

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ ПУБЛИКАЦИИ (EDUCATIONAL AND METHODOICAL PUBLICATIONS)

ISSN 2519-8742. Механика. Исследования и инновации. Вып. 10. Гомель, 2017

УДК 62-592

Д. В. ДМИТРИЕВ

*Государственный экономико-технологический университет транспорта,
Киев, Украина*

ОБ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИИ ТИПОВЫХ РАСЧЕТОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТОРМОЗОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Указаны некоторые способы математического усовершенствования типовой методики проектирования механической части тормоза единицы подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм и даны соответствующие расчетные формулы. Материал статьи адресован заинтересованным лицам и организациям, в том числе производственного профиля.

Ключевые слова: автотормоза, тормозная сила, методика расчета, условное тормозное нажатие.

Введение. Вузы железнодорожного профиля стран – участников СНГ при курсовом проектировании тормоза вагонов используют типовые для железных дорог колеи 1520 мм расчетные зависимости, известные со времен бывшего СССР [1]. Эти же типовые формулы содержатся во всей отраслевой нормативно-технической документации, например, таких как «Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» М. : ГосНИИВ, ВНИИЖТ. 1996. 319 с. (с изм. 2000, 2002 и 2004 гг.), «Типовой расчет тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов» М.: МПС РФ, ВНИИЖТ. 1996. 76 с. (с изм. 2011 г.), памятки ОСЖД Р549/2 и Р549/3 (введ. в действие с 2005 г.). Однако «вузовская» методика расчета механической части тормоза вагона имеет особенность: она начинается с рассмотрения соотношения усредненных потребной (по нормативному тормозного пути) и допустимой (по условиям сцепления колеса с рельсом) удельных тормозных сил вагона. Сопоставление потребной и допустимой

тормозных сил на начальном этапе проектирования позволяет технически обосновать выбор типа автотормоза для вагона.

Насколько удалось проследить по публикациям предшественников, указанная «вузовская» методика расчета тормоза вагона была впервые предложена в БелИИЖТе именно для целей курсового проектирования [2, 3]. Эта же методика получила развитие в учебном пособии коллектива авторов под эгидой УМЦ по образованию на железнодорожном транспорте РФ [4].

При введении указанной «вузовской» методики в практику курсового проектирования кафедры «Вагонов и вагонного хозяйства» ГЭТУТ автором были предложены некоторые усовершенствования методики выполнения расчетов, наиболее существенные из которых изложены в настоящей статье. Причем все формулы, приведенные ниже, даны без округления входящих в них констант. Статья предназначена, в первую очередь, коллегам-преподавателям в качестве обмена опытом и имеет своей целью коллективное соизидание. Также материал статьи может быть полезен для специалистов предприятий железнодорожного транспорта, связанных с проектированием тормозов подвижного состава.

Замена циклических алгоритмов расчета на линейные. Рекомендованный предшественниками способ вычисления среднего значения допустимой удельной тормозной силы с помощью численного интегрирования является, безусловно, наиболее общим подходом [4, формула (1.17), с. 29]. Вместе с тем типовые зависимости коэффициентов сцепления колес с рельсами от скорости движения являются гладкими математическими кривыми, что позволяет найти аналитическое решение соответствующих определенных интегралов. Это дает возможность заменить циклический алгоритм линейным и вычислить искомое значение даже на микрокалькуляторе без программирования. Таким образом, например, циклические расчеты по формулам (1.12)–(1.16) из пособия [4] с последующим усреднением их результатов по упомянутой выше формуле (1.17) в диапазоне скоростей движения от нуля до скорости начала торможения можно «собрать» в одну следующую формулу:

$$[b_{тс}] = k_0 \left(\frac{177,5 - 1,5q_0}{2,4} \right) \left[1 + \frac{47,25}{v_0} \ln \left(1 + \frac{v_0}{33,75} \right) \right]. \quad (1)$$

Здесь $[b_{тс}]$ – допустимая по сцеплению усредненная удельная тормозная сила, кН/Н или кГ/тс; k_0 – коэффициент, учитывающий обезгруживание при торможении задней по ходу движения колесной пары; q_0 – статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН; v_0 – скорость движения вагона в начале торможения, км/ч.

Формула (1) применима к вагонам на тележках грузового типа. Подобным же образом можно «собрать» формулы, относящиеся к грузовым вагонам на тележках пассажирского типа, что приводит к формуле

$$[b_{тс}] = k_o \left(\frac{177,5 - 1,5q_0}{4} \right) \left[1 + \frac{432}{v_0} \ln \left(1 + \frac{v_0}{144} \right) \right]. \quad (2)$$

Попутно, можно указать на опечатку в формуле (1.20) [4, с. 30], в которой вместо натурального логарифма, ошибочно использована обратная ему математическая функция (экспонента). Кроме того, использование точных формул (1) и (2) вместо указанного выше циклического алгоритма избавляет от решения дополнительной задачи, связанной с выбором шага интегрирования, в качестве которого в данном случае выступает интервал Δv изменения скорости движения вагона в процессе торможения. Для иллюстрации важности правильного выбора шага интегрирования рассмотрим здесь готовый пример, исключив опечатки из его оригинала [4, с. 30, 31]. Результаты расчетов, при которых получены значения с точностью до семи верных цифр в мантиссе, помещены в таблицу 1.

Таблица 1 – Оценка точности результатов численного интегрирования

Δv , км/ч	$[b_{тс}]$, кН/Н или кГ/тс	Погрешность вычислений	
		абсолютная, кН/Н или кГ/тс	относительная, %
20	114,8874	+19,15518	20,01
10	105,1545	+9,422325	9,84
5	100,4029	+4,670708	4,88
2	97,59066	+1,858444	1,94
1	96,65978	+0,9275665	0,97

По данным из таблицы 1 видно, что процедура интегрирования по принятой в оригинальном расчете формуле трапеций устойчиво сходится «сверху» к точному значению, рассчитанному по формуле (1) и в данном случае равному 95,73222 кН/Н. При этом выбранный в оригинальном примере шаг интегрирования $\Delta v = 20$ км/ч дает слишком грубую оценку для $[b_{тс}]$, которая может привести к принятию ошибочного технического решения при проектировании тормоза вагона. Общепринятая «инженерная» точность расчета достигается в данном примере только при $\Delta v = 5$ км/ч и менее, что практически исключает возможность вести соответствующий расчет «ручным» способом, так как при скорости начала торможения 120 км/ч требует выполнять усреднение по $120/5 = 24$ интервалам.

Замену циклического алгоритма линейным за счет вычисления определенных интегралов выгодно выполнять и применительно к нахождению усредненных по диапазону скоростей движения (от нуля до скорости начала торможения v_0) расчетных коэффициентов трения тормозных колодок. Таким способом для колодки из чугуна марок С, М или З, иначе называемого «стандартным» (см. исходную формулу (4.4) [4, с. 181]), было получено следующее выражение (в нем v_0 в км/ч):

$$[\varphi_{кр}] = 0,054 \left(1 + \frac{80}{v_0} \ln \left[1 + \frac{v_0}{20} \right] \right). \quad (3)$$

Для композитного материала с шифром ТИИР-300 (прежнее обозначение 8-1-66, а еще ранее – 6КВ-10) соответствующая формула будет иметь вид

$$[\varphi_{кр}] = 0,18 \left(1 + \frac{75}{v_0} \ln \left[1 + \frac{v_0}{75} \right] \right). \quad (4)$$

Аналогично формулам (3) и (4) можно получить формулы соответствующих зависимостей для колодок (накладок дискового тормоза) и из других марок чугуна или различных композитных материалов, что ввиду простоты процедуры здесь опускается.

Предотвращение накопления систематических ошибок округления. В ходе расчетов при проектировании тормоза вагона приходится несколько раз вычислять по известному так называемому действительному нажатию тормозной колодки (или накладки) на колесо (или тормозной диск) его так называемое расчетное значение и наоборот. Ясно, что последовательное применение таких «прямого» и «обратного» пересчетов должно приводить к исходному значению. Однако на практике этого не достигается из-за погрешности представления постоянного множителя в типовых формулах расчетных нажатий. Например, типовая зависимость расчетного нажатия от действительного для «стандартной» чугунной колодки содержит постоянный множитель 2,22 [4, формула (4.8), с. 182]. Этот множитель является округленным до сотых долей значением бесконечной периодической дроби, полученной от деления $0,6/0,27 = 2,(2)$ (см. соответственно типовые формулы для действительного [4, формула (4.1), с. 180] и расчетного [4, формула (4.4), с. 181] коэффициентов трения «стандартной» чугунной тормозной колодки). Для систематического устранения накопления ошибок округления при пересчете величин нажатий следует заменить это приближенное значение 2,22 постоянного множителя точной целочисленной дробью $20/9 = 2,(2)$ и после этого выразить K_d из модифицированной таким образом формулы (4.8) по нумерации из [4, с. 182]. Полученная в результате предлагаемых действий пара формул, имеющих исключительно целочисленные константы, позволяет многократно, без указанной «систематической» ошибки, взаимно пересчитывать нажатия (в кН) для «стандартных» чугунных колодок:

– вычисление расчетного нажатия по известному действительному

$$K_p = K_d \frac{32K_d + 2000}{72K_d + 900}; \quad (5)$$

– вычисление действительного нажатия по известному расчетному

$$K_d = \frac{1}{8} \left(9K_p - 250 + \sqrt{27K_p[3K_p - 100] + 62500} \right). \quad (6)$$

Формулы (5) и (6) обладают тем свойством, что, будучи подставлены одна в другую, обращаются в тождество. Попутно здесь можно указать на мелкую неточность, которая уже около полувека «добросовестно» перепечатывается в учебной и специальной литературе. Речь идет о ключевом значении гениального по своей простоте «метода приведения» (действительной силы тормозного нажатия к расчетной), а именно о величине условного тормозного нажатия, которая для стандартных чугунных колодок ошибочно указывается равной 27 кН (или в других единицах 2,7 тс) [5, с. 68]. На самом деле это условное нажатие равно точно $K_y = 27,5$ кН, в чем легко убедиться, положив $K_p = K_d$ и решив уравнение (5). Именно величина условного нажатия 27,5 кН позволяет получить формулу (4.4) из формулы (4.1) [4, с. 181, 180]. Знать правильную величину условного нажатия K_y важно потому, что она позволяет быстро оценить правильность выполнения пересчета нажатий: если $K_d > K_y$, то $K_p < K_y$, и наоборот, если $K_d < K_y$, то $K_p > K_y$.

Соответствующая пара точных взаимобратных формул для пересчета нажатий (в кН) тормозных колодок, изготовленных из композитного материала шифра ГИИР-300, имеет вид:

– вычисление расчетного нажатия по известному действительному

$$K_p = \frac{11}{36} K_d \frac{K_d + 200}{K_d + 50}; \quad (7)$$

– вычисление действительного нажатия по известному расчетному

$$K_d = \frac{18}{11} K_p - 100 + \sqrt{\frac{36}{121} K_p [9K_p - 550] + 10000}. \quad (8)$$

При выводе формул (7) и (8) приближенное значение $0,44/0,36 = 1,22$ постоянного множителя, получаемого от деления констант из формул (4.3) и (4.5) было заменено точной целочисленной дробью $11/9 = 1,22$ [4, с. 181, 182]. Для формул (7) и (8) величина $K_y = 16$ кН. Нетрудно получить подобные взаимобратные пары расчетных формул для пересчета нажатий применительно ко всем остальным типовым материалам тормозных колодок и накладок дискового тормоза.

Заключение. Изложенные в статье, а также и некоторые другие менее существенные усовершенствования «вузовской» расчетной методики еще в 2012 г. были разработаны и введены в курсовое проектирование автотормозов подвижного состава по кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» ГЭТУТ. За прошедшее время предложенные усовершенствования с неизменным успехом проверены на практике при курсовом и дипломном проектировании применительно к множеству типов грузовых и пассажирских вагонов колеи 1520 мм, что дает основания рекомендовать эти усовершенствования для использования всем заинтересованным лицам и организациям, в том числе производственным, причем без каких-либо ограничений (патентных, коммерческих и др.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Гребенюк, П. Т.** Тяговые расчеты : справочник / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, А. И. Скворцова. – М. : Транспорт, 1987. – 272 с.

2 **Галай, Э. И.** Автоматические тормоза подвижного состава железных дорог : учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию. В 2 ч. Ч. 1 / Э. И. Галай. – Гомель : БелИИЖТ, 1981. – 40 с.

3 **Галай, Э. И.** Автоматические тормоза подвижного состава железных дорог : учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию. В 2 ч. Ч. 2 / Э. И. Галай. – Гомель : БелИИЖТ, 1982. – 26 с.

4 Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов : учеб. пособие для вузов ж.-д. транспорта / под ред. П. С. Анисимова. – М. : Маршрут, 2005. – 248 с.

5 **Казаринов, В. М.** Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов / В. М. Казаринов, В. Г. Иноземцев, В. Ф. Ясенцев. – М. : Транспорт, 1968. – 400 с.

D. V. DMITRIEV

State Economy and Technology University of Transport, Kiev, Ukraine

ABOUT THE IMPROVEMENT OF TYPICAL CALCULATIONS AT DESIGNING RAIL ROLLING STOCK BRAKES

Some methods of mathematical improvement of the standard method for designing the mechanical part of a railway rolling stock brake unit for a 1520 mm track are presented and the corresponding calculation formulas are given. The article's material is addressed to interested individuals and organizations, including the production organizations.

Получено 20.06.2016

ISSN 2519-8742. Механика. Исследования и инновации. Вып. 10. Гомель, 2017

УДК 621.836.2

*Д. А. КЛИМОВСКИЙ, Л. П. НАЗАРОВА, П. А. ОРЛИН, М. С. РУДЕНКО,
В. В. СКРЯБИН, Н. А. СМИРНОВ, Е. В. ФАЛЬКОВА*

*Сибирский государственный аэрокосмический университет
им. академика М. Ф. Решетнева, Красноярск, Россия*

ЗАДАЧА О ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ ТОЧКИ МЕХАНИЗМА ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ С ДВУМЯ КУЛИСАМИ

В работе решается задача об обеспечении прямолинейного движения выходного звена механизма параллельной структуры с двумя степенями свободы на основе двух кулис. Получены выражения для определения основных кинематических параметров движения управляющих звеньев.

Ключевые слова: механизм прямолинейной структуры, кулиса, прямолинейное движение, граничные условия, управляющее движение.