

УДК 625.032.3

Теоретическое описание процессов и связей в поглощающих аппаратах тяговых агрегатов

Т. Л. Риполь-Сарагоси, Л. Ф. Риполь-Сарагоси, И. А. Яицков

Ростовский государственный университет путей сообщения, Россия, 344038, Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2

Для цитирования: Риполь-Сарагоси Т. Л., Риполь-Сарагоси Л. Ф., Яицков И. А. Теоретическое описание процессов и связей в поглощающих аппаратах тяговых агрегатов // Известия Петербургского университета путей сообщения. СПб.: ПГУПС, 2026. Т. 23. Вып. 2. С. 309–314. DOI: 10.20295/1815-588X-2026-2-309-314

Аннотация

В данной работе аналитически рассмотрены и приведены расчетные зависимости межвагонных усилий от относительного перемещения смежных думпкаргов. **Цель:** теоретическое моделирование процессов, возникающих в поглощающих аппаратах моторных думпкаргов. **Методы:** аналитический метод моделирования функционирования поглощающих аппаратов различных марок в режимах набегания и растягивания. **Практическая значимость:** приведены результаты расчетов предлагаемых поглощающих аппаратов для практического использования в автосцепных устройствах моторных думпкаргов.

Ключевые слова: аналитическая модель, поглощающий аппарат, деформация

Продольно-динамические реакции, возникающие в поглощающем аппарате

Зависимость, учитывающая силу T_i , деформацию $(S_i - S_{i+1})$ наравне со скоростью деформации $(V_i - V_{i+1})$ автосцепок, принято использовать при описании состояния связей автосцепок в моторных думпкарах. Для встречающихся в практике связей уравнение состояния представляют в виде:

$$T_i = T_{yi}(S_i - S_{i+1}) + T_{bi}(V_i - V_{i+1}),$$

где T_{yi} , T_{bi} — соответственно упругая и вязкая составляющие силы.

При аналитическом моделировании необходимо учесть кусочно-линейные характеристики пружинно-фрикционных автосцепок Ш-1-ТМ и Ш-2-Т. Вязкие свойства системы учитываются только в зоне анкилозиса, когда амортизатор не работает и деформируются конструкция вагона и груз.

Зависимость усилия от относительного перемещения смежных вагонов, имеющих аппараты с кусочно-линейными характеристиками, изображена на рис. 1 [3, 4]. Аналитическое описание зависимости следующее:

$$T_i = \begin{cases} 0, & |y_i| \leq z_{1i}; \\ \operatorname{sgn}(y_i) [c_{ki}(|y_i| - z_{1i})] + \beta_i \dot{y}_i; & z_{1i} < |y_i| \leq z_{2i}; \\ \operatorname{sgn}(y_i) [c_{ni}(|y_i| - z_{2i}) + T_{0i}]; & z_{2i} < |y_i| \leq z_{2i} + \lambda_i; \\ \operatorname{sgn}(y_i) [c_{ki}(|y_i| - z_{2i} - \lambda_i) + T_{n1}] + \beta_i \dot{y}_i; & z_{2i} + \lambda_i < |y_i|; \\ \operatorname{sgn}(y_i) [c_{pi}(|y_i| - z_{2i}) + T_{0i}]; & z_{2i} < |y_i| \leq z_{2i} + \lambda_i; \end{cases}$$

$$z_{1i} < |y_i| \leq z_{2i};$$

$$z_{2i} < |y_i| \leq z_{2i} + \lambda_i;$$

$$z_{2i} + \lambda_i < |y_i|;$$

$$z_{2i} < |y_i| \leq z_{2i} + \lambda_i;$$

где c_{ni} — жесткость при нагрузке;
 c_{pi} — жесткость при разгрузке;
 c_{ki} — жесткость конструкции экипажа и груза;
 z_{1i} — половина зазора между автосцепными устройствами;
 λ_i — общее значение полного сжатия двух последовательно работающих автосцепок;
 $(z_{2i} - z_{1i})$ — величина сжатия конструкции, при которой преодолевается начальное сопротивление поглощающих аппаратов T_{0i} ;
 β — коэффициент вязкости конструкции и груза;
 $y_i = (S_i - S_{i+1})$ — относительное перемещение вагонов;
 $\dot{y}_i = (V_i - V_{i+1})$ — относительные скорости смежных вагонов;
 $\text{sgn}(y_i)$ — функция знака;
 T_{ni} — сила сопротивления аппаратов при полном сжатии.

При переходе от характеристик нагрузки к характеристике разгрузки и наоборот используются следующие зависимости:

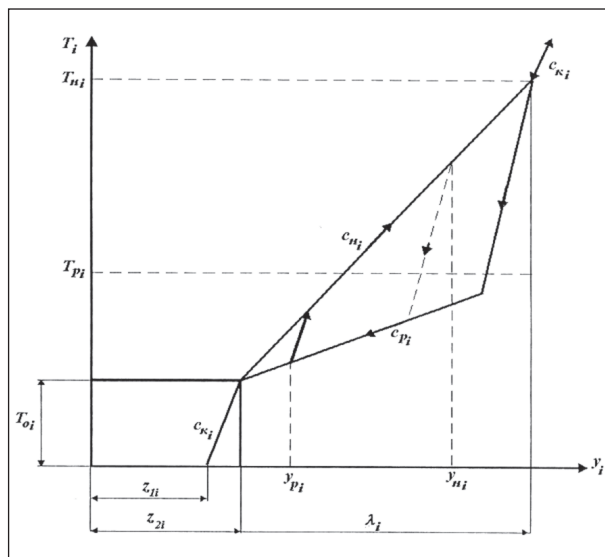


Рис. 1. Расчетная зависимость межвагонного усилия от относительного перемещения смежных вагонов

$$T_i = \begin{cases} \text{sgn}(y_i) [c_{ki}(|y_i| - y_{ni}) + c_{ni}(y_{ni} - z_{2i}) + T_{0i}] + \beta_i \dot{y}_i; & |c_{pi}(|y_i| - z_{2i})| \leq |c_{ki}(|y_i| - y_{ni}) + c_{ni}(y_{ni} - z_{2i})|; \\ \text{sgn}(y_i) [c_{ki}(|y_i| - y_{pi}) + c_{pi}(y_{pi} - z_{2i}) + T_{0i}] + \beta_i \dot{y}_i; & |c_{ni}(|y_i| - z_{2i})| > |c_{ki}(|y_i| - y_{pi}) + c_{pi}(y_{pi} - z_{2i})|; \end{cases}$$

где y_{ni} , y_{pi} — общая величина сжатия автосцепок при смене режимов «нагрузка — разгрузка».

Расчет поглощающих аппаратов

На тяговом агрегате установлены поглощающие аппараты Ш-2-Т, на думпкарах — аппараты Ш-1-ТМ.

Согласно [5–7], характеристики этих аппаратов следующие:

1. Поглощающий аппарат Ш-2-Т. Полный ход — 110 мм, при котором сила сопротивления аппарата — 250 тс, после приработки энергоемкость составляет 5,5 тс·м. Пружины предварительно сжаты усилием 4,2 тс. Начальное сопротивление аппарата около 26 тс.

2. Поглощающий аппарат Ш-1-ТМ. Полный ход — 70 мм, энергоемкость составляет 5 тс·м при усилии 280 тс, соответствующем полному ходу. Средняя энергоемкость аппарата при силе 200 тс составляет 3,4 тс·м. Пружины сжаты усилием 4,6 тс. Начальное сопротивление аппарата — около 23 тс. Эти данные позволяют назначить расчетные параметры межвагонной связи, состоящей из двух последовательно работающих поглощающих аппаратов [8, 9].

3. Поглощающий аппарат Ш-2-Т. Так как $T_0 = 60$ кН, $T_n = 2500$ кН, $\lambda = 0,22$ м, то c_n подсчитываем по формуле:

$$c_n = \frac{T_n - T_0}{\lambda}; c_n = \frac{2500 - 260}{0,22} = 10000 \text{ кН/м.}$$

Жесткость двух последовательно соединенных поглощающих аппаратов при их разгрузке можно определить по формуле:

$$c_p = \frac{T_p - T_0}{\lambda}; \quad c_p = \frac{480 - 260}{0,22} = 1000 \text{ кН/м.}$$

Величина $T_p = 480$ кН взята по теоретическим диаграммам работы поглощающих аппаратов.

Из рис. 1 также следует, что:

$$z_2 - z_1 = \frac{T_0}{c_k};$$

$$z_2 - z_1 = \frac{260}{5 \cdot 10^5} = 5,2 \cdot 10^{-4} = 0,00052 \text{ м.}$$

Принимаем $c_n = 10\,000$ кН/м = 10^4 кН/м; $c_p = 1000$ кН/м; $\lambda = 0,22$ м; $z_2 - z_1 = 0,00052$ м; $\beta = 1000$ кН·с/м.

4. Поглощающий аппарат Ш-1-ТМ. Преодолев расчеты, аналогичные предыдущим, принимаем $c_n = 23\,000$ кН/м; $c_p = 1500$ кН/м; $\lambda = 0,14$ мм; $z_2 - z_1 = 0,00046$ м; $\beta = 1000$ кН·с/м.

Жесткость конструкции c_{ki} в основном определяется жесткостью хребтовой балки. Хребтовая балка вагона модели 33-678 представляет собой два сваренных двутавра №55, ГОСТ 8239-56, сталь 09Г2, ГОСТ 535-58 с наваренными сверху и снизу листами сечением $0,45 \times 0,012$ м из той же стали. Длина хребтовой балки — 13,8 м.

За поперечное сечение хребтовой балки принимаем ее сечение в средней части (рис. 2) [10].

Жесткость бруса на сжатие определяется по формуле:

$$c = \frac{F \cdot E}{l} \text{ кН/м,}$$

где E — модуль упругости материала бруса, кН/м²;

F — площадь поперечного сечения бруса, м²;

l — длина бруса, м.

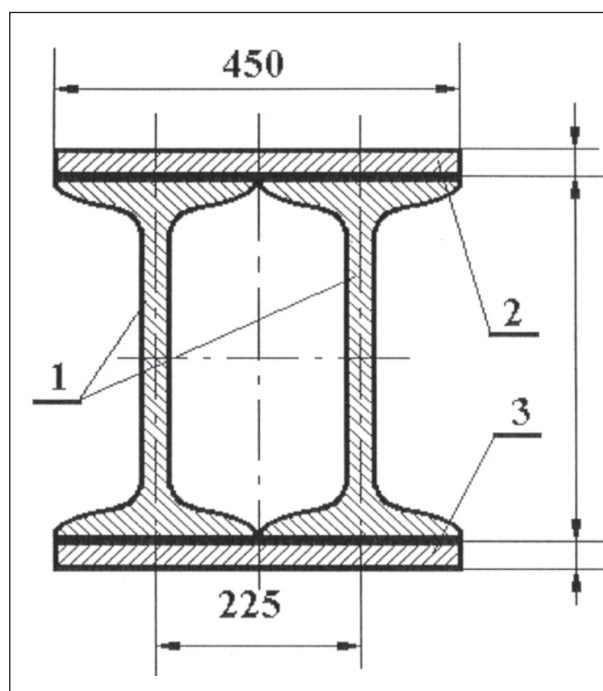


Рис. 2. Поперечное сечение хребтовой балки думпкара 33-678 в средней части (к расчету жесткости конструкции вагона): 1 — двутавр №55 по ГОСТ 8239-56; 2 — верхний лист, сталь 09Г2; 3 — нижний лист, сталь 09Г2

Для стали 09Г2 модуль упругости — $E = 2 \cdot 10^8$ кН/м². Площадь поперечного сечения F складывается из площади поперечного сечения двутавров $F_{дв} = 114 \cdot 10^{-4}$ м² и верхнего и нижнего наварных листов $F_{л}$ [11]:

$$F_{л} = 0,012 \cdot 0,45 = 54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$F = 2F_{дв} + 2F_{л} = 2(114 + 54) \cdot 10^{-4} = 336 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Подсчитываем жесткость хребтовой балки:

$$c = \frac{2 \cdot 10^8 \cdot 336 \cdot 10^{-4}}{13,8} = 4,87 \cdot 10^5 \text{ кН/м.}$$

Учитывая, что жесткость конструкции в основном определяется жесткостью хребтовой балки, принимаем для всех экипажей карьерного поезда $c_{ki} = 5 \cdot 10^5$ кН/м.

Заключение

1. Определена и показана расчетная зависимость межвагонного усилия от относительного перемещения смежных вагонов.

2. Определена и обоснована жесткость хребтовой балки исходя из условий неразрывности для моторного думпкара.

3. Определено, что жесткость конструкции в основном определяется жесткостью хребтовой балки, и приведено ее расчетное значение.

Список источников

1. Риполь-Сарагоси Л. Ф., Риполь-Сарагоси Т. Л., Яицков И. А. Анализ предпосылок создания математической модели функционирования автосцепок груженых тяговых агрегатов // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2024. Т. 21, № 4. С. 902–908. DOI: 10.20295/1815-588X-2024-04-902-908. EDN DWWMWJ
2. Риполь-Сарагоси Л. Ф., Риполь-Сарагоси Т. Л., Яицков И. А. Математическое моделирование внешних сил в режимах тяги и торможения, действующих на тяговый агрегат // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2025. Т. 22, № 3. С. 625–631. DOI: 10.20295/1815-588X-2025-3-625-630
3. Правила тяговых расчетов для поездной работы промышленных электровозов и тяговых агрегатов переменного тока. 2-е изд. Вып. 4323. М.: ПромтрансНИИпроект, 1977. 78 с.
4. Правила тяговых расчетов для тепловозов на промышленном транспорте. 2-е изд. Вып. 4324. М.: ПромтрансНИИпроект, 1977. 78 с.
5. Кравчук В. В., Доронина И. И., Харин Е. А. Повышение безопасности движения поездов повышенной массы и длины. Хабаровск: ДВГУПС, 2005.
6. Гребенюк П. Т. Сопротивление движению подвижного состава в S-образных кривых // Вестник ВНИИЖТ. 1987. № 1.
7. Потапов М. Г. Карьерный транспорт. М.: Недра, 1985.
8. Электромагнитный рельсовый тормоз: патент № RU 2361761 С1 Российская Федерация. МПК В61Н7/08: 2008104744/11 / Балон Л. В., Соломин В. А., Риполь-Сарагоси Л. Ф.; заявл. 07.02.2008; опубл. 20.07.2009.
9. Риполь-Сарагоси Т. Л., Риполь-Сарагоси Л. Ф. Исследование влияния температурного режима катушки на время включения электромагнитного рельсового тормоза (ЭМРТ) // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2022. № 3 (87). С. 35–43.
10. Kitanov S., Podolskiy A. Analysis of Eddy-Current and Magnetic Rail Brakes for High-Speed Trains // The Open Transportation Journal. 2008. No. 2. Pp. 19–28.
11. 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.
12. Ромен Ю. С., Мугинштейн Л. А., Неверова Л. И. Влияние продольных сил в поездах на опасность схода вагонов в зависимости от их загрузки // Транспорт Российской Федерации. 2013. № 3 (46). С. 64–68.

Дата поступления: 01.03.2026

Решение о публикации: 14.04.2026

Информация об авторах:

РИПОЛЬ-САРАГОСИ Татьяна Леонидовна — доктор техн. наук, профессор кафедры «Теплоэнергетика на железнодорожном транспорте»;

ripol-saragosi@mail.ru

РИПОЛЬ-САРАГОСИ Леонид Францискович — кандидат техн. наук, доцент кафедры

«Вагоны и вагонное хозяйство»;

el.siete.07@mail.ru

ЯИЦКОВ Иван Анатольевич — доктор техн. наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное

хозяйство»; yia@rgups.ru

Theoretical Description of Processes and Relationships in the Absorbing Devices of Traction Units

T.L. Ripol'-Saragosi, L.F. Ripol'-Saragosi, I.A. Yaitskov

Rostov State University of Railway Transport, 2 Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolcheniya pl., Rostov-on-Don, 344038, Russia

For citation: Ripol'-Saragosi T. L., Ripol'-Saragosi L. F., Yaitskov I. A. Theoretical Description of Processes and Relationships in the Absorbing Devices of Traction Units // Proceedings of Petersburg State Transport University, 2026. Vol. 23, iss. 2. Pp. 309–314. DOI: 10.20295/1815-588X-2026-2-309-314 (In Russian)

Abstract

This paper provides an analytical analysis and calculations of the intercar forces as a function of the relative displacement of adjacent dump cars. **Objective:** theoretical modeling of processes occurring in the draft gear of motor dump cars. **Methods:** an analytical method for modeling the operation of draft gear of various brands in running and stretching modes. **Practical Relevance:** the paper presents the calculation results for the proposed draft gear for practical use in the automatic coupling devices of motor dump cars.

Keywords: analytical model, draft gear, deformation

References

1. Ripol'-Saragosi L.F., Ripol'-Saragosi T.L., Yaitskov I.A. Analiz predposylok sozdaniya matematicheskoy modeli funktsionirovaniya avtostsepek gruzhenykh tyagovykh agregatov [Analysis of the Prerequisites for Creating a Mathematical Model for the Operation of Automatic Couplers Of Loaded Traction Units], *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putej soobshcheniya [Proceedings of Petersburg State Transport University]*, 2024, vol. 21, no. 4, pp. 902–908. DOI: 10.20295/1815-588X-2024-04-902-908, EDN DWWMWJ (In Russian)
2. Ripol'-Saragosi L.F., Ripol'-Saragosi T.L., Yaitskov I. A. Matematicheskoe modelirovanie vneshnikh sil v rezhimakh tyagi i tormozheniya, deystvuyushchikh na tyagovyy agregat [Mathematical Modeling of External Forces in Traction and Braking Modes Acting on a Traction Unit], *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putej soobshcheniya [Proceedings of Petersburg State Transport University]*, 2025, vol. 22, no. 3, pp. 625–631. DOI: 10.20295/1815-588X-2025-3-625-630 (In Russian)
3. Pravila tyagovykh raschetov dlya poezdnoj raboty promyshlennykh elektrovozov i tyagovykh agregatov peremennogo toka [Rules for Traction Calculations for Train Operation of Industrial Electric Locomotives and AC Traction Units], 2nd ed., iss. 4323, Moscow, *PromtransNIiproekt [Design and Scientific Research Institute of Industrial Transport]*, 1977, 78 p. (In Russian)
4. Pravila tyagovykh raschetov dlya teplovozov na promyshlennom transporte [Rules for Traction Calculations for Diesel Locomotives in Industrial Transport], 2nd ed., iss. 4324, Moscow, *PromtransNIiproekt [Design and Scientific Research Institute of Industrial Transport]*, 1977, 78 p. (In Russian)
5. Kravchuk V.V., Doronina I.I., Kharin E.A. Povyshenie bezopasnosti dvizheniya poezdov povyshennoj massy i dliny [Improving the Safety of Trains of Increased Mass and Length], *Dal'nevostochnyy gosudarstvennyy universitet putej soobshchenij [Far Eastern State Transport University]*, 2005. (In Russian)
6. Grebenyuk P.T. Soprotivlenie dvizheniyu podvizhnogo sostava v S-obraznykh krivykh [Resistance

- to the Movement Of Rolling Stock in S-Shaped Curves], *Vestnik VNIIZhT [Russian Railway Science Journal]*, no. 1, 1987. (In Russian)
7. Potapov M.G. Kar'ernyj Transport [Quarry transport], Moscow, Nedra, 1985. (In Russian)
8. Patent №RU 2361761 C1 Rossijskaya Federatsiya, MPK B61H7/08 “Elektromagnitnyj rel'sovyj tormoz” [Patent no. RU 2361761 C1 Russian Federation, IPC B61H7/08 “Electromagnetic Rail Brake”], 2008104744/11, declared 07.02.2008, published 20. 07.2009. (In Russian)
9. Ripol'-Saragosi T.L., Ripol'-Saragosi L.F. Issledovanie vliyaniya temperaturnogo rezhima katushki na vremya vklucheniya elektromagnitnogo rel'sovogo tormoza (EMRT) [Study of the Influence of the Temperature Regime of the Coil on the Engagement Time of the Electromagnetic Rail Brake (EMRB)], *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshcheniya [Bulletin of the Rostov State University of Railway Engineering]*, no. 3 [87], Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, 2022, pp. 35–43. (In Russian)
10. Kitanov S., Podol'skij A. Analysis of Eddy-Current and Magnetic Rail Brakes for High-Speed Trains, *The Open Transportation Journal*, 2008, no. 2, pp. 19–28.
11. Savushkin R. A., et al. Avtostsepka SA-3T dlya vagonov tyazhelovesnogo dvizheniya: Osobennosti konstruktsii i tekhnologii izgotovleniya [Automatic Coupling Sa-3T For Heavy-Haul Cars: Design Features and Manufacturing Technology], *Vagony i vagonnoe khozyajstvo [Cars and Car Fleet]*, 2018, no. 1 (53), pp. 30–32. (In Russian)
12. Romen Yu. S., Muginshtein L. A., Neverova L. I. Vliyanie prodol'nykh sil v poezdakh na opasnost' skhoda vagonov v zavisimosti ot ikh zagruzki [The Influence of Longitudinal Forces in Trains on the Risk of Derailment of Cars Depending on Their Load], *Transport Rossijskoj Federatsii [Transport of the Russian Federation]*, 2013, no. 3 (46), pp. 64–68. (In Russian)

Received: March 01, 2026

Accepted: April 14, 2026

Author's information:

Tat'yana L. RIPOL'-SARAGOSI — Dr. Sci.

in Engineering, Professor, Professor of the Department “Thermal Power Engineering in Railway Transport”;

ripol-saragosi@mail.ru

Leonid F. RIPOL'-SARAGOSI — Ph.D. in

Engineering, Associate Professor of the Department “Cars and Carriage Maintenance”;

el.siete.07@mail.ru

Ivan A. YAITSKOV — Dr. Sci. in Engineering,

Professor of the Department “Cars and Carriage Maintenance”; yia@rgups.ru