УДК 629.4.028.31 DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-155-161

Численное моделирование динамики сцепления автосцепок

Д. В. ШЕВЧЕНКО[1], М. А. КУДРЯВЦЕВ[1], А. М. ОРЛОВА[1, 2], С. А. ПОНОМАРЕВ[1], А. М. СОКОЛОВ[2], Ю. В. САВУШКИНА[1]

[1] Общество с ограниченной ответственностью «Всесоюзный научно-исследовательский центр транспортных технологий» (ООО «ВНИЦТТ»), Санкт-Петербург, 199106, Россия

[2] Публичное акционерное общество «Научно-производственная корпорация «Объединенная Вагонная Компания» (ПАО «НПК ОВК»), Москва, 115184, Россия

Аннотация. Рассмотрены вопросы моделирования динамики сцепления автосцепок для вагонов с повышенной нагрузкой на ось СА-3Т и автосцепок СА-3. Проанализированы нормативные документы, регламентирующие положения автосцепных устройств в грузовых вагонах. Разработаны динамические расчетные модели, описывающие поведение автосцепных устройств в процессе сцепления вагонов, позволяющие учесть инерционные характеристики всех деталей, входящих в сборку, геометрическую нелинейность, связанную с их контактным взаимодействием, а также упругодемпфирующие свойства поглощающего аппарата. Проведены численные эксперименты, имитирующие сцепление рассматриваемых автосцепных устройств при наиболее неблагоприятных возможных сочетаниях горизонтальных отклонений и углов поворота.

Ключевые слова: автосцепка для тяжеловесных вагонов; СА-3Т; СА-3; динамическая модель; сцепляемость; численное исследование; трение; поглощающий аппарат; инерционные характеристики

Введение. Одним из приоритетных направлений программы «Стратегия развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года» [1] является внедрение и развитие тяжеловесного движения, позволяющего обеспечить перевозку грузов при их возрастающих объемах и значительно повысить эффективность работы железных дорог. В число основных задач для научных исследований и конструкторских разработок по созданию грузовых вагонов для тяжеловесного движения наряду с повышением погонной нагрузки и снижением массы тары входит задача увеличения нагрузки от колесной пары на рельсы до 27 т [2].

Принятые в настоящее время нормативные документы напрямую не устанавливают ограничений на нагрузку, действующую со стороны колес на рельсы. Однако согласно ГОСТ Р 55050–2012 [3] требуется определять величину максимальной динамической погонной нагрузки, возникающей от осей одной тележки, которая зависит от величины вертикальной статической нагрузки колесной пары на рельсы P_0 и не должна превышать некоторой допустимой величины, нормируемой [3]:

$$q = \frac{nP_0\left(1+K_д\right)}{l+2{,}2} \le \left[q_{дин}\right], \qquad (1)$$

где n — число осей; $K_д$ — коэффициент, равный отношению динамической составляющей вертикальной силы, действующей на подрессорную массу вагона и возникающей от колебаний подпрыгивания и галопирования, к ее статической составляющей (далее — коэффициент динамики); l — база тележки; $\left[q_{дин}\right] = 168$ кН/м — допустимая динамическая нагрузка на путь.

Таким образом, из (1) видно, что сохранение динамической погонной нагрузки на путь q в пределах нормированных значений [3] при возрастании нагрузки на ось P_0 может быть достигнуто либо путем увеличения базы тележки, либо путем уменьшения коэффициента динамики $K_д$. Исследования показали [4], что увеличение базы тележки с 1850 до 2000 мм не приводит к существенному снижению значения q, в связи с этим в дальнейшем решалась задача по уменьшению величины $K_д$.

Согласно [5] коэффициент динамики обратно пропорционален расчетному статическому прогибу рессорного подвешивания тележки $f_{ст}$. Соответственно, увеличение нагрузки на ось при сохранении динамической погонной нагрузки в пределах нормированных значений [3] может быть достигнуто путем увеличения расчетного прогиба, в результате которого обеспечивается снижение $K_д$. Однако увеличение расчетного прогиба рессорного подвешивания приводит к увеличению возможной разности высот между автосцепками смежных груженого и порожнего вагонов, что, в свою очередь, может нарушить условия, позволяющие обеспечить надежную автоматическую сцепляемость и прохождение участков пути с переломом профиля без саморасцепа. Для компенсации увеличенной разности высот между автосцепками смежных вагонов разработана автосцепка СА-3Т [6]. В статье рассмотрены вопросы моделирования динамики сцепления автосцепок СА-3Т [6] и автосцепок СА-3 [7] при различных значениях разности высот между соседними вагонами.

E-mail: mkudryavtsev@tt-center.ru (М. А. Кудрявцев)

Разработка динамической модели сцепления автосцепок. Для выполнения многовариантных исследований по обеспечению автоматической сцепляемости предложено использовать динамическую модель, в рамках которой автосцепные устройства двух смежных вагонов представлены механической системой твердых тел, соединенных посредством шарниров, упругодиссипативных элементов, элементов контакта. В настоящей статье модель динамики сцепления автосцепок реализована с помощью специализированной программной системы кинематического и динамического анализа механизмов Siemens NX Motion Simulation [8].

Динамическое поведение автосцепных устройств, рассматриваемых в виде механической системы твердых тел, в Siemens NX Motion Simulation описано с помощью уравнения движения Ньютона — Эйлера в вариационной форме и граничных условий:

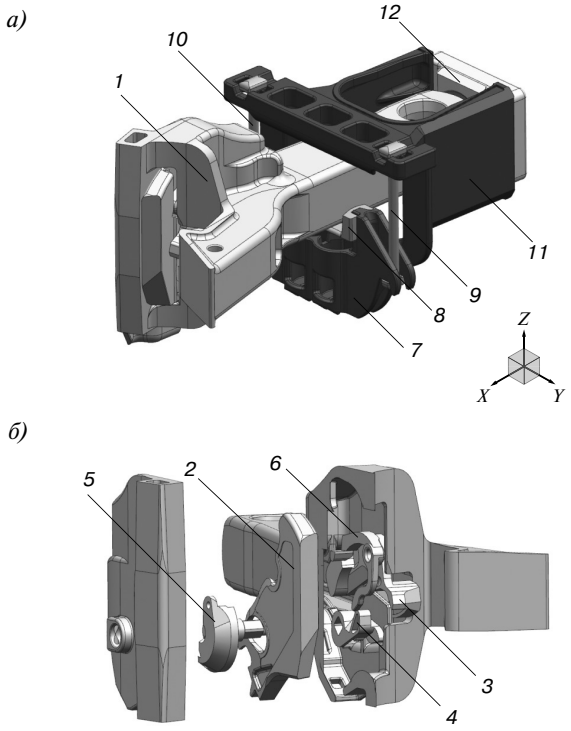


Рис. 1. Твердые тела в расчетной модели автосцепного устройства для тяжеловесных вагонов: *а* — автосцепное устройство в сборе; *б* — детали механизма автосцепки; *1* — корпус автосцепки; *2* — замок; *3* — замкодержатель; *4* — подъемник замка; *5* — валик подъемника; *6* — предохранитель замка; *7* — корпус центрирующей балочки; *8* — опора хвостовика автосцепки; *9*, *10* — маятниковые подвески; *11* — передний упор; *12* — упорная плита

Fig. 1. Solids in the design model of the automatic coupling device for heavy haul cars: *а* — the automatic coupling device assembly; *б* — details of the coupler mechanism; *1* — coupler case; *2* — coupler lock; *3* — lock holder; *4* — lock lift; *5* — lift roller; *6* — lock lever; *7* — case of centering beam; *8* — coupler bar support; *9*, *10* — pendulum gear; *11* — front draft lug; *12* — follower

$$\begin{bmatrix} \delta\mathbf{Z}^T\left(\mathbf{M}\dot{\mathbf{Y}}+\mathbf{\Phi}^T\boldsymbol{\lambda}-\mathbf{Q}\right) \\ \mathbf{\Phi}(\mathbf{q},t) \\ \dot{\mathbf{\Phi}}(\mathbf{q},\mathbf{v},t) \\ \ddot{\mathbf{\Phi}}(\mathbf{q},\mathbf{v},\mathbf{a},t) \end{bmatrix} = 0, \quad (2)$$

где $\delta\mathbf{Z}^T$ — транспонированный вектор виртуальных перемещений; $\mathbf{M}$ — матрица масс; $\dot{\mathbf{Y}}$ — вектор скоростей; $\mathbf{Q}$ — вектор обобщенных сил; $\mathbf{\Phi}$ — вектор связей шарниров; $\dot{\mathbf{\Phi}}, \ddot{\mathbf{\Phi}}$ — первая и вторая производные вектора связей шарниров; $\boldsymbol{\lambda}$ — множитель Лагранжа; t — время; $\mathbf{q}$ — вектор обобщенных координат; $\mathbf{v}$ — вектор скорости в обобщенных координатах; $\mathbf{a}$ — вектор ускорения в обобщенных координатах.

Расчетная модель каждого из рассматриваемых автосцепных устройств представлена системой из 12 абсолютно твердых тел (рис. 1). Локальная декартова система координат, связанная с автосцепным устройством, ориентирована следующим образом: ось X — в продольном направлении в плоскости пути вдоль его оси, ось Y — в перпендикулярном продольному направлении в плоскости пути, ось Z — в направлении перпендикулярном к плоскости пути.

Между валиком подъемника и корпусом автосцепки реализовано шарнирное соединение с одной степенью свободы — вращение относительно оси валика подъемника. Аналогичным образом задано взаимодействие замка и его предохранителя. Между подъемником замка и валиком подъемника задано условие ограничения по всем поступательным и вращательным степеням свободы. Движение переднего упора было ограничено по осям Y и Z, а также по всем вращательным степеням свободы (тип узла — поступательный шарнир), оставляя возможность движения вдоль продольной оси X. Между остальными взаимодействующими деталями автосцепных устройств заданы условия пространственного контактного взаимодействия с учетом кулоновского трения f_f:

$$f_f = \left(\mu_d + (\mu_s - \mu_d)e^{-k|v|}\right)|f_n|, \quad (3)$$

где f_n — сила, действующая по нормали к контактирующей поверхности; μ_s — статический коэффициент трения, принят равным 0,3; μ_d — динамический коэффициент трения, принят равным 0,25; v — относительная скорость; k — коэффициент экспоненциального затухания, принят равным 1,3.

Упругодемпфирующие элементы [9] поглощающего аппарата в расчетной модели учитывались в виде упругодемпфирующих связей с рабочими характеристиками, соответствующими характеристикам пружинно-фрикционного аппарата класса Т1 [10] (табл. 1.).

Исследование сцепляемости проводилось при ударе груженого полувагона с массой брутто 108 т в анало-

Таблица 1

Параметры упругодемпфирующего элемента, имитирующего поглощающий аппарат

Table 1

Parameters of the elastic-damping element that repeats the absorbing apparatus

Наименование параметра	Значение
Усилие начальной затяжки, кН	166,7
Жесткость пружины, МН/м	26,21
Коэффициент демпфирования, Н·с/мм	35

гичный свободностоящий вагон. Начальная скорость набегающего вагона принята 2,5 км/ч в соответствии с ГОСТ Р 55185–2012 «Детали и сборочные единицы сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Методы испытаний». Движение каждого из вагонов в своей локальной системе координат ограничено по всем степеням свободы, кроме продольной оси X.

Выбор условий численного моделирования сцепления по положению автосцепок между собой. Для обеспечения надежного автоматического сцепления и прохождения вагонами участков пути с переломом профиля без саморасцепа в процессе проектирования и эксплуатации применяются нормативы, определяющие предельные положения автосцепок на вагонах и правила формирования поездов в зависимости от относительного положения сцепленных автосцепок двух соседних вагонов.

«Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации» [11] устанавливают максимальное допускаемое значение разности высот продольных осей сцепленных автосцепок в грузовом поезде:

- между вагонами — 100 мм;
- между локомотивом и первым вагоном — 110 мм.

Контроль разности высот осуществляется в соответствии с «Инструкцией по ремонту и обслуживанию автосцепного устройства подвижного состава железных дорог» [12] при помощи специального жесткого шаблона 873 (рис. 2). Шаблон вводят в пространство между сцепленными автосцепками и упирают снизу в замок автосцепки, расположенной выше. Если между выступом шаблона *2* и нижней поверхностью замка *3* автосцепки, расположенной ниже, будет зазор, то разность между продольными осями автосцепок не превышает допустимой. Фактически в качестве разности по высоте между продольными осями автосцепок выступает разница положений нижних поверхностей смежных замков.

Кроме того, при проектировании автосцепных устройств, предназначенных для эксплуатации на железнодорожных путях общего пользования, требуется проведение испытаний на сцепляемость в соответствии с ГОСТ Р 55185–2012 [13]. Проверка автоматической сцепляемости производится при разнице высот замков по вертикали 140 мм.

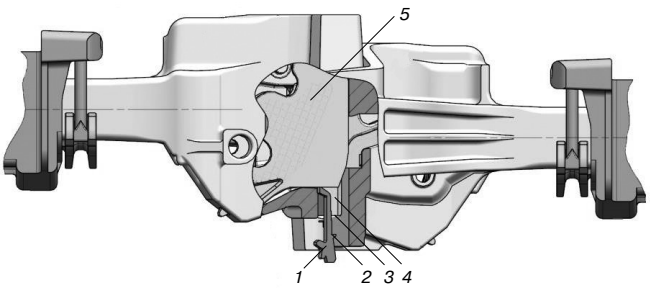


Рис. 2. Схема проверки сцепленных автосцепок шаблоном:
1 — шаблон; *2* — выступ шаблона; *3* — нижняя поверхность замка; *4* — замок автосцепки № 2; *5* — замок автосцепки № 1

Fig. 2. Scheme of checking coupled couplers by copying bar:
1 — copying bar; *2* — bar lug; *3* — bottom surface of the lock; *4* — lock of coupler no. 2; *5* — lock of coupler no. 1

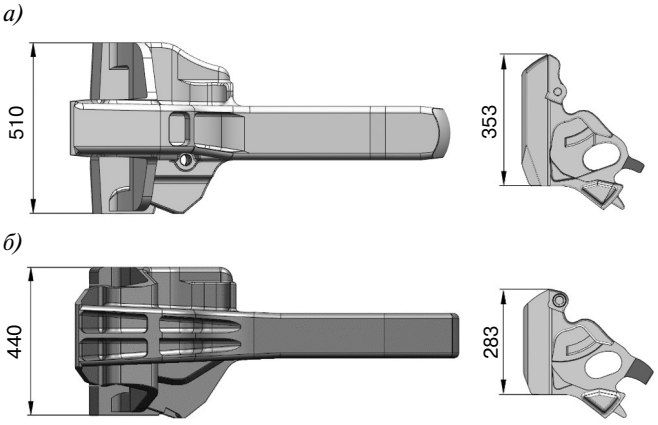


Рис. 3. Сравнение корпуса и замка автосцепки СА-3Т с корпусом и замком автосцепки СА-3:
а — СА-3Т; *б* — СА-3

Fig. 3. Comparison of the case and lock of the CA-3T coupler with the case and lock of the CA-3 coupler:
а — SA-3T; *б* — SA-3

Причиной ограничений, предъявляемых в [11, 13] к величине смещения продольных осей по вертикали, являются конструктивные особенности замка, а также корпуса автосцепки СА-3 [7]. При превышении установленной разницы не обеспечивается надежное автоматическое сцепление и прохождение участков пути с переломом профиля без саморасцепа.

Конструкция автосцепки СА-3Т [6] по сравнению с автосцепкой СА-3 обеспечивает расширение вертикальной области надежного сцепления на 70 мм. Основные конструктивные изменения коснулись корпуса: для расширения контура вертикального зацепления корпус автосцепки для тяжеловесных вагонов обладает увеличенной до 510 мм высотой малого зуба (рис. 3). Одновременно на требуемую величину развита высота замка. Контур зацепления автосцепки СА-3Т соответствует ГОСТ 21447–75 «Контур зацепления автосцепки. Размеры».

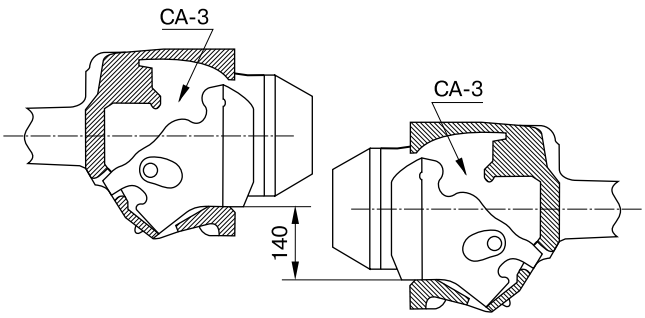


Рис. 4. Взаимное расположение автосцепок СА-3
Fig. 4. Mutual arrangement of SA-3 couplers

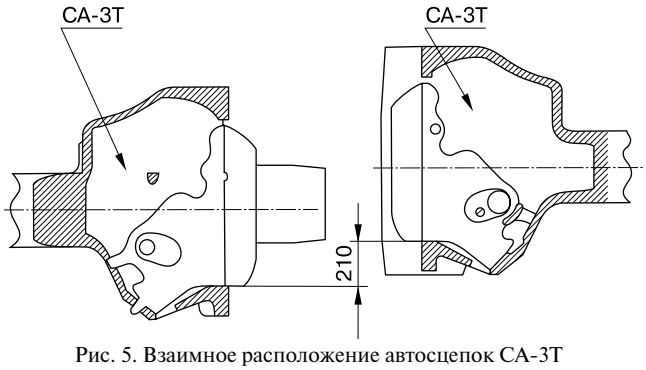


Рис. 5. Взаимное расположение автосцепок СА-3Т
Fig. 5. Mutual arrangement of SA-3T couplers

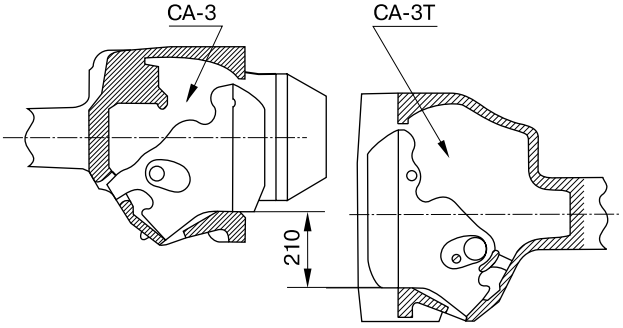


Рис. 6. Взаимное расположение автосцепок СА-3 и СА-3Т (СА-3Т в крайнем нижнем положении)
Fig. 6. Mutual arrangement of SA-3 and SA-3T couplers (SA-3T in the lowest position)

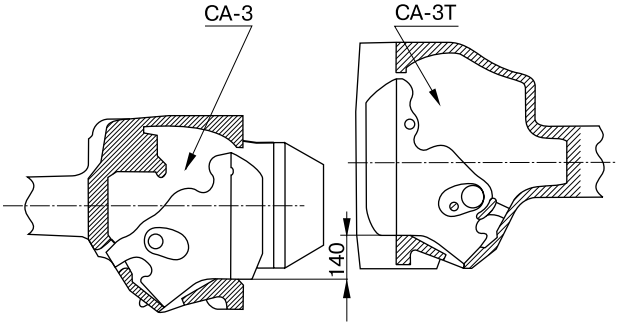


Рис. 7. Взаимное расположение автосцепок СА-3 и СА-3Т (СА-3Т в крайнем верхнем положении)
Fig. 7. Mutual arrangement of SA-3 and SA-3T couplers (SA-3T in the highest position)

Таким образом, на основании [11, 13], а также с учетом конструктивных особенностей автосцепки СА-3Т для проведения исследования были выбраны следующие случаи наибольших отклонений по вертикали нижних поверхностей замков смежных автосцепок ΔH при сцеплении:

- двух автосцепок СА-3: $\Delta H = 140$ мм;
- двух автосцепок СА-3Т: $\Delta H = 210$ мм;
- автосцепок СА-3 и СА-3Т (СА-3Т в крайнем нижнем положении): $\Delta H = 210$ мм;
- автосцепок СА-3 и СА-3Т (СА-3Т в крайнем верхнем положении): $\Delta H = 140$ мм.

Взаимные расположения автосцепок при выбранных наибольших отклонениях по вертикали нижних поверхностей замков смежных автосцепок представлены на рис. 4–7.

Кроме отклонений по вертикали, в процессе эксплуатации при движении грузовых вагонов в составе поезда в кривых различного радиуса, круговых и *S*-образных кривых возникают поперечные перемещения и углы поворота автосцепок в горизонтальной плоскости. Проверка сцепления производилась при наиболее неблагоприятных условиях [13]: относительном поперечном смещении осей автосцепок в горизонтальном направлении $\Delta S = \pm 160$ мм и угле поворота в горизонтальной плоскости $\alpha = \pm 4{,}5^\circ$, а также при относительном поперечном смещении в горизонтальном направлении $\Delta S = \pm 40$ мм и угле поворота в горизонтальной плоскости $\alpha = \pm 8^\circ$ (рис. 8).

Верификация динамической модели сцепления автосцепок. Для верификации модели был проведен расчет автоматической сцепляемости двух стандартных автосцепок СА-3 при всех возможных сочетаниях линейных ΔS и угловых α смещений, а также отклонении по вертикали нижних поверхностей замков $\Delta H = 140$ мм. На рис. 9 представлено взаимное расположение автосцепок в конечный момент времени расчета для одного из характерных расчетных случаев ($\Delta S = 40$ мм, $\alpha = 8^\circ$, $\Delta H = 140$ мм).

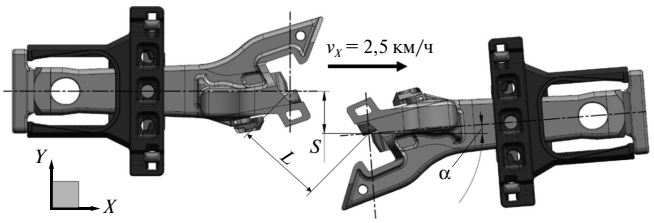


Рис. 8. Положение автосцепных устройств в плане: *S* — поперечное смещение осей; α — угол поворота в горизонтальной плоскости пути; *L* — расстояние между центрами контуров зацепления; v_x — скорость набегающей автосцепки
Fig. 8. Position of automatic coupling devices in the plan: *S* — transverse displacement of the axes; α — angle of rotation in the horizontal plane of the track; *L* — distance between the centers of the coupler contours; v_x — speed of oncoming automatic coupling

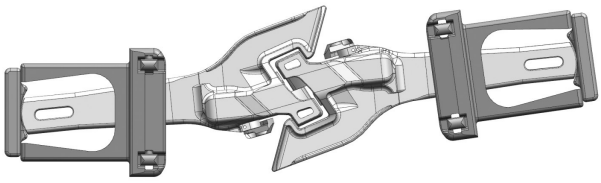


Рис. 9. Взаимное расположение автосцепок СА-3 в конечный момент расчета
Fig. 9. Mutual arrangement of SA-3 couplers at the final moment of calculation

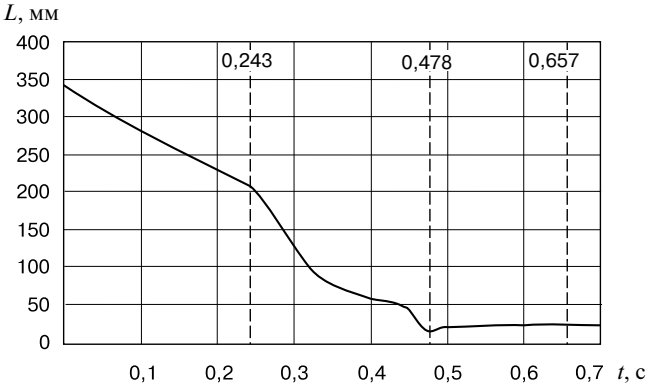


Рис. 10. График зависимости расстояния между центрами контуров зацепления L от времени t
Fig. 10. Graph of the dependence of the distance between the centers of the coupler contours L on time t

Сцепление произошло во всех вариантах с заданным сочетанием отклонений по вертикали, горизонтали и углу поворота в горизонтальной плоскости.

Результаты численного моделирования динамики сцепления автосцепок СА-3Т. На первом этапе исследования был проведен численный эксперимент для оценки автоматической сцепляемости автосцепки СА-3Т со стандартной автосцепкой СА-3. Автоматическое сцепление произошло при всех сочетаниях линейных ΔS и угловых α смещений. Результаты численного эксперимента, реализуемые в разные моменты времени, для одного из расчетных случаев ($\Delta S = 160$ мм, $\alpha = 4{,}5°$) представлены в табл. 2.

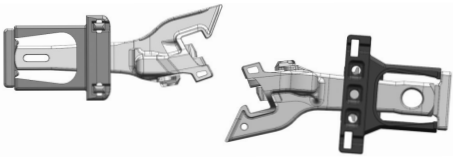
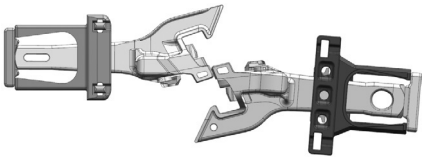
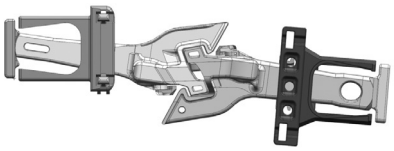
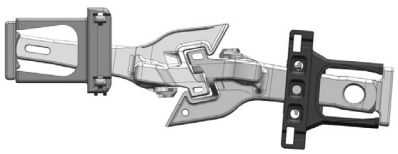
На рис. 10 показан график зависимости расстояния между центрами контуров зацепления L (рис. 8) автосцепок от времени для представленного в табл. 2 расчетного случая. График содержит несколько переломных точек, соответствующих характерным этапам сцепления. В момент времени $t = 0{,}243$ с происходит первоначальный контакт автосцепок по малым зубьям, после чего при скольжении зубьев относительно друг друга осуществляется разворот корпусов при быстром сокращении расстояния между центрами контуров зацепления. Далее малые зубья проходят в ответные контуры зацепления и двигаются до контакта с ударными поверхностями контура в момент времени $t = 0{,}478$ с. После этого происходит разжатие пружин поглощающего аппарата, и автосцепки начинают взаимодействовать по тяговым поверхностям

Таблица 2

Сцепление автосцепки СА-3Т с автосцепкой СА-3

Table 2

Coupling of coupler SA-3T with coupler SA-3

Этап, момент времени (t)	Положение автосцепок
Начальное положение $t = 0{,}000$ с	
Контакт малых зубьев $t = 0{,}243$ с	
Контакт малых зубьев с ударными поверхностями контура зацепления $t = 0{,}478$ с	
Сцепленное состояние $t = 0{,}657$ с	

зубьев. Сцепленным считается состояние, при котором автосцепки контактируют по тяговым поверхностям большого и малого зубьев и замкам, а пружины поглощающего аппарата возвращаются в исходное положение ($t = 0{,}657$ с).

Перечисленные этапы сцепления характерны для всех рассмотренных случаев сочетания линейных ΔS и угловых α смещений.

На втором этапе исследования был проведен расчет автоматической сцепляемости двух автосцепок СА-3Т. Сцепление также произошло во всех граничных положениях.

Конструкция автосцепного устройства СА-3Т обеспечивает автоматическое сцепление при увеличении возможной разницы между нижними поверхностями замков смежных автосцепок до 210 мм. Результаты численного эксперимента были подтверждены результатами стендовых испытаний в соответствии с [13], при которых были учтены конструктивные особенности автосцепки СА-3Т и увеличенное значение отклонения по вертикали нижних поверхностей замков.

Заключение. 1. Разработаны динамические расчетные модели, описывающие поведение автосцепных устройств СА-3 и СА-3Т в процессе сцепления вагонов, позволяющие учесть инерционные характеристики всех

деталей, входящих в сборку, геометрическую нелинейность, связанную с их контактным взаимодействием, а также упругодемпфирующие свойства поглощающего аппарата.

2. Проведены численные эксперименты, имитирующие сцепление рассматриваемых автосцепных устройств при наиболее неблагоприятных возможных сочетаниях горизонтальных отклонений и углов поворота.

3. Подтверждено, что разработанная конструкция автосцепного устройства СА-3Т обеспечивает сцепление при возможной разнице между нижними поверхностями замков смежных автосцепок до 210 мм как между собой, так и с типовой автосцепкой СА-3.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стратегия развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года [Электронный ресурс]: утв. распоряжением Правительства РФ от 17 июня 2008 г. № 877-р. 134 с. URL: https://www.mintrans.ru/documents/1/1010 (дата обращения: 15.01.2019 г.).

2. Бороненко Ю. П. Стратегические задачи вагоностроителей в развитии тяжеловесного движения // Транспорт Российской Федерации. 2013. № 5 (48). С. 68–73.

3. ГОСТ Р 55050–2012. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний. М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2013. 126 с.

4. Orlova A. M., Saidova A. V., Rudakova E. A. Advancements in three-piece freight bogies for increasing axle load up to 27 t // The dynamics of vehicles on roads and tracks: Proceedings of the 24th symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD, 2015). Graz, Austria, 17–21 August 2015 / Ed. by M. Rosenberger, M. Plöchl, K. Six and J. Edelmann. [s. l.]: CRC Press, 2016. P. 1044–1049.

5. Расчет вагонов на прочность/ С. В. Вершинский [и др.]. Изд. 2-е / под ред. Л. А. Шадура. М.: Машиностроение, 1971. 432 с.

6. Автосцепка СА-3Т для вагонов тяжеловесного движения: особенности конструкции и технологии изготовления / Р. А. Савушкин [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. 2018. № 1 (53). С. 30–32.

7. ГОСТ 32885–2014. Автосцепка модели СА-3. Конструкция и размеры. М.: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации (МГС), 2015. 28 с.

8. RecurDyn. Solver theoretical manual. Function bay. 2012. 566 p. URL: https://www.scientific.net/KEM.642.317 (дата обращения: 15.01.2019 г.).

9. Nikitchenko A., Artiukh V., Shevchenko D. Modeling of operation of elastic-friction draft gear by NX Motion software // Procedia Engineering. 2017. No. 187. P. 790–796.

10. Котуранов В. А. Обоснование показателей, характеризующих новационность конструкций поглощающих аппаратов автосцепки в условиях маневровых соударений: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. М.: МГУПС (МИИТ), 2014. 181 с.

11. Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации [Электронный ресурс]: утв. приказом Минтранса РФ от 21 декабря 2010 г. № 286. URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_110021/ (дата обращения: 16.01.2019 г.).

12. Инструкция по ремонту и обслуживанию автосцепного устройства подвижного состава железных дорог [Электронный ресурс]: утв. Советом по железнодорожному транспорту государств — участников Содружества. Протокол от 20–21 окт. 2010 г. 124 с. URL: instructionsrzd.ucoz.ru (дата обращения: 15.01.2019 г.).

13. ГОСТ Р 55185–2012. Детали и сборочные единицы сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Методы испытаний. М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2014. 30 с.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

ШЕВЧЕНКО Денис Владимирович,
канд. техн. наук, заместитель генерального директора по науке, ООО «ВНИЦТТ»

КУДРЯВЦЕВ Максим Алексеевич,
инженер-исследователь, ООО «ВНИЦТТ»

ОРЛОВА Анна Михайловна,
д-р техн. наук, заместитель генерального директора по научно-техническому развитию, ПАО «НПК ОВК»; генеральный директор ООО «ВНИЦТТ»

ПОНОМАРЕВ Сергей Анатольевич,
руководитель отдела проектирования сцепных устройств, ООО «ВНИЦТТ»

СОКОЛОВ Алексей Михайлович,
д-р техн. наук, первый заместитель генерального директора по стратегии и продукту, ПАО «НПК ОВК»

САВУШКИНА Юлия Викторовна,
канд. экон. наук, директор дирекции аналитических исследований, ООО «ВНИЦТТ»

Статья поступила в редакцию 16.02.2019 г., актуализирована 11.04.2019 г., принята к публикации 20.05.2019 г.

Numerical modeling of the dynamics of the clutch couplers

D. V. SHEVCHENKO[1], M. A. KUDRYAVTSEV[1], A. M. ORLOVA[1,2], S. A. PONOMAREV[1], A. M. SOKOLOV[2], Yu. V. SAVUSHKINA[1]

[1] Limited Liability Company "Russian Research Center for Transport Technologies" (LLC "VNITsTT"), St. Petersburg, 199106, Russia
[2] Public Joint Stock Company "Research and Production Corporation "United Wagon Company" (PJSC "RPC UWC"), Moscow, 115184, Russia

Abstract. One of the priorities of the program "Strategy for the development of railway transport in the Russian Federation until 2030" is the introduction and development of heavy haul traffic, allowing to ensure the increasing volume of freight traffic and significantly improve the efficiency of railways. Main challenges for scientific research and design development to ensure the creation of freight cars for heavy haul traffic, along with an increase in long-term load and decrease in tare weight, include the issue of increasing the load from the wheelset to the rails to 27 tons for heavy haul cars SA-3T and couplers SA-3. It is shown that increasing the load from the wheelset to the rails up to 27 tons while maintaining the dynamic running load within the normalized values can be achieved by increasing calculated deflection of the spring suspension of the truck, which in turn leads to an increase in the possible height difference between the couplings of adjacent cars. Authors explain necessity of putting into operation a coupler for heavy haul cars

SA-3T, providing an increase in the vertical coupler contour line up to 210 mm. Regulatory documents governing the provisions of automatic coupling devices in freight cars were analyzed. Dynamic computational models have been developed that describe the behavior of automatic couplings in the process of coupling cars, taking into account the inertial characteristics of all parts included in the assembly, the geometric nonlinearity associated with their contact interaction, and the elastic-damping properties of the absorbing device. Verification of calculated dynamic model has been carried out. Numerical experiments simulating the coupling of the considered automatic coupling devices with the most unfavorable possible combinations of horizontal deviations and rotation angles were performed. It is confirmed that the developed design of the coupler CA-3T provides grip when there is a possible difference between the lower surfaces of the locks of adjacent coupler up to 210 mm both between themselves and with the typical coupler CA-3.

Keywords: coupler for heavy haul cars; CA-3T; CA-3; dynamic model; adhesion; numerical research; coupling ability; absorbing apparatus; inertial characteristics

DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-155-161

REFERENCES

1. *Strategy for the development of railway transport in the Russian Federation until 2030.* Approved by the decree of the Government of the Russian Federation of June 17, 2008 no. 877-r, 134 p. URL: https://www.mintrans.ru/documents/1/1010) (retrieved on 15.01.2019) (in Russ.).

2. Boronenko Yu. P. *Strategicheskie zadachi vagonostroiteley v razvitii tyazhelovesnogo dvizheniya* [Strategic tasks of car builders in the development of heavy haul traffic]. Transport Rossiyskoy Federatsii [Transport of the Russian Federation], 2013, no. 5 (48), pp. 68–73.

3. GOST R 55050–2012. *Railway rolling stock. Norms of permissible impact on the railway track and test methods.* Moscow, Federal Agency for Technical Regulation and Metrology Publ., 2013, 126 p. (in Russ.).

4. Orlova A. M., Saidova A. V., Rudakova E. A. *Advancements in three-piece freight bogies for increasing axle load up to 27 t. The dynamics of vehicles on roads and tracks.* Proceedings of the 24th symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD, 2015). Graz, Austria, August 17–21, 2015. [s. l.], CRC Press, 2016, pp. 1044–1049.

5. Vershinskiy S. V., Nikol'skiy E. N., Nikol'skiy L. N., Shadur L. A. *Raschet vagonov na prochnost'* [Strength calculation for cars]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971, 432 p.

6. Savushkin R. A., Orlova A. M., Kudryavtsev M. A., Ponomarev S. A., Broytman O. A., Bezobrazov Yu. A. *Avtostsepka SA-3T dlya vagonov tyazhelovesnogo dvizheniya: osobennosti konstruktsii i tekhnologii izgotovleniya* [SA-3T autocoupler for heavy haul railcars: design features and manufacturing technology]. Vagony i vagonnoe khozyaystvo, 2018, no. 1 (53), pp. 30–32.

7. GOST 32885–2014. *Coupler of model CA-3. Design and dimensions.* Moscow, Interstate Council for Standardization, Metrology and Certification (ISCS) Publ., 2015, 28 p. (in Russ.).

8. *RecurDyn. Solver theoretical manual. Function bay.* 2012, 566 p. URL: https://www.scientific.net/KEM.642.317 (retrieved on 15.01.2019).

9. Nikitchenko A., Artiukh V., Shevchenko D. *Modeling of operation of elastic-friction draft gear by NX Motion software.* Procedia Engineering, 2017, no. 187, pp. 790–796.

10. Koturanov V. A. *Obosnovanie pokazateley, kharakterizuyushchikh novatsionnost' konstruktsiy pogloshchayushchikh apparatov avtostsepki v usloviyakh manevrovykh soudareniy. Kand. tekhn. nauk diss.* [Justification of indicators characterizing the novelty of the structures of absorbing coupler under shunting collisions. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, MGUPS (MIIT) Publ., 2014, 181 p.

11. *Rules of technical operation of railways of the Russian Federation.* Approved by order of the Ministry of Transport of the Russian Federation of December 21, 2010 no. 286. URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_110021/ (retrieved on 16.01.2019) (in Russ.).

12. *Instructions for repair and maintenance of automatic coupling devices of railway rolling stock.* Approved by Council for Railway Transport of the Commonwealth Member States, Minutes from October 20–21, 2010, 124 p. URL: instructionsrzd.ucoz.ru (retrieved on 15.01.2019) (in Russ.).

13. GOST R 55185–2012. *Parts and assembly units for coupling and automatic coupling devices of railway rolling stock. Test methods.* Moscow, Federal Agency for Technical Regulation and Metrology Publ., 2014, 30 p. (in Russ.).

ABOUT THE AUTHORS

Denis V. SHEVCHENKO,
Cand. Sci. (Eng.), Deputy General Director on Science, LLC "VNITsTT"

Maksim A. KUDRYAVTSEV,
Engineer-researcher, LLC "VNITsTT"

Anna M. ORLOVA,
Dr. Sci. (Eng.), Deputy General Director on scientific and research development, PJSC "RPC UWC"; General Director of LLC "VNITsTT"

Sergey A. PONOMAREV,
Head of the Department for designing coupling devices, LLC "VNITsTT"

Aleksey M. SOKOLOV,
Dr. Sci. (Eng.), First Deputy General Director for strategy and products, PJSC "RPC UWC"

Yulia V. SAVUSHKINA,
Cand. Sci. (Econ.), Director of the Analytical Research Directorate, LLC "VNITsTT"

Received 16.02.2019
Revised 11.04.2019
Accepted 20.05.2019

E-mail: mkudryavtsev@tt-center.ru (M. A. Kudryavtsev)

ВЫШЛИ В СВЕТ ТРУДЫ ВНИИЖТ

Вопросы развития железнодорожного транспорта: сб. тр. ученых АО «ВНИИЖТ» / под ред. М. М. Железнова, Г. В. Гогричиани. М.: РАС, 2017. 272 с.

Рассмотрены важные экономические факторы, влияющие на развитие железнодорожного транспорта, проблемы, связанные с подвижным составом, тягой поездов, а также вопросы пути, путевого хозяйства и металловедения.

Сборник рассчитан на научных и инженерно-технических работников железнодорожного транспорта.

По вопросам приобретения книги обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, редакционно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (499) 260-43-20, e-mail: rio@vniizht.ru, www.vniizht.ru.