

Н. И. ГОРБУНОВ, д.т.н., профессор, ВНУ им. В. Даля (Украина);

Е. А. КРАВЧЕНКО, асп., ВНУ им. В. Даля (Украина);

М. В. КОВТАНЕЦ, ВНУ им. В. Даля (Украина)

## АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, СНИЖАЮЩИХ ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ КАЧЕСТВА ЛОКОМОТИВОВ

У статті проаналізовані чинники, що знижують тягово-зчіпні якості локомотива. Представлена математична модель для оцінювання впливу на коефіцієнт використання зчіпної ваги локомотива перерозподілу навантажень від колісних пар на рейку.

В статье проанализированы факторы, снижающие тягово-сцепные качества локомотива. Представлена математическая модель для оценивания влияния перераспределения нагрузок на коэффициент использования сцепного веса локомотива от колесных пар на рельс.

Factors, reducing hauling-coupling qualities of locomotive, are analyzed in the article. A mathematical model for evaluation of influence of redistribution of loadings on the coefficient of use of coupling weight of locomotive from wheel pairs on rail is presented.

Стремление к высокому использованию мощности, силы тяги, торможения локомотива и, соответственно, провозной, пропускной способности, энергетической эффективности железных дорог, предопределяет решение проблемы повышения сцепления колеса с рельсом, которое является ограничивающим фактором в данном вопросе.

Проведенный анализ научно-технических источников информации показывает, что на реализуемую силу сцепления оказывают влияние многочисленные случайные факторы, действующие при движении. К наиболее значимым из них относятся: статическое и динамическое перераспределение нагрузок от колесных пар на рельсы, фактическая площадь касания взаимодействующих поверхностей, различие характеристик тяговых электродвигателей (ТЭД) отдельных колесных пар. В работах Ю.М. Лужнова, Г. Вербека, А.В. Казаринова [1, 2, 3] указано, что загрязнение поверхностей катания колеса и рельса, образуемая промежуточный слой, называемый третьим телом, неблагоприятно влияет на сцепные качества локомотива. Для повышения сцепления в условиях эксплуатации наиболее широкое распространение получили специальные устройства подачи в зону контакта абразивного материала и очистка поверхностей катания. В работе [4] установлено влияние на коэффициент сцепления очистки рельсов впереди идущими колесными парами. Существуют разные способы достижения максимальной силы тяги и увеличения силы сцепления колеса с рельсом, однако, ввиду сложности и трудоемкости исследований вопрос по-

вышения тягово-сцепных качеств локомотивов остается открытым.

Возникающее в процессе эксплуатации локомотивов перераспределение нагрузок от колесных пар на рельсы значительно снижает реализуемую силу сцепления. Например, при реализации силы тяги разгружается и начинает проскальзывать первая колесная пара локомотива. Если между колесными парами нет жесткой связи, то она начнет боксовать. При торможении состава разгружаются задние колесные пары тележки и экипажа. Известно, что оценка разгрузки колесных пар определяется коэффициентом использования сцепного веса  $\eta = Q_{lim}/Q_{ст}$  ( $Q_{lim}$  – нагрузка на рельсы от наиболее разгруженной оси,  $Q_{ст}$  – статическая нагрузка). Согласно [5] коэффициент сцепления  $\psi_0$  обратно пропорционален  $\eta$ :

$$\psi_0 = \frac{F_k}{P_{сч}\eta}, \quad (1)$$

где  $F_k$  – касательная сила тяги локомотива;  $P_{сч}$  – сцепной вес локомотива.

Перераспределение нагрузок от колесных пар на рельсы зависит от ряда факторов, которые изменяются в процессе эксплуатации. На основе проведенного анализа [6 - 9] выявлены основные факторы (рис. 1, 2), повышающие разгрузку лимитирующих колесных пар, снижая при этом тягово-сцепные качества и эффективность работы локомотива в целом. Проведенное математическое моделирование позволило оценить в процентном отношении влия-

ние отдельных факторов на коэффициент использования сцепного веса  $\eta$ .

Обычно при оценке влияния конструкции экипажа на его тяговые возможности предполагается, что все колесные пары локомотива имеют равную статическую нагрузку, а их двигатели реализуют одинаковый крутящий момент – это снижает точность расчетов и эффективность работы локомотива в процессе эксплуатации. При проектировании и создании локомотивов с высокими тягово-сцепными и тормозными качествами необходимо подбирать параметры экипажной части с учетом влияния факторов, указанных на рис. 1. Такие действия позволят снизить негативное перераспределение нагрузок от колесных пар на рельс. Для

предотвращения появления боксования авторами предложен способ селективного подбора ТЭД (согласно ГОСТ 2582-81 крутящий момент ТЭД может находиться в пределах  $\pm 5\%$ ) на стадии сборки тележек для каждой колесной пары локомотива. Эти же мероприятия предлагается проводить при выпуске локомотива из ремонта.

Проведенный анализ и классификация факторов снижающих коэффициент использования сцепного веса, позволяет наглядно оценить влияние конструкции и размеров отдельных узлов экипажа локомотива тягово-сцепные качества. Сопоставление данных рис. 1, 2 при проектировании позволит добиться реализации максимальной силы тяги.

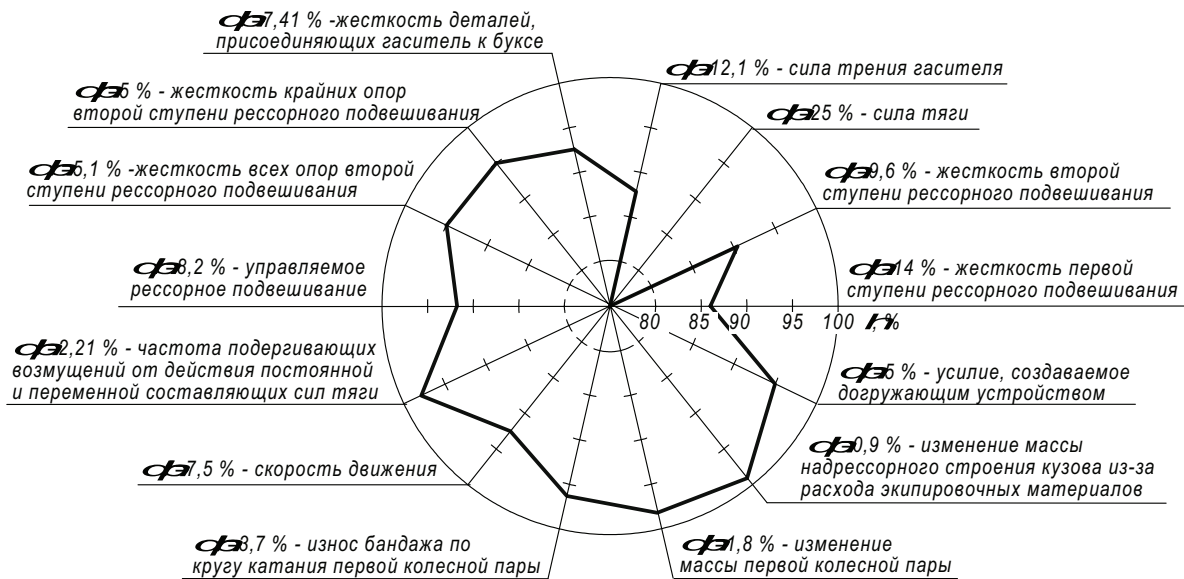


Рис. 1. Влияние изменения параметров локомотива на коэффициент использования сцепного веса  $\Delta\eta$  в эксплуатации

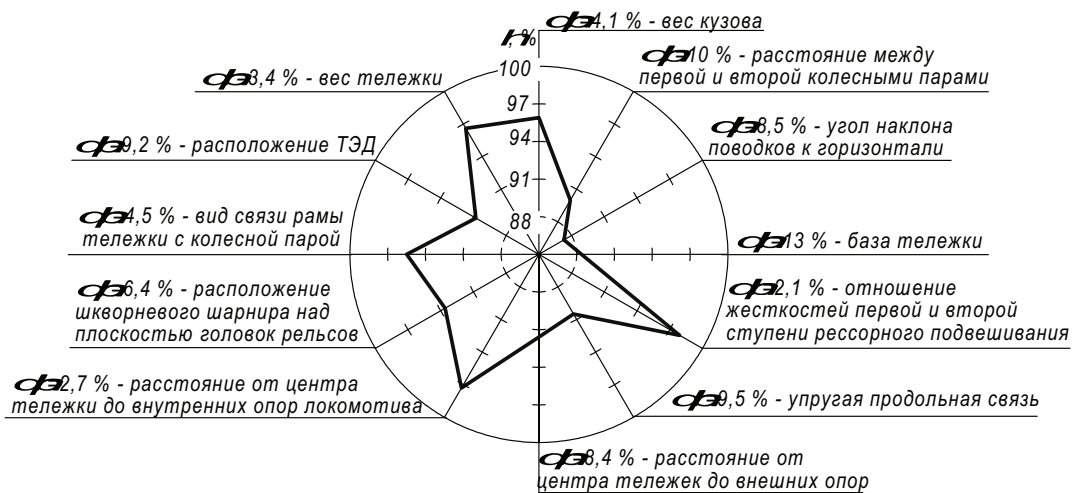


Рис. 2. Влияние варьирования конструктивными параметрами локомотива на изменение коэффициента использования сцепного веса  $\Delta\eta$

При проведении исследований тягово-сцепных качеств локомотива была разработана математическая модель влияния конструктивных параметров локомотива, факторов, изменяющихся в процессе эксплуатации коэффициент использования сцепного веса, разности крутящих моментов на каждой колесной паре в пределах  $\pm 5\%$ . Для упрощения уравнений, описывающих взаимодействие элементов локомотива и пути, принимались следующие допущения: локомотив находится на жестком и идеально плоском пути (единственной причиной возникновения дополнительных вертикальных нагрузок со стороны подрессоренных частей является сила тяги); все элементы экипажа, кроме рессор, представлены как твердые тела; продольное тяговое усилие от колеса к раме тележки равномерно передается двумя буксовыми поводками; локомотив рассматривается как плоская система, симметричная относительно поперечной вертикальной плоскости, которая проходит через центр кузова; трение в рессорном подвешивании и автосцепке отсутствует.

Уравнение равновесия сил приложенных к колесно-моторному блоку (КМБ) 1-й колесной пары (рис. 3, 4) определяется по следующей формуле:

$$F_{K1} = 0; \quad P_1 - Q_1 - R_1 - Q_D + P_{\text{под1}} = 0; \quad (2)$$

$$M_C(F_{K1}) = 0; \quad F_{K1} \cdot \frac{D_K}{2} + Q_D \cdot l_D - P_{\text{под1}} \cdot l_{T1} = 0; \quad (3)$$

$$P_{\text{под1}} = F_{K1} \cdot \frac{D_K}{2l_{T1}} + Q_D \cdot \frac{l_D}{l_{T1}}. \quad (4)$$

Подставляя значение  $P_{\text{под1}}$  из уравнения (4) в уравнение (2), для реакции колеса  $P_1$  получается следующее выражение:

$$P_1 = Q_1 + Q_D \cdot \left(1 - \frac{l_D}{l_{T1}}\right) - F_{K1} \cdot \frac{D_K}{2l_{T1}} + R_1. \quad (5)$$

Уравнения равновесия сил, приложенных к КМБ остальных колесных пар локомотива, составляются аналогично.

Уравнения равновесия сил, приложенных к первой тележке:

$$F_{KZ} = 0; \quad P_4 + P_5 + P_6 - Q_4 - Q_5 - Q_6 - 3 \cdot Q_D - Q_{T2} - R_{III} - R_{IV} = 0; \quad (6)$$

$$M_o(F_K) = 0; \quad P_1 D_{12} - Q_1 d_{12} - Q_D (d_{12} - L_D) - R_I b - P_3 d_{23} + Q_3 D_{23} + Q_D (d_{23} + L_D) + R_{II} A + Q_D L_D + F_1 (H_{III} + Z_1) = 0. \quad (7)$$

Уравнения равновесия сил, приложенных ко второй тележке, составляются аналогично.

Силы упругости пружин первой и второй ступени рессорного подвешивания (рис. 3, 4) имеют вид:

$$R_I = \frac{Q_K}{4} + Z_1 \cdot \mathcal{J}_{21} - Z_K \cdot \mathcal{J}_{21} - (A + a + b) \cdot \varphi_K \cdot \mathcal{J}_{21} + b \cdot \varphi_1 \cdot \mathcal{J}_{21}; \quad (8)$$

$$R_1 = \frac{Q_K}{6} + \frac{Q_{T1}}{3} - \mathcal{J}_{11} (Z_1 + d_{12} \cdot \varphi_1) + Q_D \cdot \frac{l_D}{l_{T1}} + F_{K1} \cdot \frac{D_K}{2l_{T1}}. \quad (9)$$

Силы упругости остальных пружин определяются аналогично.

Уравнения равновесия локомотива описываются как:

$$F_{KZ} = 0; \quad P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 - Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 - Q_5 + Q_6 - 6Q_D - Q_{T1} - Q_{T2} - F \cdot \varphi_K = 0; \quad (10)$$

$$M_o(\bar{F}_K) = 0; \quad P_1 (C + d_{12}) + P_2 C + P_3 (C - d_{23}) - P_4 (C - d_{45}) - P_5 C - P_6 (C + d_{56}) - Q_1 (C + d_{12}) - Q_2 C - Q_3 (C - d_{23}) + Q_4 (C - d_{45}) + Q_5 C + Q_6 (C + d_{56}) + Q_D (d_{56} - d_{45} + d_{23} - d_{12}) - Q_{T1} C + Q_{T2} C + F (H_a + Z_K + 2 \cdot \varphi_K) = 0. \quad (11)$$

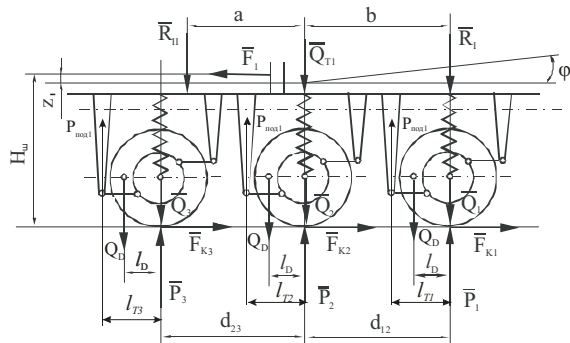


Рис. 3. Расчетная схема тележки локомотива

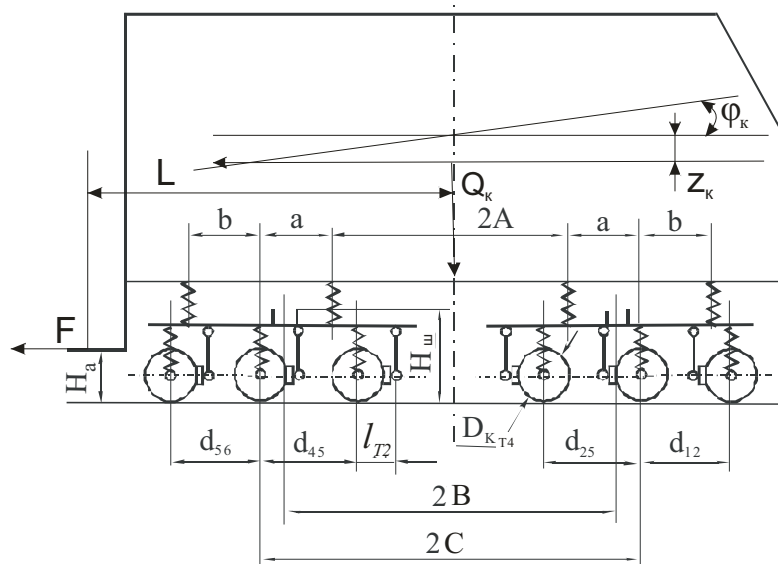


Рис. 4. Расчетная схема шестиосного локомотива

Подставляя выражения (8), (9) в уравнения (2), (5), (6), (7), (10), (11) определяются линейные  $Z_1, Z_2, Z_k$  и угловые перемещения первой и второй тележек и кузова локомотива соответственно. Зная эти перемещения, определяются усилия во второй и в первой ступенях рессорного подвешивания, давление колесных пар на рельсы. Затем, имея эти данные, определяется коэффициент использования сцепного веса локомотива по каждой колесной паре.

По представленной математической модели составлена компьютерная программа в MathCAD. Некоторые результаты расчетов представлены на рис. 1, 2.

Вывод. Максимальная сила тяги и эффективное использование мощности локомотива зависят от реализуемого коэффициента сцепления и перераспределения нагрузок от колесных пар на рельсы, на которые оказывают влияние целый ряд факторов. При создании экипажной части маневровых тепловозов ТЭМ103, ТЭМ104 была использована разработанная авторами математическая модель, в которой учитывается влияние конструктивных параметров локомотива, факторы, изменяющие в процессе эксплуатации коэффициент использования сцепного веса, разность крутящих моментов на каждой колесной паре в пределах  $\pm 5\%$ .

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лужнов, Ю. М. Загрязнение поверхностей рельсов и колес подвижного состава [Текст] / Ю. М. Лужнов, Н. В. Русакова, Р. Г. Черепашенко // Вестник ВНИИЖТ. – 1972. – № 4. – С. 38-40.

2. Вербек, Г. Современное представление о сцеплении и его использовании [Текст] / Г. Вербек // Железные дороги мира. – 1974. – № 4. – С. 23-53.
3. Казаринов, А. В. Повышение эффективности тормозных средств грузовых поездов при оптимальном использовании сцепления колес с рельсами [Текст] : автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.07 / Всесоюз. науч.-иссл. ин-т ж. д. транспорта. – М., 2007. – 21 с.
4. Горбунов, Н. И. Исследование явления очистки рельса колесами локомотива / Н. И. Горбунов, В. А. Слащев, В. П. Ткаченко [Текст] // Конструирование и производство транспортных машин. – 1989. – Вып. 21. – С. 77-80.
5. Горбунов, М. І. Теорія та практична реалізація системного підходу при створенні екіпажної частини локомотива. [Текст] : автореф. дис... док. техн. наук: 05.22.07 / Східноукраїнський нац. ун-т ім. В. Даля. – Луганськ, 2006. – 38 с.
6. Пути решения проблемы повышения тяговых качеств локомотивов [Текст] / Н. И. Горбунов и др. / Локомотивинформ. – 2008. – № 5. – С. 8-12.
7. Горбунов, Н. И. Повышение тяговых качеств тепловозов за счет совершенствования упругих связей тележек [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / Луганск, 1987. – 286 с.
8. Голишевский, А. Г. Влияние эксплуатационных факторов на тяговые качества локомотива [Текст] / А. Г. Голишевский, А. Л. Кашура, Ю. Г. Вивденко // Вісник СНУ. – 2000. – № 7 (29). – С. 76-79.
9. Тепловоз ТЭМ 103. Коэффициент использования сцепной массы. Расчет 2070.00.00.000.PP45 [Текст] // «ХК» Лугансктепловоз». – Луганск, 2004. – 7 с.

Поступила в редколлегию 30.07.2009