



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная научная статья

УДК 629.423.31: 625.032.37

EDN: <https://elibrary.ru/urebda>

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-4-287-300>

Научная специальность: 2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация



Процессы срыва и восстановления сцепления колес с рельсами электровоза переменного тока с управляемыми преобразователями возбуждения коллекторных тяговых двигателей

А. Н. Савоськин, А. А. Чучин✉

Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)),
Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. На электровозах постоянного и переменного тока широко применяются коллекторные тяговые двигатели последовательного возбуждения, недостатком которых является их повышенная склонность к буксованию. Необходимо найти современное решение актуальной задачи повышения сцепных свойств электровозов. Для этого должны быть рассмотрены процессы срыва и восстановления сцепления колесных пар электровоза переменного тока с управляемыми преобразователями возбуждения коллекторных тяговых электродвигателей, обеспечивающими плавные переходы с характеристикой последовательного на независимое возбуждение, а также возможность плавного управления токами возбуждения и силами тяги в этих режимах. Целью статьи является разработка предложений по повышению сцепных свойств электровозов.

Материалы и методы. Авторами предложена методика исследований срыва сцепления колесной пары электровоза. Рассмотрены процессы взаимодействия колесных пар и рельсов при наезде на масляное пятно, определены значения сил тяги, сил сцепления, а также скорости проскальзывания колесных пар. Исследование указанных процессов выполнялось на математической модели, разработанной в программном пакете Matlab/Simulink.

Результаты. Результаты исследования процессов при срыве сцепления под одним колесом колесной пары, а также при срыве сцепления под обоими колесами колесной пары показали, что сила сцепления первой колесной пары становится значительно меньше силы тяги двигателя, чем в случае срыва сцепления под одним колесом. Это вызывает значительное увеличение относительной скорости скольжения колеса от 6,9 % при срыве сцепления под одним колесом и до 9,5 % при срыве сцепления под обоими колесами, при этом возрастает и скорость вращения колеса.

Обсуждение и заключение. Полученные результаты целесообразно использовать в дальнейшем при разработке систем управления силой тяги на пределе по сцеплению и систем управления проскальзыванием колесных пар грузовых электровозов переменного тока с транзисторным управляемым мостом коллекторных тяговых двигателей.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: электровоз, коллекторный тяговый двигатель, коэффициент сцепления, проскальзывание, управляемый преобразователь возбуждения, система «колесо – рельс», сила тяги, сила сцепления, скорость скольжения

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Савоськин А. Н., Чучин А. А. Процессы срыва и восстановления сцепления колес с рельсами электровоза переменного тока с управляемыми преобразователями возбуждения коллекторных тяговых двигателей // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2025. Т. 84, № 4. С. 287–300. EDN: <https://elibrary.ru/urebda>.



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.423.31: 625.032.37

EDN: <https://elibrary.ru/urebda>

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-4-287-300>

Scientific specialty: 2.9.3. Railway rolling stock, train traction and electrification



Clutch failure and recovery processes of rail wheels of AC electric locomotive with controlled excitation converters of the collector traction motors

Anatoliy N. Savos'kin, Anton A. Chuchin✉

Russian University of Transport,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Collector traction motors of sequential excitation are widely used on DC and AC electric locomotives, which disadvantage is their increased tendency to slip. It is necessary to find a modern solution to the urgent task of improving coupling properties of electric locomotives. In this regard, the processes of disrupting and restoring the coupling of wheel pairs of an alternating current electric locomotive with controlled excitation converters of collector traction motors should be considered, providing smooth transitions to sequential and independent excitation characteristics, as well as the possibility of smooth control of excitation currents and traction forces in these modes. The objective of the paper is to develop proposals to improve the coupling properties of electric locomotives.

Materials and methods. The authors propose a methodology for studying the clutch failure of an electric locomotive wheel pair. The processes of interaction of wheel pairs and rails when hitting an oil stain are considered, and the values of traction forces, adhesion forces, and the speed of wheel pair slippage are determined. The study of these processes was carried out using a mathematical model developed in the Matlab/Simulink software package.

Results. The results of processes study in case of clutch failure under one wheel of a wheel pair, as well as in case of clutch failure under both wheels of a wheel pair, showed that the clutch force of the first wheel pair becomes significantly lower than the thrust force of the engine rather than in case of clutch failure under one wheel. This causes a considerable increase in the relative sliding speed of the wheel from 6.9 % when the clutch is broken under one wheel to 9.5 % when the clutch is broken under both wheels. At the same time, the speed of the wheel rotation increases.

Discussion and conclusion. The results obtained in this article may be used for the development of traction force control systems at the adhesion limit and wheel pair slip control systems for AC freight electric locomotives with controlled excitation converters for commutator traction motors.

KEYWORDS: electric locomotive, commutator traction motor, adhesion coefficient, slipping, controlled excitation converter, wheel – rail system, traction force, adhesion force, sliding speed

FOR CITATION: Savos'kin A. N., Chuchin A. A. Clutch failure and recovery processes of rail wheels of AC electric locomotive with controlled excitation converters of the collector traction motors. *Russian Railway Science Journal*. 2025;84(4):287–300. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-4-287-300>.

Введение. На электроподвижном составе постоянного и переменного тока массово применяются коллекторные тяговые двигатели последовательного возбуждения. Главным недостатком такого типа двигателей является их повышенная склонность к разносному буксование, что ставит эксплуатантов перед необходимостью значительно снижать силу тяги и ограничивать массу поезда.

Известны следующие способы повышения сцепления колес с рельсами:

- механические (подача кварцевого песка в зону контакта колеса и рельса, использование активизаторов сцепления, применение догружающих устройств) [1, 2];
- химические (обработка рабочей поверхности рельсов специальными составами — модификаторами трения; модификация поверхности колес с использованием растворов силикатов) [3];
- электромагнитные (воздействие на контакт колеса с рельсом регулируемым электрическим током или регулируемым магнитным потоком) [4];
- электрические системы (применение различных схемотехнических решений, позволяющих изменять жесткость характеристик буксующих двигателей).

В работе Г. В. Самме [5] для электровозов постоянного тока ВЛ10 с коллекторными тяговыми электродвигателями (далее — ТЭД) предложена автоматическая система повышения сцепления буксующих ТЭД за счет шунтирования обмоток якорей активными сопротивлениями, применение которых вызывает дополнительные потери энергии.

В работе [6] для улучшения противобуксовых свойств электровозов переменного тока 2ЭС5К с ТЭД последовательного возбуждения и сохранения при этом его мягких статических характеристик предложена схема с конденсаторным накопителем энергии в цепи возбуждения ТЭД. При срыве сцепления колесной пары накопитель энергии начинает разряжаться через обмотку возбуждения, препятствуя снижению тока возбуждения, тем самым повышая жесткость тяговой характеристики и кратковременно снижая силу тяги буксующего ТЭД.

Однако в рассмотренных схемотехнических решениях [5, 6] реализуется ступенчатое изменение силы тяги буксующего ТЭД и отсутствует возможность непосредственного плавного управления силой тяги электровоза при нарушении условий сцепления. Это обстоятельство не позволяет в полной мере управлять сцеплением и является существенным недостатком таких систем.

В работе Ю. И. Клименко¹ для повышения тяговых свойств тепловозов и обеспечения эффективности систем защиты от буксования предлагается использовать

автоматическое управление жесткостью тяговой характеристики коллекторного электродвигателя последовательного возбуждения. Особенности построения структуры силовой цепи, системы и алгоритмов управления для автономного тягового подвижного состава (тепловозов) не позволяют применить предложенную систему на электровозах с аналогичным типом тягового двигателя.

Как показывает анализ исследований, большинство из распространенных методов повышения сцепления колес железнодорожного подвижного состава с рельсами обладает существенными недостатками, поэтому цель данной работы — предложить современное решение актуальной задачи повышения сцепных свойств электровозов.

Известно, что применение системы независимого возбуждения коллекторных ТЭД существенно улучшает тяговые и энергетические показатели электровозов переменного тока. Такая система реализована на электровозах 3ЭС5К [7]. Однако на этих электровозах при переходах с последовательного возбуждения на независимое (или с независимого возбуждения на последовательное) на каждой секции происходит поочередное отключение ТЭД от источников питания — выпрямительно-инверторных установок (далее — ВИУ). Затем обмотки возбуждения отключаются от якорей, включаются последовательно и подключаются к отдельному источнику питания — управляемому выпрямителю возбуждения. Эти переключения приводят к потере, а затем к восстановлению силы тяги секции и значительному изменению силы тяги всего электровоза, что вызывает появление нежелательных продольных рывков и толчков в поезде [8]. Достаточно продолжительный процесс таких переключений поочередно для трех секций электровоза приводит к значительному снижению скорости движения поезда, что особенно опасно при следовании по затяжным подъемам.

Для исключения таких явлений предложено выполнить шунтирование обмотки возбуждения транзисторным управляемым мостом (далее — УПВ) на транзисторах VT1–VT4 [9], получающих питание от диодного выпрямителя (рис. 1). На рисунке показано, что тяговый двигатель получает питание от ВИУ, как и на обычных серийных электровозах. Якорь двигателя и обмотка возбуждения включены последовательно, и по ним проходит одинаковый ток, который будем называть током двигателя i_d .

В этом случае при включении вентилей VT1 и VT4 происходит увеличение тока возбуждения. Это явление будем называть подпиткой обмотки возбуждения током i_{π} .

¹ Клименко Ю. И. Исследование электропривода с изменяемой жесткостью тяговой характеристики: дисс. канд. техн. наук: 05.22.07. Коломна, 2004. 88 с.

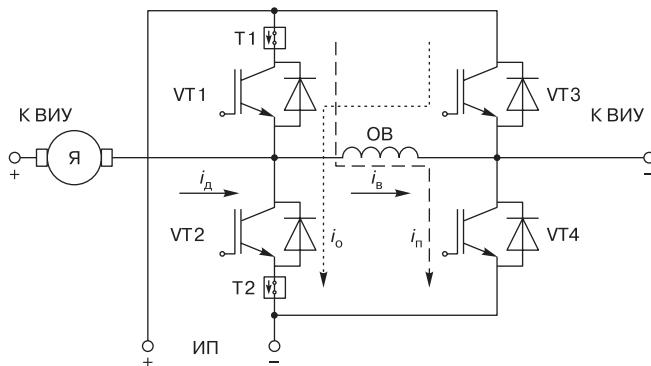


Рис. 1. Схема мостового транзисторного управляемого преобразователя для питания обмоток возбуждения тягового двигателя с датчиками тока*:

T1, T2 — датчики тока; ОВ — обмотка возбуждения ТЭД; Я — якорь ТЭД; ИП — источник питания; — — направление протекания тока подпитки; ······ — направление протекания тока отпитки

* Источник: данные авторов

Fig. 1. Diagram of a bridge transistor controlled converter for powering the excitation windings of a traction motor with current sensors*: T1, T2 — current sensors; OB — AC traction motor excitation winding; Я — AC traction motor armature; ИП — power supply; — — seed current flow direction; ······ — excitation current reduction flow direction

* Source: authors' data

Если же включить вентили VT2 и VT3, происходит уменьшение тока возбуждения, которое будем называть отпиткой обмотки возбуждения током i_o . Используя токи подпитки и отпитки, можно обеспечить режимы работы тягового двигателя с независимым возбуждением, изменения ток i_n так, чтобы сумма этого тока и тока двигателя i_d была постоянной и равной току независимого возбуждения i_b :

$$i_b = i_d + i_n. \quad (1)$$

При реализации режима отпитки можно обеспечивать работу тягового двигателя в режиме последовательного уменьшенного возбуждения (ослабления поля):

$$i_b = i_d - i_o. \quad (2)$$

И, наконец, если не включать вентили УПВ, то тяговый двигатель будет работать в обычном режиме последовательного возбуждения.

Отметим также, что измерение тока подпитки выполняется датчиком тока T1, включенным перед вентилем VT1, а измерение тока отпитки — датчиком тока T2, включенным после вентиля VT2.

Таким образом, применение УПВ позволяет реализовать режимы независимого, а также последовательного возбуждения тягового двигателя с нормальным

и уменьшенным возбуждением. Отличительная особенность предлагаемой схемы обусловлена тем, что переходы из режимов последовательного возбуждения в независимое и наоборот происходят без разрыва силовой цепи и, следовательно, без потери силы тяги.

Методика исследований срыва сцепления колесной пары электровоза. Рассмотрим возможности применения УПВ для стабилизации условий сцепления колесных пар (далее — КП) электровоза с рельсами. Для этого при работе электровоза в режиме независимого возбуждения будем моделировать процесс наезда на масляное пятно, снижая в два раза силу сцепления колеса с рельсом $F_{\text{сц}}$, Н. При этом силу сцепления будем определять по выражению²:

$$F_{\text{сц}} = \psi \Pi, \quad (3)$$

где Π — вертикальная нагрузка, передаваемая от колеса на рельс, кН;

ψ — коэффициент сцепления колеса с рельсом, определяемый по дислокационной модели сцепления³:

$$\psi = 3,513 \cdot 10^2 \mu_y \Lambda_p \left(\frac{F_k(v_\Sigma)}{S_0 \sigma_{bh}} \right)^{0,25}, \quad (4)$$

где $\left(\frac{F_k(v_\Sigma)}{S_0 \sigma_{bh}} \right)^{0,25}$ — коэффициент, учитывающий инерционность движения дислокаций (σ_{bh} — внутренние напряжения в материале, обусловленные наклепом, $\sigma_{bh} \approx 107$ Па; S_0 — площадь пятна контакта, $S_0 \approx 1,5 \cdot 10^{-4}$ м²);

μ_y — коэффициент, учитывающий увеличение числа дислокаций в зависимости от скорости пластической деформации. Данный показатель рассчитывается по формуле:

$$\mu_y = \frac{7 \cdot 10^{-2} v_\Sigma + 0,022 v_\Sigma^2 - 0,48 \cdot 10^{-4} v_\Sigma^3}{2,5 + v_\Sigma}, \quad (5)$$

где $v_\Sigma = v_l + v_{ck}$ — скорость перемещения точки контакта, равная сумме линейной скорости движения локомотива v_l , км/ч, и скорости скольжения колеса относительно рельса v_{ck} , км/ч.

Λ_p — коэффициент разрушения пленки масла на рельсах, вычисляемый по формуле:

$$\Lambda_p = (\varepsilon)^{0,3} \exp \left(\frac{23}{2,2 \cdot 10^5 \varepsilon + 300} - 10\varepsilon + \frac{0,45\varepsilon}{5\varepsilon^2 + 0,1\varepsilon + 1} \right), \quad (6)$$

² Осипов С. И., Осипов С. С., Феоктистов В. П. Теория электрической тяги: учебн. для вузов ж.-д. транспорта. М.: Маршрут, 2006. 436 с.

³ Ляпушкин Н. Н. Прогнозирование сцепных свойств локомотивов различными типами тяговых электродвигателей: дисс. д-ра техн. наук: 05.22.07. М., 2014. 258 с.

где $F_k(v_\Sigma)$ — касательная сила на площадке контакта колеса и рельса, определяемая тяговой характеристикой локомотива;

ε — относительная скорость скольжения, %, по формуле

$$\varepsilon = \frac{v_{ck}}{v_\Sigma}. \quad (7)$$

Рассмотренная дислокационная модель взаимодействия колеса и рельса показала удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными, опубликованными O. Polach [11–13].

Сила тяги двигателя F_{kd} , Н, определяется выражением [9]:

$$F_{kd} = c_F I_d \Phi(I_b), \quad (8)$$

где c_F — конструкционная постоянная ТЭД;

I_d , $\Phi(I_b)$ и I_b — соответственно, ток ТЭД, А, магнитный поток, зависящий от тока возбуждения, Вб, и ток возбуждения, А, определяемые при расчете электромагнитных процессов в ТЭД.

Конструкционная постоянная ТЭД определяется формулой:

$$c_F = \frac{\mu p N}{\pi D_6 a}, \quad (9)$$

где N — число проводников обмотки якоря;

a — число пар параллельных ветвей;

p — число пар полюсов;

μ — передаточное отношение;

D_6 — диаметр бандажа по кругу катания, м.

Для исследования электромагнитных и электромеханических процессов в электровозе переменного тока с коллекторными тяговыми двигателями, оборудованном управляемыми преобразователями возбуждения, используем математическую модель, приведенную в [8]. Для определения скоростей скольжения колес колесной пары относительно рельса дополним рассмотренную модель уравнениями крутильных колебаний в тяговой передаче электровоза, приведенными в работе [11]. Исследование указанных процессов выполнялось на математической модели, разработанной в программном пакете Matlab/Simulink.

При моделировании электромагнитных и электромеханических процессов зададимся 30-минутной тяговой характеристикой постоянства силы тяги электровоза, при которой в течение 30 мин реализуется максимальная мощность. Также будем учитывать, что при реализации силы тяги происходит перераспределение вертикальной нагрузки на колесные пары электровоза. Примем, что первая колесная пара в каждой секции электровоза разгружается на 10%, вторая — на 5%. При этом, третья колесная пара догружается на 5%, четвертая — на 10%. Такое перераспределение

вертикальных нагрузок приводит к ухудшению условий сцепления первых по ходу движения колесных пар. В связи с этим возникает необходимость посредством управления силой тяги, при котором наибольшую силу тяги реализует последняя колесная пара каждой секции электровоза, а наименьшую — первая колесная пара. Зададимся следующими значениями сил тяги двигателей в соответствии с принятыми величинами разгрузок и догрузок колесных пар:

$$\begin{aligned} F_{kd1} &= 0,90F_{kd}, & F_{kd2} &= 0,95F_{kd}, \\ F_{kd3} &= 1,05F_{kd}, & F_{kd4} &= 1,1F_{kd}, \end{aligned} \quad (10)$$

где F_{kd} — заданное значение силы тяги одного тягового двигателя или одной колесной пары, кН.

В сумме значения сил тяги отдельных двигателей F_{kd1} , F_{kd2} , F_{kd3} , F_{kd4} , кН, дадут исходное заданное значение силы тяги одной секции электровоза F_{k3} , кН:

$$F_{k3} = \sum_{i=1}^4 F_{kd,i}, \quad (11)$$

где i — номер тягового двигателя;

$F_{kd,i}$ — заданная сила тяги i -го двигателя, кН.

Срыв сцепления будем моделировать путем снижения коэффициента сцепления первой колесной пары в два раза в момент времени 12 с. Рассмотрим два варианта нарушения условий сцепления:

- вариант 1 — срыв сцепления под левым колесом первой колесной пары;
- вариант 2 — срыв сцепления под обоими колесами первой колесной пары.

Зададимся алгоритмом работы УПВ, при котором в момент нарушения условий сцепления ток возбуждения двигателя остается на прежнем уровне, т. е. происходит стабилизация тока возбуждения при снижении тока двигателя из-за роста скорости v_Σ и, следовательно, увеличение электродвижущей силы (далее — ЭДС):

$$e = c_e v_\Sigma \Phi(I_b), \quad (12)$$

где $c_e = \frac{\mu p N}{3,6\pi D_6 a} = 206,3 \text{ м}^{-1}$ — конструкционная постоянная ТЭД, связывающая ЭДС и скорость движения.

Для обоих вариантов моделирования, с учетом посредством управления силой тяги, установившиеся значения перед срывом сцепления составляют:

- относительной скорости скольжения первой колесной пары $\varepsilon_1 = 1,9\%$;
- токов двигателей, соответственно, для различных ТЭД: $I_{d1} = 895 \text{ А}$, $I_{d2} = 925 \text{ А}$, $I_{d3} = 1004 \text{ А}$, $I_{d4} = 1040 \text{ А}$;
- токов возбуждения, соответственно: $I_{b1} = 926 \text{ А}$, $I_{b2} = 925 \text{ А}$, $I_{b3} = 1043 \text{ А}$, $I_{b4} = 1040 \text{ А}$;
- сил тяги двигателей, соответственно: $F_{kd1} = 61,0 \text{ кН}$, $F_{kd2} = 64,5 \text{ кН}$, $F_{kd3} = 71,2 \text{ кН}$, $F_{kd4} = 74,5 \text{ кН}$.

Результаты исследования. Рассмотрим вначале переходные процессы, возникающие при срыве сцепления под левым колесом первой колесной пары. Уменьшение коэффициента сцепления в два раза приводит к снижению силы сцепления также в два раза (рис. 2) в момент времени 12 с. Сила сцепления первой колесной пары $F_{\text{сц1}}$ становится меньше силы тяги двигателя $F_{\text{кд1}}$, что вызывает увеличение относительной скорости скольжения $\varepsilon_{1\text{л}}$ с 1,9% до 6,9% (рис. 2, б и и), следовательно, скорости вращения колеса v_Σ .

При этом сила сцепления под правым колесом первой колесной пары вначале возрастает (рис. 2, в), а при превышении величины относительной скорости скольжения критического значения 3% начинает снижаться. Как только сила тяги становится меньше силы сцепления (в момент времени 13 с), рост относительной скорости скольжения прекращается, и ее среднее значение составляет 5,5%. При этом возникают высокочастотные колебания с частотами 61,5 Гц и 71,5 Гц, близкими к собственным частотам крутильных колебаний колес на угловых жесткостях оси колесной пары и вала ТЭД. Отметим, что при работе ТЭД в режиме последовательного возбуждения возникло бы разносное буксование с уменьшением силы тяги до нуля и неограниченным ростом скорости вращения колеса.

Таким образом, при работе ТЭД в режиме независимого возбуждения разного буксования не возникает, как и при срыве сцепления на электровозах с асинхронными тяговыми электродвигателями.

На рис. 2, г приведен фазовый портрет автоколебаний для левого колеса первой колесной пары, т. е. зависимость силы сцепления от относительной скорости скольжения $F_{\text{сц1л}}(\varepsilon_{1\text{л}})$. Видно, что процесс срыва сцепления развивается по направлению, указанному стрелками. При значениях силы сцепления 31,6 кН и относительной скорости скольжения 0,019 (1,9%) происходит снижение коэффициента сцепления в два раза, а, следовательно, и силы сцепления, которая снижается до значения 16,3 кН. Это вызывает увеличение $\varepsilon_{1\text{л}}$ до значения 0,069 (6,9%) и переход колесной пары в режим буксования, сопровождающийся высокочастотными колебаниями силы сцепления и относительной скорости скольжения. Фазовый портрет автоколебаний, т. е. зависимость $F_{\text{сц1л}}(\varepsilon_{1\text{л}})$, имеет замкнутый петлевой вид, что свидетельствует об устойчивости процесса автоколебаний.

Таким образом, срыв сцепления и буксование первой колесной пары при работе ТЭД на тяговой характеристике независимого возбуждения не вызывает перехода в разносное буксование. Однако величина скорости скольжения 6,5% является большой и при длительном буксовании может вызвать перегрев поверхности катания колесной пары. При этом происходит фазовый переход металла с выделением

на поверхности катания колес хрупкой мартенситной фазы, что приводит к вырывам металла с поверхности катания (электровозы 2ЭС10 [14]) или растрескиванию этой поверхности (электропоезд «Сапсан», электровозы с асинхронными ТЭД).

Отметим также, что на фазовом портрете $F_{\text{сц1л}}(\varepsilon_{1\text{л}})$ (рис. 2, г), как и на графиках $\varepsilon_{1\text{л}}(t)$ и $F_{\text{сц1л}}(t)$ (рис. 2, б и в), видно присутствие высокочастотных автоколебаний с частотами 61,5–71,5 Гц, которые соответствуют угловым колебаниям колес на угловых жесткостях оси колесной пары и вала ТЭД.

При нарушении условий сцепления ЭДС первого двигателя e_1 возрастает на 8 В (рис. 3, б) за счет увеличения скорости вращения колеса. Ток возбуждения двигателя $I_{\text{в1}}$ (рис. 3, в) остается на прежнем уровне за счет работы УПВ в режиме подпитки. В соответствии с выражением (1), при снижении тока первого двигателя $I_{\text{д1}}$ от 895 А до 600 А (рис. 3, г) возрастает ток подпитки, сохраняя ток возбуждения на прежнем уровне. Снижение тока двигателя при неизменном токе возбуждения вызывает уменьшение силы тяги $F_{\text{кд1}}$ с 61 кН до 41,5 кН, или на 32% (рис. 3, д). Срыв сцепления под одним колесом первой колесной пары не приводит к изменениям величин токов (рис. 3, в, д) и сил тяги (рис. 3, г) второго, третьего и четвертого двигателей, и они остаются на прежнем уровне. Таким образом, применение УПВ позволяет обеспечить индивидуальное управление двигателем, снижая силу тяги только буксующей оси. При этом остальные ТЭД реализуют заданные значения регулируемых величин.

Рассмотрим переходные процессы, возникающие при срыве сцепления одновременно под левым и правым колесами первой колесной пары.

При снижении коэффициента сцепления в два раза (рис. 4, а) в момент времени 12 с, сила сцепления первой колесной пары $F_{\text{сц1}}$ становится значительно меньше силы тяги двигателя $F_{\text{кд1}}$, чем при срыве сцепления под одним колесом. Это вызывает более значительное увеличение относительной скорости скольжения колеса от $\varepsilon_{1\text{л}} = 1,9\%$ до значения 9,5% (рис. 4, б), при этом возрастает и скорость вращения колеса. Однако разносного буксования и в этом случае не возникает.

Характер изменения сил сцепления под левым и правым колесами первой колесной пары становится одинаковым (рис. 4, в). Как только сила тяги становится меньше силы сцепления (в момент времени 13 с), рост относительной скорости скольжения прекращается, и ее среднее значение $\varepsilon_{1\text{л}}$ составит 9 %. При этом возникают высокочастотные колебания с частотой 61,5 Гц.

На рис. 4, г приведен фазовый портрет автоколебаний для левого колеса первой колесной пары, из которого видно, что процесс срыва сцепления также развивается по направлению, указанному стрелками.

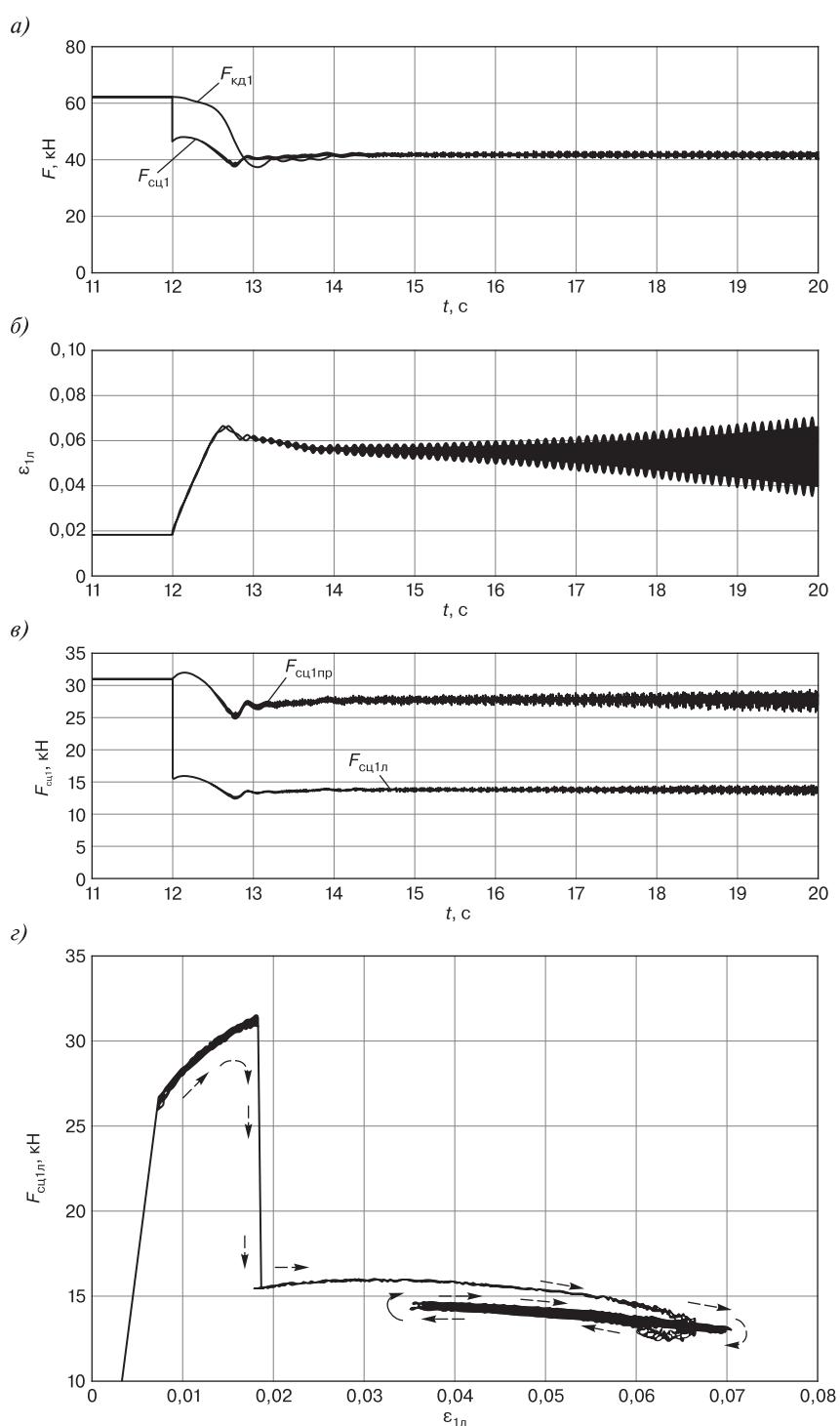


Рис. 2. Процессы при срыве сцепления под левым колесом первой колесной пары. Зависимости*:
a — силы тяги первого двигателя $F_{\text{кд}1}$ и силы сцепления первой колесной пары $F_{\text{сц1}}$ от времени; *б* — относительной скорости скольжения левого колеса $\varepsilon_{1\text{л}}$ от времени; *в* — силы сцепления левого $F_{\text{сц1л}}$ и правого $F_{\text{сц1рп}}$ колес от времени; *г* — силы сцепления левого колеса от относительной скорости скольжения
* Источник: данные авторов

Fig. 2. Processes during the release of the clutch under the left wheel of the first wheel pair. Dependencies*:
a — traction force of the first engine $F_{\text{кд}1}$ and the clutch force of the first wheel pair $F_{\text{сц1}}$ time dependency; *б* — relative sliding speed of the left wheel $\varepsilon_{1\text{л}}$ time dependency; *в* — clutch forces of the left $F_{\text{сц1л}}$ and right $F_{\text{сц1рп}}$ wheels time dependency; *г* — clutch force of the left wheel relative sliding speed dependency
* Source: authors' data

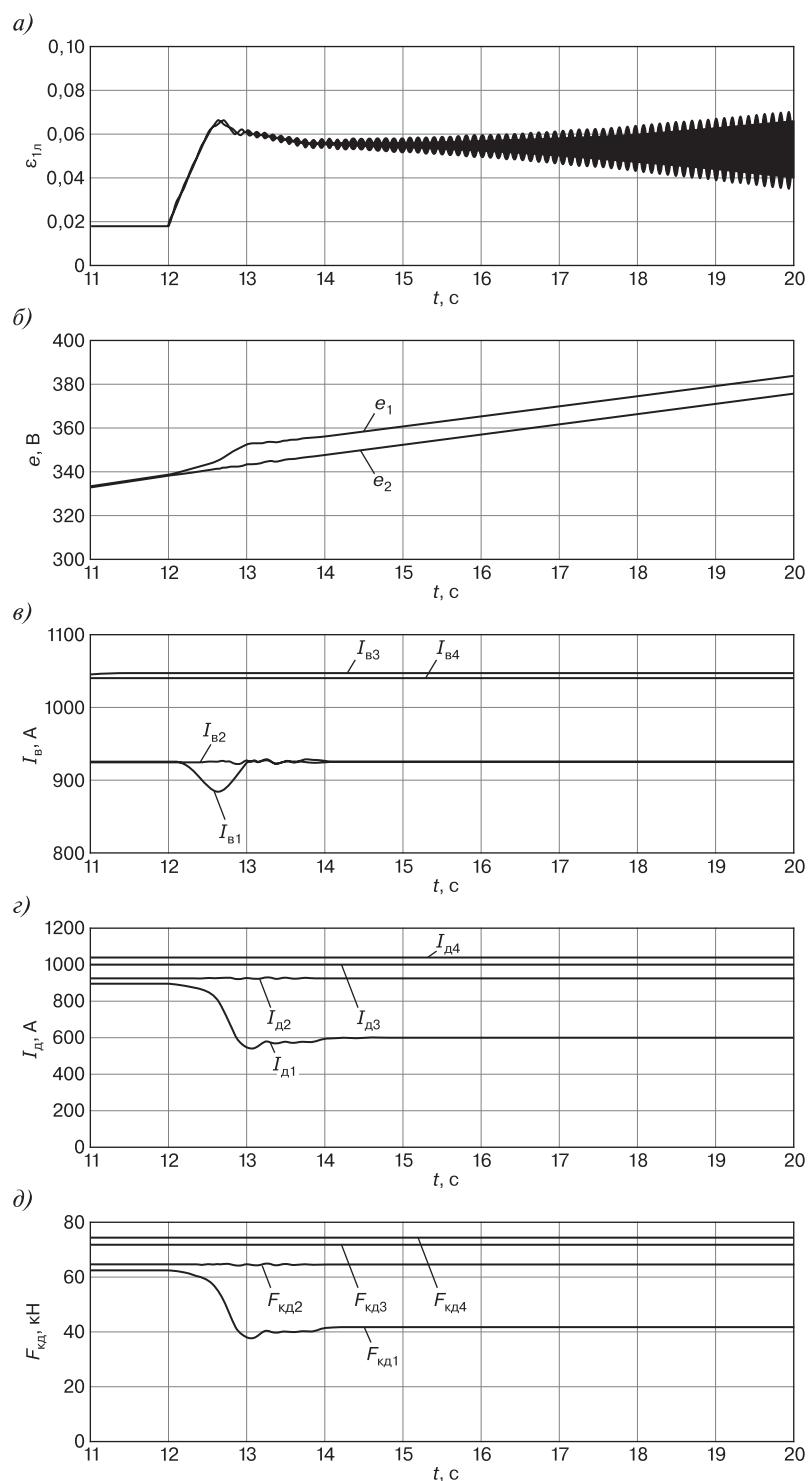


Рис. 3. Процессы при срыве сцепления под левым колесом первой колесной пары. Зависимости от времени*:
 a — относительной скорости скольжения; δ — ЭДС первого e_1 и второго e_2 двигателей; θ — токов возбуждения двигателей I_{b1} — I_{b4} ;
 ϑ — токов двигателей I_{d1} — I_{d4} ; ∂ — сил тяги двигателей F_{kd1} — F_{kd4}

* Источник: данные авторов

Fig. 3. Processes during the release of the clutch under the left wheel of the first pair. Time dependencies*:
 a — relative sliding speed; δ — electromotive force of the first e_1 and second e_2 motors; θ — excitation currents of the motors I_{b1} — I_{b4} ;
 ϑ — currents of the motors I_{d1} — I_{d4} ; ∂ — traction forces of the motors F_{kd1} — F_{kd4}

* Source: authors' data

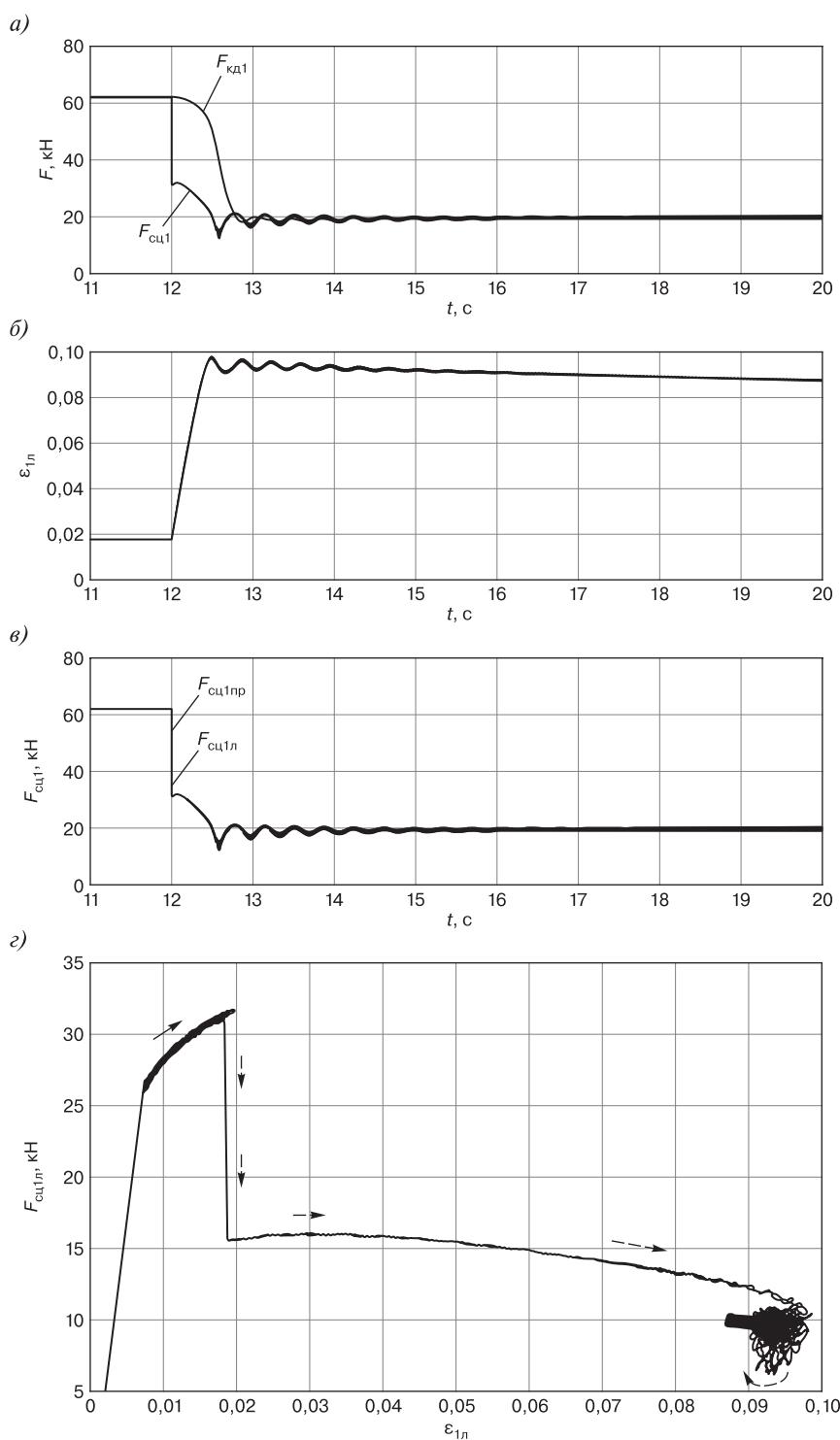


Рис. 4. Процессы при срыве сцепления под обоими колесами первой колесной пары. Зависимости*:

a — силы тяги первого двигателя $F_{\text{kd}1}$ и силы сцепления первой колесной пары $F_{\text{cu}1}$ от времени; *б* — относительной скорости скольжения от времени; *в* — силы сцепления левого $F_{\text{cu}1\text{ll}}$ и правого $F_{\text{cu}1\text{lp}}$ колес от времени; *г* — силы сцепления от относительной скорости скольжения

* Источник: данные авторов

Fig. 4. Processes during the release of the clutch under both wheels of the first wheel pair. Dependencies*:
a — traction force of the first engine $F_{\text{kd}1}$ and the clutch force of the first wheel pair $F_{\text{cu}1}$ time dependency; *б* — relative sliding speed time dependency;
в — clutch force of the left $F_{\text{cu}1\text{ll}}$ and right $F_{\text{cu}1\text{lp}}$ wheels time dependency; *г* — clutch force relative sliding speed dependency

* Source: authors' data

При значениях силы сцепления 31,6 кН и относительной скорости скольжения 0,019 (1,9 %) происходит снижение коэффициента сцепления в два раза, а, следовательно, и силы сцепления, которая снижается до значения 16,3 кН. Это вызывает увеличение $\varepsilon_{1\text{л}}$ до значения 0,095 (9,5 %), т. е. переход колесной пары в режим буксования. Этот режим также сопровождается высокочастотными колебаниями силы сцепления и относительной скорости скольжения, но значительно меньшей амплитуды, чем при срыве под одним колесом. На фазовом портрете это выражено меньшими размерами петлевых зависимостей $F_{\text{сц1л}}(\varepsilon_{1\text{л}})$.

При срыве сцепления под обоими колесами первой колесной пары ЭДС первого двигателя e_1 возрастает на 16 В (рис. 5, б), что в два раза больше, чем при срыве сцепления под одним колесом колесной пары. Это объясняется большим увеличением скорости вращения колеса.

Работа УПВ в режиме подпитки позволяет обеспечить поддержание тока возбуждения на прежнем уровне за счет увеличения тока подпитки. Ток первого двигателя $I_{\text{д1}}$ снижается от величины 895 А до 280 А (рис. 5, г), что вызывает снижение силы тяги $F_{\text{кд1}}$ от 61 кН до 20 кН, или на 68 % (рис. 5, д). При срыве сцепления под обоими колесами первой колесной пары величины токов (рис. 5, в, д) и сил тяги (рис. 5, г) второго, третьего и четвертого двигателей остаются на прежнем уровне, реализуя заданные значения.

Рассмотрим переходные процессы при срабатывании системы защиты от буксования с регулятором пропорционального действия, частотная характеристика которого имеет вид:

$$W_{\text{пер}}(j\omega) = k. \quad (13)$$

При этом на выходе регулятора появляется сигнал скважности импульсов управления преобразователем УПВ (13), вычисляемый по формуле

$$\lambda(j\omega) = W_{\text{пер}}(j\omega)\Delta\varepsilon_1(j\omega), \quad (14)$$

где $\Delta\varepsilon_1(j\omega)$ — рассогласование по относительной скорости скольжения, равное:

$$\Delta\varepsilon_1(j\omega) = \varepsilon_3 - \varepsilon_{1\phi}(j\omega), \quad (15)$$

где ε_3 — заданное значение относительной скорости скольжения $\varepsilon_3 = 0,03$;

$\varepsilon_{1\phi}(j\omega)$ — фактическое значение этой скорости, замеренное датчиком скольжения.

Зададимся, как и ранее, снижением в два раза силы сцепления под обоими колесами первой колесной пары в момент времени 12 с. Уменьшение коэффициента сцепления приводит к снижению силы сцепления и увеличению относительной скорости скольжения $\varepsilon_{1\text{л}}$ (рис. 6, а). При этом система защиты от буксования начинает повышать ток возбуждения ТЭД $I_{\text{в1}}$

(рис. 6, в) от 925 А до 1041 А за счет работы УПВ в режиме подпитки и поддерживает его на данном уровне. Одновременное увеличение указанных величин вызывает рост ЭДС первого двигателя e_1 на 14 В (рис. 6, б). Ток первого двигателя $I_{\text{д1}}$ снижается от 895 А до 358 А (рис. 6, г), что вызывает уменьшение силы тяги $F_{\text{кд1}}$ с 61 кН до 25,5 кН, или на 58 % (рис. 6, д). Аналогично рассмотренным ранее процессам срыва сцепления, УПВ позволяет обеспечить поосное управление, снижая силу тяги двигателя, попавшего в режим буксования. При этом остальные ТЭД электровоза продолжают реализацию заданных значений токов (рис. 6, в, г) и сил тяги (рис. 6, д).

На рис. 7 приведен фазовый портрет автоколебаний для первой колесной пары $F_{\text{сц1}}(\varepsilon_1)$.

При значениях силы сцепления 63,2 кН и относительной скорости скольжения $\varepsilon_1 = 0,019$ (1,9 %) происходит снижение силы сцепления в два раза до значения 32 кН. Срабатывание системы защиты от буксования не позволяет увеличиться относительной скорости скольжения выше $\varepsilon_{16} = 0,037$ (3,7 %). При этом установленное значение этой скорости к моменту времени 20 с составляет $\varepsilon_{1y} = 0,027$ (2,7 %) (рис. 6).

Определим показатели качества работы регулятора пропорционального действия, такие как установившаяся ошибка регулирования Δ_y , перерегулирование σ и время регулирования t_p , с.

Установившаяся ошибка определяется как относительная разность между заданным $\varepsilon_3 = 0,03$ (3,0 %) и установленным $\varepsilon_{1y} = 0,027$ (2,7 %) значениями регулируемой величины:

$$\Delta_y = \frac{\varepsilon_3 - \varepsilon_{1y}}{\varepsilon_{1y}} \cdot 100 \% = \frac{0,03 - 0,027}{0,027} \cdot 100 \% = 11 \%.$$

Перерегулирование рассчитывается как относительное превышение большего значения ε_{16} над установленным ε_{1y} и будет равно

$$\sigma = \frac{\varepsilon_{16} - \varepsilon_{1y}}{\varepsilon_{1y}} \cdot 100 \% = \frac{0,037 - 0,027}{0,027} \cdot 100 \% = 37 \%.$$

Время регулирования составило $t_p = 20 - 12 = 8$ с.

Отметим, что полученные значения установившейся ошибки и перерегулирования превышают рекомендуемые значения $\Delta_y = 5\%$ и $\sigma = 30\%$, а время регулирования является значительным.

Таким образом, срабатывание системы автоматического управления скольжением с регулятором пропорционального действия позволило восстановить сцепление колес с рельсами. Однако показатели качества управления относительной скоростью скольжения оказались неудовлетворительными. Поэтому в дальнейшей работе необходимо будет выполнить разработку более совершенного регулятора скольжения.

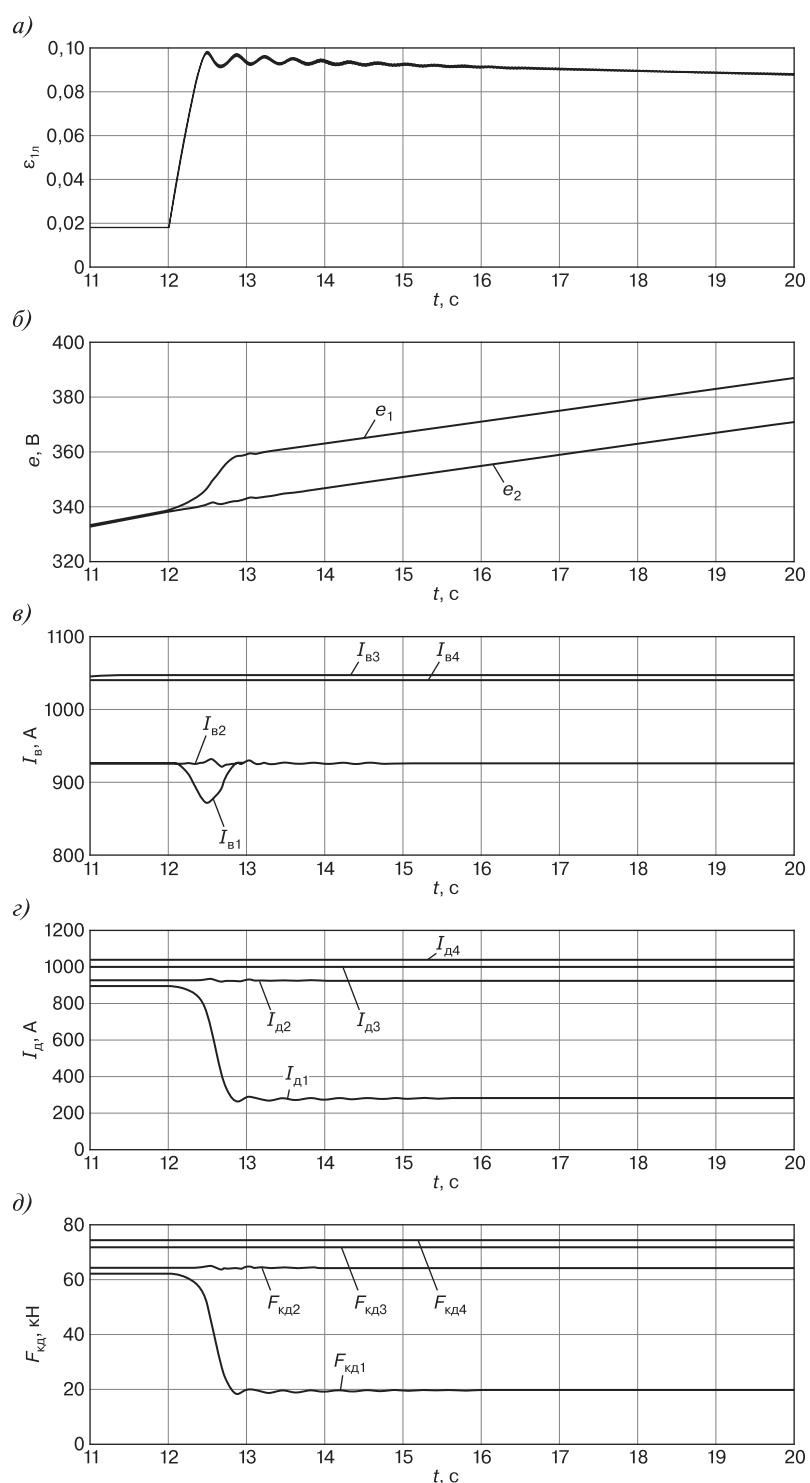


Рис. 5. Процессы при срыве сцепления под обоими колесами первой колесной пары. Зависимости от времени*:
 а — относительной скорости скольжения; б — ЭДС первого и второго двигателей e_1, e_2 ; в — токов возбуждения I_b двигателей;
 г — токов двигателей I_d ; д — сил тяги двигателей
 * Источник: данные авторов

Fig. 5. Processes during the release of the clutch under both wheels of the first wheel pair. Time dependencies*:
 a — relative sliding speed; б — electromotive force of the first and second motors e_1, e_2 ; в — excitation currents I_b of the motors;
 г — currents of the motors I_d ; д — traction forces of the motors
 * Source: authors' data

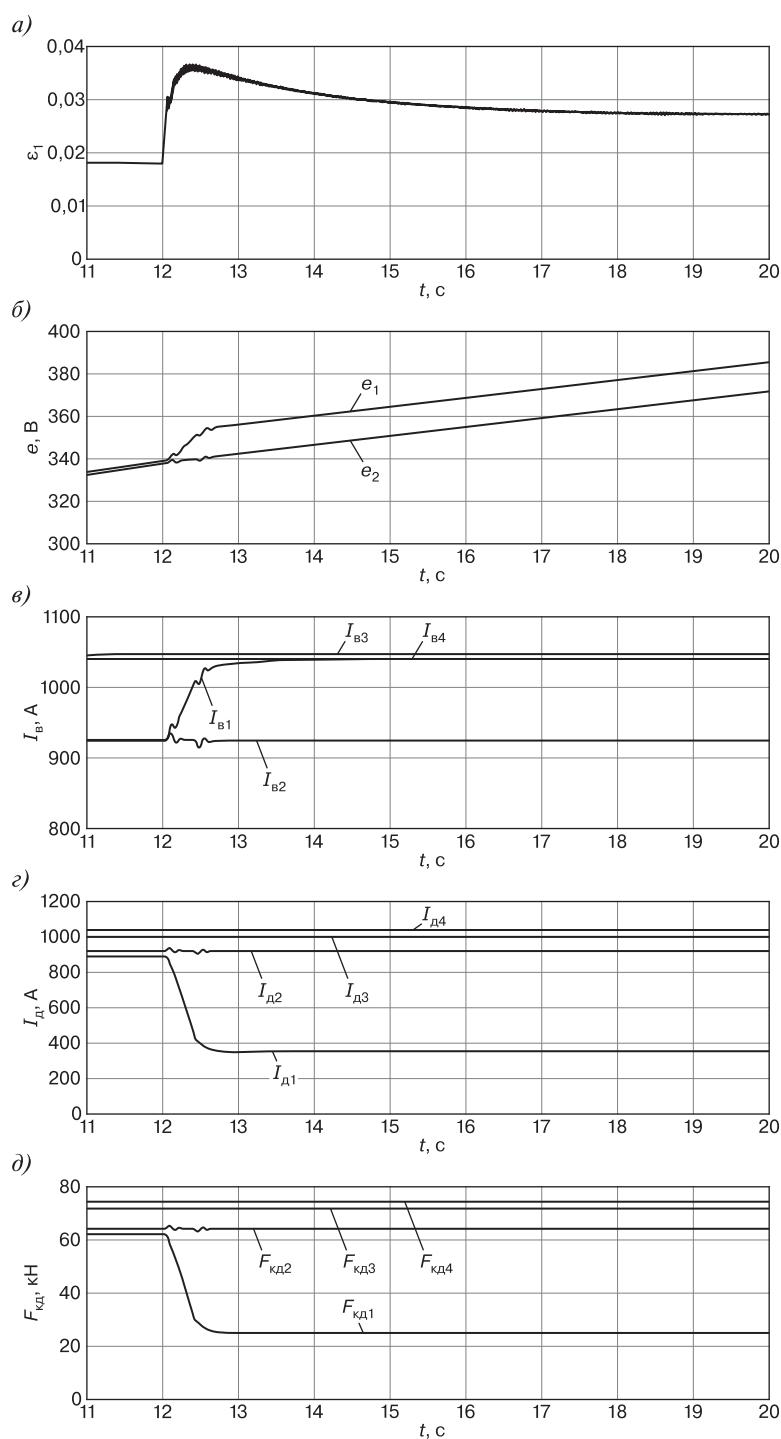


Рис. 6. Процессы при срыве сцепления под левым колесом первой колесной пары и работе системы защиты от буксования.

Зависимости от времени*:

а — относительной скорости скольжения; б — ЭДС первого и второго двигателей; в — токов возбуждения двигателей;

г — токов двигателей; д — сил тяги двигателей

* Источник: данные авторов

Fig. 6. Processes during the release of the clutch under the left wheel of the first wheelset and the operation of the wheel slip protection system.
Time dependencies*:

а — relative sliding speed; б — electromotive forces of the first and second motors; в — excitation currents of the motors; г — currents of the motors;

д — traction forces of the motors

* Source: authors' data

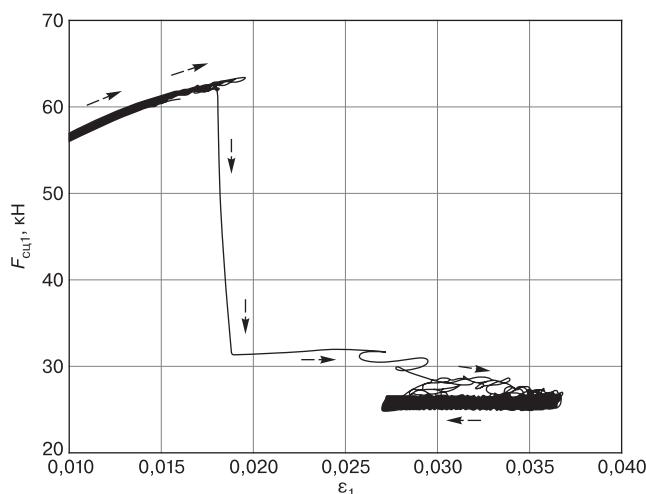


Рис. 7. Зависимость силы сцепления первой колесной пары от относительной скорости скольжения при срабатывании системы защиты от буксования*

* Источник: данные авторов

Fig. 7. Dependence of the first wheel pair adhesion force on the relative sliding speed during wheel slip protection system operation*

* Source: authors' data

Обсуждение и заключение. Анализ результатов исследования показал, что применение управляемых преобразователей возбуждения коллекторных тяговых электродвигателей последовательного возбуждения на электровозах переменного тока позволяет исключить режим разносного буксования колесных пар. При нарушении условий сцепления колес с рельсами относительная скорость скольжения стабилизируется на значениях 5,5% (при срыве сцепления под одним колесом колесной пары) и 9% (при срыве сцепления под обоими колесами колесной пары).

Для восстановления сцепления колесной пары с рельсом достаточно управлять преобразователем УПВ того двигателя, который попал в неблагоприятные условия по сцеплению, снижая силу тяги только одного ТЭД путем повышения тока возбуждения. При срыве сцепления под одним колесом колесной пары сила тяги двигателя снижается на 32%, при этом остальные ТЭД реализуют заданные значения сил тяги, а сила тяги электровоза уменьшается всего на 2,5%. При срыве же сцепления под обоими колесами колесной пары силы тяги снижаются на 68% и на 5,6% соответственно.

Применение автоматического регулятора пропорционального действия обеспечивает стабилизацию скорости скольжения колес по рельсам на уровне 2,7%, однако показатели качества управления, такие как перерегулирование и время регулирования, остаются неудовлетворительными. Для выполнения требований к качеству управления необходимо разработать новый, более совершенный автоматический регулятор скорости скольжения.

Благодарности: авторы выражают благодарность рецензентам за полезные замечания, способствовавшие улучшению статьи.

Acknowledgments: the authors express gratitude to the reviewers for useful comments that contributed to the improvement of the article.

Финансирование: авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

Funding: the authors received no financial support for the research, authorship, and publication of this article.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов и не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах.

Conflict of interest: the authors declare no conflict of interest and no financial interests in any material discussed in this article.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Лужнов Ю. М. Сцепление колес с рельсами (природа и закономерности). М.: Интекст, 2003. 144 с. EDN: <https://elibrary.ru/smtutb>.

Luzhnov Yu. M. *Coupling of wheels with rails (nature and patterns)*. Moscow: Intext, 2003. 144 p. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/smtutb>.

2. Исаев И. П., Лужнов Ю. М. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами. М.: Машиностроение, 1985. 238 с.

Isaev I. P., Luzhnov Yu. M. *Problems of adhesion of locomotive wheels with rails*. Moscow: Mashinostroyeniye, 1985. 238 p. (In Russ.).

3. Кикичев Ш. В. Повышение эффективности брикетного активизатора сцепления путем варьирования состава наполнителя // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2009. № 4 (36). С. 5–9. EDN: <https://elibrary.ru/mipldz>.

Kikichev Sh. V. Efficiency improvement of briquette adhesion coupling by varying the composition of filling. *Vestnik RGUPS*. 2009;4(36):5–9. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/mipldz>.

4. Космодамианский А. С., Воробьев В. И., Корчагин В. О. Увеличение сцепления колес локомотива с рельсами воздействием постоянных магнитных полей на зону контакта // Наука и техника транспорта. 2017. № 2. С. 8–15. EDN: <https://elibrary.ru/ysphtv>.

Kosmodamianskiy A. S., Vorob'yev V. I., Korchagin V. O. Increasing the coupling of locomotive wheels with rails by the permanent magnetic fields influence on the contact zone. *Science and Technology in Transport*. 2017;(2):8–15. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/ysphtv>.

5. Самме Г. В. Фрикционное взаимодействие колесных пар локомотива с рельсами. М.: Маршрут, 2005. 80 с. EDN: <https://elibrary.ru/tugrph>.

Samme G. V. *Frictional interaction of locomotive wheelsets with rails*. Moscow: Marshrut, 2005. 80 p. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/tugrph>.

6. Охотников Н. С. Использование накопителей энергии для повышения тяговых свойств электровозов // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2010. № 5. С. 33–36. EDN: <https://elibrary.ru/mvcsp>.

Okhotnikov N. S. Use of energy storages for improving traction characteristics of electric locomotives. *Russian Railway Science Journal*. 2010;(5):33–36. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/mvcsp>.

7. Задорожный В. Л. Особенности электровозов серии «Ермак» с поосным регулированием силы тяги // *Lokomotiv*. 2019. № 10(754). С. 11–16. EDN: <https://elibrary.ru/mzskfp>.

Zadorozhnyy V. L. Features of the “Ermak” series electric locomotives with axial traction force control. *Lokomotiv*. 2019;10(754):11–16. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/mzskfp>.

8. Савоськин А. Н., Михальчук Н. Л., Пудовиков О. Е., Чучин А. А. Процессы трогания и разгона грузового поезда с электровозом, оборудованным управляемыми преобразователями возбуждения // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. 2025. Т. 68, № 1. С. 66–74. <https://doi.org/10.17213/0136-3360-2025-1-66-74>. EDN: <https://elibrary.ru/megzsm>.

Savos'kin A. N., Mikhalkchuk N. L., Pudovikov O. E., Chuchin A. A. The processes of starting and accelerating a freight train with an electric locomotive equipped with a controlled excitation converters. *Russian Electromechanics*. 2025;68(1):66–74. (In Russ.). <https://doi.org/10.17213/0136-3360-2025-1-66-74>. EDN: <https://elibrary.ru/megzsm>.

9. Михальчук Н. Л., Попов Ю. И., Савоськин А. Н., Пудовиков О. Е., Чучин А. А. Повышение эффективности электропривода электровоза с управляемым преобразователем возбуждения тяговых двигателей // Бюллетень результатов научных исследований. 2023. № 2. С. 104–114. <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2023-2-104-114>. EDN: <https://elibrary.ru/dtqyeo>.

Mihal'chuk N. L., Popov Yu. I., Savos'kin A. N., Pudovikov O. E., Chuchin A. A. Improving the efficiency of the electric locomotive drive with a controllable converter for traction motor excitation. *Bulletin of scientific research results*. 2023;(2):104–114. (In Russ.). <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2023-2-104-114>. EDN: <https://elibrary.ru/dtqyeo>.

10. Бурчак Г. П., Васильев А. П., Ляпушкин Н. Н., Савоськин А. Н. Модель взаимодействия колеса и рельса с учетом дискретного строения металлов контактирующих тел // Вестник машиностроения. 2019. № 2. С. 21–28. EDN: <https://elibrary.ru/zaiavv>.

Burchak G. P., Vasil'ev A. P., Lyapushkin N. N., Savos'kin A. N. Model of a wheel-rail interaction, taking into account the discrete structure of metals in contacting bodies. *Vestnik mashinostroeniya*. 2019;(2):21–28. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/zaiavv>.

11. Polach O. Creep forces in simulations of traction vehicle running on adhesion limit. *Wear*. 2005;258:992–1000.

12. Polach O. SBB 460 Adhäsionsverhalten: Techn. Report No. 401. SLM Winterthur. [S. l.]; 1992.

13. Polach O. Optimierung moderner Lok-Drehgestelle durch fahrzeugdynamische Systemanalyse. *Eisenbahningenieur*. 2002;53(7):50–57.

14. Савоськин А. Н., Шилин Н. Д. Анализ управления скольжением колесных пар грузового электровоза с асинхронными тяговыми двигателями // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2022. Т. 81, № 3. С. 230–239. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-3-230-239>. EDN: <https://elibrary.ru/cecenc>.

Savos'kin A. N., Shilin N. D. Analysis of wheel pairs slip control of electric freight locomotive with asynchronous traction motors. *Russian Railway Science Journal*. 2022;81(3):230–239. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-3-230-239>. EDN: <https://elibrary.ru/cecenc>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Анатолий Николаевич САВОСЬКИН,

д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры «Электропоезда и локомотивы», Российской университет транспорта (РУТ (МИИТ), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9), Author ID: 528727, <https://orcid.org/0000-0001-9777-7235>

Антон Александрович ЧУЧИН,

канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Электропоезда и локомотивы», Российской университет транспорта (РУТ (МИИТ), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9), SPIN-код: 6273-2540, <https://orcid.org/0009-0006-8684-677X>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Anatoliy N. SAVOS'KIN,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Electric trains and Locomotives, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obraztsova St.), Author ID: 528727, <https://orcid.org/0000-0001-9777-7235>

Anton A. CHUCHIN,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department of Electric trains and Locomotives, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obraztsova St.), SPIN-code: 6273-2540, <https://orcid.org/0009-0006-8684-677X>

ВКЛАД АВТОРОВ

Анатолий Николаевич САВОСЬКИН. Формирование и направление исследования, формулирование целей и задач, обозначение алгоритмов исследования (50 %).

Антон Александрович ЧУЧИН. Обзор основных направлений исследования, описание материалов и методов решения поставленных задач, моделирование процессов, обработка и анализ результатов (50 %).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Anatoliy N. SAVOS'KIN. Formation and direction of the research, goals and objectives formulation, research algorithms designation (50 %).

Anton A. CHUCHIN. Overview of the main research areas, description of materials and methods for solving the assigned tasks, process modeling, results processing and analysis (50 %).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 27.10.2025, рецензия от первого рецензента получена 05.11.2025, рецензия от второго рецензента получена 10.11.2025, рецензия от третьего рецензента получена 14.11.2025, рецензия от четвертого рецензента получена 17.11.2025, принятая к публикации 26.11.2025.

The article was submitted 27.10.2025, first review received 05.11.2025, second review received 10.11.2025, third review received 14.11.2025, fourth review received 17.11.2025, accepted for publication 26.11.2025.