

рациональные функции. Разложение последних на элементарные дроби и применение к ним теоремы свертывания при учете фильтрующего свойства дельта-функции позволяет перейти в пространство оригиналов и получить окончательные выражения компонентов вектора перемещений.

На основе аналитического решения получены численные результаты кинематических параметров колебаний сэндвич-панели. В качестве материала несущих слоев принимался алюминиевый сплав, а для заполнителя – политетрафторэтилен.

УДК 629.4.077-592

## О ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ С КОЛОДОЧНЫМ ТОРМОЗОМ

Э. И. ГАЛАЙ, П. К. РУДОВ, В. И. КОНОВАЛОВ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

В настоящее время принято определять потребную силу нажатия тормозных колодок пассажирских вагонов в зависимости от их массы тары.

Пассажирские вагоны чаще всего оборудованы стержневыми бескулисными авторегуляторами рычажной передачи РТП-675, РТП-675М (ранее применялись регуляторы 574Б), усилие сжатия пружины которых снижает силу, передаваемую от штока тормозного цилиндра к тормозным колодкам, на величину

$$Q_p = (P_p + j_p l_p) b/a,$$

где  $P_p$  – усилие предварительного сжатия пружины регулятора, Н;  $j_p$  – жесткость пружины регулятора, Н/м;  $l_p$  – величина сжатия пружины при торможении, м;  $a$ ,  $b$  – размеры плеч горизонтальных рычагов тормозной рычажной передачи, м.

Отношение  $b/a$  изменяется в зависимости от передаточного числа тормозной рычажной передачи (ТРП), которое зависит от осевой нагрузки вагона без пассажиров. Для максимального рекомендуемого передаточного числа ( $n = 12$ , чугунные колодки) при tare вагона 53–65 т величина  $b/a = 0,667$ . С уменьшением массы тары вагона отношение  $b/a$  увеличивается и при tare 42–47 т составляет 0,97.

При композиционных тормозных колодках передаточное число уменьшается, величина «б» оказывается больше «а», поэтому коэффициент приведения усилия пружины авторегулятора к штоку тормозного цилиндра составляет  $b/a = 1,5$  при tare вагона 53–65 т, а при уменьшении тары до 42–47 т коэффициент приведения увеличивается до 2,25.

Величина сжатия пружины авторегулятора при торможении для всех типов 4-осных вагонов с композиционными колодками  $l_p = 0,015$  м (в других источниках 0,025 м), при чугунных колодках для пассажирских вагонов  $l_p = 0,04$  м.

Усилие пружины авторегулятора необходимо учитывать при расчетах эффективности тормозов и длины тормозного пути, поскольку оно уменьшает усилие, реализуемое по штоку тормозного цилиндра, при передаче его на тормозные колодки. При чугунных колодках это уменьшение составляет

$$Q_{рч} = (1690 + 23100 \cdot 0,04) b/a = 2614 b/a.$$

Гораздо большее снижение по штоку происходит при композиционных колодках. При tare вагона 53–65 т и  $l_p = 0,015$  м  $Q_{рч} = 3055$  Н, а при  $l_p = 0,025$  м  $Q_{рч} = 3400$  Н.

У вагонов с меньшей массой тары 42–47 т при  $l_p = 0,025$  м усилие по штоку при передаче на тормозные колодки уменьшается на 5100 Н.

Грузовые вагоны оборудуются бескулисными авторегуляторами с рычажным приводом, который обеспечивает наименьшее снижение усилия от тормозного цилиндра. Часть пассажирских вагонов, преимущественно старой постройки, также оснащена такими регуляторами.

Усилие пружины авторегулятора, приведенное к штоку тормозного цилиндра, в этом случае

$$Q_p = (P_p + j_p l_p) \left( \frac{b}{a} - \frac{z e + d}{a d} \right),$$

где  $d$ ,  $e$ ,  $z$  – размеры плеч рычага привода авторегулятора и горизонтального рычага.

Уменьшение усилия от поршня при рычажном приводе не превышает 500 Н.

Для типовых тормозных цилиндров диаметром 356 мм усилие по штоку при стержневом приводе регулятора составляет при давлении в тормозном цилиндре  $p_{ц} = 0,39$  МПа  $P_{ш} = (35400 - Q_p)$ , поэтому уменьшение его при композиционных колодках на 3000–5000 Н ощутимо снижает тормозную силу вагона и способствует увеличению тормозного пути.

Так как действительное нажатие на тормозную колодку

$$K = P_{ш} n \eta_m / m,$$

то уменьшение силы нажатия на колодку составит

$$\Delta K = Q_p n \eta_m / m,$$

где  $n$  – передаточное число рычажной передачи, геометрическая характеристика, определяемая по принятой схеме ТРП;  $\eta_m$  – коэффициент силовых потерь в рычажной передаче;  $m$  – число тормозных колодок, действующих от одного цилиндра.

Пассажирские вагоны совместного производства Крюковского ВСЗ и Гомельского ВРЗ для повышения тормозной эффективности оснащены чугунными колодками с повышенным содержанием фосфора. Такие колодки имеют меньшую допускаемую силу нажатия в связи с пониженным давлением до 1,0 МПа по тепловому режиму. Для чугунной колодки с геометрической площадью трения  $0,0305 \text{ м}^2$  допускаемая наибольшая сила нажатия не должна превышать 30,5 кН. Несмотря на то, что запас по сцеплению допускает некоторое увеличение тормозных нажатий для вагонов с большой массой тары, реализовать их нельзя из-за ограничений, накладываемых по давлению.

Учитывая, что новые неприработанные колодки имеют значительно меньшую площадь трения, можно полагать, что тормозная сила вагона с такими колодками недостаточна.

Целесообразно провести испытания вагона на колодках с содержанием фосфора до 3–4 %. Известно, что наибольшая тормозная эффективность таких колодок достигается при высокой температуре в зоне трения (выше 300 °С), поэтому такие колодки могут обеспечить тормозной путь при скоростях, значительно больших 110 км/ч.

УДК 629.4.0162

## ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПЛУНЖЕРНОЙ ПАРЫ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ 10Д100М С ПЕРЕМЕННЫМ УГЛОМ ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

*Р. К. ГИЗАТУЛЛИН, С. И. СУХОПАРОВ*

*Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель*

Эксплуатационные испытания сорока двух тепловозов 2 ТЭ10У в течение года подтвердили, что введение переменного угла опережения подачи топлива на дизелях 10Д100М повышает экономичность работы тепловозов в эксплуатации. Статистические данные по зазорам между упорами реек и корпусами топливных насосов модернизированных дизелей, полученные при проведении реостатных испытаний, показали, что угол опережения подачи топлива плавно увеличивается на 3,7 градуса поворота коленчатого вала при уменьшении мощности дизеля от номинального значения и только на 8–9 позициях контролера машиниста плунжерные пары начинают переходить на постоянный угол опережения подачи топлива при дальнейшем уменьшении мощности. Такие данные были получены для дизелей с использованием модернизированных плунжеров (первый вариант), которые были изготовлены путем шлифовки их головок под углом  $\gamma = 30^\circ$  и глубины шлифовки  $h = 0,52^{+0,01}$  мм. При положении рейки топливного насоса на упоре у этих плунжеров величина максимального уменьшения активного хода плунжера составляло 1,04 мм для сечения, при котором расстояние между горизонтальной и спиральной кромками плунжера  $h_{пл} = 9,5$  мм. В этом случае максимальное уменьшение угла опережения подачи топлива составляет 4 градуса поворота вала дизеля.

Опыт эксплуатации тепловозов 2ТЭ10У с модернизированными дизелями 10Д100М в течении 3 лет показали, что имеется реальная возможность снижения расхода топлива тепловозами путем дополнительной корректировки конструкции плунжерных пар топливных насосов. Учитывая, что в условиях эксплуатации дизели длительное время работают на 9–12 позициях контролера машиниста, необходимо конструкцию плунжера изменить таким образом, чтобы угол опережения подачи топлива увеличился более интенсивно при уменьшении мощности дизеля по тепловозной характеристике от номи-