

Следует заметить, что первые два слагаемых конечного результата интегрирования при $r = a$ имеют нулевое значение. В качестве a при решении соответствующих интегралов в уравнении (4) принимаются нижние пределы интегрирования. С учетом (6) уравнение (4) запишется в виде

$$\int_{F_n} \frac{dF}{r} = 2 \left(r_1 \arccos \frac{r_B}{r_1} - r_B \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{1}{2} \arccos \frac{r_B}{r_1} + \frac{\pi}{4} \right) \right| \right) + \alpha_T (r_n - r_1) - \\ - 2 \left(r_n \arccos \frac{r_2}{r_n} - r_2 \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{1}{2} \arccos \frac{r_2}{r_n} + \frac{\pi}{4} \right) \right| \right). \quad (7)$$

Для накладки (см. рисунок 1) $\arccos(r_B/r_1) = \arccos(r_2/r_n) = \alpha_T/2$. Тогда

$$\int_{F_n} \frac{dF}{r} = 2 \left(r_1 \frac{\alpha_T}{2} - r_B \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right| \right) + \alpha_T (r_n - r_1) - 2 \left(r_n \frac{\alpha_T}{2} - r_2 \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right| \right) = \\ = \alpha_T (r_1 - r_n) + 2r_2 \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right| - 2r_B \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right| + \alpha_T (r_n - r_1) = \\ = 2(r_2 - r_B) \ln \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right) = 2h \ln \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right). \quad (8)$$

Центральный угол α_T накладки, выполненной в виде трапеции, может находиться только в пределах 180° . Угол $(\alpha_T + \pi)/4$, выраженный в градусах, не может превышать значения 90° , т. е. его тангенс является величиной положительной. Это позволяет убрать знак модуля в уравнениях (7) и (8).

Несмотря на громоздкие промежуточные преобразования, окончательная формула для определения эффективного радиуса трения накладки трапецеидальной формы имеет несложный вид

$$r_3 = \frac{F_n}{\int_{F_n} \frac{dF}{r}} = \frac{c + d}{4 \ln \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right)}. \quad (9)$$

Эффективный радиус трения в дисковом тормозе дизель-поезда ДР1А(П), рассчитанный по формуле (9), равен 0,265 м. Это значение радиуса рекомендуется принимать при исследованиях действительного коэффициента трения тормозных накладок и при выполнении тормозных расчетов.

УДК 629.424.2: 629.4.077

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДДБ1 С ВАГОНОМ-КАБИНОЙ УПРАВЛЕНИЯ

П. К. РУДОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Е. А. КОЖЕВНИКОВ

Белорусская железная дорога

В Беларуси с 1998 года эксплуатируются дизель-поезда серии ДДБ1, построенные по заказу Белорусской ж.д. в ОАО «Демидовский машиностроительный завод». Дизель-поезд полной составности включает в себя 10 прицепных вагонов модели 63-322 и два модернизированных для совместной работы с ними тепловоза М62У, используемых в качестве тяговых единиц. Однако эксплуатация дизель-поездов полной составности в условиях с недостаточным пассажиропотоком, когда вагоны заполняются далеко не полностью, не всегда экономически целесообразна. Руководством дороги принято решение о переоборудовании дизель-поездов полной составности в 6-вагонные дизель-поезда. В этом случае для поезда достаточно одной тяговой единицы, а для того чтобы его можно было вести в обоих направлениях, на Рижском вагоностроительном заводе были изготовле-

ны вагоны, имеющие пассажирский салон и кабину управления. Это позволяет увеличить в два раза количество дизель-поездов ДДБ1 с минимальными затратами. Кроме того, при сезонном увеличении пассажиропотока для отдельных участков при необходимости всегда имеется возможность скомпоновать дизель-поезд полной составности.

С началом эксплуатации дизель-поездов ДДБ1 с вагоном-кабиной управления (ВКУ) стали поступать жалобы от пассажиров и локомотивных бригад на значительные динамические толчки в поезде при торможении. Причем толчки обычно наблюдаются при управлении тормозами поезда с ВКУ. Когда впереди находится тепловоз, торможение осуществляется плавно. Ухудшение продольной динамики поезда в тормозном режиме приводит к снижению комфортности пассажиров, а также к дополнительной нагрузке и износу узлов и деталей подвижного состава, что также влияет на его срок службы и безопасность движения. Причиной ухудшения продольной динамики является неравномерное распределение тормозных сил в поезде между локомотивом и вагонами, которое вызвано различием тормозных систем. При движении с тепловозом в голове поезд находится в растянутом состоянии. В процессе торможения он остается в этом же состоянии, так как удельные тормозные силы, действующие на локомотив меньше, чем действующие на вагон. Когда тепловоз находится в хвостовой части, в режиме тяги поезд сжат. Перед торможением тяга предельно отключается, и он приходит в растянутое состояние. В период торможения тормозная сила вагонов возрастает значительно быстрее и локомотив, имеющий массу, соизмеримую с суммарной массой остальных вагонов, набегает на них, приводя поезд в сжатое состояние и вызывая сильные удары. Величина динамических усилий в поезде зависит от величины ступени торможения, профиля пути, загрузки вагонов.

Пневматическая часть вагонов включает в себя воздухораспределитель усл. № 292 и электровоздухораспределитель (ЭВР) усл. № 305, запасный резервуар вместимостью 55 л и дополнительный резервуар вместимостью 16 л, в который разряжается запасный резервуар при торможении. На тепловозе М62У установлены два запасных резервуара общей емкостью 32 л и дополнительный резервуар емкостью 12 л. Тормозные цилиндры (ТЦ) на вагонах и тепловозе питаются через реле давления из питательных резервуаров объемом 170 и 120 л соответственно. Наполнение ТЦ идет в соответствии с наполнением дополнительных резервуаров. Соотношение объемов запасных и дополнительных резервуаров на тепловозе и вагонах разное. Поэтому даже при настройке на стенде ЭВР усл. № 305 на одинаковое время наполнения ТЦ на вагонах наполняются быстрее.

В локомотивном депо Полоцк были проведены замеры давлений в ТЦ вагонов и тепловоза при различных ступенях торможения электропневматическим тормозом. Исследования подтвердили отставание роста давления в ТЦ тепловоза. При первой ступени торможения давление в них примерно на 30 % меньше, чем в ТЦ вагонов. При повторных ступенях торможения без разрядки тормозной магистрали эта разница уменьшается, так как в процессе перекрытия подзарядка запасных резервуаров на тепловозе, имеющих меньший объем, происходит быстрее, чем на вагонах.

Равенство давлений в ТЦ не вызывает равенства удельных тормозных сил, так как тепловоз и вагоны имеют разную массу и разные параметры рычажных передач. Кроме того, прицепные вагоны дизель-поезда оборудованы чугунными колодками с повышенным содержанием фосфора, а тепловоз – гребневыми колодками из серого чугуна. Колодки из фосфористого чугуна имеют более высокий и стабильный коэффициент трения и обеспечивают нормативную тормозную эффективность, что подтверждается многократными их испытаниями на электропоездах. Качество стандартных вагонных колодок и локомотивных гребневых из серого чугуна не обеспечивает расчетное значение коэффициентов трения. Это подтверждено испытаниями, проведенными БелГУТом в 2002–2003 гг. как с поездами, так и с отдельно следующим локомотивом. Разница в коэффициентах трения вызывает дополнительную разницу в тормозных силах. Следует также учесть, что при проектировании тормозов прицепных вагонов дизель-поезда ДДБ1 в них заложена более высокая степень использования сцепления, чем в тормозах тепловоза.

Для решения возникшей проблемы нет необходимости добиваться полного выравнивания удельных тормозных сил. Достаточно снизить разницу между ними до уровня, при котором динамические усилия и ускорения в поезде не будут вызывать негативных последствий. Уменьшить динамические усилия в поезде ДДБ1 при управлении с ВКУ можно следующими способами:

- регулировкой ЭВР тепловоза на минимальное время наполнения ТЦ;
- увеличением диаметра калиброванного отверстия в седле тормозного клапана ЭВР тепловоза;

- установкой на локомотиве фосфористых чугунных колодок, имеющих более высокий коэффициент трения;
- изменением объемов запасных и дополнительных резервуаров на локомотиве;
- комбинацией перечисленных способов в различных сочетаниях.

В локомотивном депо Полоцк был испытан второй способ. На тепловозе отверстие в седле тормозного клапана рассверливалось до 2,0 и 2,1 мм. Это привело к существенному ускорению наполнения ТЦ тепловоза. Результаты измерений давлений при различных степенях торможения при базовом и модернизированном ЭВР приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Давление в тормозных цилиндрах дизель-поезда ДДБ1

В мегапаскалях

Степень торможения	Базовый ЭВР ($\varnothing_{отв.}$ 1,8 мм)		Модернизированный ЭВР ($\varnothing_{отв.}$ 2,1 мм)	
	ВКУ	М62У	ВКУ	М62У
1	1,4	1,0	1,3	1,6
2	2,3	2,0	2,2	2,6
3	3,2	3,0	3,4	3,5

Опытные поездки в дизель-поездах с модернизированными ЭВР показали, что торможение происходит плавно без ощутимых толчков и ударов при использовании любых ступеней при управлении тормозами как с тепловоза, так и с ВКУ.

УДК 629.424.1:001.57

ГЕНЕРИРОВАНИЕ СЛУЧАЙНЫХ ЧИСЕЛ В ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ РАБОТЫ МАГИСТРАЛЬНОГО ТЕПЛОВОЗА

Б. С. ФРЕНКЕЛЬ

Белорусский государственный университет транспорта

Используя аппарат многофакторного регрессионного анализа на основе выборки из маршрутных листов машиниста, можно построить модель расхода топлива магистральным тепловозом. По результатам исследований, проведенных на кафедре «Тепловозы и тепловые двигатели» БелГУТа, принята регрессионная модель расхода топлива магистральным тепловозом, в которой в качестве факторов, влияющих на расход топлива, выбраны пробег тепловоза (s), масса состава (Q), механическая работа тепловоза по перемещению состава (QS), участковая скорость (v_y), средняя осевая нагрузка (q_0), количество осей в составе ($N_{ос}$).

Более достоверные результаты позволяют получить модели, построенные отдельно для каждого участка обращения локомотивной бригады. В этом случае значение пробега в пределах участка является величиной постоянной и выражение для расчета расхода топлива будет иметь вид

$$B = k_0 + k_1 Q + k_2 QS + k_3 v_y + k_4 q_0 + k_5 N_{ос}. \quad (1)$$

Таким образом, для определения расхода топлива на поездку требуется смоделировать пять факторов, причем три из них (участковая скорость, средняя осевая нагрузка и количество осей) являются независимыми, а два — вычисляемыми.

Для дальнейшего построения модели необходим механизм случайной генерации участковой скорости, осевой нагрузки и количества осей в составе. Однако большинство известных генераторов случайных чисел генерируют числа с равномерным законом распределения. Таким образом, появляется задача о получении случайной величины с заданным распределением путем функционального преобразования другой случайной величины. Эта задача часто встречается при моделировании случайных явлений на ЭВМ методом статистических испытаний (метод Монте-Карло). Однако этот метод применим для дискретных распределений, большую же точность можно получить, моделируя непрерывные распределения. Для этого требуется проделать следующие шаги: