

Транспортные системы Transport systems

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.421(045)

doi: 10.30987/2782-5957-2026-5-33-44

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ25А

Константин Степанович Перфильев¹, Григорий Михайлович Волохов^{2✉}, Сергей Николаевич Журавлев³, Эдуард Сергеевич Оганьян⁴

^{1,2,3,4} Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава, Коломна, Россия

¹ perfiliev@vnikti.com

² volokhov-gm@vnikti.com

³ zhuravlev-sn@vnikti.com

⁴ oganian-es@vnikti.com

Аннотация

Приводится описание математической модели шестиосного тепловоза 2ТЭ25А с асинхронными тяговыми электродвигателями (ТЭД), включающей основные механические компоненты тепловоза и их взаимосвязи для прогнозирования динамических процессов, отражающих продольные, вертикальные колебания, галопирование кузова и тележек, возникающих в различных режимах в ходе эксплуатации тепловоза. В модели учитываются

нестационарные явления в контакте «колесо – рельс». Приводятся некоторые результаты моделирования динамики шестиосной секции грузового тепловоза, оборудованного трехосными тележками с опорно-осевыми асинхронными ТЭД.

Ключевые слова: тепловоз, экипажная часть, колесная пара, коэффициент, сцепление, модель Полаха, динамика, результат, моделирование, износ.

Ссылка для цитирования:

Перфильев К.С. Динамическая модель экипажной части тепловоза 2ТЭ25А / К.С. Перфильев, Г.М. Волохов, С.Н. Журавлев, Э.С. Оганьян // Транспортное машиностроение. – 2026. - № 5. – С.33-44. doi: 10.30987/2782-5957-2026-5-33-44.

Original article

Open Access Article

DYNAMIC MODEL OF 2TE25A DIESEL LOCOMOTIVE CARRIAGE

Konstantin Stepanovich Perfiliev¹, Grigory Mikhailovich Volokhov^{2✉}, Sergey Nikolaevich Zhuravlev³, Eduard Sergeevich Oganyan⁴

^{1,2,3,4} Scientific Research and Design-Technological Institute of Rolling Stock (VNIKTI), Kolomna, Russia

¹ perfiliev@vnikti.com

² volokhov-gm@vnikti.com

³ zhuravlev-sn@vnikti.com

⁴ oganian-es@vnikti.com

Abstract

The mathematical model of a six-axle 2TE25A diesel locomotive with asynchronous traction electric motors (TEM) is described, which includes the main mechanical components of the locomotive and their interconnections for predicting dynamic processes reflecting longitudinal, vertical vibrations, rocking of the body and bogies that occur in various modes during locomotive operation. The model takes into account

non-stationary phenomena in the wheel–rail contact. Some results of modeling the dynamics of a six-axle section of a freight locomotive equipped with three-axle bogies with axial asynchronous TEMs are presented.

Keywords: diesel locomotive, carriage, wheelset, coefficient, clutch, Polach's model, dynamics, result, modeling, wear.

Введение

В данной работе представлена математическая 2D-модель секции тепловоза 2ТЭ25А (далее – тепловоз ТЭ25А), включающей основные механические компоненты экипажной части тепловоза и их взаимодействия для прогнозирования

его динамической реакции, описывающей продольную, вертикальную динамику и галопирование кузова и тележек, взаимодействие с путем и поездом, учитывающей нестационарные явления в контакте «колесо – рельс».

Математическая модель тепловоза ТЭ25А

Модель состоит из подробной модели динамики экипажа тепловоза, динамики контакта «колесо – рельс», а также упрощенных моделей тягового электропривода, модели поезда, автосцепки и пути.

Допущения, принятые при создании модели:

- динамическая система представлена моделью, состоящей из дискретных масс и упруго-диссипативных связей;

- исследованию подлежит только движение тепловоза и поезда на прямолинейном участке пути, поскольку оно является наиболее значимой динамической частью эксплуатации локомотива и наиболее протяженной по времени;

- динамика тепловоза охватывает продольные, вертикальные и галопирующие движения кузова тепловоза, передней и задней тележек, вертикальные движения шести колесных пар, упрощенную модель поезда, автосцепки и пути;

- колесная пара совместно с валом, ведомой шестерней, ротором ТЭД, рассматривается как жесткое тело вращения;

- масса колесной пары включает неподрессоренную часть (50 %) ТЭД;

- реакция от действия пружин второй ступени подвешивания тележек и первой ступени букс сосредоточена по геометрическому центру всех пружин;

- центр масс кузова тепловоза совпадает с его геометрическим центром;

- кинематические характеристики тяговой передачи приняты идеальными, зазоры в механических передачах отсутствуют;

- в тележках продольная связь между колесными парами и рамой жесткая, а вертикальная их связь упругая.

Двухмерная схема динамической модели тепловоза ТЭ25А представлена на рис. 1.

Представленная схема (рис. 1) отражает основные упруго-диссипативные связи, предусмотренные конструкцией тепловоза. Кузов массой m_c представлен как одномассовое тело, опирающееся на две тележки через пружины типа «флексикойл». Соединение между кузовом тепловоза и тележками, т.е. вторая ступень обрессоривания, содержит набор пружин и демпферов как в продольном, так и в вертикальном направлениях. При этом центры опор кузова на тележки (пять пружин «флексикойл» по каждой стороне тележки) смещены в сторону автосцепок на расстояние L_{sm} . Кузов может совершать горизонтальное и вертикальное движения (положительные направления показаны на рис. 1), а также поворот относительно его геометрического центра, совпадающего на модели с центром его масс (положительное направление показано против часовой стрелки) и находящийся на высоте L_{ch} относительно центра масс тележки. Шкворни кузова смещены относительно положения осей средних колес тележек в сторону автосцепок на расстояние L_{sh} . При этом силовое взаимодействие шкворней кузова с тележками выполнено на уровне плоскости осей колес тележек на высоте H_{ch} относительно крепления автосцепки.

Каждая тележка состоит из подрессоренного одномассового тела массой m_b и трех неподдресоренных колесно-моторных блоков массой m_w каждый. Учитывая, что тяговые двигатели опираются на оси колесных пар, и при этом часть массы двигателя воспринимается рамой тележки, в модели половина веса ТЭД отнесена к неподдресоренной части колесно-моторного блока и столько же к подрессоренной раме тележки. Тележки, как и кузов, могут совершать горизон-

тальные, вертикальные и угловые (галопирование) перемещения. Положительные направления их движений такие же, как и у кузова. Согласно конструкции тележки, угловое вращение (поворот) тележек производится вокруг центра масс, находящегося на высоте L_{bh} и который за счет компоновки ТЭД «гуськом» смещен относительно подвески средних колес в сторону топливного бака на расстояние L_{cg} .

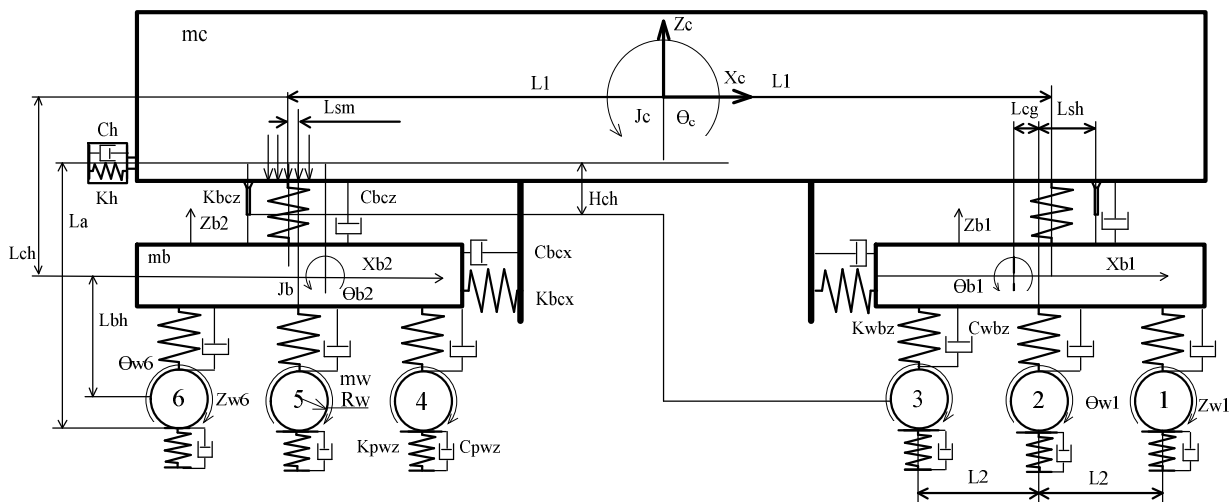


Рис. 1. Двухмерная (2D) продольно-вертикальная динамическая модель тепловоза ТЭ25А
Fig.1. Two-dimensional (2D) longitudinal-and-vertical dynamic model of TE25A diesel locomotive

Каждая из шести колесных пар совместно с осью, ведомой шестерней, ротором ТЭД, рассматривается в модели как отдельная единица, имеющая по вертикали упруго-диссипативную связь первой ступени с подрессоренной частью тележек. Поскольку на схеме за положительное принято направление движения тепловоза слева направо – положительное направление вращения колес соответственно принято по часовой стрелке.

Соединение между колесными парами и тележками, т.е. первая ступень подрессоривания экипажа, содержит упруго-диссипативные связи только в вертикальном направлении. Продольные соединения между колесными парами и тележками считаются жесткими.

На схеме также представлена упрощенная модель пути в виде набора упруго-

диссипативных связей. Аналогично выполнена упрощенная модель автосцепки [1], посредством которой тяговое усилие передается от автосцепки тепловоза к автосцепке состава поезда. Упрощенная модель поезда массой 6000 тонн выполнена в виде аperiodического звена первого порядка.

Для моделирования механики контакта «колесо – рельс» и получения величины тягового усилия, создаваемого благодаря такому контакту, используется модель Полаха [2–4], максимально точно учитывающая физические процессы в контакте «колесо – рельс».

Движение динамической модели тепловоза описывается следующей системой дифференциальных уравнений.

Горизонтальное перемещение кузова тепловоза:

$$m_c \cdot \ddot{X}_c = F_{b1cx} + F_{b2cx} - F_t.$$

Вертикальное перемещение кузова:

$$m_c \cdot \ddot{Z}_c = F_{b1cz} + F_{b2cz} - F_c.$$

Галопирование кузова:

$$J_c \cdot \ddot{\theta}_c = F_{b1cz} L_1 - F_{b2cz} L_1 - F_{b1cx} L_{ch} + F_{b2cx} L_{ch} + F_t (L_a - R_w).$$

Горизонтальное перемещение первой тележки совместно с колесами:

$$(m_b + 3 \cdot m_w) \cdot \ddot{X}_{b1} = F_{rw1x} + F_{rw2x} + F_{rw3x} - F_{b1cx}.$$

Вертикальное перемещение первой тележки:

$$m_b \cdot \ddot{Z}_{b1} = F_{w1b1z} + F_{w2b1z} + F_{w3b1z} - F_{b1cz} - F_b.$$

Галопирование первой тележки:

$$J_b \cdot \ddot{\theta}_{b1} = -F_{w3b1z} (L_2 - L_{cg}) + F_{w1b1z} (L_2 + L_{cg}) + \sum_{j=1}^3 F_{rwjx} (R_w + L_{bh}) - F_{b1cz} (L_{sm} + L_{cg}) + F_{w2b1z} L_{cg} + \frac{F_t (L_a - R_w)}{2 L_1} (L_{sm} - L_{cg}).$$

Горизонтальное перемещение второй тележки совместно с колесами:

$$(m_b + 3 \cdot m_w) \cdot \ddot{X}_{b2} = F_{rw4x} + F_{rw5x} + F_{rw6x} - F_{b2cx}.$$

Вертикальное перемещение второй тележки:

$$m_b \cdot \ddot{Z}_{b2} = F_{w4b2z} + F_{w5b2z} + F_{w6b2z} - F_{b2cz} - F_b.$$

Галопирование второй тележки:

$$J_b \cdot \ddot{\theta}_{b2} = -F_{w6b2z} (L_2 + L_{cg}) + F_{w4b2z} (L_2 - L_{cg}) + \sum_{j=4}^6 F_{rwjx} (R_w + L_{bh}) + F_{b2cz} (L_{sm} + L_{cg}) - F_{w5b2z} L_{cg} + \frac{F_t (L_a - R_w)}{2 L_1} (L_{sm} + L_{cg}).$$

Вертикальные перемещения и вращение шести колесных пар:

$$m_w \cdot \ddot{Z}_{w1} = F_{rw1z} + F_{b1w1z} - F_w ;$$

$$J_w \cdot \ddot{\theta}_{w1} = \frac{M_{e1}}{\eta} u_r - F_{rw1x} R_w ;$$

$$m_w \cdot \ddot{Z}_{w2} = F_{rw2z} + F_{b1w2z} - F_w ;$$

$$J_w \cdot \ddot{\theta}_{w2} = \frac{M_{e2}}{\eta} u_r - F_{rw2x} R_w ;$$

$$m_w \cdot \ddot{Z}_{w3} = F_{rw3z} + F_{b1w3z} - F_w ;$$

$$J_w \cdot \ddot{\theta}_{w3} = \frac{M_{e3}}{\eta} u_r - F_{rw3x} R_w ;$$

$$m_w \cdot \ddot{Z}_{w4} = F_{rw4z} + F_{b2w4z} - F_w ;$$

$$J_w \cdot \ddot{\theta}_{w4} = \frac{M_{e4}}{\eta} u_r - F_{rw4x} R_w ;$$

$$m_w \cdot \ddot{Z}_{w5} = F_{rw5z} + F_{b2w5z} - F_w ;$$

$$J_w \cdot \ddot{\theta}_{w5} = \frac{M_{e5}}{\eta} u_r - F_{rw5x} R_w ;$$

$$J_m \cdot \ddot{Z}_{w6} = F_{rw6z} + F_{b2w6z} - F_w ;$$

$$J_m \cdot \ddot{\theta}_{w6} = \frac{M_{e6}}{\eta} u_r - F_{rw6x} R_w .$$

Силы, действующие на тележки в горизонтальном направлении:

$$F_{b1cx} = -K_{bcx} (X_c - X_{b1}) - C_{bcx} (\dot{X}_c - \dot{X}_{b1}) ;$$

$$F_{b2cx} = -K_{bcx} (X_c - X_{b2}) - C_{bcx} (\dot{X}_c - \dot{X}_{b2}).$$

Силы, действующие на тележки в вертикальном направлении:

$$F_{b1cz} = -K_{bcz} (Z_c - Z_{b1} + L_1 \cdot \theta_c) - C_{bcz} (\dot{Z}_c - \dot{Z}_{b1} + L_1 \dot{\theta}_c) ;$$

$$F_{b2cz} = -K_{bcz} (Z_c - Z_{b2} - L_1 \cdot \theta_c) - C_{bcz} (\dot{Z}_c - \dot{Z}_{b2} - L_1 \dot{\theta}_c).$$

Силы, действующие между колесными парами и первой тележкой:

$$F_{w1b1z} = -K_{wbz} (Z_{b1} - Z_{w1} - (L_2 + L_{cg}) \theta_{b1}) - C_{wbz} (\dot{Z}_{b1} - \dot{Z}_{w1} + (L_2 + L_{cg}) \dot{\theta}_{b1}) ;$$

$$F_{w2b1z} = -K_{wbz} (Z_{b1} - Z_{w2} + L_{cg} \cdot \theta_{b1}) - C_{wbz} (\dot{Z}_{b1} - \dot{Z}_{w2} + L_{cg} \dot{\theta}_{b1}) ;$$

$$F_{w3b1z} = -K_{wbz} (Z_{b1} - Z_{w3} - (L_2 - L_{cg}) \theta_{b1}) - C_{wbz} (\dot{Z}_{b1} - \dot{Z}_{w3} - (L_2 - L_{cg}) \dot{\theta}_{b1}).$$

Силы, действующие между колесными парами и второй тележкой

$$F_{w4b2z} = -K_{wbz} (Z_{b2} - Z_{w4} + (L_2 - L_{cg})\theta_{b2}) - C_{wbz}(\dot{Z}_{b2} - \dot{Z}_{w4} + (L_2 - L_{cg})\dot{\theta}_{b2})$$

$$F_{w5b2z} = -K_{wbz} (Z_{b2} - Z_{w5} - L_{cg}\theta_{b2}) - C_{wbz}(\dot{Z}_{b2} - \dot{Z}_{w5} - L_{cg}\dot{\theta}_{b2})$$

$$F_{w6b2z} = -K_{wbz} (Z_{b2} - Z_{w6} - (L_2 + L_{cg})\theta_{b2}) - C_{wbz}(\dot{Z}_{b2} - \dot{Z}_{w6} - (L_2 + L_{cg})\dot{\theta}_{b2})$$

Указанная система дополнена уравнениями упруго-диссипативных связей с железнодорожным путем и через автосцепку с уравнениями, описывающими упрощенную модель поезда. Для моделирования изменяющихся условий сцепления в модели Полаха имеется изменяемый

набор переменных. Электромагнитный момент ТЭД приложен к ротору и посредством полномерной (беззазорной, неизношенной) тяговой передачи – к колесной паре.

Название, обозначения и размерность параметров тепловоза приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры элементов экипажной части тепловоза ТЭ25А

Table 1

Parameters of the undercarriage components of TE25A diesel locomotive

№	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
Инерционные параметры			
1	Масса кузова	m_c	кг
2	Обрессоренная масса тележки	m_b	кг
3	Масса колесной пары с зубчатым колесом и частью массы асинхронного тягового двигателя (АТД)	m_w	кг
4	Момент инерции кузова	J_c	кг·м ²
5	Момент инерции тележки	J_b	кг·м ²
6	Момент инерции колесной пары с зубчатым колесом и тягового двигателя	J_w	кг·м ²
Жесткостные параметры			
1	Вертикальная жесткость 1-й ступени	$Kwbz$	Н/м
2	Вертикальная жесткость 2-й ступени	$Kbcz$	Н/м
3	Горизонтальная жесткость 2-й ступени	$Kbcx$	Н/м
4	Вертикальная жесткость пути	$Kpwz$	Н/м
5	Жесткость автосцепки	Kh	Н/м
Диссипативные параметры			
1	Коэффициент демпфирован. 1-й ступени по верт.	$Cwbz$	Нс/м
2	Коэффициент демпфирован. 2-й ступени по верт.	$Cbcz$	Нс/м
3	Коэффициент демпфирован. 2-й ступени по гориз.	$Cbcx$	Нс/м
4	Коэффициент демпфирован. пути	$Cpwz$	Нс/м
5	Коэффициент демпфирован. автосцепки	Ch	Нс/м
Геометрические и прочие параметры			
1	Радиус колеса по кругу катания	R_w	м
2	Расстояние между центрами опор кузова	$2L_1$	м
3	Горизонтальное расстояние между осями АТД	L_2	м
4	Расстояние по вертикали между центрами масс кузова и тележки	L_{ch}	м
5	Расстояние по вертикали между центром масс тележки и осями колесных пар	L_{bh}	м
6	Расстояние по вертикали между автосцепкой тележки и головкой рельса	L_a	м
7	Смещение положения шкворня относительно центра оси среднего колеса в сторону автосцепок	L_{sh}	м
8	Смещение положения пружин 2 ступени относительно центра оси среднего колеса в сторону автосцепок	L_{sm}	м
9	Смещение положения центра масс тележек относительно центра оси среднего колеса в сторону топливного бака	L_{cg}	м
10	Передаточное отношение зубчатой передачи	ur	

Продолжение таблицы 1
Continuation of table 1

№	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
Прочие переменные и их производные			
1	Горизонтальное перемещение кузова	Xc	м
2	Горизонтальное перемещение 1 тележки	$Xb1$	м
3	Горизонтальное перемещение 2 тележки	$Xb2$	м
4	Вертикальное перемещение кузова	Zc	м
5	Вертикальное перемещение 1 тележки	$Zb1$	м
6	Вертикальное перемещение 2 тележки	$Zb2$	м
7	Вертикальное перемещение колесных пар	$Zw1-Zw6$	м
8	Угол поворота кузова (галомирование кузова)	Θc	рад
9	Угол поворота 1 тележки (галомирование 1 тележки)	$\Theta b1$	рад
10	Угол поворота 2 тележки (галомирование 2 тележки)	$\Theta b2$	рад
11	Угол поворота колес	Θw	рад
12	Скорость перемещения колес	$Vw1x-Vw6x$	м/с
13	Скорость движения поезда	Vt	м/с
14	Перемещение поезда	Xt	м
15	Нормальные силы давление от колес на рельсы	$Pw1z-Pw6z$	Н
16	Механический момент на валах АТД	$Me1-Me6$	Н·м
17	Сила тяги поезда	Ft	Н
18	Сила тяжести кузова	Fc	Н
19	Сила тяжести тележки	Fb	Н
20	Сила тяжести колесной пары	Fw	Н
21	Тангенциальные силы в контакте «колесо – рельс» в продольном направлении	$Frw1x-Frw6x$	Н
22	Силы, действующие на тележки и кузов в горизонтальном направлении	$Fb1cx-Fb2cx$	Н
23	Силы, действующие на тележки и кузов в вертикальном направлении	$Fb1cz-Fb2cz$	Н
24	Силы, действующие на колеса и первую тележку в вертикальном направлении	$Fw1b1z-Fw3b1z$	Н
25	Силы, действующие на колеса и вторую тележку в вертикальном направлении	$Fw4b2z-Fw6b2z$	Н
26	Коэффициент полезного действия редуктора тяговой передачи	η	

Входные данные модели Полаха включают (при известной геометрии контакта) нормальную контактную силу, скорости локомотива и колесных пар, а также параметры состояния контакта, условия скольжения и вращения. Нормальные контактные силы рассчитываются на основе вертикальных ускорений колес с учетом известной жесткости контакта рельса с колесом. Предположение о пятне контакта в его алгоритме основано на Герцевском контакте и показано на рис. 2. Предполагается, что площадь контакта имеет эллип-

тическую форму. Модель была проверена как относительно точная для анализа силы тяги локомотивов, поскольку была верифицирована путем сравнения с экспериментальными данными [3]. Данная модель эффективна как при малых, так и при больших значениях относительного скольжения в контакте «колесо – рельс», в том числе в убывающей части функции.

Результирующая тангенциальная сила в контакте «колесо – рельс» согласно представленной гипотезе в продольном направлении равна:

$$F = \frac{2P\mu}{\pi} \left(\frac{k_A \varepsilon}{1+(k_A \varepsilon)^2} + \arctan(k_S \varepsilon) \right), \quad (1)$$

где F – тангенциальная сила; P – нормальная изменяемая нагрузка на колесо; K_A – переменный коэффициент в зоне сцепле-

ния; K_S – переменный коэффициент в зоне проскальзывания; μ – переменный коэффициент трения в пятне контакта; ε – гра-

диент касательного напряжения в области сцепления, который вдоль продольного направления (определенного как направление X на рис. 2) рассчитывается по формуле:



Рис. 2. Гипотеза о распределении нормальных и тангенциальных напряжений в контакте «колесо – рельс»

Fig.2. Hypothesis on the distribution of normal and tangential stresses in the wheel-rail contact

Для тепловоза 2ТЭ25А полуоси $a = 7,4$ мм, $b = 7,2$ мм рассчитаны по методике, приведенной в работе Джонсона [5] в соответствии с размером колеса и профилем рельса Р65, а значение коэффициента c_{11} рассчитано по методике, приведенной в работе Калкера [6]; S_X – относительная со-

$$\epsilon_X = \frac{1}{4} \frac{G \pi a b c_{11}}{P \mu} S_X, \quad (2)$$

где G – модуль сдвига; a и b – полуоси контактного эллипса, как показано на рис. 2; c_{11} – продольное направление коэффициента жесткости контактного сдвига, ставляющая скольжения в продольном направлении, определяемая по формуле:

$$S_X = \frac{W_X}{V}, \quad (3)$$

где W_X – тангенциальная (линейная) скорость скольжения в продольном направлении, м/с; V – линейная скорость тепловоза, м/с.

Переменный коэффициент трения в зоне контакта рассчитывается по формуле:

$$\mu = \mu_0 [(1 - A_p) e^{-B_p W_X} + A_p], \quad (4)$$

где μ_0 – максимальный коэффициент трения при нулевой скорости скольжения; A_p – отношение коэффициента трения при бесконечной скорости скольжения μ_∞ к μ_0 , определяемое как: $A_p = \mu_\infty / \mu_0$; B_p – коэффициент экспоненциального уменьшения трения в зоне контакта.

Параметры для расчета градиента касательного напряжения в области сцепления, коэффициента трения и тангенциальной силы в контакте «колесо – рельс» для условий сухого и влажного контакта согласно работе Полаха [3] приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры для расчета градиента касательного напряжения в области сцепления, коэффициента трения и тангенциальной силы в контакте «колесо – рельс»

Table 2

Parameters for calculating the shear stress gradient in the adhesion region, the friction coefficient and the tangential force in the wheel-rail contact

№	Наименование параметра	Обозначение	Сухой	Влажный
1	Начальный коэффициент трения	μ_0	0,55	0,30
2	Отношение коэффициента трения при бесконечной скорости скольжения μ_∞ к μ_0	A_p	0,40	0,40
3	Коэффициент экспоненциального уменьшения трения в зоне контакта, с/м	B_p	0,60	0,20
4	Переменный коэффициент в зоне сцепления	k_A	1,00	0,30
5	Переменный коэффициент в зоне проскальзывания	k_S	0,40	0,10

Зависимости силы сцепления для типичных сухих и влажных условий по модели Полаха для ТЭ25А показаны на рис. 3, где горизонтальная ось представля-

ет собой относительное скольжение, а вертикальная – отношение между тангенциальной тяговой силой и нормальной нагрузкой.

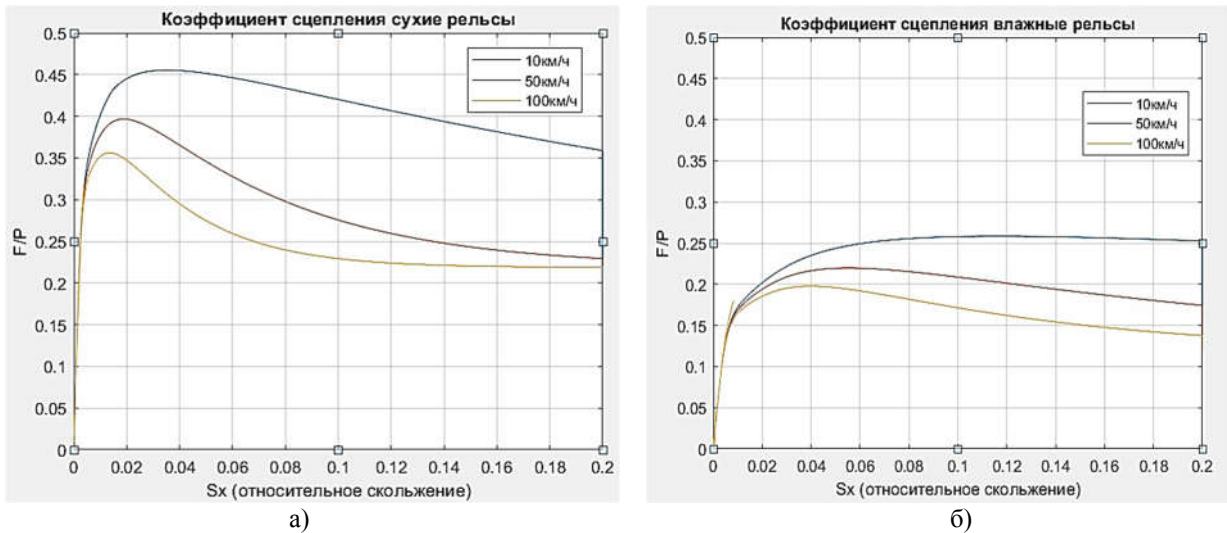


Рис. 3. Графики коэффициентов сцепления для типичных условий контакта «колесо – рельс»: а - при сухих рельсах; б - при влажных рельсах
 Fig.3. Graphs of adhesion coefficients for typical wheel-rail contact conditions: a) dry rails; b) wet rails

Математическая модель, описывающая горизонтальное и вертикальное движение кузова и тележек, вертикальное и вращательное движение колес тепловоза, галопирование кузова и тележек, а также модель автосцепки и поезда реализована в среде моделирования *Matlab Simulink* (рис. 4). Модель тепловоза ТЭ25А (*TEPLOVOZ TЭ25A*), реализующая приведенную выше систему уравнений, состоит из математической модели вертикального перемещения и галопирования кузова (данная модель для примера приведена на рис. 5), математической модели горизонтального перемещения кузова, математической модели вертикального перемеще-

ния первой и второй тележки, математической модели галопирования первой и второй тележки, математических моделей вертикального перемещения и вращения шести колесных пар. Кроме того, модель включает в себя шесть моделей Полаха по расчету тангенциальной силы в контакте «колесо – рельс» (*RaschF1...RaschF6*), упрощенную модель автосцепки (*Scepka*) и упрощенную модель поезда (*Poezd*). Все приведенные модели представляют собой единую систему связанных между собой дифференциальных уравнений. Каждая отдельная модель получает на вход или внешние силы, или данные из других связанных моделей.

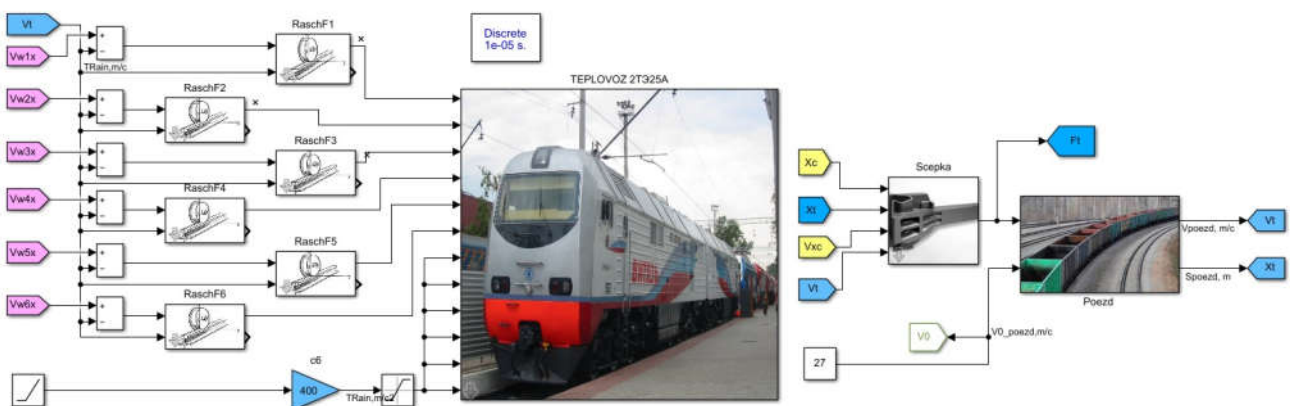


Рис. 4. Математическая модель тепловоза ТЭ25А
 Fig.4. Mathematical model of TE25A diesel locomotive

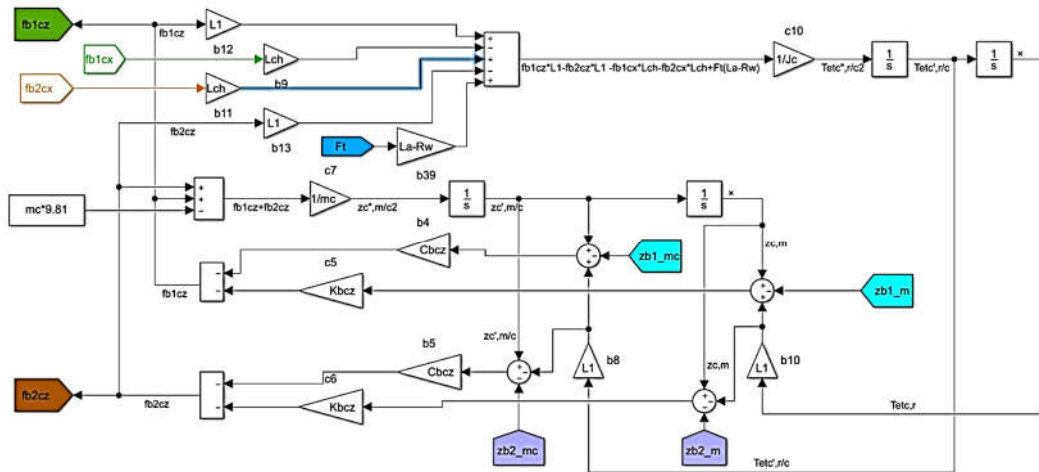


Рис. 5. Математическая модель вертикального перемещения и галопирования кузова тепловоза ТЭ25А
 Fig.5. Mathematical model of vertical displacement and pitching of TE25A diesel locomotive body

Результаты моделирования

На рис. 6–13 показаны некоторые результаты моделирования работы тепловоза 2ТЭ25А с использованием разработанной математической модели. На рис. 6 показано изменение силы нормального давления по колесным парам тепловоза при изменении силы тяги тепловоза от нуля до номинального значения. На рис. 7 приведен статический прогиб 1-й ступени (59,5 мм)

и 2-й ступени (107 мм), выделенные красным цветом. Данные значения подтверждают корректность разработанной математической модели тепловоза.

В табл. 3 приведено распределение сил нормального давления по колесным парам тепловоза при номинальном моменте вращения каждого ТЭД тепловоза равном 9700 Нм.

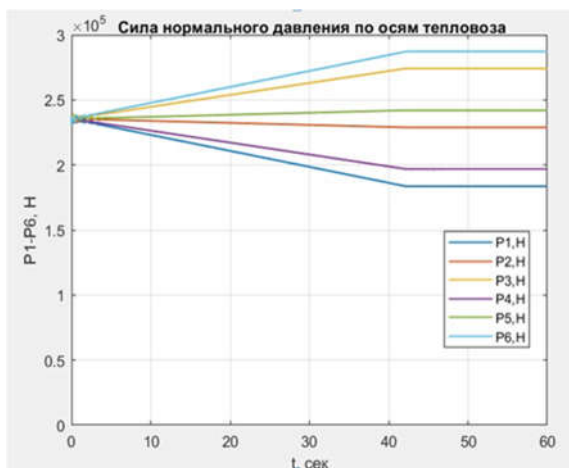


Рис. 6. Изменение силы нормального давления по осям тепловоза

Fig.6. Change in the normal pressure force along the axles of a diesel locomotive

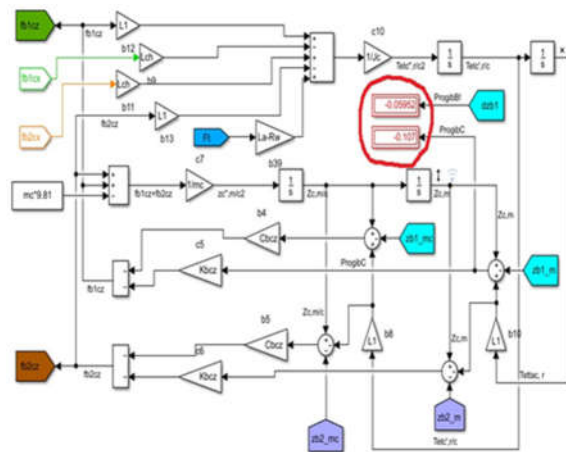


Рис. 7. Статический прогиб 1 и 2 ступеней рессорного подвешивания

Fig.7. Static deflection of 1 and 2 stages of spring suspension

На рис. 8, 9 приведены абсолютные скорости скольжения и путь соответствующих колесных пар тепловоза в состоянии скольжения при реализации тяговой характеристики без боксования.

На рис. 10, 11 приведены вертикальные перемещения первой колесной пары и первой тележки при боксовании тепловоза.

На рис. 12, 13 приведены галопирование первой тележки и кузова при боксовании тепловоза.

Распределение сил нормального давления тепловоза по колесным парам

Table 3

Distribution of normal pressure forces of a diesel locomotive across the wheelsets

Номер КП	Средняя сила давления, Н	Силы давления по осям КП	
		Н	%
1	235400	183600	78,1
2		228900	97,2
3		274200	116,7
4		196800	83,7
5		242200	102,9
6		287200	122,2

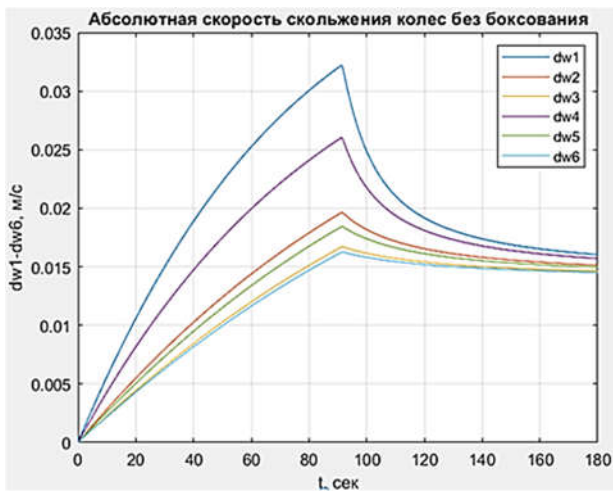


Рис. 8. Абсолютные скорости скольжения колес колесных пар
Fig.8. Absolute sliding velocities of wheels of wheelsets

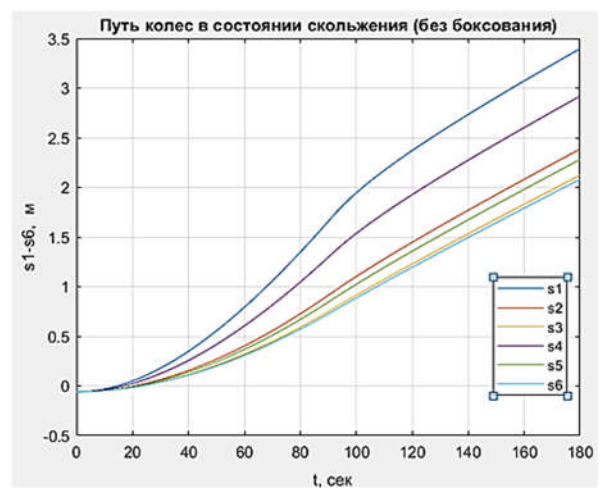


Рис. 9. Путь колес в состоянии скольжения при реализации тяговой характеристики без боксования
Fig. 9. The path of the wheels at sliding state when realizing the traction characteristic without slipping

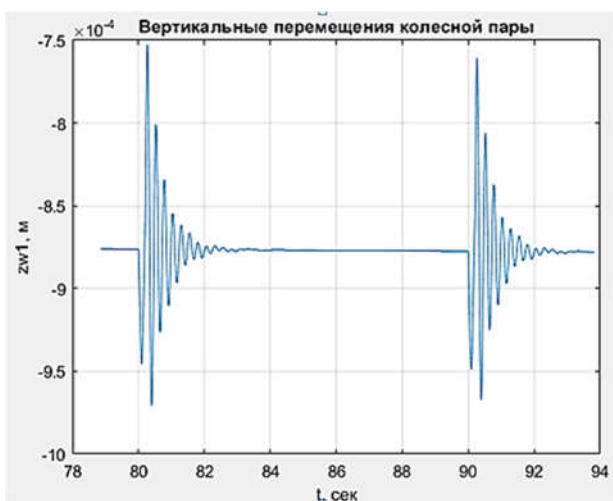


Рис. 10. Вертикальные перемещения первой колесной пары
Fig.10. Vertical movements of the first wheelset

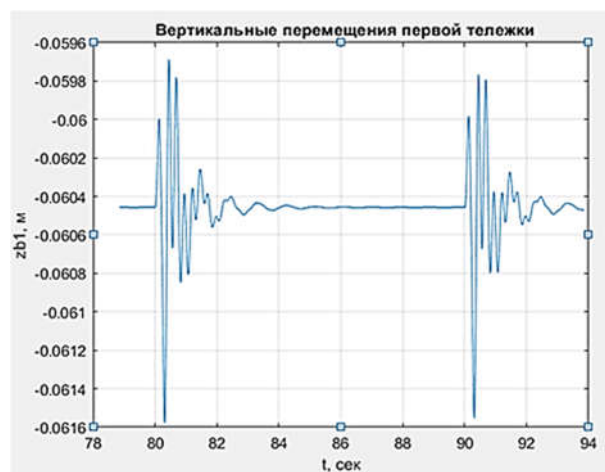


Рис. 11. Вертикальные перемещения первой тележки
Fig.11. Vertical movements of the first bogie

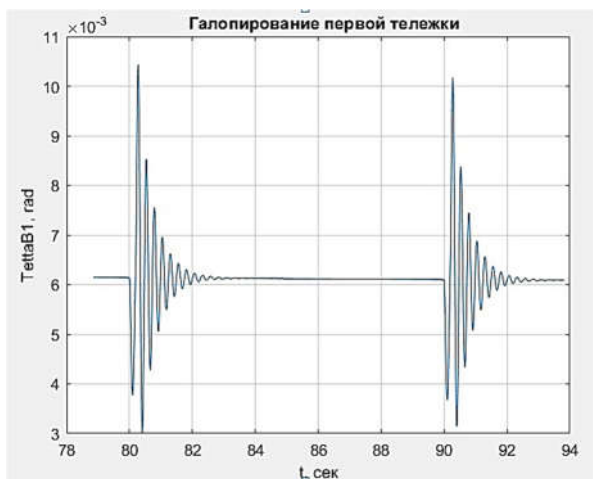


Рис. 12. Галопирование первой тележки
Fig.12. Pitching of the first bogie

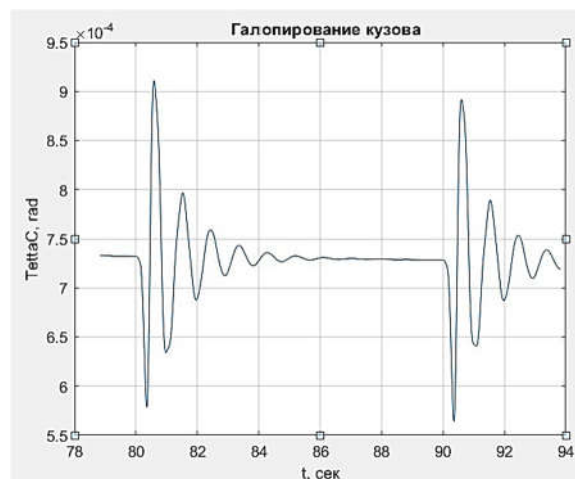


Рис. 13. Галопирование кузова
Fig.13. Pitching of the body

Выводы

Разработанная математическая модель тепловоза ТЭ25А включает основные механические компоненты экипажа, необходимые для прогнозирования динамического взаимодействия в системе «колесо – рельс» и анализа реакции тепловоза на изменчивые факторы пути по характеристике «сцепление – тяга». Приведенная модель учитывает динамику поведения основных элементов экипажной части тепловоза, развитие нестационарных процессов

в контакте «колесо – рельс» и тяговом электромеханическом приводе.

Модель создана для исследования динамики поведения механической части тепловоза, так и для целей синтеза и апробации алгоритмов управления тяговым электроприводом с контролем изменения вращающих моментов ТЭД, обеспечивающих в режиме реального времени оптимальное тяговое усилие с минимизацией износа колес и рельсов при изменяющихся условиях сцепления в зоне их контакта.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Сахаров П.А. Повышение безопасности движения поезда при использовании электродинамического торможения: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Гомель, 2022. 185 с.
2. Polach O. A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code // Vehicle System Dynamics. 1999. vol. 33. pp. 728-739.
3. Polach O. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit // Wear. 2005. vol. 258 pp. 992-1000.

4. Polach O. Influence of Locomotive Tractive Effort on the Forces Between Wheel and Rail // Vehicle System Dynamics. 2001. vol. 35. pp. 7-22.
5. Johnson K.L. Contact Mechanics. – Cambridge University Press, 1985. 452 p.
6. Kalker J. On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction. Ph. D Doctoral Thesis, Delft, 1967. 27 p.

REFERENCES

1. Sakharov PA. Improving the safety of train movement when using electrodynamic braking [dissertation]. [Gomel (Belorussia)]; 2022.
2. Polach O. A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code. Vehicle System Dynamics. 1999;33:728-739.
3. Polach O. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. Wear. 2005;258:992-1000.

4. Polach O. Influence of Locomotive Tractive Effort on the Forces Between Wheel and Rail. Vehicle System Dynamics. 2001;35:7-22.
5. Johnson KL. Contact Mechanics. Cambridge: Cambridge University Press; 1985.
6. Kalker J. On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction [dissertation]. [Delft (Netherlands)]; 1967.

Информация об авторах:

Перфильев Константин Степанович – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), тел. +7(496)618-82-48.

Волохов Григорий Михайлович – доктор технических наук, главный научный эксперт, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), тел. +7(496)618-82-48.

Perfilyev Konstantin Stepanovich – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Scientific Research and Design-Technological Institute of Rolling Stock (VNIKTI), phone: +7(496)618-82-48.

Volokhov Grigory Mikhailovich – Doctor of Technical Sciences, Chief Scientific Expert, Scientific Research and Design-Technological Institute of Rolling Stock (VNIKTI), phone: +7(496)618-82-48.

Журавлев Сергей Николаевич – кандидат технических наук, заместитель генерального директора по перспективным проектам, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), тел. +7(496)618-82-48.

Оганьян Эдуард Сергеевич – доктор технических наук, главный научный сотрудник, Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»),.

Zhuravlev Sergey Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences, Deputy General Director for Advanced Projects, Scientific Research and Design-Technological Institute of Rolling Stock (VNIKTI), phone: +7(496)618-82-48.

Oganyan Eduard Sergeevich – Doctor of Technical Sciences, Chief Researcher, Scientific Research and Design-Technological Institute of Rolling Stock (VNIKTI).

**Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.**

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.**

**Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.**

Статья поступила в редакцию 05.02.2026; одобрена после рецензирования 08.04.2026; принята к публикации 27.04.2026. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 05.02.2026; approved after review on 08.04.2026; accepted for publication on 27.04.2026. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.