

ОБЕСПЕЧЕННОСТЬ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ТОРМОЗНЫМИ СРЕДСТВАМИ ПРИ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ ДО 160 КМ/Ч

Э. И. ГАЛАЙ, П. К. РУДОВ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Нормами для расчета и проектирования к пассажирским вагонам предъявляются требования по расчетному коэффициенту силы нажатия тормозных колодок, который характеризует обеспеченность вагона тормозными средствами. Так, для вагонов, оборудованных композиционными тормозными колодками, значения нормативного расчетного коэффициента силы нажатия следующие: при конструкционной скорости до 120 км/ч – 0,22; до 140 км/ч – 0,27; до 160 км/ч – 0,28.

Тормозные рычажные передачи по передаточному числу при одноцилиндровой тормозной системе делят на три группы в зависимости от массы тары. Реализовать движение поездов со скоростями более 120 км/ч при типовых рычажных передачах с установленными для этих групп вагонов значениями передаточных чисел можно с существенными ограничениями по массе брутто. Поэтому следует установить зависимость минимального передаточного числа рычажной передачи от массы брутто вагона и максимального передаточного числа от массы тары.

Требуемую расчетную силу нажатия тормозных колодок можно найти из условия обеспеченности вагона тормозными средствами

$$\delta_p = \frac{mK_p}{Q_{бр}g} \geq [\delta_p], \quad (1)$$

где δ_p – расчетный коэффициент силы нажатия; m – количество тормозных колодок вагона; K_p – расчетная сила нажатия на тормозную колодку, кН; $Q_{бр}$ – масса брутто вагона, т; g – ускорение свободного падения, м/с²; $[\delta_p]$ – минимальное допустимое по эффективности торможения значение расчетного коэффициента силы нажатия.

Действительную силу нажатия колодки K находим, исходя из расчетной силы

$$K_p = 1,22K \frac{0,1K + 20}{0,4K + 20}. \quad (2)$$

С другой стороны, действительная сила нажатия

$$K = \frac{1}{m} \left(10^3 \frac{\pi d_{ц}^2}{4} p_{ц} \eta_{ц} - F_1 - F_2 \right) n \eta_n, \quad (3)$$

где $d_{ц}$ – диаметр тормозного цилиндра; $p_{ц}$ – давление воздуха в тормозном цилиндре, МПа; $\eta_{ц}$ – коэффициент полезного действия тормозного цилиндра; F_1 – усилие отпускной пружины тормозного цилиндра; F_2 – усилие пружины авторегулятора рычажной передачи, приведенное к штоку тормозного цилиндра; n – передаточное число рычажной передачи; η_n – коэффициент полезного действия рычажной передачи.

Из выражения (3) по известной силе нажатия K можно найти требуемое передаточное число. При этом необходимо учесть, что для усилия пружины авторегулятора F_2 должен учитываться коэффициент приведения, зависящий от размеров плеч горизонтальных рычагов.

С другой стороны, максимальное допустимое значение расчетного коэффициента силы нажатия определяют из условия безюзового торможения

$$\delta_p = \frac{[\psi_k]}{\varphi_{кр}}, \quad (4)$$

где $[\psi_k]$ – расчетный предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении; $\varphi_{кр}$ – расчетный коэффициент трения тормозных колодок.

На рисунке 1 приведены зависимости передаточного числа тормозной рычажной передачи от массы вагона. Значения передаточного числа для различных групп вагонов по массе должно находиться между линиями 1 и 2. Линия 2 показывает ограничения верхнего значения передаточного числа по таре вагона из условия отсутствия юза, а линия 1 – нижнего значения передаточного числа по брутто вагона из условия обеспеченности тормозами.

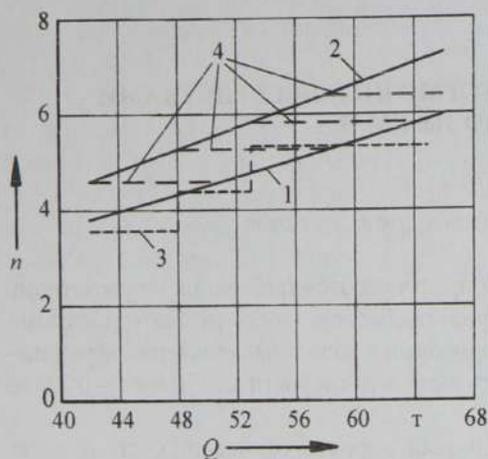


Рисунок 1 – Зависимость передаточного числа от массы вагона:

1 – минимальная допустимая из условия обеспеченности тормозными средствами; 2 – максимальная допустимая из условия отсутствия юза; 3 – применяемая в типовых рычажных передачах; 4 – рекомендуемая

Как видно из рисунка, при типовых рычажных передачах в соответствии с требованиями Норм для расчета и проектирования конструкционную скорость 160 км/ч могут иметь лишь вагоны с массой тары не менее 53 т и массой брутто не более 59 т. Для остальных значений масс вагоны не соответствуют требованиям тормозной эффективности.

Чтобы обеспечить соблюдение предъявляемых требований при конструкционной скорости вагона 160 км/ч, необходимо перейти к новым значениям передаточных чисел. Например, для группы вагонов с массой тары 42–47 т следует применять рычажную передачу с передаточным числом 4,60. При этом масса брутто вагона не должна превышать 51 т. Для вагонов с массой тары 48–52 т передаточное число может быть установлено 5,27 при максимальной массе брутто 58 т. Для вагонов с массой тары более 53 т передаточное число должно составить 5,83 при массе брутто до 64 т. Так как в настоящее время эксплуатируются и более тяжелые вагоны, предлагается для вагонов с массой тары более 58 т установить передаточное число 6,39.

УДК 629.4.018

БЕЗОПАСНЫЕ КОНСТРУКЦИИ СТЕНДА УДАРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ЦЕНТРА

А. К. ГОЛОВНИЧ, С. В. МАКЕЕВ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Стенд ударных испытаний рассматривается как комплекс сооружений путевого развития и технического оснащения, который обеспечивает эффективное и безопасное проведение испытаний подвижного состава на удар, моделируя реальные ситуации поездной и маневровой работы. Технология проведения ударных испытаний связывается с ускоренным движением вагона-бойка с горки и последующим ударом об испытываемый вагон с заданной скоростью. Скорость удара обеспечивается подъемом вагона-бойка с помощью лебедки на определенную высоту горки. После взаимодействия вагона-бойка и испытываемого вагона кинетическая энергия удара поглощается несколькими вагонами подпора – заторможенными гружеными полувагонами. Остаточная энергия передается на железобетонный упор, который сооружается в тупике пути установки вагонов подпора. При проведении ударных испытаний грузоподъемного подвижного состава (мотор-вагонных поездов, восьмиосных вагонов и др.) могут потребоваться дополнительные устройства, поглощающие непогашенную кинетическую энергию бойка. Таким устройством может быть противоуклон на участке размещения вагонов подпора.

Между ударной горкой и положением испытываемого вагона проектируется противошерстный стрелочный перевод, обеспечивающий подачу и уборку испытываемых вагонов на горочный путь. На рисунке 1 представлены некоторые варианты взаимного расположения устройств ударного стенда.

Вариант рисунка 1, а предполагает нормальную схему проведения удара. При этой схеме вагон-боек с фиксированной скоростью ударяет в испытываемый вагон, который, в свою очередь, соударяется с тремя вагонами подпора и окончательным погашением энергии удара в железобетонном упоре. Все единицы подвижного состава располагаются на прямом горизонтальном участке пути, а вагоны подпора – в заторможенном состоянии и с тормозными башмаками. Рисунок 1, б иллюстрирует схему проведения удара усилением подпорной части (4 вагона вместо 3) и облегченной конструкцией упора. Вариант с усилением железобетонного упора с компенсацией ударного воздействия, эквивалентного 2000 т (соответственно в 2 и 4 раза большего, чем по рисункам а, б), представлен на рисунке 1, в. При установке четырех вагонов подпора на противоуклоне и сохранением остальных условий проектирования согласно рисунку 1, б получаем вариант схемы рисунка 1, г. Сооружение двух коротких противоуклонов с установкой на них двух пар вагонов подпора приводит к схеме рисунка 1, д.

Кроме схемы проведения ударных испытаний с постановкой испытываемого вагона рядом с вагонами подпора нормативными документами предусматривается расположение испытываемого вагона на некотором удалении от вагонов подпора (стенки) (рисунок 1, е). Такой вариант не рассматривается как особый случай, а