего момента.

Резинокордная муфта (см. рис. 1), установленная в тяговом приводе тепловоза 2ТЭ121 исоединяющая горсионный вал ТЭД с входным валом тягового редуктора, имеет следующие геометрические характеристики: $H = 18$ мм, $D_1 = 540$ мм, $D_2 = 600$ мм, $D_3 = 640$ мм, $d_1 = 420$ мм, $d_2 = 360$ мм, $d_3 = 320$ мм, $\Delta H_N = \Delta H_B = 4$ мм.

Жесткостные характеристики муфты определялись на специальных стендах при температурах окружающей среды $16 \dots 20^\circ\text{C}$.

На рис. 2, а показана зависимость крутящего момента (M) от угла закручивания (φ) муфты. Крутильная жесткость в пределах нагружения моментов до $M = 30$ кН·м изменяется незначительно и средняя жесткость составляет $C_\varphi = 43,5 \cdot 10^4$ Н·м/рад.

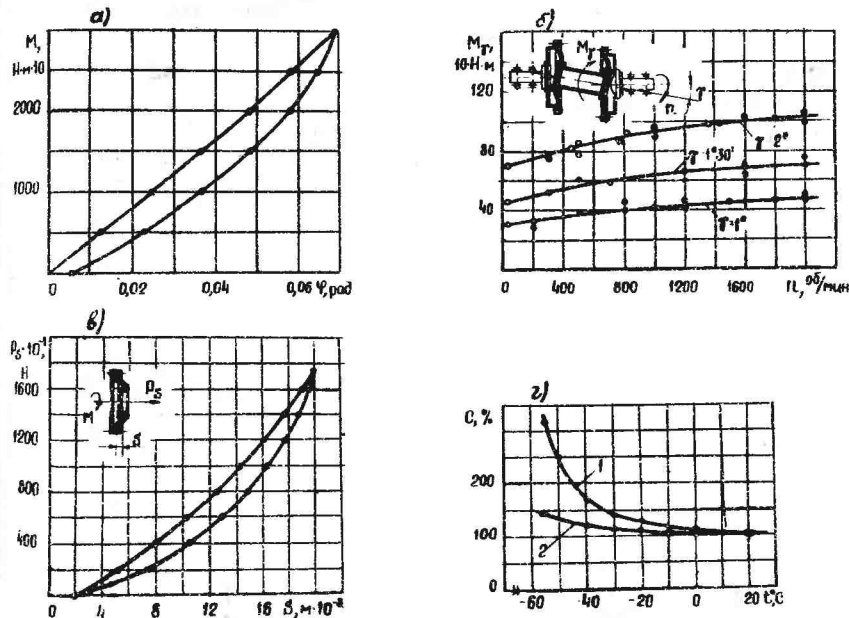


Рис. 2

Стеновые испытания показали, что муфта способна нести нагрузку до $M = 3 \cdot 10^4$ Н·м, обеспечить не менее $1,8 \cdot 10^5$ троганий тепловоза с места с реализацией максимальной силы тяги (момент на муфте $M = 11,9$ кН·м, что соответствует тяговому моменту на колесной паре $M = 51,5$ кН·м при $\psi = 0,33$).

Кроме этого, две муфты были подвержены $8,06 \cdot 10^6$ циклам нагружений с частотой 8 Гц. Здесь амплитудное значение крутящего момента равнялось 6200 Н·м, а значение статической составляющей — 7600 Н·м ($M_{max} = 13,8$ кН·м).

В этом режиме испытаний установившееся превышение гемпературы резинокордных элементов над температурой окружающей

го воздуха не превышало 16°C . Постоянство тангенциальной деформации свидетельствовало о целостности армирующего пакета кордной ткани и об отсутствии расслоений внутри РКЭ. Можно полагать, что ресурсные возможности муфты, особенно при низких температурах, будут определяться сроком естественного старения РКЭ.

На графиках (рис. 2,б) видно, что в пределах значений углов $\gamma = 1 \dots 2^{\circ}$ с изменением частоты вращения от $n = 0$ до $n = 2000$ об/мин угловая жесткость увеличивается в среднем с $C_{\gamma} = 310$ до $C_{\gamma} = 480$ Н·м/град, т.е. в 1,55 раза. Уровень дополнительных радиальных нагрузок на подшипники опор шестерни тягового редуктора и полого вала якоря ТЭД при таких значениях угловой жесткости муфты, как показывают расчеты, не представляет опасности. Замеры температур резинокордных элементов показали, что наибольшее тепловыделение происходит при $\gamma = 2^{\circ}$ и $n = 2000$ об/мин. Самыми "горячими" являются точки, находящиеся в полости между двумя РКЭ. Здесь установившееся превышение температуры над температурой окружающего муфту воздуха составляло $34 \dots 36^{\circ}\text{C}$. Такой уровень превышения является допустимым для силовых резинокордных элементов, если даже температура окружающего воздуха будет равна $40 \dots 45^{\circ}\text{C}$.

Исследования показали, что муфта способна компенсировать осевые относительные перемещения $10 - 16$ мм (рис. 2,в).

С целью сравнения влияния низких температур на жесткостные характеристики были проведены в климатической камере стендовые испытания двух муфт: муфты 1, в которой в качестве связующей применена неморозостойкая резина, и муфты 2 с РКЭ, при изготовлении которых использована морозостойкая резина марки ИРП1347. Исследования проводились на стенде, установленном в камере, температура в которой могла изменяться от $+20$ до -60°C .

На рис. 2,г показаны кривые изменения жесткостей в относительных единицах ($C, \%$) в зависимости от температуры ($t, ^{\circ}\text{C}$).

Кривая 1 характеризует муфту 1, у которой жесткости (крутильная, осевая и угловая) при $t = -55^{\circ}\text{C}$ по сравнению с $t = 20^{\circ}\text{C}$ увеличиваются в 3 - 3,2 раза. Резина становится хрупкой, а РКЭ не работоспособны. Кривая 2 относится к муфте 2.

Здесь указанные выше жесткости при $t = -55 \dots -57^{\circ}\text{C}$ по сравнению с $t = 20^{\circ}\text{C}$ увеличиваются в 1,35 - 1,4 раза. РКЭ, изготовленные на основе морозостойкой резины марки ИРП1347, не утрачивают эластичности, и муфта обеспечит нормальную работу тягового привода.

А. И. Робер, Ю. П. Шмидров, Б. С. Уткин, В. И. Толока,
Ю. Н. Соколов, В. И. Колотилин, А. А. Брюховецкий,
В. Л. Зюбин

ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЗУБЧАТОЙ МУФТЫ ТЯГОВОГО ПРИВОДА

Наиболее ответственным этапом в работах по созданию конструкции тягового привода тепловоза 2ТЭ121 является разработка передаточного механизма (ПМ) и, в частности, его шарнирных муфт. Это объясняется жесткими габаритными ограничениями по компоновке ПМ, действием высоких значений тяговых и динамических нагрузок, требованиями по компенсации относительных перемещений частей тягового привода.

В ПМ тягового привода тепловоза 2ТЭ121 применены разные по конструкции муфты: упруго-компенсирующая и компенсирующая, причем между входным валом тягового редуктора и торсионным валом механизма установлена упругая муфта с двумя резинокордными дисками 640 x 320 мм, а между торсионным валом и валом якоря ТЭД установлена зубчатая муфта, которая не выходит за габариты ТЭД. Относительные поперечные перемещения корпуса редуктора и ТЭД (21 - 26 мм) должны компенсироваться перемещениями зубчатой втулки в обойме, а после упора зубчатой втулки в обойму - деформацией резинокордной муфты. Из условий снижения рамных сил направляющих осей и аксиальных усилий, действующих на подшипники якоря ТЭД, сила сопротивления со стороны ПМ при перемещениях на 25 - 30 мм не должна превышать 6,0 - 10,0 кН.

Использование зубчатой муфты в качестве компенсирующей в ПМ объясняется рядом достоинств, определивших ее широ-

кое применение в тяжелом машиностроении, а именно - большой несущей способностью и надежностью при малых габаритах и допустимостью значительных частот вращения, а также технологичностью, определяемой современными высокопроизводительными методами нарезания зубьев.

Однако применение такой муфты закрытой конструкции предъявляет повышенные требования к несущей способности и долговечности ее элементов.

ВНИТИ совместно с ПО "Электростальтяжмаш" были проведены расчетно-конструкторские и экспериментальные работы по созданию зубчатой муфты повышенной нагрузочной способности и износостойкости для ПМ тягового привода тепловоза 2ТЭ121 с учетом требований по повышению осевых разбегов колесных пар.

Анализ нагрузок, действующих на зубчатую муфту тягового привода в различных режимах работы мощного грузового тепловоза, а также относительных перемещений с учетом скоростей движения и профиля пути позволили разработать технические требования к зубчатой муфте передаточного механизма, положенные в основу ее расчета.

1. Зубчатая муфта не нагружена (стоянка тепловоза), $K_{3M} = 0$, $M_{кр}^{ср} = 0 - 15\%$ времени работы тепловоза.
2. Работа зубчатой муфты в режиме холостого хода - 20% от времени работы тепловоза ($M_{кр} = 0$; $n_{3M} = 200 \div 1835 \text{ мин}^{-1}$).
3. Работа муфты в режиме нагрузки - 65%, в том числе:

- 3.1. $n_{3M} = 1500 \div 1835 \text{ мин}^{-1}$; $M_{кр} = 2000 \div 2500 \text{ Н}\cdot\text{м} - 5\%$.
- 3.2. $n_{3M} = 1000 \div 1500 \text{ мин}^{-1}$; $M_{кр} = 2500 \div 3800 \text{ Н}\cdot\text{м} - 20\%$.
- 3.3. $n_{3M} = 500 \div 1000 \text{ мин}^{-1}$; $M_{кр} = 3800 \div 7300 \text{ Н}\cdot\text{м} - 25\%$.
- 3.4. $n_{3M} = 0 \div 500 \text{ мин}^{-1}$; $M_{кр} = 7300 \div 9600 \text{ Н}\cdot\text{м} - 15\%$.

Крутящий момент длительного режима - 7280 Н·м ($n_{3M} = 500 \text{ мин}^{-1}$).

4. Максимальный расчетный по условиям сцепления колес с рельсами ($\Psi = 0,33$) крутящий момент - 12 кН·м.

5. Амплитуды динамических крутящих моментов, действующих на зубчатую муфту:

- | | |
|-------|-----------------|
| режим | 3.1 - 4000 Н·м; |
| " | 3.2 - 3000 Н·м; |
| " | 3.3 - 1500 Н·м; |
| " | 3.4 - 1000 Н·м. |

6. Угловые смещения втулки и обоймы зубчатой муфты – $1,5^\circ$. Такие смещения соответствуют K_d рессорного подвешивания 0,5 – 0,6, т.е. в два раза больше тех, которые были получены при динамических испытаниях. Максимально возможное относительное угловое смещение втулки и обоймы – 3° .

7. Относительные осевые смещения втулки и обоймы: средние при движении тепловоза в прямых и пологих кривых – 5 мм;

максимально возможное смещение (движение в кривых $R \leq 300$ м и стрелочных переводах) ± 26 мм.

8. Тип смазки – жидкая или полужидкая.

9. Требуемая долговечность зубчатой муфты – 24000 ч.

10. Уплотнение зубчатой муфты должно обеспечивать надежное удержание смазки, а также возможность углового и осевого смещения втулки относительно обоймы в заданных пределах.

11. Максимальный диаметральный габарит зубчатого шарнира – 460 мм.

За базу при выборе основных параметров зубчатой муфты был принят отраслевой стандарт ОСТ 24.845.01–75 "Шпиндели зубчатые". Преследуя цель получения максимально возможной долговечности зубчатой муфты в заданных габаритах, зубья втулки в ней решено выполнить, в отличие от стандартных шпинделей, с наиболее рациональной кривизной боковой поверхности по а.с. № 1037714, предложенной ПО "Электростальтяжмаш", исходя из теоретических и экспериментальных исследований закономерностей износа зубьев. При принятой кривизне боковой поверхности зубьев разнозазорность в зубчатом соединении, обусловленная перекосом осей втулки и обоймы, минимизирована, и обеспечивается соответствие исходной формы зубьев с формой "естественной" модификации.

Были приняты следующие основные параметры зубчатого шарнира: модуль $m = 10$ мм; число зубьев $Z = 35$; радиус делительной окружности $\gamma = 175$ мм; длина зуба втулки $b = 40$ мм; главный радиус кривизны боковой поверхности зуба $R = 60$ мм; материал втулки и обоймы – сталь 35 ХМ; твердость зубьев: втулки – HRC 45–52, обоймы – HB 260–290.

Нагрузочная способность зубчатого шарнира оценивалась определением запасов прочности по изгибным напряжениям в основании зубьев и контактными напряжениями в их рабочих поверхностях [1]. Основные исходные данные и результаты

расчета нагрузочной способности зубчатого шарнира сведены в табл. 1, из которой видно, что для расчета принимались более тяжелые режимы, чем эквивалентные из условия диаграммы нагружения в реальных условиях работы тепловоза.

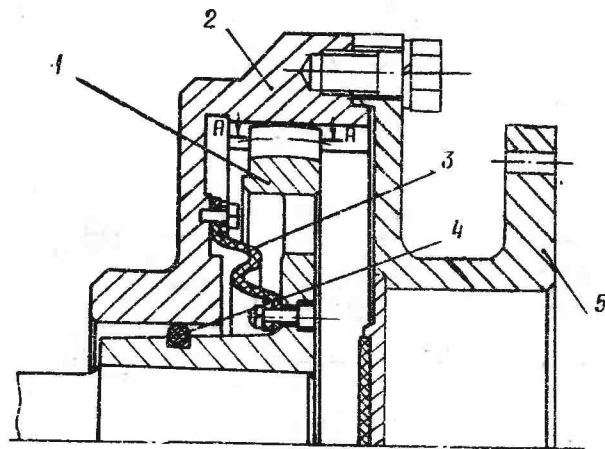
Таблица 1

Нагрузочная способность зубчатого шарнира

Расчетный параметр			Результаты расчета	
Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Рабочий режим: $M_{кр} = 9,6 \text{ кН}\cdot\text{м};$ $n = 500 \text{ мин}^{-1};$ $\gamma = 1,5^\circ$	Режим перегрузки: $M_{кр} = 12 \text{ кН}\cdot\text{м};$ $n = 500 \text{ мин}^{-1};$ $\gamma = 1,5^\circ$
Безразмерная величина крутящего момента . . .	\bar{M}	б/р	0,0054	0,0068
Коэффициент . . .	q	б/р	0,02	0,02
Жесткость . . .	C_H	Н/мм	$3 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
Зона нагружения	β	град.	36	40
Максимальная нагрузка	P_{max}	кН	6,97	7,72
Максимальные изгибные напряжения	$\sigma_{изг max}$	МПа	58	64
Максимальные контактные напряжения	$\sigma_{к max}$	МПа	24	26,4
Предельные напряжения:				
изгибные . . .	$\sigma_{изг}$	МПа	600	600
контактные . . .	$\sigma_{кк}$	МПа	120	120
Запас прочности:				
по изгибным напряжениям	$K_{изг}$	б/р	10,3	9,4
по контактными напряжениями	$K_{кк}$	б/р	5	4,5

Расчетное время [2, 3] работы зубчатой муфты до предельного износа составит $\approx 9 \cdot 10^4$, т.е. долговечность ее превышает заданную.

На основании полученных результатов расчета ПО "Электростальтяжмаш" был выполнен проект зубчатого шарнира (см. рисунок) и изготовлены 4 опытных образца для стендовых испытаний. Основными деталями зубчатого шарнира являются: зубчатая втулка 1, зубчатая обойма 2, диафрагменное уплотнение 3



Конструкция зубчатого шарнира

или уплотнение в виде кругового резинового кольца 4.

Термообработка основных деталей зубчатого шарнира заключалась в объемной закалке обоймы и втулки до НВ 260–290, после чего зубья зубчатых втулок подвергались поверхностной закалке ТВЧ до НРС 45–52. Затем производился опуск втулок в печь.

В результате поверхностной закалки ТВЧ толщина закаленного слоя при модуле зубьев $m = 10$ мм колеблется от 2,5 до 3,0 мм по впадине и от 2,5 до 3,5 мм – по рабочей поверхности зубьев.

Два зубчатых шарнира, объединенные горсионом в трансмиссионный вал, испытывались на стенде ПО "Электростальтяжмаш".

Испытания зубчатых шарниров выполнялись на стенде с замкнутым силовым контуром, состоящим из двух зубчатых цилиндрических редукторов, нагружающего устройства и электродвигателя.

При испытании в зубчатых шарнирах применялась смазка, состоящая из 80% масла П-28 и 20% солидола. Работоспособность уплотнительных узлов оценивалась их герметичностью, способностью удерживать смазку. Вначале проверялось уплотнение в виде резинового кольца, а затем уплотнение с резиновой диафрагмой.

Обкатка зубчатых шарниров длительностью 35 ч проводилась в следующем порядке: при углах перекаса $\gamma = 0,5^\circ, 1,0^\circ$ и $1,5^\circ$ крутящий момент ступенчато увеличивался от 1,0 до 4,0 кН·м (через 1,0 кН·м), на каждой ступени увеличивалась частота вращения шарниров от 100 до 500 мин⁻¹.

В результате этого этапа испытаний установлено, что передача крутящего момента при различных режимах нагружения осуществлялась плавно, без постороннего шума и вибраций; нагрев наружных поверхностей зубчатых обойм шарниров при максимальных параметрах нагружения не превышал 40°C; герметичность кольцевого резинового уплотнения не вполне удовлетворительная, так как отмечалась потеря смазки из полости муфты, диафрагменное уплотнение обеспечивало герметичность полости зубчатого шарнира; на каждом зубе втулки и обоймы имелись пятна контакта, расположенные в средней части по длине зубьев; по высоте зубьев пятно контакта несплошное, размеры пятен контакта по зубьям несколько отличались.

Расположение пятен контакта по длине зуба свидетельствует о выборе оптимальной кривизны зубьев втулки, при которой смещения по длине зубьев минимальны. Несплошность пятен контакта по высоте зубьев и неравномерность его размеров по зубьям свидетельствовали о погрешностях изготовления зубьев (неточность эвольвенты зубьев, погрешности основного шага).

После первого этапа были проведены непрерывные испытания зубчатых шарниров в течение 175 ч при $M_{кр} = 4$ кН·м, $n_n = 400$ мин⁻¹ и $\gamma = 1^\circ$.

По результатам этих испытаний установлено, что пятно контакта по зубьям втулки и обоймы стабилизировалось по высоте и несколько увеличилось по ширине: 6–7 мм – на зубьях обоймы и 7–9 мм – на зубьях втулки. Измерения толщины зубьев по делительной окружности в средней части и длины общей нормали к боковой поверхности зубьев втулки показали, что отклонения от первоначальных размеров не превышали 0,01 мм (расчетное значение 0,002 мм) и соответствовали погрешности измерительных приборов. Износ зубьев незначителен, что согласуется с результатами расчета.

Испытания ПМ тягового привода, включающего вновь разработанную конструкцию зубчатого шарнира, проводились также на стенде ВНИТИ, позволяющем имитировать эксплуатационные условия работы колесно-моторного блока тепловоза 2ТЭ121,

в том числе производить нагружение элементов ПМ крутящим моментом в заданном диапазоне частот вращения и создавать переменные во времени радиальные и аксиальные перемещения ведущего и ведомого фланцев ПМ. Частота продольных смещений составляла 0,75 Гц.

Стендовые испытания ПМ преследовали цель оценить работоспособность зубчатой муфты, имеющей измененные геометрию зубьев и смазочный материал – СТПЗ ТУЗ8–УССР201130–81, в условиях повышенных осевых относительных перемещений втулки и обоймы зубчатой муфты, близких к максимальным замеренным при динамических испытаниях тепловоза 2ТЭ121.

Режимы длительных (150 ч) испытаний зубчатой муфты сведены в табл. 2.

Таблица 2

Режимы длительных испытаний зубчатой муфты

Ток якоря, А	Напряжение ТЭД, В	Частота вращения, с ⁻¹	Крутящий момент, кН·м	Аксиальные смещения, мм	Радиальные смещения, мм	Время испытаний, ч
400	600	16,7	2,4	±17,0	±8,0	50
500	600	15,0	3,5	±17,0	±8,0	50
300	600	25,0	1,5	± 6,75	±8,0	50

Испытания ПМ в режимах работы, указанных в таблице 2, показали работоспособность зубчатой муфты с новыми конструктивными особенностями. За время испытаний были реализованы аксиальные перемещения до 17 – 21 мм, соответствующие прохождению стрелок и кривых $R = 300 - 600$ м, число которых в 4 – 5 раз превышало расчетное число перемещений за пробег тепловоза $400 \cdot 10^3$ км. Осмотр зубчатой муфты показал, что зубья втулки и обоймы находились в хорошем состоянии, износ зубьев втулки не превышал 0,01 мм. Уплотнение зубчатой муфты с помощью резинового кольца по ГОСТ 9833–73 и ГОСТ 18329–73 не обеспечивало стабильного удержания смазки, в особенности при постоянных аксиальных смещениях в зубчатой муфте.

Анализируя результаты расчета долговечности опытных зубчатых муфт и их стендовых испытаний, можно считать, что долговечность их в условиях тягового привода тепловоза 2ТЭ121 при обеспечении зацепления стабильной жидкой смаз-

кой должна быть не менее 40 – 45 тыс. часов (пробег тепловоза $700 \cdot 10^3 - 800 \cdot 10^3$ км).

Таким образом, выполненные работы показали, что использование комплекса конструктивных и технологических мероприятий позволяет в условиях действия высоких тяговых и динамических нагрузок и относительных угловых и аксиальных перемещений втулки и обоймы обеспечить надежность и долговечность зубчатой муфты тягового привода тепловоза с опорно–рамным подвешиванием тягового электродвигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Айрапетов Э. Л., Косарев О. И. Зубчатые муфты. М.: Наука, 1982.
2. Крагельский Н. В., Добычин А. И., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977.
3. Проников А. С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978.

В. П. Ковалев, В. В. Смолкотин, В. Г. Погорелов, А. И. Лицоев

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ УНИФИЦИРОВАННОГО КУЗОВА ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

Унифицированный кузов для грузовых тепловозов ПО "Воронежтепловоз" мощностного ряда 3000 - 6000 л.с. конструктивно отличается от несущих кузовов построенных ранее тепловозов.

Главная особенность унифицированного кузова состоит в следующем.

Нижний пояс кузова (рама) образован из тонкостенных (толщиной до 6 мм) коробчатых продольных боковых балок, которые соединены между собой листами такой же толщины и образуют замкнутые пространства, используемые в качестве воздухопроводов для системы ЦЭС. Стяжные ящики сварной конструкции, по бокам имеют ниши для размещения аккумуляторных батарей. Боковые стены выполнены без стоек и раскосов; они состоят из двух листов обшивки, соединенных между собой с помощью продольных Z-образных профилей. Оконные проемы в стенах - круглой формы, что позволило существенно снизить концентрацию напряжений.

Кабина машиниста съемная (капсульного типа).

В ходовой части тепловоза применены колеса диаметром 1250 мм, в результате чего увеличен эксцентриситет приложения продольной силы к кузову через автосцепки, что ухудшает условия его нагружения.

В процессе создания унифицированного кузова его конструкция подвергалась прочностным исследованиям в стендовых условиях под действием статических вертикальных и продоль-

ных нагрузок, предусмотренным техническими требованиями ЗНИИЖТ [1]. Были выявлены наиболее напряженные места кузова (рис. 1, 2), которые усиливались или подвергались конструктивной доработке. Эффективность мероприятий проверялась затем повторными испытаниями. Так, проем песочницы подкреплен пластиной, усилены пояса за стяжными ящиками, поставлены накладки толщиной 10 мм на радиусную часть обтекателя, в углы проемов холодильника вварены обечайки, подкрепилась дополнительными ребрами шкворневая плита. Вводились и другие изменения.

После внесения в конструкцию унифицированного кузова для тепловоза 2ТЭ121-006 всех необходимых изменений он был подвергнут комплексу прочностных испытаний: стендовым (от статических нагрузок), ходовым и на соударение.

Ходовые испытания кузова (секций А и Б) проводились на различных участках Московской ж.д.: Голутвин-Озеры, Рязань-Ряжск; Рязань-Шилово. Движение тепловоза осуществлялось передним и задним ходом в прямых и кривых радиусом $R=600$ м и более со скоростями до 100 км/ч, в кривых $R=300$ м - до 70 км/ч, а также по стрелочным переводам на боковой путь (со скоростями 25 - 40 км/ч).

Характеристики пути, на котором проводились опытные поездки, следующие:

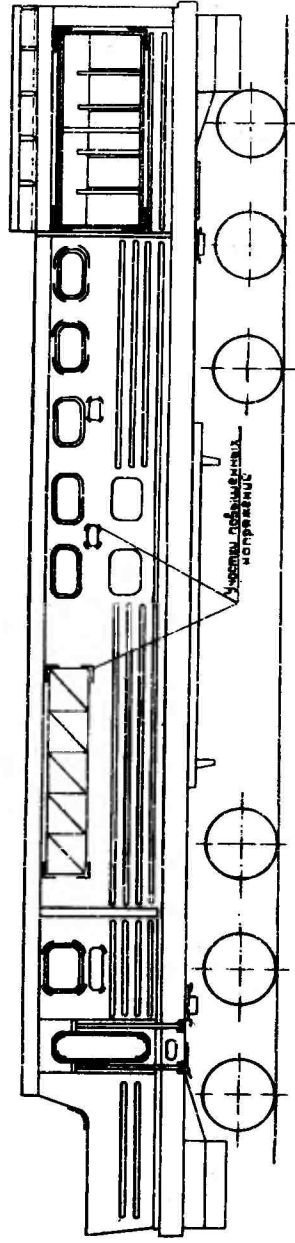
на участке Голутвин-Озеры путь стыковой с рельсами длиной 25 м на деревянных и железобетонных шпалах; на участках Рязань-Ряжск и Рязань-Шилово бесстыковой, рельсы Р65 на железобетонных шпалах, балластная подушка песчаная, балласт щебеночный (на участке Рязань-Шилово асбестовый);

состояние пути по данным вагона-путеизмерителя на май 1984 г. отличное, хорошее и удовлетворительное;

пропущенный тоннаж в направлении Рязань-Ряжск примерно 370 млн. т, в обратном - до 700 млн. т, на участке Рязань-Шилово 100 - 300 млн. т. в обоих направлениях.

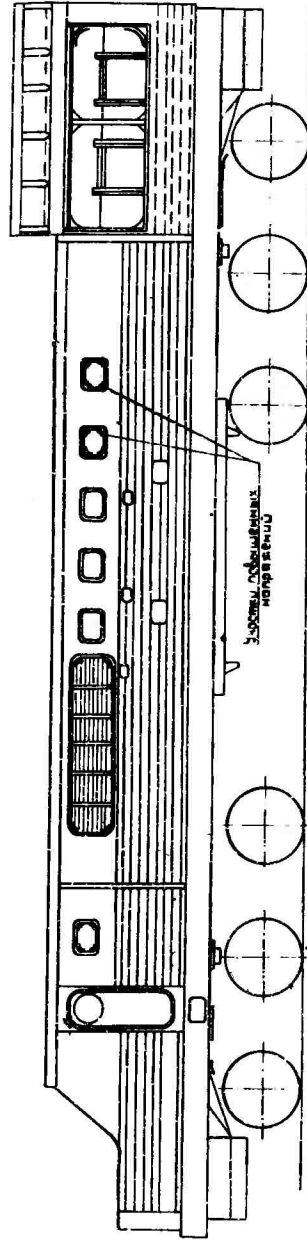
По результатам тензометрирования в поездных условиях при движении с различными скоростями выявлен ряд узлов и элементов кузова с высоким уровнем динамических напряжений.

Шкворневая плита кузова (рис. 3) представляет собой единую со шкворнем отливку. В первоначальном варианте она была выполнена со ступенчатым изменением толщины. В месте перехода от околошкворневой зоны к области, примыкающей к нижнему



Вид нагрузки	МАКСИМАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ, МПа												
	Передняя стенка кузова	Задняя стенка кузова	Крыша в районе дуга	Листовой металл кузова	Элементы опорной рамы	Стенка кузова над 85К	Челы оконной рамы	Вырез для забора воздуха	Челы оконной рамы	Улы осевого проема	Улы осевого проема	Улы осевого проема	Улы осевого проема
Вертикальная нагрузка	>6т	>6т	>6т	>6т	—	>6т	-138	—	—	>6т	>6т	>6т	>6т
Вертикальная нагрузка в районе дуг	>6т	>6т	>6т	>6т	—	>6т	—	>6т	—	>6т	>6т	>6т	>6т
Вертикальная нагрузка 9мн	—	—	—	—	128К	—	—	—	-9т	—	—	—	—

Рис. 1. Максимальные напряжения в кузове тепловоза 2ТЭ121, исходный вариант, бт - предел текучести материала



Вид нагрузки	МАКСИМАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ, МПа						
	Передняя стенка кузова	Задняя стенка кузова над 85К	Челы оконной рамы	Челы аэродинамического проема	Челы аэродинамического проема	Челы аэродинамического проема	Челы аэродинамического проема
Вертикальная нагрузка 2,5 мн	— 310	>6т	—	>6т	—	—	—
Вертикальная нагрузка в районе дуг	283	>6т	—	>6т	—	—	224
Вертикальная нагрузка 9 мн	—	76	105	—	-76	126	76

Рис. 2. Максимальные напряжения в кузове тепловоза 2ТЭ121, усиленный вариант

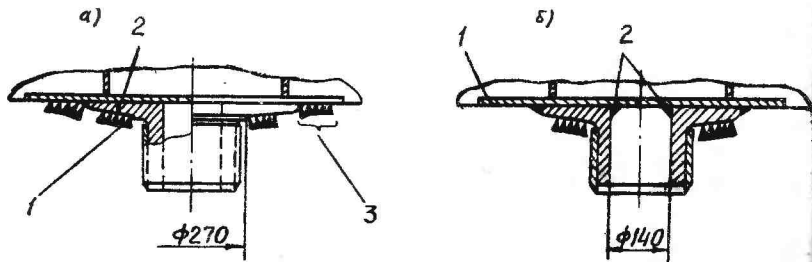


Рис. 3. Усиление шкворневого узла кузова и схема расположения тензорезисторов. ▼ - вид тензорезистора сбоку;

а - исходный вариант; 1 - зона концентрации напряжений; 2 - шкворневая плита; 3 - цепочка тензорезисторов; б - усиленный вариант; 1 - нижний лист рамы; 2 - сварной шов

поясу кузова, отмечалась высокая концентрация напряжений. В точке на радиусной части были зафиксированы напряжения 90 - 115 МПа. Эти напряжения вызываются, главным образом, продольными усилиями при взаимодействии кузова с тележками. При этом для режима выбега свойственен характер нагружения в виде отдельных импульсов сил; при реализации силы тяги напряжения изменялись равномерно и имели в 2 раза меньшие уровни.

В процессе испытаний шкворневой узел подвергался модернизации, заключающейся в ликвидации уступа на плите по ϕ 270 мм и дополнительной приварке ее по внутреннему диаметру (140 мм) шкворня. Повторные испытания показали, что напряжения в опасном сечении снизились в 2 - 4 раза. В то же время в зоне приварки шкворневой плиты к нижнему листу рамы тепловоза напряжения увеличились почти в 2 раза, но оставались ниже допустимого уровня. Это свидетельствует о включении в работу сечений рамы, прилегающих к шкворневой плите.

В заднем шкворневом узле секции Б, который лишь приваривался швом изнутри шкворня, напряжения хотя и оказались ниже, чем в исходной конструкции (на секции А), но оставались выше примерно в 1,5 - 2 раза, чем в переднем шкворневом узле, в котором была изменена еще и форма плиты. Таким образом, улучшение условий работы шкворневой плиты достигнуто как за счет исключения концентрации напряжений, так и за счет приварки шкворня по его внутреннему диаметру к нижнему листу рамы.

Уровни напряжений в других элементах конструкции кузова

следующие: в радиусной части окна для выхода охлаждающего воздуха из генератора в нижнем листе рамы - 32 - 35 МПа, арке холодильной камеры под вентиляторным колесом - 28 - 30 МПа; в кронштейнах для крепления топливного бака - 14 - 24 МПа.

В опасных сечениях этих элементов запасы усталостной прочности, подсчитанные по формуле [1, 2]

$$[n] = \frac{\sigma_1}{K\sigma_v + \psi\sigma_m} \geq 2,0,$$

составляют:

- шкворневой узел до усиления - 0,6, после - 2,0;
- окно отвода воздуха генератора - 2,2;
- арка в холодильной камере - 1,5;
- кронштейн топливного бака - 2,5.

В проемах холодильной камеры и в нижнем листе рамы вдоль ее оси за шкворневой балкой напряжения находились в пределах 12 - 16 МПа. В верхних углах дверного проема и нижнем поясе рамы за топливным баком - 15 - 18 МПа, в среднем сечении боковых стен кузова - 20 - 23 МПа. Усиливающие полосы на участке между стяжным ящиком и шкворневой балкой максимальные напряжения имеют в среднем сечении - 13 - 17 МПа. Необходимый запас усталостной прочности в них обеспечивается.

В остальных сечениях кузова динамические напряжения не превышали 10 - 13 МПа. Соответствующие им минимальные значения запасов прочности превосходят необходимую величину.

Из изложенного следует, что все рассмотренные элементы кузова, кроме шкворневой плиты исходной конструкции и арки в холодильной камере, обладают достаточным запасом прочности, в том числе и усиленный вариант шкворневого узла.

Анализ осциллограмм показывает, что напряжения в верхнем поясе боковых стен кузова вызываются в основном изгибными колебаниями кузова с частотой 8 - 10 Гц. Напряжения в нижнем поясе кузова определяются колебаниями подпрыгивания и галопирования тепловоза с частотой 1,8 - 2,0 Гц. В элементах холодильной камеры напряжения изменяются с частотой 12 - 14 Гц. Уровни напряжений в кузове при движении тепловоза передним и задним ходом отличаются мало (во втором случае они несколько выше).

В зависимости от конструкции верхнего строения и состояния пути уровни напряжений изменялись незначительно. Некоторое повышение их (на 10–15%) отмечено при движении тепловоза по пути с железобетонными шпалами.

Динамические прогибы опор кузова в зависимости от скорости движения равнялись 3,5–4,5 мм. Соответствующие усилия в опорах 40–60 кН.

Вертикальные ускорения различных участков по длине кузова с частотой 1,8–2,0 Гц находились в пределах от 0,2 до 0,32 g при скоростях до 100 км/ч.

Проведенные исследования показали, что конструкция унифицированного кузова, с учетом усиления выявленных при испытаниях слабых мест, удовлетворяет требованиям прочности при сравнительно низких весовых показателях. Так, по результатам взвешивания масса конструкции кузова составляет 23,6 т, т.е. на погонный метр его длины приходится 1,17 т.

У несущего кузова для тепловоза типа ТЭ109, который выполнен в габарите О2–Т и имеет небольшую величину эксцентриситета приложения продольной силы через автосцепки, кузовов ТЭП70 и ТЭП60, рассчитанных на продольную силу 2,0 МН и изготовленных с применением алюминия для малонесущих элементов, этот показатель равен соответственно 0,9 и 1,04 т/м (ТЭП60).

Унифицированный кузов также технологичнее, так как отсутствие стоек и раскосов упрощает изготовление боковых стен и облегчает возможность изменять длину кузова для тепловозов различной мощности.

С целью совершенствования конструкции кузова и применения его для серийных машин необходимы дальнейшее повышение усталостной прочности шкворневого узла и проработка варианта усиления арки под опорой вентилятора холодильника. Такие конструктивные мероприятия в настоящее время разработаны и пройдут экспериментальную проверку на вновь изготовленном кузове.

ЛИТЕРАТУРА

1. Технические требования на проектирование и изготовление сварных рам локомотивов. М.: ВНИИЖТ, 1972.
2. Технические требования на проектирование и изготовление сварных конструкций локомотивных тележек. М.: ВНИИЖТ, 1970.

УДК 625.2.011.5:539.4

Э. С. Оганьян, С. П. Солодков, И. М. Жук

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ КУЗОВА ОТ СИЛ СОУДАРЕНИЙ

Напряженное состояние элементов кузова от ударных нагрузок, передаваемых через автосцепные устройства и шкворни, исследовалось в условиях соударений двух секций тепловоза с составом из восьмиосной заполненной цистерны, двух груженых четырехосных полувагонов и вспомогательного тепловоза.

Нормативное значение силы на автосцепке 2,5 МН достигалось при соударениях с составом со скоростью 5,0–5,2 км/ч (рис. 1), а при накатывании одной секции тепловоза на состав –

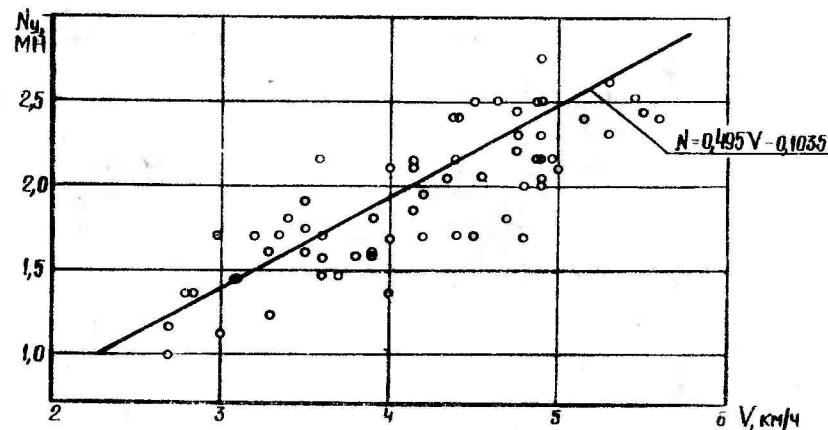


Рис. 1. Зависимость силы удара в автосцепку (N_y) от скорости соударения тепловоза 2ТЭ121

со скоростью примерно 5,4 км/ч. Максимальные значения продольных ускорений при этом составили: в зоне переднего стяжного ящика рамы 1,8g, заднего 1,4g, на кронштейнах топливного бака 1,5g, на пульте управления в кабине машиниста около 0,8g, на поддизельной раме 1,3g, на главном генераторе 1,2g, в отсеке для размещения охлаждающего устройства примерно 1,4g.

Из осциллограмм ударных процессов напряжений следует, что большинство из них имеет импульсный характер длительностью 0,2 – 0,3 с и характеризуется зонами нарастания и спада в течение 0,1 – 0,2 с. В некоторых сечениях, например верхнего пояса кузова, процесс напряжений продолжается в виде затухающих колебаний с общей продолжительностью 1,0 – 1,5 с. Это свидетельствует о возбуждении в конструкции кузова собственных изгибных колебаний. Частота их равна примерно 8 Гц.

Анализ результатов статического и ударного нагружений кузова показывает, что напряжения от статического сжатия могут быть на уровне и меньше на 10 – 15% (в концевой части у стяжного ящика) или больше на 40 – 50% (в сечениях на участке между стяжным ящиком и шкворневым узлом), чем от удара, и почти одинаковы с напряжениями, полученными при ударах в автосцепку тепловоза, поставленного в голову состава (рис. 2).

Отличие указанных напряжений обуславливается действием сил инерции. Эти силы определяются главным образом массами тележек, воздействующими на кузов через шкворни. Так, при ударе в автосцепку силой 2,5 МН нагрузка на шкворень составляет примерно 0,55 – 0,6 МН (рис. 3). Продольное ускорение, замеренное в сечении шкворневой балки рамы тележки, равнялось 1,4g. Отсюда следует, что вся масса тележки участвует в ударе.

Согласно действующим техническим требованиям [1], детали и узлы кузова, воспринимающие и передающие продольные силы, рассчитываются на нагрузки, возникающие при ударах в автосцепку силой 2,5 МН, и на выносливость по условию (5), учитывающему периодичность включения и снятия нагрузки при трогании.

По правилам технической эксплуатации допускаемая скорость подхода локомотива к составу в маневровой работе равна 3 км/ч [2]. Удары с такой скоростью по результатам испытаний тепловоза 2ТЭ121-006 создают нагрузку на автосцепку при-

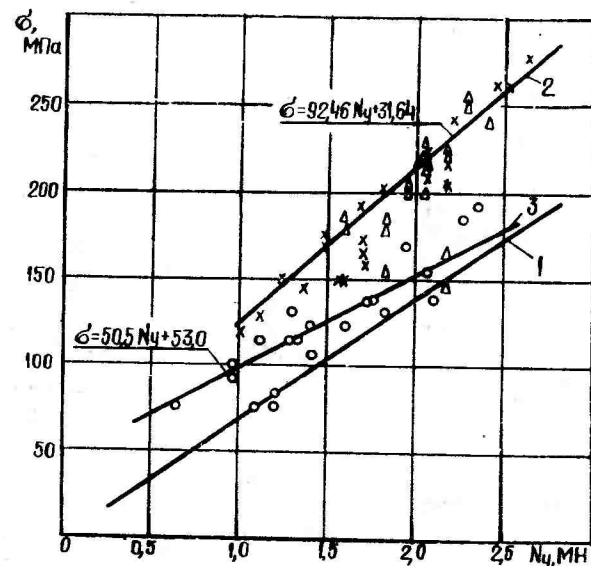


Рис. 2. Напряжения в зоне приварки к раме усиливающего пояса за стяжным ящиком:

1 - от статического сжатия; 2 - при ударах: x - двумя сечениями тепловоза 2ТЭ121 в состав; Δ - то же одной секцией; 3(о) - от ударов восьмиосной цистерной в тепловоз 2ТЭ121, стоящий в голове состава

мерно 1,4 МН, а на шкворень - 0,2 – 0,3 МН (см. рис. 1 и 3).

В поездных условиях при переходных режимах (разгон, торможение) возникают также рывки, удары с небольшими относительными скоростями соударения (примерно 3 км/ч). По данным ВНИИЖТ [3], количество ударов (n^1), обусловленных переходным режимом движения поезда (соответствующих силам на автосцепке 1,0 – 1,5 МН), можно принять равным 124 на каждые 1000 км пути. В расчете на весь срок службы локомотива ($T = 30$ лет) количество ударов - рывков будет

$$n = n^1 L T \approx 5,6 \cdot 10^5 \quad (1)$$

где $L = 150 \cdot 10^3$ км - годовой пробег тепловоза.

Учитывая изложенное, представляется целесообразным рассматривать работу шкворневого узла, а также стяжного ящика и прилегающих к нему элементов конструкции рамы и кузова некоторых тепловозов, и в частности 2ТЭ121, в условиях мало-

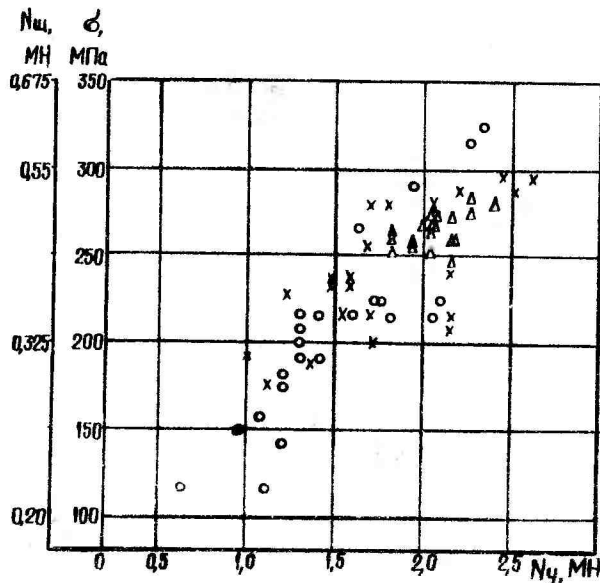


Рис. 3. Зависимость усилий в шкворневом узле (N_u) от силы удара в автосцепку тепловоза 2ТЭ121 (знаки x , Δ , o означают то же, что и на рис. 2)

цикловой усталости или выполнять проверку их прочности по величине ограниченного предела выносливости.

Для проверки выносливости стальных конструкций, воспринимающих многократно действующие нагрузки с количеством циклов 10^5 и более, которые могут приводить к явлению усталости, строительными нормами и правилами [4] предусмотрены расчеты с использованием формулы

$$\sigma_{max} \leq \alpha R_V \gamma_V, \quad (2)$$

где σ_{max} — максимальное напряжение, действующее в узле с учетом концентрации;

R_V — расчетное сопротивление усталости; принимается по табл. 32 [4];

α — коэффициент, учитывающий количество циклов нагрузок и вычисляемый по формуле

$$\alpha = 0,07 \left(\frac{n}{10^6} \right)^2 - 0,64 \left(\frac{n}{10^6} \right) + 2,2; \quad (3)$$

γ_V — коэффициент, определяемый по табл. 33 [4] в зависимости от вида напряженного состояния и коэффициента асимметрии цикла.

Шкворневый узел тепловоза 2ТЭ121 воспринимает достаточно большие динамические усилия при движении с конструкционной скоростью. Поэтому его прочность определяется условием (2) [1]. Другие условия прочности, при обеспечении необходимого запаса ($n \geq 2,0$), удовлетворяются.

Наиболее высокие уровни напряжений при ударах в автосцепку отмечались в усиливающих поясах за стяжными ящиками.

Форма сечения в месте приварки усиливающих поясов к раме тепловоза относится к группе элементов, для которых по табл. 32 [4] $R_V = 75 \div 90$ МПа.

Тогда по формуле (3)

$$\alpha = 0,07 \left(\frac{0,56 \cdot 10^6}{10^6} \right)^2 - 0,64 \left(\frac{0,56 \cdot 10^6}{10^6} \right) + 2,2 \approx 1,863;$$

по табл. 33, при коэффициенте асимметрии цикла переменных напряжений $\tau = -1$, $\gamma_V = 1$.

Соответствующие значения допустимых напряжений по формуле (2) оказываются равными 140 – 168 МПа.

Запас прочности от ударной нагрузки (n_y) в указанном сечении по формуле (9) [1] при напряжении (см. рис. 2) $\sigma_y^{max} = 250 \cdot 1,5 = 375$ МПа (т.е. с учетом теоретического коэффициента концентрации $\alpha_T = 1,5$), $\sigma_T = 343$ МПа (для стали марки 09Г2С) и напряжении от вертикальной статической нагрузки $\sigma_{ст} = 10$ МПа недостаточен (0,9 вместо 1,1).

При соударении со скоростью $V = 3$ км/ч напряжение здесь составляет $\sigma_y^{max} = 150 \cdot 1,5 = 225$ МПа, что больше найденного из выражения (2) значения $\sigma_{max} = 168$ МПа в 1,34 раза. Если во столько же раз уменьшить напряжение от ударной нагрузки силой 2,5 МН, то получим $\sigma_y^{max} = 280$ МПа, соответственно $n_y = 1,2$. Допустимое значение $n_y = 1,1$ будет достигаться уже при $\sigma_y^{max} = 300$ МПа. Это означает, что условие (2) более "жесткое", чем нормативное (9) [1].

Таким образом, для оценки прочности узлов экипажной части тепловозов, подвергающихся повторным и знакопеременным нагрузкам с ограниченным количеством циклов, может быть применен рассмотренный показатель, что, однако, требует уточ-

нения и правильного выбора параметров, входящих в формулу (2), и проведения исследований при опытной эксплуатации тепловоза 2ТЭ121.

ЛИТЕРАТУРА

1. Технические требования на проектирование и изготовление сварных рам локомотивов. М.: ВНИИЖТ, 1972.
2. Инструкция по движению поездов и маневровой работе на железных дорогах Союза ССР. М.: Транспорт, 1983.
3. Костина Н. А. Уточнение характеристик нагруженности вагона продольными силами через автосцепку. - Вестник ВНИИЖТ 1981, № 4, с. 36-38.
4. Строительные нормы и правила. Стальные конструкции. СНиП II-23-81.

УДК 625.03

В. А. Чаркин, В. А. Пархонин

ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ РАМ ТЕЛЕЖЕК И ПУТИ ЕЕ СНИЖЕНИЯ

Прочностные испытания рамы тележки макетного образца тепловоза 2ТЭ121 выявили высокий уровень напряжений в элементах междурамных креплений. Было установлено, что повышенные напряжения связаны с продольными динамическими усилиями, возникающими между кузовом и тележками.

Рассмотрим результаты экспериментальных исследований различных вариантов исполнения экипажной части тепловоза, проведенных с целью выяснения причин повышенной динамической нагруженности тележки. Были испытаны следующие варианты исполнения экипажной части:

1 - исходное исполнение - сбалансированное рессорное подвешивание с однохомутовыми рессорами ($F_{ст,эп} = 0,101$ м), резинометаллические опоры кузова;

2 - исходное исполнение, шкворневой узел изменен: между камнем шкворня и шкворневой коробкой рамы тележки в продольном направлении установлены резинометаллические амортизаторы;

3 - шкворневой узел и рессорное подвешивание в исходном исполнении, опоры кузова жесткие;

4 - шкворневой узел и опоры кузова в исходном исполнении, рессорное подвешивание индивидуальное.

Испытания проводились на прямых участках пути с рельсами Р65 длиной 25 м, бетонными и деревянными шпалами при следовании тепловоза на выбеге, в режиме тяги и торможения. В процессе испытаний регистрировались напряжения в между-

рамных креплений и нижних листах боковин, а также параметры, характеризующие динамические показатели тепловоза: вертикальные ускорения главной рамы тепловоза на переднем и заднем стержневых ящиках (ВУ1 и ВУ5), над первой колесной парой (ВУ2), у шкворня передней тележки (ВУ3), посередине топливного бака (ВУ4); вертикальные ускорения боковины передней тележки на переднем и заднем концах и в районе опор кузова (ВУТ1 – ВУТ4); продольные ускорения рамы тележки у шкворня (ГУТ); вертикальные деформации опор кузова и буксовой ступени подвешивания передней тележки (ОП1, ОП2, ПБ1–ПБ3); продольные перемещения тележки относительно кузова – ПК.

В диапазоне частот до 20 Гц характерными видами колебаний тепловоза являются:

подпрыгивание и галопирование тепловоза с частотой 1,8 – 2,0 Гц;

галопирование тележки с частотой около 4 Гц;

изгибные колебания кузова с частотой 8 – 10 Гц, форма которых показана на рис. 1.

Колебания галопирования тележки основной частоты 1,8 – 2,0 Гц) имеют в 3 – 5 раз большие амплитуды, чем колебания с частотой 4 Гц.

Зная максимальные экспериментально замеренные амплитуды галопирования рамы тележки (ψ , рад) и полагая, что ось колебаний галопирования находится на уровне центров букс, определим

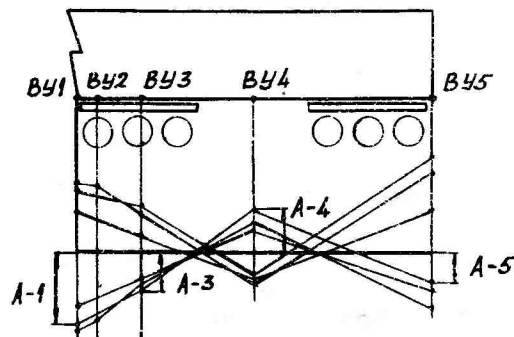


Рис. 1. Форма изгибных колебаний кузова:
А-1 – А-5 – амплитуды ускорений кузова частотой 8–10 Гц, замеренные в один момент времени

максимальные продольные перемещения тележки h_1 на уровне центра ползуна, т.е. в месте, отстоящем от центра галопирования на расстоянии l_1

$$h_1 = \psi l_1 = 0,0024 \cdot 800 = 1,9 \text{ мм.}$$

Полученная величина превышает радиальный зазор между шкворнем и шкворневым гнездом ползуна, который на испытываемом тепловозе составлял 1,25 мм.

Таким образом, изгибные колебания кузова в сочетании с колебаниями галопирования тележки в тот момент, когда в результате последних достигается замыкание продольного зазора в шкворневом узле, приводят к ударному взаимодействию шкворня и тележки, а возникающие при этом силы вызывают импульсные напряжения в элементах рамы тележки. В зависимости от соотношения амплитуд изгибных колебаний кузова и галопирования тележки, шкворень вследствие изгибных колебаний кузова успеет один, два, реже три раза ударить в ползун. Этим объясняется наличие одинарных, двойных, а иногда и строенных пик на осциллограммах напряжений (рис. 2) в элементах междурамных креплений тележек.

Приведенные на рисунке вертикальные линии позволяют видеть взаимосвязь импульсных напряжений, ускорений, связанных с изгибными колебаниями кузова и галопированием тележек. Напряжения при этом достигают высоких значений: на радиусной части соединения шкворневой балки и переднего междурамного крепления они составляли 20 – 22 МПа при скорости движения 100 км/ч.

Казалось бы, что наиболее естественный способ устранения динамических усилий в шкворневом узле – применение амортизаторов для поглощения энергии соударений. В качестве амортизаторов были использованы плоские прямоугольные резино-металлические элементы, они устанавливались по одному и по два с каждой стороны шкворневого камня, в продольном направлении. Жесткость одного амортизатора, определенная тарировкой, составила 30 – 37 кН/мм при деформации сжатия от 0 до 3 мм и 100 – 150 кН/мм при деформации в диапазоне 3 – 6 мм. Однако при установке и двух и четырех амортизаторов в шкворневом гнезде значения напряжений остались на прежнем уровне (см. таблицу), но процесс колебаний в этих случаях изменился и напряжения вместо импульсов ударного характера приобрели

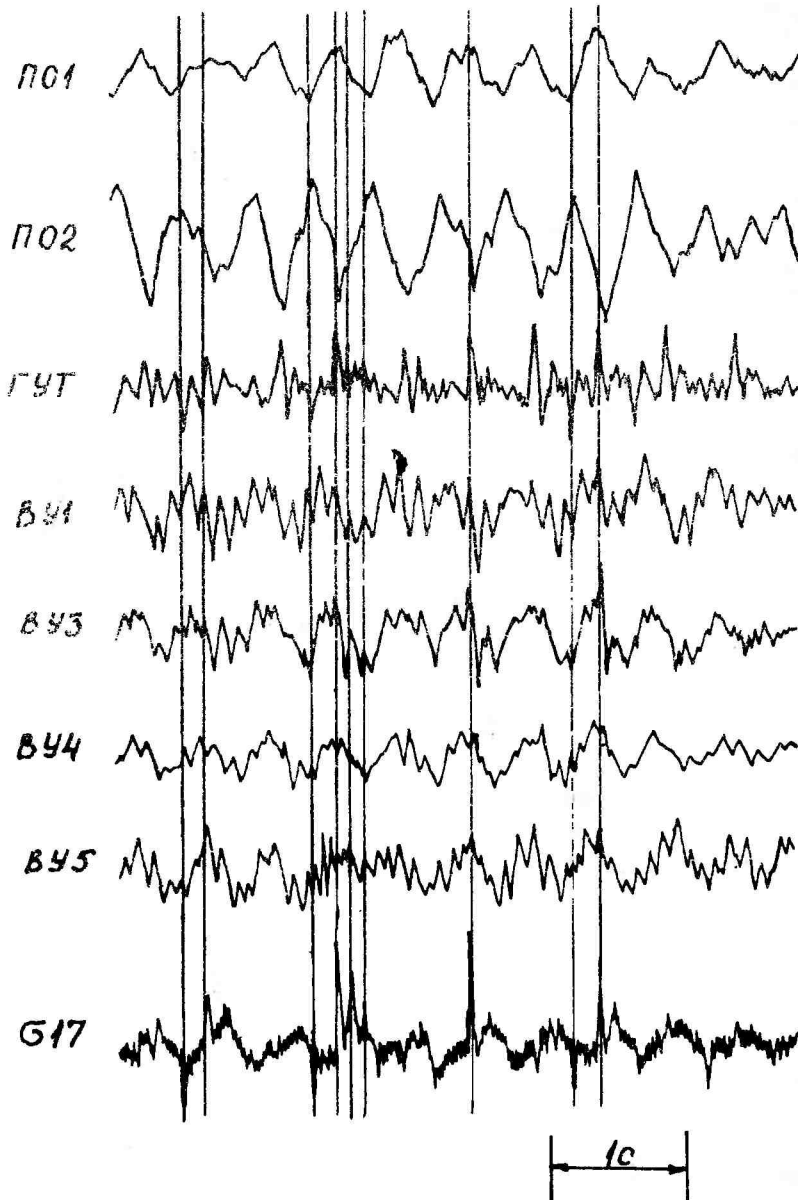


Рис. 2. Осциллограммы, показывающие взаимосвязь импульсных напряжений в элементах междурамного крепления (Б 17), изгибных колебаний кузова и галопирования тележек

Максимальные динамические напряжения в элементах тележки, мПа

Вариант исполнения тележки	Режим движения тепловоза	Напряжения в междурамном креплении	Напряжения в боковине
1	Выбег	20-22	10
2	-	20-21	10
3	-	12	13
4	-	16	8
1-4	Тяга или торможение	10	10

форму, свойственную гармоническим колебаниям. Эти колебания определялись галопированием тележек с частотой 2 Гц.

Данный опыт подтвердил, что тележка действительно стремится галопировать вокруг оси, расположенной на уровне центров букс, и чем ниже жесткость упругой связи в шкворневом узле, тем с большими амплитудами происходят эти колебания.

Наиболее простым путем снижения указанных напряжений является устранение колебаний галопирования тележек. Это удастся реализовать при установке жестких в вертикальной плоскости опор кузова. Осциллограммы записи напряжений для данного варианта экипажной части (рис. 3) показывают, что

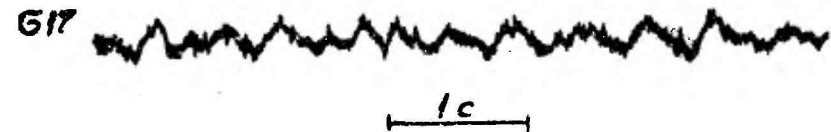


Рис. 3. Осциллограммы напряжений в элементах междурамного крепления при жестких опорах кузова

в этом случае действительно устраняются односторонние остроконечные напряжения и остаются лишь напряжения, определяемые колебаниями тепловоза на рессорах, максимальный уровень которых не превышал 12,0 мПа. Однако этот способ снижения рассматриваемых напряжений неприемлем, так как при установке жестких опор кузова увеличиваются напряжения в боковинах рам тележек под опорами кузова, близкими к топливному баку. Причиной появления этих напряжений являются

изгибные колебания боковин, вызванные инерционными нагрузками от колебаний консольно подвешенных относительно опор кузова тяговых электродвигателей. Это явление было замечено еще на тепловозе 2ТЭ116 и явилось одной из главных причин перехода на резинометаллические опоры. Установка упругих опор кузова не исключает полностью изгибные колебания боковин, но благодаря тому, что рама получила возможность перемещаться относительно кузова за счет деформации упругих опор — галопировать, амплитуда изгибных колебаний заднего конца боковин снижается по сравнению с экипажем, оборудованным жесткими опорами, что влечет уменьшение напряжений в опасном сечении боковин. Для тепловоза 2ТЭ121 это снижение составляет около 30% и максимальные напряжения при упругих опорах не превышают 10,0 МПа. Подробно анализ динамической нагруженности боковин рам тележек тепловоза 2ТЭ116 при жестких и упругих опорах кузова приведен в работе [1].

Следует заметить, что упругие опоры кузова только при определенной жесткости вызывают снижение изгибных колебаний боковин. Например, для тепловоза 2ТЭ116, как показали расчеты, жесткость опор должна быть не ниже 8 – 12 кН/мм. Дальнейшее ужесточение опор до 50 – 100 кН/мм приводит к незначительному уменьшению изгиба боковин, однако опоры при этом теряют другие необходимые характеристики, например, резко возрастает жесткость при боковой деформации опор. Опоры, имеющие жесткость ниже 8 – 12 кН/мм, способствуют увеличению амплитуд колебаний галопирования тележек, возрастанию инерционных нагрузок от колебаний тягового электродвигателя, расположенного на консоли (со стороны топливного бака), и, как следствие, возрастанию изгибных колебаний сверх тех величин, которые получаются при жестких опорах кузова.

Некоторое снижение напряжений в элементах междурамного крепления при упругих опорах кузова достигается при замене сбалансированного рессорного подвешивания индивидуальным. В этом случае примерно на 20% снижаются амплитуды колебаний галопирования рам тележек, благодаря чему изменяется силовое взаимодействие шкворня и ползуна, приводящее к уменьшению максимальных напряжений до 16,0 МПа. При упругих опорах кузова и индивидуальном подвешивании имеется возможность дальнейшего снижения напряжений в опасном сечении боковин

за счет уменьшения амплитуд колебаний галопирования тележки. Для данного варианта рессорного подвешивания максимальные напряжения в боковинах не превышали 8,0 МПа.

Однако сбалансированное рессорное подвешивание имеет известные преимущества по другим факторам, и эти преимущества возрастают с увеличением колесной базы тележки и в целом секции локомотива, т.е. для тепловоза 2ТЭ121 с его большими колесными базами сбалансированное рессорное подвешивание предпочтительнее.

При движении тепловоза в режиме тяги или торможения при лобом исполнении экипажной части достигается существенное снижение напряжений в элементах междурамного крепления, которые не превышали 10,0 МПа. Это происходит потому, что при тяге или торможении замыкается продольный зазор между шкворнем и ползуном, и тележки "блокируют" шкворни тепловоза, снижая тем самым амплитуды изгибных колебаний кузова (это видно при сравнении осциллограмм ВУ рис. 2 и 4), а следовательно, и интенсивность ударного взаимодействия шкворня и ползуна.

Таким образом, нагруженность боковин рам тележек в значительной степени определяется изгибом, вызванным инерционными нагрузками от колебаний консольно подвешенного относительно опор кузова тягового электродвигателя. Минимальные значения указанных нагрузок реализуются при умеренных колебаниях галопирования тележек, возникающих при определенных упругих и инерционных характеристиках экипажа. У тепловоза 2ТЭ116 это достигается при опорах кузова жесткостью 8 – 12 кН/мм. Усиление колебаний галопирования (при снижении жесткости) или их устранение (при жестких опорах кузова) приводит к увеличению изгиба боковин и повышению их нагруженности.

Повышенная динамическая нагруженность элементов междурамного крепления вызвана ударным взаимодействием кузова и тележек, происходящим в процессе колебаний галопирования тележек и изгибных колебаний кузова. Снижение нагруженности достигается при уменьшении интенсивности указанных видов колебаний. Одним из конструктивных мероприятий, позволяющих обеспечить приемлемую нагруженность элементов междурамных креплений и сохранить на низком уровне нагруженность боко-

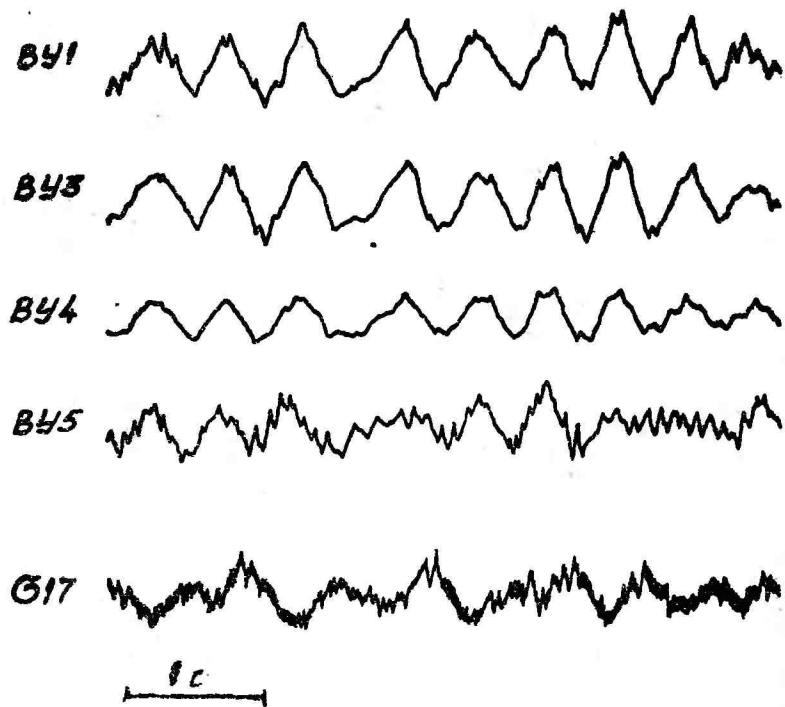


Рис. 4. Осциллограммы, иллюстрирующие устранение импульсных напряжений в элементах междурамного крепления (Б 17) и характер ускорений кузова при движении тепловоза в режиме торможения (рессорное подвешивание штатное)

вин, является максимальное уменьшение продольных зазоров в соединении шкворня с рамой тележки.

Результаты проведенных исследований указывают на необходимость учета выявленных особенностей взаимодействия элементов кузова и тележек и поиска дальнейших путей по снижению динамической нагруженности элементов рам тележек.

ЛИТЕРАТУРА

Чаркин В. А., Грибов И. М. Исследование динамической нагруженности боковин рам трехосных бесчелюстных тележек магистральных тепловозов с жесткими и упругими опорами кузова. — Труды ВНИТИ, Коломна, 1982, вып. 55.

УДК 625.2.011.2:539.4

Е. И. Жук, В. А. Пархонин, Б. Б. Бунин, А. Е. Ситников,
В. Г. Перфилов

ПРОЧНОСТЬ РАМ ТЕЛЕЖЕК ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

Макетный вариант рамы тележки представлял собой сварную конструкцию, состоящую из двух боксовин 1 (рис. 1), соединенных между собой тремя междурамными креплениями 2 и концевой балкой 3 коробчатого сечения. Боковины изготовлены из листового проката. Длина боковины 6770 мм, высота 380 мм, ширина 310 мм. Толщина нижнего листа боковины 16 мм, верхнего 12 мм, вертикальных листов 10 мм. Как и на унифицированной трехосной раме тележки тепловозов типа 2ТЭ116, к нижнему листу боковины приварены большие 4 и малые 5 поводковые кронштейны, конструкция и технология приварки которых была отработана ВНИТИ и Ворошиловградским тепловозостроительным заводом (ВТЗ) ранее. Отличительной особенностью боковин тепловоза 2ТЭ121 явилось наличие на нижних их листах опор для балансиров рессорного подвешивания 6.

Междурамные крепления имели толщину верхних листов 12 мм, нижних 14 мм, а вертикальных 10 мм.

В отличие от рамы унифицированной бесчелюстной тележки, у которой продольное усилие передается через шкворневую балку, соединяющую первое и второе междурамные крепления, на раме макетного образца шкворневая балка отсутствовала. Шкворневой узел был установлен на междурамном креплении.

Принципиальная схема тележки и принятые конструктивные решения оказывают влияние на характер нагруженности рамы.

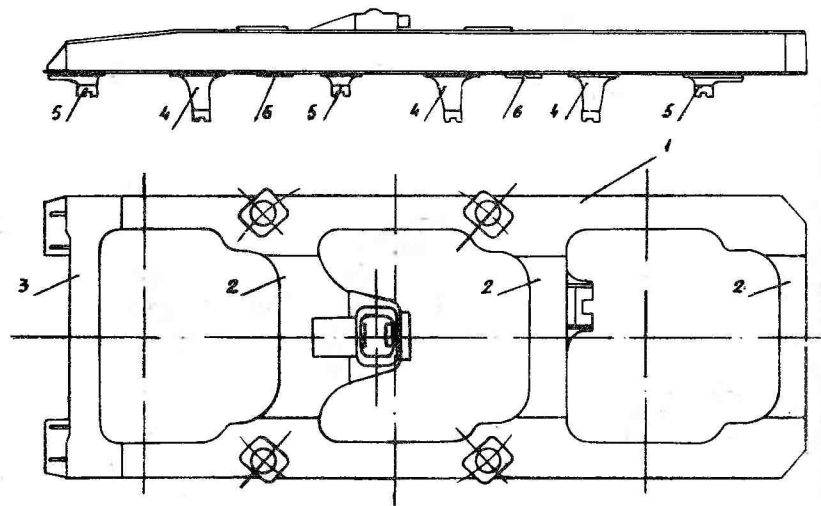


Рис. 1. Макетный вариант рамы тележки:

1 - боковина; 2 - междурамные крепления; 3 - концевая балка; 4 - большой поводковый кронштейн; 5 - малый поводковый кронштейн; 6 - опора балансира

Так, сбалансированное рессорное подвешивание, примененное на тележках тепловоза 2ТЭ121, способствует более равномерному распределению нагрузок по осям и уменьшает воздействие коротких неровностей пути, например стыковых, на подрессорные массы тележки.

Опорно-рамное подвешивание тяговых электродвигателей (ТЭД) в отличие от опорно-осевого на унифицированных бесчлустных тележках резко повышает момент инерции подрессоренной массы тележки, что приводит к увеличению продольных усилий в шкворневом узле, возникающих при галопировании тележек.

Своеобразным является крепление ТЭД к раме тележки. В отличие от большинства применяемых конструкций оно является статически неопределимым. Во-первых, корпус ТЭД крепится к кронштейну междурамного крепления. Конструкция узла соединения такова, что оно одно обеспечивает жесткую связь корпуса двигателя с рамой тележки, но, кроме этого, двигатель своим кронштейном опирается и на другое междурамное крепление. В связи с этим взаимные перемещения междурамных креплений, возникающие при деформациях рамы тележки при нагружении

внешними усилиями, вызывают дополнительные внутренние нагрузки в системе "корпус двигателя - рама тележки", что в первую очередь увеличивает уровень напряжений в кронштейнах крепления ТЭД.

В процессе доводки рамы тележки до необходимого уровня прочности ВНИТИ и ВТЗ совместно с ВНИИЖТ был проведен комплекс стендовых и поездных испытаний. Стендовые испытания включали в себя следующие основные этапы:

- 1) исследование напряженного состояния и испытание на усталость боковин рамы тележки исходной и улучшенной конструкций;
- 2) исследование напряженного состояния и испытание на усталость рамы тележки, изготовленной с учетом рекомендаций по повышению прочности, разработанных по результатам испытаний боковин;
- 3) исследование деформаций рамы тележки с целью выбора оптимальной конструкции и технологии крепления ТЭД к раме;
- 4) исследование напряженного состояния и несущей способности шкворневой коробки макетного образца рамы;
- 5) отработку конструкции шкворневого гнезда и элементов крепления его к поперечным балкам при нагружении рамы тележки продольным усилием.

Поездные испытания включали в себя следующие основные этапы:

- 1) исследование макетного варианта рамы тележки с передачей продольных усилий через шкворневую коробку, установленную на междурамном креплении;
- 2) исследование рамы тележки с двумя вариантами шкворневой балки, установленной между первым и вторым междурамными креплениями, с целью отработки оптимальной конструкции соединения шкворневой балки с междурамными креплениями;
- 3) исследование окончательного варианта рамы тележки, включая испытания на соударение;
- 4) исследование влияния высоты расположения шкворня на нагруженность рамы тележки.

Во время испытаний было обнаружено, что при движении тепловоза в шкворневом узле возникали продольные усилия импульсного характера до 150 кН. Следствием этого явился повышенный уровень динамических напряжений в шкворневой коробке, междурамном креплении и в боковинах в районе соединения их

с междурамным креплением. В отдельных узлах были обнаружены зоны высокой концентрации напряжений или повышенный уровень номинальных напряжений. В связи с этим в конструкцию рамы совместно с ВТЗ были внесены следующие основные изменения.

1. Введена шкворневая балка, что позволило продольные усилия, возникающие в шкворневом узле, распределить на два междурамных крепления.

2. Отработан узел соединения шкворневой балки с междурамными креплениями.

3. Увеличена толщина верхних листов междурамных креплений с 12 до 14 мм.

4. Уменьшена толщина основания кронштейна балансира с 25 до 12 мм, и введена аргонодуговая обработка сварных швов, что снизило концентрацию напряжений в зоне приварки этих кронштейнов к боковине.

5. Усилена шкворневая коробка.

6. Усилены кронштейны крепления ТЭД, выбрана оптимальная податливость упругих элементов, устанавливаемых в зоне крепления кронштейнов, уточнена технология сборки узла крепления ТЭД.

7. Введена накладка на нижнем листе боковины под опорами кузова, увеличивающая момент сопротивления сечения и снижающая концентрацию напряжений.

8. Увеличены радиусы сопряжения междурамных креплений с боковинами с 150 до 200 мм.

9. В междурамные крепления введены дополнительные усиливающие ребра.

10. Изменена конструкция крепления кронштейна тормозного рычага к боковине.

Для окончательного заключения о прочности рамы были проведены поездные испытания на пути большого протяжения различной конструкции и состояния (участки Рязань-Рязск, Рязань-Шилово Московской ж.д.) и испытания на соударение, показавшие, что рама обладает достаточной прочностью.

Таким образом, в результате комплекса исследовательских работ удалось создать конструкцию рамы тележки, отвечающую требованиям прочности. При этом, несмотря на увеличение нагрузки рамы тележки в связи с повышением нагрузки от

колесной пары на рельсы, наличием повышенных динамических нагрузок в шкворневом узле, увеличением масс узлов, установленных на раме тележки, благодаря рациональному конструированию и тщательной доводке это было достигнуто практически без увеличения массы рамы тележки по сравнению со значительно менее нагруженной рамой бесчелюстной тележки тепловоза 2ТЭ116 (3730 кг у 2ТЭ121 и 3370 кг у 2ТЭ116).

Одновременно с доводкой рамы тележки со шкворневой балкой, соединяющей первое и второе междурамные крепления, был испытан вариант рамы тележки со шкворневой коробкой, опущенной на уровень средней части боковин и расположенной на первом междурамном креплении. Такое расположение шкворневой коробки позволяет исключить крутящий момент в междурамном креплении. На рис. 2 показаны два варианта соединения шкворневой коробки с междурамным креплением.

Исследования прочностных качеств этой рамы тележки проводились при поездных испытаниях в два этапа: вначале исследовалась рама тележки исходного варианта, затем на обеих рамах

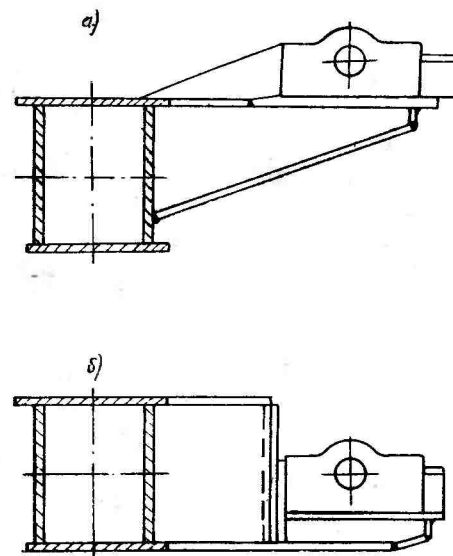


Рис. 2. Два варианта соединения шкворневой коробки с междурамным креплением: а - макетный вариант; б - вариант с низким шкворнем

секции тепловоза были проведены работы по изменению высоты шкворня (шкворневая коробка опущена на 265 мм, и к раме кузова приварен удлиненный шкворень). Напряжения в раме тележки при обоих вариантах замерялись в одних и тех же узлах и сечениях, а динамические показатели, характеризующие вертикальную и горизонтальную динамику опытного тепловоза и определяющие напряженное состояние рамы тележки, как в исходном варианте, так и в варианте с низким шкворнем, оставались практически одинаковыми.

Сравнение нагруженности первого междурамного крепления двух вариантов рам тележек показывает, что в раме тележки с низким шкворнем происходит выравнивание напряжений по верхнему и нижнему поясам междурамного крепления. Так, в наиболее напряженных узлах рамы с низким шкворнем напряжения снизились примерно в 1,55 раза. Вместе с тем по нижнему поясу уровень динамических напряжений в междурамном креплении и в зоне соединения его с боковинами возрос. В сечениях, мало реагирующих на продольные нагрузки, напряжения практически не изменились. Продольные усилия в том и другом варианте замерены одинаковыми.

Перенос шкворневого узла на уровень средней части боковин положительно сказывается на распределении напряжений в элементах соединения междурамного крепления с боковинами. Верхний и нижний листы соединения нагружаются в этом случае более равномерно. Изменение конструкции шкворневого узла не оказало заметного влияния на ходовые качества тепловоза. В зонах рамы тележки, слабо реагирующих на продольные усилия в шкворневом узле, изменений уровня напряжений практически не произошло.

УДК 625.2.012.257:539.4

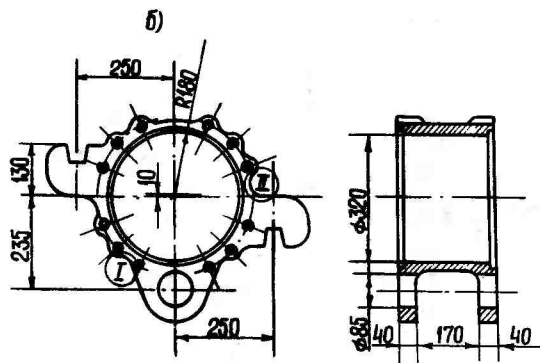
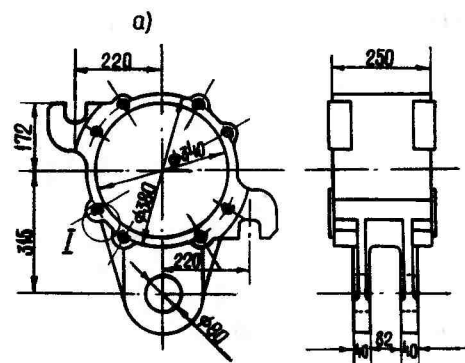
Е. И. Жук, А. И. Попков

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ КОРПУСОВ БУКС ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

В процессе создания и доводки экипажной части тепловоза 2ТЭ121 во ВНИТИ проведены исследования прочности корпусов букс этого тепловоза двух вариантов: исходного и облегченного (см. рисунок). Испытания проводились на гидропульсаторе ЦДМ-200.

В результате испытаний установлено, что при нагружении корпуса исходного варианта усилием 100 кН, равным статической нагрузке на корпус под тепловозом, в большинстве его зон напряжения не превышают 10 – 20 МПа. Лишь на переходном участке от проушины для крепления рессоры к своду (зона 1 рисунка, а) обнаружено напряжение 39 МПа. На усталость испытывались два корпуса буксы. Нагрузка на первый из них составляла 200 ± 150 кН. Корпус выдержал базовое число циклов ($N = 10^7$) такой нагрузки без разрушения. Нагрузка, действующая на второй корпус, была повышена до 280 ± 230 кН. И в этом случае корпус выдержал 10^7 циклов нагрузки без разрушения. Результаты испытаний показали, что корпуса исходной конструкции обладают достаточным запасом прочности и допускают снижение массы.

В связи с этим Ворошиловградским тепловозостроительным заводом была разработана конструкция облегченного корпуса буксы, которая отличалась от исходной конструкции уменьшенным на 20 мм диаметром свода, уменьшенными размерами проушины для крепления рессоры и увеличенным количеством



Корпус буксы тепловоза 2ТЭ121:
а - исходной конструкции; б - облегченный

болтов, крепящих к корпусу крышки. У корпуса исходной конструкции имелось 8 болтов, у облегченного корпуса - 12. В целом масса облегченного корпуса составила 100 кг вместо 112 у корпуса исходного варианта.

Исследования напряженного состояния облегченного корпуса при нагружении его вертикальным усилием, равным статической нагрузке от подрессоренных масс, показали, что максимальное напряжение растяжения в корпусе имеет место в зоне сопряжения проушины со сводом (зона I рисунка, б) и составляет 40 МПа. Вблизи горизонтальной осевой линии в зоне перехода в свод выступов для крепления поводков (зона II рисунка, б) обнаружены максимальные напряжения сжатия, составившие

38 МПа. Таким образом, результаты исследования напряженного состояния, полученные на облегченных корпусах, оказались практически такими же, как и на корпусах исходного варианта. Это позволило сделать вывод о том, что и усталостная прочность корпусов обеих конструкций также одинакова, вследствие чего от проведения испытаний на выносливость облегченных корпусов отказались.

Данные, полученные при настоящих испытаниях, позволили определить запасы прочности корпусов по условиям текучести n_T и по усталости n . Получено, что $n_T = 4,6$, а $n = 4,5$.

Дополнительно при исследовании напряженного состояния облегченных корпусов изучалось влияние на напряжения в корпусах ослабления затяжки болтов, крепящих крышки корпуса. Было установлено, что при отсутствии затяжки напряжения в корпусе возрастают примерно в 1,5 раза. При удалении крышек дальнейшее возрастание напряжений в корпусе оказалось незначительным.

Результаты испытаний на прочность корпусов букс тепловозов

Серия тепловоза	Максимальные напряжения растяжения от вертикального усилия 100 кН, МПа	Статическая нагрузка циклов, кН	Предельная динамическая нагрузка, кН	Нагрузка, соответствующая пределу текучести, кН
ТЭ109	133	85,2	59,8	168
2ТЭ116	80 (-93)	95,0	67,0	236
ТЭП70	76	120,0	95,0	290
2ТЭ121				
Исходная конструкция	39	286	>230	564
Облегченная конструкция	40	286	>230	550

В таблице для сравнения помещены результаты испытаний на прочность корпусов букс тепловозов ТЭ109, 2ТЭ116, ТЭП70 и 2ТЭ121.

Данные таблицы, а также вычисленные по результатам настоящих испытаний коэффициенты запаса прочности свидетельствуют о том, что прочность облегченных корпусов букс тепловоза 2ТЭ121 вполне достаточна и что эти корпуса допускают дальнейшее снижение металлоемкости.

УДК 625.2.012.1:539.4

Э. Н. Никольская, В. И. Морозов, Ю. С. Дроздов

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ И ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТИ СПИЦЕВЫХ КОЛЕСНЫХ ЦЕНТРОВ

Изучение напряженного состояния спицевых колесных центров (КЦ) показало, что из большого многообразия нагрузок существенное влияние на прочность оказывают боковые силы, действующие на гребень колеса при движении тепловоза на кривых участках пути и стрелочных переводах, инерционные нагрузки, возникающие в режимах боксования, и напряжения, обусловленные соединениями с гарантированными натягами (оси с колесом и бандажа с КЦ). Наибольшие напряжения возникают в следующих местах КЦ:

от вертикальных и боковых динамических нагрузок взаимодействия колесной пары с рельсами – в приступичной зоне спиц с наружной и внутренней сторон, причем боковые силы более существенны;

от нагрузок при боксованиях – в переходной галтели от спиц к ободу;

от монтажных нагрузок – вблизи обода по всему контуру поперечного сечения, но в переходной галтели имеется местное повышение напряжений.

Измерения напряжений и сил в процессе движения тепловоза производились посредством установки на спицах КЦ групп тензорезисторов, в том числе раздельно воспринимающих деформации изгиба (боковые силы) и растяжения-сжатия (вертикальные силы). Опытная колесная пара была направляющей при движении по кривым.

Ходовые испытания проводились на тепловозе 2ТЭ121 при движении со скоростями от 30 км/ч до конструкционной или максимальной разрешенной на прямых участках пути, кривых радиусом 300, 400, 500, 600, 800, 1000 м, стрелочных переводах. Высокие напряжения возникали при движении на кривых участках малого радиуса кривизны (250 – 450 м) и на стрелочных переводах. Относительная протяженность кривых такого радиуса на магистральных путях может достигать 25 – 30%, а среднее количество на 100 км пути – примерно 80 (см. таблицу). Тогда, если принять годовой пробег тепловоза 150 тыс. км, количество экстремальных амплитуд в одной

Относительная протяженность и частота расположения кривых различных радиусов кривизны по данным одного из реальных тяговых плеч тепловозного полигона МПС

Радиус кривизны пути, м	300	400	500	600	700	800	900	Прямые	Стрелочные переводы
Относительная протяженность, %	14,3	12,9	4,7	13,7	4,0	1,7	0,5	48,2	-
Количество на 100 км пути, шт.	36,4	45,4	15,2	49,2	18,9	8,3	3,8	-	50

кривой или на одном стрелочном переводе равным 3, то за 25-летний срок службы общее количество высоких амплитуд составит примерно 10^7 , т.е. нагружение должно рассматриваться как усталостное с вытекающей отсюда необходимостью обеспечения длительной прочности. В реальных условиях эксплуатации напряжения, близкие к возникающим на кривых радиусом 250 – 450 м на максимальных разрешенных скоростях, регистрируются также и на кривых радиусом до 600 м при движении с конструкционной скоростью.

Рассмотрим подробно результаты ходовых испытаний на кривой радиусом 300 м и на стрелках участка Голутвин-Озеры Московской ж.д. КЦ с 11 спицами.

Опытная кривая в период проведения испытаний характеризовалась следующими данными:

балласт щебеночный, загрязненный;

шпалы деревянные, количество шпал 1960 шт/км;

рельсы стыковые длиной 25 м типа Р50, имели предельный износ;

стрелы изгиба кривой по 20-метровой хорде от 17 - 20 до 46 - 64 мм.

Стрелочные переводы типа Р50 марки 1/11.

Испытания проводились в летнее время при температуре окружающего воздуха 15...20°C в сухую погоду.

Условия испытаний предопределяли получение максимально возможных значений боковых сил.

Боковые силы, действующие на колесо тепловоза 2ТЭ121 от наружного и внутреннего рельсов при прохождении кривой радиусом 300 м, показаны на рис. 1,а. С увеличением скорости

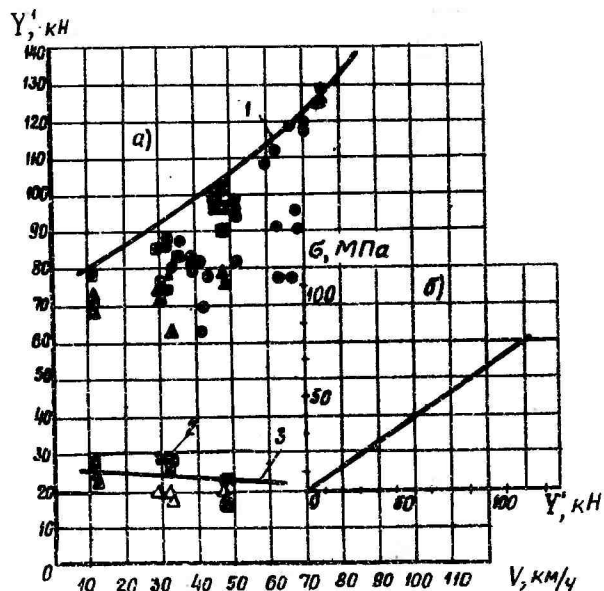


Рис. 1. Боковые силы, действующие на колеса от наружного и внутреннего рельсов при прохождении кривой радиусом 300 м и стрелочного перевода (а), и зависимость амплитуд напряжений в спице от боковой силы (б):

1 - максимальные значения боковых сил; ● - кривая радиусом 300 м; ■ - стрелка типа Р50 марки 1/11, радиус переходной кривой 300 м, набегающее колесо; ▲ - та же стрелка, кривая обратного направления, набегающее колесо; 2, 3 - сбегающее колесо

движения на кривой от 30 до 70 км/ч боковая сила возрастает от 84 до 113 - 118 кН. Боковые силы от внутреннего рельса практически равны поперечной силе трения колеса об этот рельс (20 - 29,4 кН). На том же рис. 1,а показаны зависимости боковых сил от скорости прохождения стрелочного перевода на боковой путь. Здесь боковые силы также достаточно высоки: при повышении скорости движения от 10 до 50 км/ч они увеличиваются от 78 до 100 кН.

При указанных значениях боковой силы на кривой радиусом 300 м напряжения в спице КЦ вблизи ступицы (радиус колеса 250 мм) изменялись за оборот: на внутренней стороне от +34 до -135 МПа, т.е. с амплитудой ±84,5 МПа, на наружной стороне от -29 до +126 МПа, т.е. с амплитудой ±77,5 МПа; постоянные напряжения цикла равнялись на внутренней стороне -189 МПа, на наружной стороне -121 МПа. На рис. 1,б приведена зависимость амплитуд напряжений от боковой силы для приступичной зоны колеса с внутренней стороны. Коэффициенты запаса усталостной прочности, соответствующие этим напряжениям, равны на внутренней стороне 1,43, на наружной стороне 1,52 при допускаемом минимальном значении 1,3. Вблизи обода напряжения значительно ниже; соответствующие амплитуды равны на внутренней стороне ±34,5 МПа, на наружной - ±39,5 МПа. Напряжения от внешних сил мало отличаются в 11- и 12-спицевом центре. Количество спиц и особенности конструкции галтельной зоны КЦ существенно влияют на величину монтажных напряжений (от насадки бандажа и запрессовки оси). В 11-спицевой конструкции КЦ, принятой за исходную, монтажные напряжения в галтельной зоне перехода спиц в обод превышали значение предела текучести (рис. 2).

Для снижения этих напряжений и для выбора оптимальной конструкции спицевого КЦ было исследовано несколько вариантов и рекомендовано снижение максимального технологического натяга соединения с бандажом до 1,6 мм.

Была выбрана конструкция с 12 спицами, имеющими размеры у обода $45^{+4} \times 85^{+6}$, у ступицы $50^{+4} \times 106^{+6}$, толщину обода 60 мм (площадь поперечного сечения $48,9 \text{ см}^2$), радиус переходной галтели 40 - 50 мм. Эта конструкция аналогична применяемой на электровозах серий ЧС-4, ЧС-6 производства ЧССР, но без минусового допуска на толщину спиц у обода. Масса рекомендованного КЦ 345 кг, масса исходного 11-спицевого

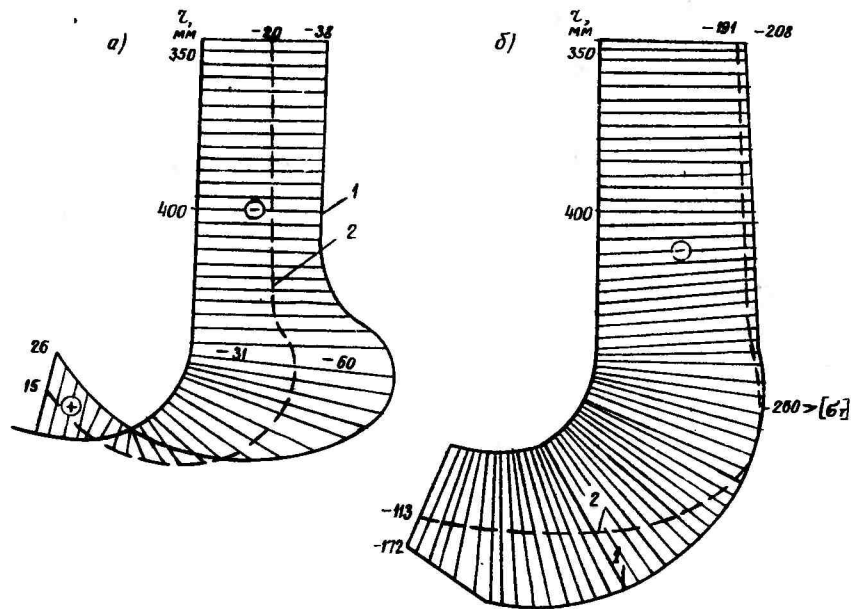


Рис. 2. Напряжения в спице и зоне перехода спиц в обод от запрессовки оси с натягом 0,25 мм в ступицу (а) и от насадки бандажа на центр с натягом 1,6 мм (б): 1 - исходный вариант конструкции; 2 - рекомендованный вариант

варианта 342 кг при размерах спиц у обода $45^{+4}_{-2} \times 85^{+6}_{-6}$, у ступицы $50^{+4}_{-2} \times 102^{+6}_{-6}$, толщина обода 48 мм (площадь поперечного сечения $44,3 \text{ см}^2$). Номинальные напряжения в спицах рекомендованного КЦ снижаются примерно на 10%.

При подготовке контрольных ходовых испытаний КЦ тепловоза 2ТЭ121 рекомендованной конструкции с 12 спицами особое внимание уделялось изучению напряженного состояния галтельной зоны как наиболее "опасной" с точки зрения прочности и по аналогии с ранее исследованными спицевыми КЦ электропоездов.

При движении по прямым и кривым участкам пути в нормальной эксплуатации напряжения в этой зоне невелики. Они несколько возрастают в режимах движения с тягой, поскольку кручение колеса в его плоскости вызывает изгиб спиц. Так, при движении на руководящем подъеме со скоростью 25 - 30 км/ч с максимальной силой тяги 294 кН напряжения изгиба в зоне перехода спиц в обод равны примерно 10 МПа, а коэффи-

циент запаса прочности с учетом монтажных напряжений намного выше требуемого.

Что касается нагружения этой зоны при боксованиях, то были исследованы два режима: боксование при трогании тепловоза с места с реализацией максимально возможных нагрузок при автоколебаниях колесных пар и боксование при движении на скорости 15 - 25 км/ч. На рис. 3 показаны напряжения в галтельной зоне спиц в зависимости от скорости скольжения колесной пары. С увеличением скорости скольжения напряжения возрастают и достигают экстремального значения $\pm 154 \text{ МПа}$ при

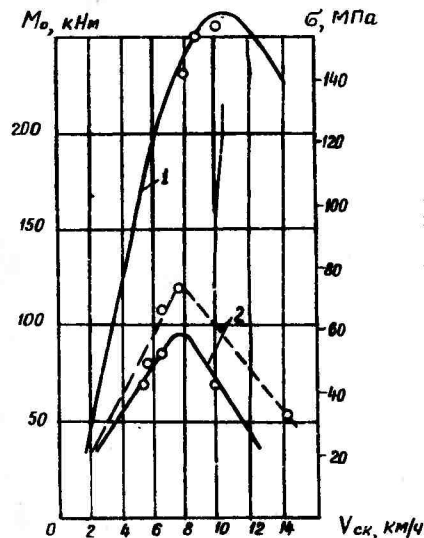


Рис. 3. Зависимость динамического крутящего момента M_0 в оси колесной пары и нормальных напряжений изгиба σ на поверхности спицы колесного центра от скорости скольжения колесной пары: 1 - в режиме трогания тепловоза с места; 2 - в режиме движения тепловоза на скорости 15-25 км/ч; сплошные линии - по результатам ранее проведенных испытаний

скорости скольжения около 10 км/ч. При дальнейшем увеличении скорости скольжения они снижаются. Эти напряжения на порядок выше замеренных при нормальной работе тепловоза, но вероятность возникновения такого боксования и, следовательно, соответствующих напряжений в эксплуатации ничтожна. Поэтому напряжения в режиме такого боксования можно характеризовать как предельные. Обычно система защиты тепловоза от боксования ограничивает скорость боксующей колесной пары наперед установленной величиной.

При движении тепловоза с реализацией предельной по сцеплению силы тяги в диапазоне скоростей 15 - 25 км/ч, срыве сцепления и боксовании колесной пары характер развития авто-

колебаний сохраняется, но уровень напряжений в галтельной зоне спиц снижается. Так, в той же точке спицы, где ее минимальное сечение переходит в галтель, о которой упоминалось выше, наибольшие напряжения изгиба будут равны ± 72 МПа при скорости скольжения 7,5 – 8 км/ч. Это вдвое ниже, чем при боксовании колесной пары тепловоза в момент трогания с места. Однако этот уровень напряжений также недопустим. Поэтому система защиты тепловоза 2ТЭ121 ограничивает скорость скольжения колесной пары величиной 4 – 5 км/ч при движении на скорости 15 – 25 км/ч и соответственно напряжения изгиба спиц – величиной 41 МПа. В этом случае коэффициент запаса прочности в режиме боксования будет не менее 2,9, при таком же ограничении боксования в режиме трогания с места не менее 1,45.

Эксплуатация спицевого КЦ рекомендованной конструкции тем не менее может быть разрешена при условии обеспечения высокого качества изготовления. Следует отметить, что ранее принятый технологический процесс не гарантировал необходимого качества КЦ и нуждался в усовершенствовании. В обод и переходной зоне спиц, как правило, имелись закрытые усадочные раковины значительной величины, ослаблявшие конструкцию. В переходной зоне от спиц к ободу зачастую обнаруживались термические трещины, контроль которых не был предусмотрен технологическим процессом.

При создании оптимальной конструкции спицевого КЦ для мощных грузовых тепловозов, обладающих высокой надежностью, на ПО "Ворошиловградтепловоз" были введены изменения в технологический процесс:

1. Мартеновские печи оборудуются механизированной уборкой шлака, что позволит по ходу плавки производить удаление серы и фосфора.

2. Внедряется выпуск металла из мартеновских печей на два ковша, что позволит сократить время разливки металла и обеспечить обособленную заливку КЦ.

3. Для замера температур по ходу плавки внедряются в практику специальные термпары разового пользования.

4. Предусматривается замер температур во время разливки пирометрическими приборами.

5. Разрабатывается технология отливки КЦ с рассредоточенной заливкой металла в обод.

6. Разрабатываются новые формовочные смеси, обеспечивающие повышение качества изготовления форм, что улучшит состояние поверхности отливок.

7. Проработаны вопросы внедрения магнитной дефектоскопии зон сопряжения спиц с ободом.

8. Внедряется экспресс-анализ химического состава металла по восьми элементам в ходе плавки.

9. Разработана чертежно-техническая документация на строительство специальной экспресс-лаборатории, которая будет оснащена современным оборудованием, приборами, квантометром и пневмотранспортом для подачи проб из плавильного отделения.

Изучение зарубежного опыта показало, что в объединении Шкода (ЧССР) применяется технология отливки спицевых колесных центров для электровозов, сходная с внедряемой на ПО "Ворошиловградтепловоз".

Осуществление комплекса технологических мероприятий, направленных на получение отливок с высокими механическими свойствами при достижении сплошности и однородности металла, хорошем качестве поверхности отливок, надлежащем контроле этих параметров совместно с такими конструкторскими мероприятиями, как увеличение числа спиц с 11 до 12, увеличение радиуса галтели переходной зоны от спиц к ободу, снижение максимального натяга соединения бандажа с центром до 1,6 мм, позволит обеспечить надежную эксплуатацию колесных пар новых мощных грузовых тепловозов.

В. С. Титаренко, М. Г. Лозовой, С. Н. Смолявицкий,
В. М. Бакуров, А. К. Пучков, Ю. Н. Соколов, П. М. Суровцев,
А. С. Умаров, Ю. А. Лысков

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРИВодОВ СИЛОВЫХ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Динамическая нагруженность приводов силовых и вспомогательных агрегатов тепловоза, как и на тепловозах ТЭЗ, М62, 2ТЭ10Л, 2ТЭ10М, определяется крутильными колебаниями валопровода силовой установки, связанными с возбуждениями от дизеля, поршневого компрессора и зубчатых редукторов.

Для обеспечения требуемого уровня динамических напряжений от крутильных колебаний в коленчатом вале дизеля 5Д49 на его хвостовике (со стороны узла дополнительного отбора мощности) установлен antivибрационный агрегат (антивибратор с бифилярным подвесом маятников и силиконовый демпфер крутильных колебаний).

Расчеты крутильных колебаний валопровода силовой установки показали, что наибольшую сложность вызывает выбор параметров соединений в механических приводах вспомогательных агрегатов, расположенных со стороны узла дополнительного отбора мощности дизеля и находящихся под воздействием двух сильных возбудителей – дизеля 5Д49 и поршневого компрессора КТ-7 (рис. 1). Требования по ограничению динамических нагрузок в приводах, возбуждаемых дизелем и компрессором, прямо противоположны: для уменьшения уровня динамических нагрузок, определяемых возмущающими моментами дизеля, предпочтительней иметь высокоэластичное соединение в приводе распределительного редуктора, а для ограничения уровня дина-

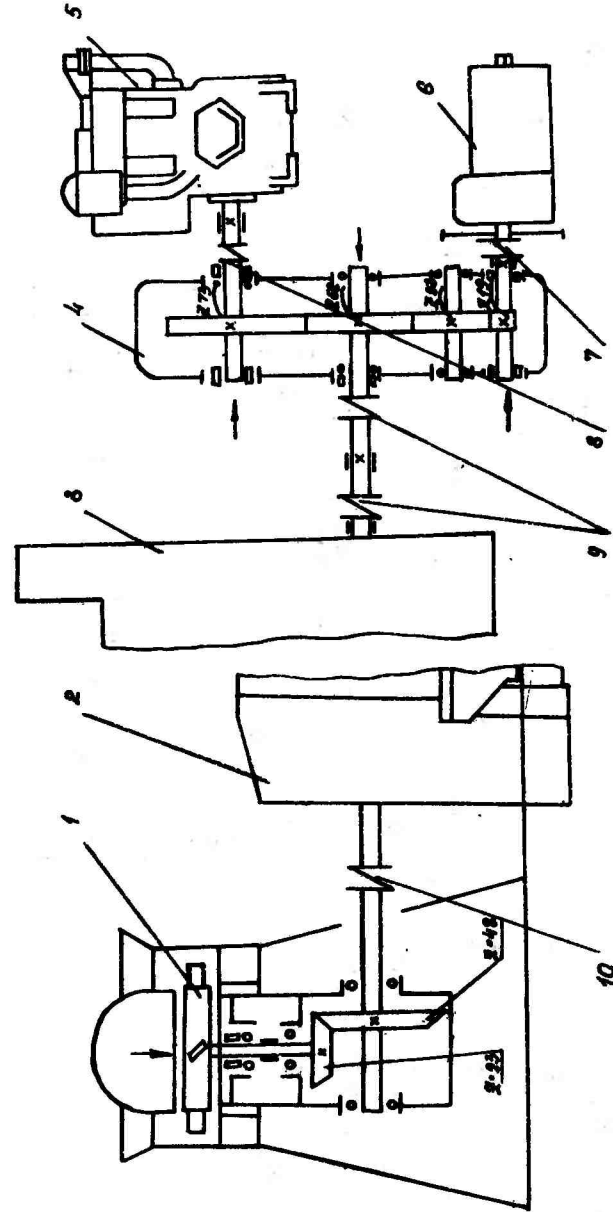


Рис. 1. Кинематическая схема приводов силовых и вспомогательных агрегатов тепловозов 2ТЭ121:
1 - вентилятор ЦВС; 2 - дизельный агрегат А714-У2; 3 - шлицевый вал; 4 - распределительный редуктор; 5 - компрессор КТ-7; 6 - стартер-генератор ПСУ2; 7 - муфта с резиновыми брусками; 8 - сваренная муфта со стальными пластинами; 9 - трансмиссионный вал с муфтами с резиновыми брусками; 10 - место установки тензорезисторов; \rightarrow - место установки тензорезистора

мических нагрузок, определяемых возбуждением от поршневого компрессора типа КТ-6 (КТ-7), предпочтительней иметь жесткое соединение в приводе раздаточного редуктора и компрессора (как это выполнено на магистральных тепловозах 2ТЭ10Л, 3ТЭ10М, М62, ТЭП60). На тепловозах 2ТЭ121 проблема выбора соединений усложнялась ввиду применения стартерного пуска дизель-генератора.

На тепловозе 2ТЭ121-001 первого исполнения вопросы обеспечения низкого уровня динамических нагрузок были решены не в полной мере: при установке в приводе раздаточного редуктора трансмиссионного вала с двумя зубчатыми муфтами в рабочей зоне частот вращения дизеля развивались опасные, с точки зрения прочности элементов валопровода, динамические нагрузки ($n_{д,рез} = 475 \text{ мин}^{-1}$, $F_{вх.ред} = 7500 \text{ Н}\cdot\text{м}$), связанные с возбуждением от поршневого компрессора.

Выбору окончательного варианта валопровода силовой установки предшествовал большой объем расчетных и экспериментальных работ, в том числе вариантов с трансмиссионными валами с зубчатыми муфтами и торсионными $\phi 70$ и 48 мм , упругими муфтами с резиновыми брусками и элементами секторного типа - в приводе распределительного редуктора; муфтами с резиновыми брусками и стальными пластинчатыми дисками - в приводе компрессора; упругими муфтами с резиновыми брусками и маховыми массами в приводе стартер-генератора.

Анализ результатов исследований развития крутильных колебаний валопровода силовой установки тепловоза показал, что весь валопровод, разделенный большой инерционной массой якоря тягового агрегата, можно рассматривать как две независимые крутильно-колеблющиеся системы. Поэтому результаты испытаний этих систем рассмотрены отдельно.

Крутильные колебания привода вентилятора ЦВС

Основным возбудителем крутильных колебаний привода вентилятора ЦВС является кинематическое возбуждение со стороны углового мультипликатора, обусловленное погрешностями изготовления зубчатых колес и его сборки (рис. 2).

Основной составляющей суммарного динамического момента является гармоника 1-го порядка по отношению к частоте

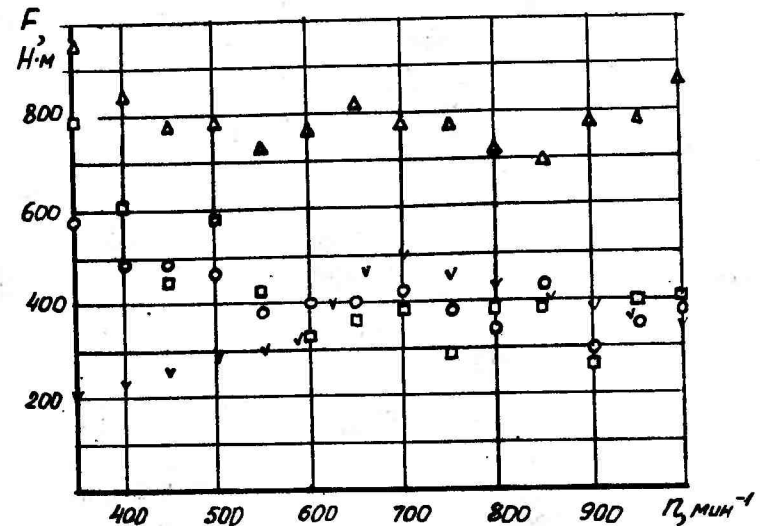


Рис. 2. Амплитуды крутящих моментов в приводах вспомогательных агрегатов тепловоза 2ТЭ121-005:

Δ - на торсионе дизеля; \square - в приводе распределительного редуктора; \circ - в приводе стартер-генератора; ∇ - в приводе вентилятора ЦВС

вращения зубчатого колеса $Z = 48$ ($n_{д,рез} = 700 - 760 \text{ мин}^{-1}$). При частоте вращения коленчатого вала дизеля $n_d = 450 \text{ мин}^{-1}$ зарегистрировано усиление колебаний 2,14-го порядка, вызванное кинематическим возбуждением со стороны ведомой шестерни.

Основными параметрами системы, определяющими низшую собственную частоту привода и положение отмеченных резонансных зон в рабочем диапазоне частот вращения, являются крутильная податливость муфты с резинокордным элементом ЭМ 500х130 и момент инерции рабочего колеса вентилятора ЦВС.

В результате совершенствования технологии изготовления и сборки мультипликатора амплитуды максимальных крутящих моментов в приводе вентилятора ЦВС (тепловоз 2ТЭ121-005) уменьшены до $450 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (основная составляющая - гармоника 1-го порядка по отношению к частоте вращения входного вала мультипликатора).

Крутильные колебания приводов механизмов, расположенных со стороны холодильной камеры

На тепловозах 2ТЭ121 последней постройки в приводе распределительного редуктора установлен валопровод с двумя муфтами с резиновыми брусками, в приводе стартер-генератора - муфта с резиновыми брусками, на валу якоря стартер-генератора установлен маховик $J = 0,775 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, в приводе компрессора - двоянная пластинчатая муфта.

Максимальный крутящий момент на коленчатом валу при стартерном пуске дизель-генератора тепловозов последнего выпуска находится на уровне 9000 - 9500 Н·м. На его уровень влияет продолжительность времени от начала приложения пускового момента до достижения им максимального значения, которая, в свою очередь, зависит от состояния аккумуляторных батарей, электрической схемы пуска, температуры окружающей среды, температуры масла дизеля и упруго-инерционных параметров валопровода "стартер-тяговый агрегат". Уменьшение времени развития момента срабатывания приводит к росту его.

Наиболее опасные резонансные колебания, обусловленные возбуждением от гармонической составляющей 1-го порядка компрессора, выведены в зону частот вращения, проходимых при пуске и остановке дизеля.

Снижение уровня развития крутильных колебаний валопровода при проходе резонансной зоны во время запуска и остановки дизеля было достигнуто путем разработки и внедрения устройства для управления компрессором тепловоза (а.с. № 850451), переводящего компрессор с режима работы под нагрузкой на режим работы без нагрузки при запуске и остановке дизеля.

При работе дизеля и компрессора под нагрузкой максимальные значения динамических крутящих моментов зарегистрированы на 1-й позиции контроллера машиниста ($n_d = 350 \text{ мин}^{-1}$).

Максимальные амплитуды суммарного динамического момента на торсионном валу узла дополнительного отбора мощности дизеля составляют 950 Н·м, в приводе редуктора - 770 Н·м, на валу привода ПСГУ2 - 570 Н·м (см. рис. 2).

В диапазоне $n_d = 350 - 630 \text{ мин}^{-1}$ основной составляющей суммарного динамического момента является гармоника 1-го порядка возмущающего момента компрессора, на более высоких

частотах вращения - гармоники 3,5 и 2,5-го порядков возмущающего момента дизеля.

Значения амплитуд крутящих моментов в приводе компрессора находятся на уровне 1800 - 2000 Н·м.

ПО "Ворошиловградтепловоз" был проведен комплекс работ по совершенствованию конструкции муфты с резиновыми брусками, направленный на повышение технологичности ее изготовления и сборки, получение оптимальных характеристик упруго-демпфирующих свойств и повышение износостойкости резиновых брусков.

Таким образом, выполненные исследования позволили исключить запретные зоны из рабочего диапазона частот вращения коленчатого вала дизеля. Допустимый уровень динамических нагрузок от крутильных колебаний в приводах вспомогательных агрегатов тепловоза 2ТЭ121, расположенных со стороны узла дополнительного отбора мощности дизеля, обеспечивается при малой крутильной жесткости соединения "дизель - распределительный редуктор" и оборудовании пневматической системы устройством для управления компрессором в режимах пуска и остановки дизеля.

Интенсивность развития крутильных колебаний в приводе вентилятора ЦВС зависит от погрешностей зубчатого зацепления углового мультипликатора. Совершенствование технологии изготовления и сборки мультипликатора ведет к снижению интенсивности развития крутильных колебаний привода.

УДК 625.282-843.6-83

Филонов С. П., Гибалов А. И., Найш Н. М., Нестеров Э. И., Нестрахов А. С. Конструктивные особенности грузового магистрального тепловоза 2ТЭ121. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 3-10.

Приведены основные конструктивные особенности грузового магистрального тепловоза 2ТЭ121.

Ил. 1.

УДК 625.285

Никитин Е. А., Ширяев В. М., Быков В. Г. Результаты стендовых испытаний дизель-агрегата 2В-9ДГ. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 11-20.

Изложены конструктивные особенности усовершенствованного дизель-агрегата 2В-9ДГ и его узлов, программа и результаты стендовых приемочных испытаний дизель-агрегата.

Ил. 2, табл. 3.

УДК 621.436:625.282-843.6

Никитин Е. А., Дехович Д. А., Улановский Э. А. Перспективы повышения мощности тепловозного двигателя 16ЧН 26/26. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 21-28.

На основе опыта Коломенского тепловозостроительного завода анализируются пути дальнейшего повышения мощности дизель-генератора 2В-9ДГ. Показана возможность увеличения мощности на 20% за счет улучшения характеристик гурбокомпрессора 6ТК. В дальнейшем намечается внедрение системы турбонаддува с силовой турбиной, что улучшит экономичность двигателя на 3-6%.

Ил. 5, библиогр. 2 назв.

188

УДК 625.282-843.6-83

Марченко В. С., Лапко А. Н. Электрическая передача тепловоза 2ТЭ121. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 29-37.

Описаны особенности электропередачи тепловоза, работа схем возбуждения тягового и вспомогательного генераторов, систем автоматического регулирования вспомогательного генератора, электропередачи в тяговом и тормозном режимах и схемы управления электропередачи.

УДК 625.2.066

Верхогляд В. Е., Андреев О. Н. Электрические машины тепловоза 2ТЭ121. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 38-48.

Изложены особенности конструкции электрических машин тепловоза 2ТЭ121.

Табл. 3.

УДК 625.2.011.1

Филонов С. П., Литвинов А. Т., Добрынин Л. К., Колесин Ю. В. Характеристики и основные конструктивные решения тележек тепловоза 2ТЭ121. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 49-60.

Приведено обоснование конструктивных решений, заложенных в экипажную часть тепловоза 2ТЭ121, дана техническая характеристика тележки тепловоза, рассмотрены результаты динамических, динамико-прочностных и по воздействию на путь испытаний. Отмечается, что проведенный комплекс работ позволил обеспечить необходимые динамические и прочностные качества тепловоза 2ТЭ121.

Ил. 1, табл. 1.

189

Титаренко В. С., Скирич С. А., Ткаля В. С., Карагодия В. Ф., Огарков А. Г., Коваль В. К., Спирагин И. К., Ренов В. А., Ситников Е. А., Черток Е. Б., Мартынов В. Е., Егунов П. М.; Семисаженова А. А. Результаты теплотехнических испытаний охлаждающего устройства тепловоза 2ТЭ121. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 61-66.

Приведены описание конструкции охлаждающего устройства тепловоза 2ТЭ121 и его теплоаэродинамические характеристики, полученные при междуведомственных испытаниях. Показано, что холодильник удовлетворяет требованиям технических условий.

Ил. 1, табл. 2.

УДК 536.5-52

Бутыльский В. М., Володин А. И., Гибалов А. И., Мороз В. А., Чистяк В. С. Результаты испытаний системы автоматического регулирования температуры теплоносителей. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 67-73.

Приведены результаты расчетов на математической модели и натурных испытаний различных вариантов системы автоматического регулирования температуры (САРТ) теплоносителей дизеля на тепловозе 2ТЭ121.

На основании проведенной работы даны рекомендации по применению на тепловозе 2ТЭ121 САРТ на базе пневматических регуляторов промышленного исполнения.

Ил. 2.

Грищенко С. Г., Спинеев А. К., Скрипников Г. Г., Найш Н. М., Школьников Б. И., Лосавио Н. Г., Бутиков Г. В. Результаты санитарно-гигиенических испытаний тепловоза 2ТЭ121. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 74-78.

Приведены результаты санитарно-гигиенических испытаний тепловоза 2ТЭ121, при создании и доводке которого был применен ряд технических решений, в максимальной мере обеспечивающих требуемые условия труда локомотивной бригады и отвечающих требованиям безопасности в соответствии с ГОСТ 12.2.056-81.

Результаты проведенных испытаний подтвердили правильность принятых конструктивных решений при создании тепловоза.

Ил. 1.

УДК 625.2.032.8

Фомин Е. П., Грибов И. М., Рогозин В. Н., Бутиков Г. В., Школьников Б. И., Ткаченко А. Т., Криворуцкий А. Х., Гордиенко И. В., Плотников Н. Н. Результаты испытаний по оценке виброакустических качеств тепловоза 2ТЭ121. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 79-92.

Приведены результаты измерений и оценки виброакустических качеств тепловоза 2ТЭ121, при создании которого наряду с решением ряда новых сложных технических проблем ставилась задача дальнейшего совершенствования средств защиты от шума и вибрации локомотивных бригад и снижения вибрации основных узлов и агрегатов.

Приведенные результаты позволяют в целом оценить вибро состояние тепловоза 2ТЭ121 как удовлетворительное, отвечающее требованиям действующих нормативов.

Ил. 8, табл. 2.

Богданов В. М., Желнин Г. Г., Певзнер В. О., Кондрагов В. А., Титаренко В. С., Гундарь В. П., Сидоров Н. П., Возняк Н. К. Воздействие тепловоза 2ТЭ121 на путь и допускаемые скорости движения. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 93-96.

Приведены основные результаты испытаний по воздействию на путь тепловоза 2ТЭ121 с улучшенными характеристиками экипажной части, позволившими снять ограничения скорости на пути с рельсами Р65 и допустить его эксплуатацию с небольшими ограничениями на пути с рельсами Р50.

Табл. 3.

УДК 625.2.032.8

Голубятников С. М., Сорочкин Э. М., Петров А. В., Спиригин И. К., Бурка М. Л., Кутепов С. А. Влияние конструкции и характеристик горизонтальных связей кузова с тележками на динамику тепловоза 2ТЭ121 в прямых, кривых и стрелочных переводах. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 97-108.

Приведены результаты исследования влияния конструкции и характеристики поперечной связи кузова с тележками на динамику тепловоза 2ТЭ121 и его воздействие на путь в кривых малого радиуса и в стрелочном переводе.

Показано, что применение демпферов отбоя кузова позволяет эксплуатировать тепловоз 2ТЭ121 с осевой нагрузкой 245 кН на пути с более слабым верхним строением, чем это предусмотрено техническим заданием.

Ил. 8.

УДК 625.2.032.8

Березин В. В., Кокорев А. И., Виноградов С. А., Кутепов С. А., Петров А. В., Царев И. В., Цейтлин Е. Л., Шестаков В. Н. Выбор характеристики связи колесных пар с рамами тележек для улучшения ходовых качеств тепловоза в кривых малых радиусов. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 109-116.

Приведены результаты динамических испытаний тепловоза с различными разбегами осей в буксах и жесткости поперечной связи букс с рамой тележки, с целью снижения боковых сил в кривых малых радиусов и обеспечения работоспособности упругой муфты тягового привода.

Даны рекомендации по величине разбегов и жесткости связи колесной пары с рамой тележки.

Ил. 2, табл. 4.

УДК 625.2.012.8:625.2.032.8

Пузанов В. А., Цейтлин Е. Л. Динамические качества рессорного подвешивания тепловоза 2ТЭ121. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 117-118.

Описаны отработанное для тепловоза 2ТЭ121 рессорное подвешивание и его динамические качества, подтвержденные испытаниями.

УДК 625.2.032.8

Литвинова А. Т., Акишин Е. П., Вербер Ф. Г., Лысак В. А., Авраменко В. С., Власов В. И., Измеров О. В., Кочергин В. В. Динамические нагрузки в тяговом приводе тепловоза 2ТЭ121. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 119-130.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований динамических нагрузок в тяговом приводе тепловоза 2ТЭ121 при движении по неровностям пути и в режиме бокового движения. Даны практические рекомендации по повышению надежности элементов колесно-моторного блока.

Ил. 6, табл. 4, библиогр. 6 назв.

УДК 625.2.011.1

Власов В. И., Богопольский Е. М., Соколенко Ю. И., Студенцов О. М. Резинокордная муфта тягового привода тепловоза 2ТЭ121. – Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 131–135.

Описана конструкция резинокордной муфты тягового привода тепловоза 2ТЭ121. Приведены результаты стендовых ресурсных испытаний. Показано влияние низких температур на жесткостные характеристики муфты.

Ил. 2.

УДК 625.2.011.1

Робер А. И., Шмидров Ю. П., Уткин Б. С., Толока В. И., Соколов Ю. Н., Колотилин В. И., Брюховецкий А. А., Зюбин В. Л. Повышение нагрузочной способности и износостойкости зубчатой муфты тягового привода. – Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 136–143.

Приведены результаты разработки и стендовых исследований нагрузочной способности и износостойкости зубчатой муфты для передаточного механизма тягового привода, обеспечивающего эксплуатацию тепловоза 2ТЭ121 при повышенных осевых разбегах колесных пар. Показаны высокая работоспособность зубчатой муфты в условиях жидкой смазки зубьев и эффективность выбранных направлений проектирования конструкции.

Ил. 1, табл. 2, библиогр. 3 назв.

УДК 625.2.011.5:539.4

Ковалев В. П., Смолкотин В. В., Погорелов В. Г., Лицоев А. И. Конструкция и прочность унифицированного кузова тепловоза 2ТЭ121. – Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 144–150.

Изложены результаты статических и ходовых испытаний унифицированного кузова тепловоза 2ТЭ121-006, дана оценка прочности металлоконструкции кузова.

Ил. 3, библиогр. 2 назв.

УДК 625.2.011.5:539.4

Оганьян Э. С., Солодков С. П., Жук И. М. Исследование прочности кузова от сил соударений. – Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 151–156.

Изложены результаты испытаний тепловоза 2ТЭ121 на соударения. Приведены основные параметры удара в автосцепку, значения ускорений узлов тепловоза. Сделан краткий анализ данных статического и ударного нагружения кузова, показана возможность проверки прочности элементов кузова, многократно воспринимающих ударные нагрузки, по величине ограниченного предела выносливости.

Ил. 3, библиогр. 4 назв.

УДК 625.03

Чаркин В. А., Пархонин В. А. Динамическая нагруженность элементов рам тележек и пути ее снижения. – Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 157–164.

Приведены результаты экспериментальных исследований различных вариантов исполнения экипажной части тепловоза 2ТЭ121, направленных на выяснение причин повышенной динамической нагруженности элементов рам тележек и поиск путей их устранения.

Ил. 4, табл. 1, библиогр. 1 назв.

УДК 625.2.011.2:539.4

Жук Е. И., Пархонин В. А., Бунин Б. Б., Ситников А. Е., Перфилов В. Г. Прочность рам тележек тепловоза 2ТЭ121. – Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 165–170.

Приведены результаты стендовых и поездных испытаний на прочность рам тележек тепловоза 2ТЭ121 макетного и усиленных вариантов. Дается перечень конструктивных и технологических усовершенствований рамы, разработанных с учетом результатов настоящих исследований и позволивших повысить прочность рамы до необходимого уровня.

Ил. 2.

УДК 625.2.012.257:539.4

Жук Е. И., Попков А. И. Исследование прочности корпусов букс тепловоза 2ТЭ121. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 171-173.

Изложены результаты испытаний на прочность корпусов букс тепловоза 2ТЭ121 исходной и облегченной конструкций. Показано, что облегченные корпуса обладают достаточной прочностью и допускают дальнейшее снижение массы.

Ил. 1, табл. 1.

УДК 625.2.012.1:539.4

Никольская Э. Н., Морозов В. И., Дроздов Ю. С. Исследование нагруженности и повышение прочности спицевых колесных центров. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 174-181.

Приведены результаты исследования напряженного состояния, усовершенствования конструкции и технологии изготовления спицевых центров бандажных колес для мощных грузовых тепловозов с номинальной статической нагрузкой от колесной пары на рельсы 245 кН и конструкционной скоростью 100 км/ч.

Ил. 3, табл. 1.

УДК 625.2.032.8

Титаренко В. С., Лозовой М. Г., Смолявицкий С. Н., Бакуров В. М., Пучков А. К., Соколов Ю. Н., Суровцев П. М., Умаров А. С., Лысков Ю. А. Совершенствование динамики приводов силовых и вспомогательных агрегатов. - Труды ВНИТИ, Коломна, 1985, вып. 62, с. 182-187.

Приведены результаты исследований по уменьшению динамических нагрузок от крутильных колебаний в приводах силовых и вспомогательных агрегатов тепловоза 2ТЭ121. Отмечены особенности развития крутильных колебаний в приводах и условия обеспечения низкого уровня динамических нагрузок в их элементах.

Ил. 2.

СОДЕРЖАНИЕ

Филонов С. П., Гибалов А. И., Найш Н. М., Нестеров Э. И., Нестрахов А. С. Конструктивные особенности грузового магистрального тепловоза 2ТЭ121.	3
Никитин Е. А., Ширяев В. М., Быков В. Г. Результаты стендовых испытаний дизель-агрегата 2В-9ДГ.	11
Никитин Е. А., Дехович Д. А., Улановский Э. А. Перспективы повышения мощности тепловозного двигателя 16ЧН 26/26	21
Марченко В. С., Лапко А. Н. Электрическая передача тепловоза 2ТЭ121.	29
Верхогляд В. Е., Андреев О. Н. Электрические машины тепловоза 2ТЭ121	38
Филонов С. П., Литвинов А. Т., Добрынин Л. К., Колесин Ю. В. Характеристики и основные конструктивные решения тележек тепловоза 2ТЭ121	49
Титаренко В. С., Скирич С. А., Ткаля В. С., Карагодин В. Ф., Огарков А. Г., Коваль В. К., Спиригин И. К., Ренов В. А., Ситников Е. А., Черток Е. Б., Мартынов В. Е., Егунов П. М., Семисаженова А. А. Результаты теплотехнических испытаний охлаждающего устройства тепловоза 2ТЭ121	61
Бутыльский В. М., Володин А. И., Гибалов А. И., Мороз В. А., Чистяк В. С. Результаты испытаний системы автоматического регулирования температуры теплоносителей.	67
Грищенко С. Г., Спинева А. К., Скрипников Г. Г., Найш Н. М., Школьников Б. И., Лосавио Н. Г., Бутаков Г. В. Результаты санитарно-гигиенических испытаний тепловоза 2ТЭ121	74

Фомин Е. П., Грибов И. М., Рогозин В. Н., Бутаков Г. В., Школьников Б. И., Ткаченко А. Т., Криворуцкий А. X., Гордиенко И. В., Плотников Н. Н. Результаты испытаний по оценке виброакустических качеств тепловоза 2ТЭ121	79
Богданов В. М., Желнин Г. Г., Певзнер В. О., Кондратов В. А., Титаренко В. С., Гундарь В. П., Сидоров Н. П., Возняк Н. К. Воздействие тепловоза 2ТЭ121 на путь и допускаемые скорости движения	93
Голубятников С. М., Сорочкин Э. М., Петров А. В., Спирягин И. К., Бурка А. Л., Кутепов С. А. Влияние конструкции и характеристик горизонтальных связей кузова с тележками на динамику тепловоза 2ТЭ121 в прямых, кривых и стрелочных переводах	97
Березин В. В., Кокорев А. И., Виноградов С. А., Кутепов С. А., Петров А. В., Нарев И. В., Цейтлин Е. Л., Шестаков В. Н. Выбор характеристики связи колесных пар с рамами тележек для улучшения ходовых качеств тепловоза в кривых малых радиусов	109
Пузанов В. А., Цейтлин Е. Л. Динамические качества рессорного подвешивания тепловоза 2ТЭ121	117
Литвинов А. Т., Акишин Е. П., Вербер Ф. Г., Лисак В. А., Авраменко В. С., Власов В. И., Измеров О. В., Кочергин В. В. Динамические нагрузки в тяговом приводе тепловоза 2ТЭ121	119
Власов В. И., Богопольский Е. М., Соколенко Ю. И., Студенцов О. М. Резинокордная муфта тягового привода тепловоза 2ТЭ121	131
Робер А. И., Шмидров Ю. П., Уткин Б. С., Толока В. И., Соколов Ю. Н., Колотилин В. И., Брюховецкий А. А., Зюбин В. Л. Повышение нагрузочной способности и износостойкости зубчатой муфты тягового привода	136
Ковалев В. П., Смолкотин В. В., Погорелов В. Г., Лицоев А. И. Конструкция и прочность унифицированного кузова тепловоза 2ТЭ121	144
Оганьян Э. С., Солодков С. П., Жук И. М. Исследование прочности кузова от сил соударений	151
Чаркин В. А., Пархонин В. А. Динамическая нагруженность элементов рам тележек и пути ее снижения	157

Жук Е. И., Пархонин В. А., Бунин Б. Б., Ситников А. Е., Перфилов В. Г. Прочность рам тележек тепловоза 2ТЭ121	165
Жук Е. И., Попков А. И. Исследование прочности корпусов букс тепловоза 2ТЭ121	171
Никольская Э. Н., Морозов В. И., Дроздов Ю. С. Исследование нагруженности и повышение прочности спицевых колесных центров	174
Титаренко В. С., Лозовой М. Г., Смолявицкий С. Н., Бакуров В. М., Пучков А. К., Соколов Ю. Н., Суровцев П. М., Умаров А. С., Лысков Ю. А. Совершенствование динамики приводов силовых и вспомогательных агрегатов	182

Труды
Всесоюзного научно-исследовательского
тепловозного института, вып. 62.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ
ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ121

Рекомендовано к публикации редсоветом ВНИТИ
04. 03. 85 г.

Ст. редактор А. И. Гришин

Техн. редактор Г. П. Хвостенко Корректор С. А. Абрамова

Л69292. Подписано к печати 01.04.86 г. Зак. 226.
П.л. 12,5. Уч.-изд. л. 9. Тираж 500 экз. Цена 1р. 25 к.

Ротапринт ВНИТИ, Коломна, 140402, Моск. обл.

1 p. 25 r.