

СИСТЕМА МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ УПРАВЛЕНИЯ АДАПТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

А.А. Солятов
В.С. Сидоренко

Донской государственный
технический университет

Площадь Гагарина 1,
г.Ростов-на-Дону,
Российская Федерация
344003

artyom.solyatov@yandex.ru

Целью работы является повышение стабильности процесса движения и торможения, а также повышение износостойкости оборудования локомотива и рельсового пути, путем разработки и совершенствования адаптивных систем, поддерживающих оптимальное сцепление колеса с рабочей поверхностью рельса.

Полученные теоретические выводы и результаты модельных исследований показывают эффективность предлагаемого метода адаптивного управления для адаптивных систем и возможность построения простой микропроцессорной системы управления тормозом и подачей песка, дополняющей штатную систему локомотива, направленную на устранение потери сцепления.

Ключевые слова: *повышение эффективности тормозов; пневматическая тормозная система; зарядка магистрали; время подготовки к действию; торможение локомотива; регулируемое торможение*

1 Введение

Проблемы вызываемые ухудшением сцепления между рельсом и колёсными парами локомотива, вызывающие нежелательные процессы юза и боксования на сегодняшний день являются до сих пор недостаточно решёнными. Эти процессы влекут за собой негативные последствия, которые непосредственно связаны с безопасностью движения состава, повышенным износом оборудования локомотива, нарушением целостности колёсных пар и железнодорожного полотна, так же нарушением требуемого режима на этапах разгона и торможения локомотива. Решение этих проблем весьма актуально в широтах нашей страны когда средняя и северная полоса страны находится под снежным покровом треть года, а в отдельных районах даже больше. Так же особенно важным решением проблемы будет для Восточно-Сибирской железной дороги, где имеют место быть участки на горных перевалах с крутыми спусками и подъёмами.

На данный момент используется и предложены системы защиты от юза и

боксования, которые имеют ряд недостатков. Рассмотрим некоторые из них являющиеся важными в рамках данной работы. Одними из основных решений предотвращения юза и боксования является автоматическое управление тормозом для урегулирования момента торможения с моментом сцепления и пескоподачей локомотива для повышения локального коэффициента сцепления под колёсными парами.

Однако их реализация далека от необходимого эффекта, так в подавляющем большинстве случаев это не регулируемые релейные системы без обратной связи и не связанные между собой, такие решения решают проблему лишь на малоэффективном уровне. Так например названных случаях релейная система управления тормозами локомотива может при предотвращении прокручивания колесной пары передать ей тормозное усилие свыше требуемого и перевести их в заклинивание, то есть в юз, так же появляется вероятность слишком частого срабатывания тормозов, это может отрицательно сказаться на уровне износа колодок и тормозных рычагов.

Выполненная в релейном исполнении система пескоподачи приводит к сбросу момента тяги в результате пропущенного начала боксования и излишнему расходу песка, несмотря на имеющийся ручной режим регулировки интенсивности подачи песка, ведь машинист локомотива не в состоянии быстро отреагировать на изменения движения локомотива и непрерывно регулировать данный параметр. Это особенно нежелательно на подъеме, поскольку может привести к остановке поезда, что связано с проблемами трогания тяжелого грузового состава в этих условиях, а также повышению затрат электроэнергии при управлении поездом [1].

Вышеуказанное ухудшает безопасность и эффективность движения состава, так же снижает экономическую эффективность от использования локомотивов, так как экипировка и подготовка песка является длинным технологическим процессом, включающим в себя добычу, транспортировку, просев, сушку и калибровку, а износ колёсной пары и колодок, влечёт за собой их замену, во время которой локомотив простаивает и так же требует капиталовложений.

Учитывая всё выше указанное, становится видна высокая актуальность создания автоматических адаптивных систем управления торможения и поддержания качения на локомотивах, обеспечивающих высоко эффективное предотвращение и устранение явлений юза и боксования колёсных пар учитывающих энергоресурсосбережение.

Явным решением данных проблем является применение дифференциально регулирующих мехатронных модулей осуществляющих автоматическое адаптивное поддержание оптимального режима качения.

Дальнейшее рассмотрение решения обозначенной проблемы будет построено именно с использованием мехатронных модулей.

2 Описание конструкций и принципов работы мехатронных модулей

Систему мехатронных модулей условно можно поделить на три подсистемы:

1. Управляющая подсистема
2. Информационная подсистема
3. Механическая подсистема

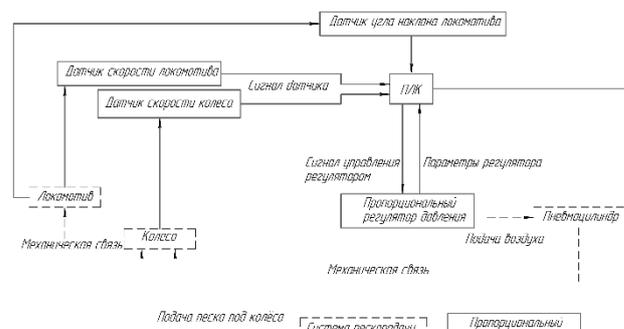


Рисунок 1. Обобщённая структурная схема связей систем

К механической подсистеме относятся сам локомотив, колёсная пара и тормозной пневматический цилиндр.

Информационная подсистема включает в себя набор датчиков считывающих скорость локомотива и колеса для их последующего сравнения, а так же угол наклона локомотива, информация с которых переходит на управляющую подсистему, а именно на программируемый логический контроллер (ПЛК), который в свою очередь обрабатывает полученную информацию и обеспечивает алгоритм пропорционального управления давлением системы в автономном режиме. Параметры и время управляющих воздействий обеспечивают автономные задатчики в виде пропорциональных регуляторов связанных с исполнительными механизмами предотвращения юза и боксования.[2]

Для управления формированием тормозного усилия и интенсивности расхода песка служит разработанный для этой проблемы алгоритм автоматического регулирования, основывающийся на обработке внешних данных собранными с помощью датчиков установленных на локомотив.

Типовая схема работы разработанного алгоритма будет приведена ниже на рисунке 2.

Так же как и систему алгоритм можно разделить на два основных рабочих процесса:

1. Адаптивное подтормаживание
2. Адаптивная подсыпка песка

Суть адаптивного подтормаживания состоит в том что следуя алгоритму ПЛК переводит угловую скорость колеса в линейную и сравнивает её с линейной скоростью локомотива, в следствии чего, он

предпринимает определённые необходимые действия(в зависимости от типа нарушения качения колеса), которые требуются на данный момент с требуемым усилием. Подробнее процесс работы адаптивного подтормаживания описан в [2].

Не зависимо от эффективности работы системы подтормаживания существуют участки где срабатывание тормозов не желательно, но в тоже время высок риск перехода качения колёсной пары в режим боксования, а именно на участках подъёма.

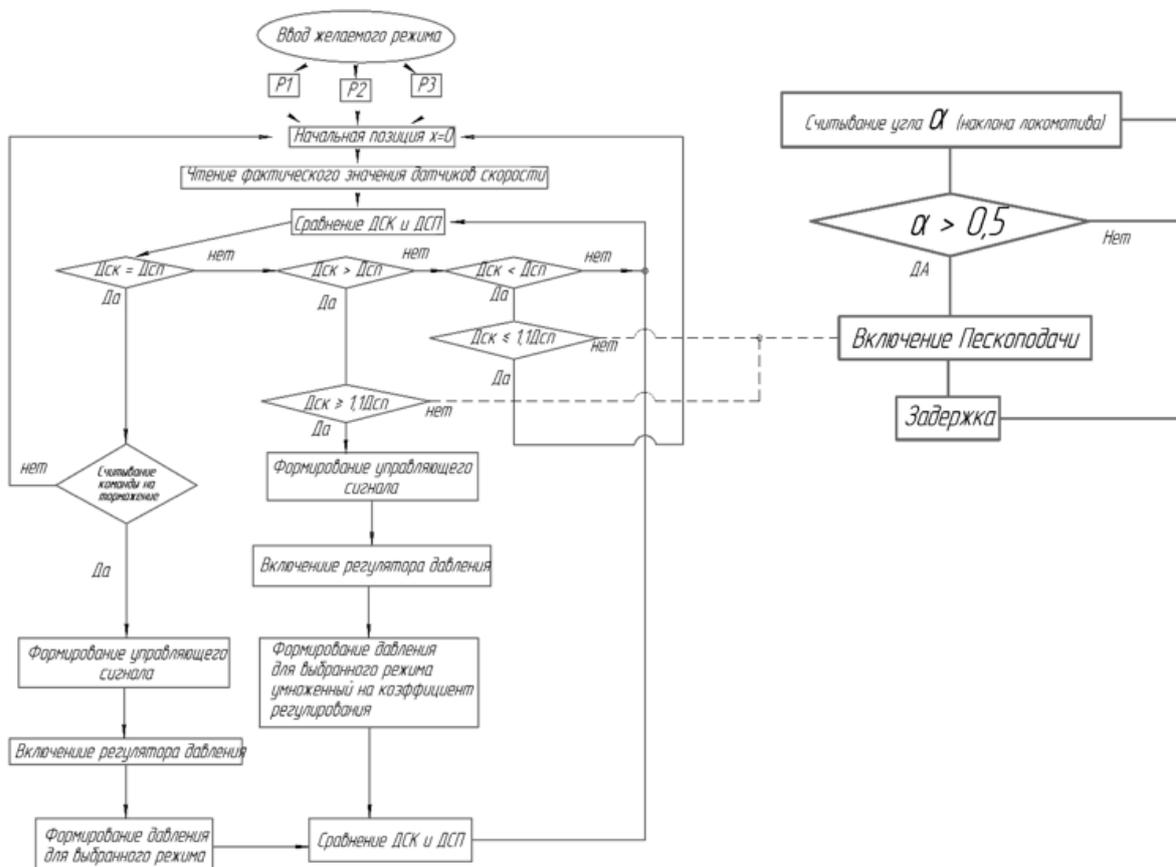


Рисунок 2. Алгоритм управления адаптивными мехатронными модулями

На этом отрезке дороги важно не терять тяги двигателя и в тоже время не перейти в боксование, в этих случаях в работу включается адаптивная пескоподача. Часть алгоритма отвечающая за адаптивную пескоподачу опирается на данные о угле наклона локомотива полученные с предустановленного датчика. Целесообразно применять датчики типа JD2110 с

использованием 3D гироскопа, 3D-датчика ускорения. 6-осевого IMU-сенсора, так как они устойчивы к внешнему шуму и имеют высокую степень защиты, что отлично подходит для их использования на локомотиве.

Таким образом во время подъёма, датчик угла наклона передаёт информацию на ПЛК, который в свою очередь обрабатывает

информацию и формирует управляющий сигнал для пропорционального регулятора расхода в системе пескоподачи, тем самым чем больше будет наклон, тем интенсивнее будет подаваться песок под колёсную пару. Так же алгоритм включает срабатывание пескоподачи при не интенсивном, либо кратковременном переходе колёсной пары в режим юза или боксования.

3 Математическое моделирование и вычислительный эксперимент

Для того что бы упростить рассуждение в работе будет рассматриваться упрощённое устройство локомотива с одной колёсной парой. Данный приём описать суть предлагаемого метода без потери общности. Так же принимается что поезд движется прямолинейно без поворотов. Динамическая математическая модель пневмомеханической адаптивной системы строилась полагаясь на основные принципы и правила построения математических моделей. В следствии предложена обобщённая математическая модель состоящая из нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих изменение параметров системы.

Дальнейшее пояснение математической модели будет рассматриваться на основе (рисунок 3), который демонстрирует упрощённый вид колёсной пары сбоку на рельсе с приложенной к ней массой локомотива.

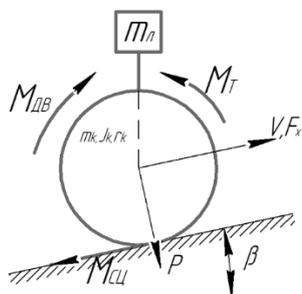


Рисунок 3. Расчётная схема колеса и сил приложенных к нему

На рисунке обозначено: m_k , J_k , r_k – масса, момент инерции колесной пары и радиус колеса соответственно; m_l – масса

локомотива отнесенная к одной колесной паре; β – угол наклона пути; $P = m_l \cdot g \cdot \cos\beta$ – сила давления колесной пары на рельсы; g – ускорение свободного падения; $M_{дв}$ – приводной момент, приложенный к колесной паре от тягового электродвигателя; M_t – тормозной момент; $M_{сц}$ – момент колеса с поверхностью рельса; V – линейная скорость центра колесной пары (линейная скорость поезда); F_x – Продольная сила тяги колеса.

Динамика качения тормозного колеса определяется по формуле:

$$J_k \frac{d\omega_k}{dt} = M_{дв} - M_{сц} - M_t \quad (1)$$

где J_k – момент инерции колеса (кг/м^2); $d\omega_k$ – угловая скорость колеса (рад/с); $M_{дв}$ – момент приводного двигателя (Нм); $M_{сц}$ – момент колеса с поверхностью рельса (Нм); M_t – тормозной момент (Нм). Момент инерции вычисляется по формуле:

$$J_k = \frac{1}{2} m \cdot R^2 \quad (2)$$

где m – масса колеса; R – наружный радиус колеса.

$$M_{дв} = M_{эд} \cdot U_{зп} \quad (3)$$

где $M_{эд}$ – момент электродвигателя (Нм); $U_{зп}$ – передаточное отношение зубчатой передачи от электродвигателя к колесу.

$$M_{сц} = \frac{F_x}{d_k} \quad (4)$$

$F_{тр}$ – сила сопротивления качению колеса о рельс; d_k – диаметр колеса.

Если сцепление определяется кривой $\psi(\varepsilon)$ (рисунок 4), то максимальная сила тяги F_x

$$F_{x \max} = \psi(\varepsilon) P \quad (5)$$

где ψ – коэффициент сцепления; ε – относительная скорость скольжения колесной пары, определяемая равенством:

$$\varepsilon = \frac{\omega r_k}{v} - 1 \quad (6)$$

Коэффициент сцепления зависит не только от скорости скольжения, но и от ряда факторов, например состояние дороги и наличия загрязнений на ней.

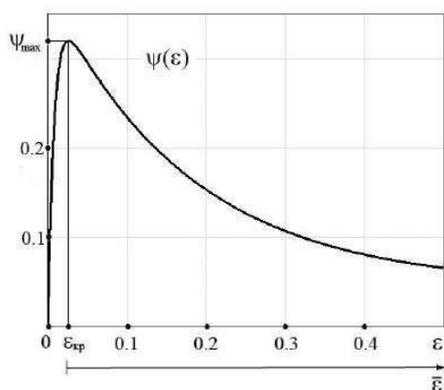


Рисунок 4. Зависимость коэффициента сцепления от проскальзывания

Типовая зависимость коэффициента сцепления от относительной скорости скольжения. Эта зависимость характеризуется следующими параметрами: $\varepsilon_{кр} \approx 0,03$ – критическое значение относительной скорости скольжения, соответствующее $\psi_{max} \approx 0,32$ максимальному значению коэффициента сцепления. Приведенную зависимость можно аппроксимировать соотношением (с погрешностью не более нескольких процентов):

$$\psi(\varepsilon) = [(1 - e^{-\varepsilon/0,008}) \cdot (0,331e^{-5,64\varepsilon} + 0,046)] \quad (7)$$

В рамках работы одним из способов повышения коэффициента сцепления является включение пескоподачи, из [3] известно что таким образом можно увеличить коэффициент до 1,4. Таким образом общее значение коэффициента сцепления будет определяться зависимостью:

$$\psi_{\Sigma}(\varepsilon) = \psi(\varepsilon) + \Delta\psi_{п} + \Delta\psi_{вн} \quad (8)$$

где $\Delta\psi_{п} \geq 0$ – повышение коэффициента сцепления путем подачи песка в область контакта колеса с рельсом; $\Delta\psi_{вн} \leq 0$ – снижение коэффициента сцепления из-за разнообразных внешних причин, природа которых уже была указана ранее.

Трение между колодкой и колесом, нагруженным нормальной силой. Когда тела не заблокированы, момент трения определяется по следующим уравнениям:

$$M_{т} = F_{тц} \cdot \mu \cdot r_k \cdot \text{sign}(\omega) + \tau_v \quad (9)$$

$$\tau_v = \mu_v \cdot \omega \quad (10)$$

где $F_{тц}$ – усилие нажатия колодки; μ – коэффициент трения; ω – относительная угловая скорость; τ_v – момент вязкого сопротивления; μ_v – коэффициент крутящего момента вязкого сопротивления.

Усилие нажатия колодки определяется силой, которая образуется на штоке тормозного пневмоцилиндра. Параметры пневматической системы описываются следующими уравнениями:

Уравнение движения привода:

$$\frac{dL}{dt} = V \quad (11)$$

$$M_{пр} \frac{dV}{dt} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{вт1} - F_{ст1} - \alpha F_{т3} \quad (12)$$

где $M_{пр}$ – масса подвижных частей привода, кг; S_1 и S_2 – эффективная площадь поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра соответственно, m^2 ; p_1 и p_2 – давление в поршневой и штоковой полостях пневмоцилиндра соответственно, Па; V – скорость перемещения штока, м/с; α – булев параметр: $\alpha=0$ при $L \leq L_{т3}$ и $\alpha=1$ при $L \geq L_{т3}$; $L_{т3}$ – заданная координата остановки, м; L – перемещение штока силового пневмоцилиндра; $F_{т3}$ – сила внешнего тормозного устройства, Н; $F_{вт1} F_{ст1}$ – сила динамического сухого, вязкого трения, Н:

$$F_{вт1} = k_{вт} \cdot V \quad (13)$$

$$F_{ст1} = F_{т01} \cdot \text{sign}(V) \quad (14)$$

где $k_{вт}$ – коэффициент вязкого трения, Н·с/м; $F_{т01}$ – сила сухого трения, Н. Поэтому уравнение можно написать в следующем виде:

$$m_{пр} \frac{d^2 L}{dt^2} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{т01} \text{sign}\left(\frac{dL}{dt}\right) - k_{вт} \frac{dL}{dt} - \alpha F_{т3} \quad (15)$$

В следующих моментах следует исходить от понятия и условия неразрывности потока газа уравнение баланса массовых расходов напорной линии пневмопривода:

$$G_{\text{рег.}} = G_{\text{ПЦ}} + G_{\text{УТ}} + G_{\text{СЖ}} \quad (16)$$

$$\mu f p_H \sqrt{\frac{2k}{RT_H(k-1)}} = \frac{W_{\text{ПЦ}} dp_{\text{ПЦ}}}{kRT_H} + k_{\text{П}}(p_H - p_1) \text{sign}(p_H - p_1) + \frac{W_H p_{\text{ПЦ}} dW_H}{E \cdot R \cdot T_H} \quad (21)$$

где $G_{\text{рег.}}$ – расход через регулятор расхода напорной линии; $G_{\text{ПЦ}}$ – расход в бесштоковой полости силового пневмоцилиндра; $G_{\text{УТ}}$ – расход, вызванный перетечками на поршне; $G_{\text{СЖ}}$ – расход на сжимаемость в напорной линии; $k_{\text{П}}$ – коэффициент перетечки; p_H и p_1 – давление в напорной линии и в поршневой полости; R – универсальная газовая постоянная

$$\frac{dp_{\text{ПЦ}}}{dt} = \frac{k \cdot \mu \cdot f \cdot K \cdot p_H \cdot \sqrt{R \cdot T_H} \cdot \varphi(\sigma)}{S_{\text{ПЦ}} \cdot (\gamma_{01} + \gamma)} - \frac{k \cdot p_{\text{ПЦ}}}{E \cdot (\gamma_{01} + \gamma)} \cdot \frac{d\gamma}{dt} - \frac{k \cdot R \cdot T_H}{S_{\text{ПЦ}} \cdot (\gamma_{01} + \gamma)} \cdot k_{\text{П}}(p_H - p_{\text{ПЦ}}) \text{sign}(p_H - p_{\text{ПЦ}}) \quad (22)$$

Движение локомотива определяется суммарным воздействием всех сил и моментов, действующих на него. Продольные силы в колёсах толкают локомотив вперед или назад. Масса m локомотива действует через его центр тяжести (ЦТ). В зависимости от угла наклона, вес прижимает локомотив к земле и тянет его либо назад, либо вперед. Идет ли локомотив вперед или назад, аэродинамическое сопротивление замедляет его. Для простоты предполагается, что сопротивление действует через ЦТ.

$$m \frac{dv_x}{dt} = F_x - F_d - mg \cdot \sin\beta \quad (23)$$

где:

$$G_{\text{рег.}} = \mu \cdot f \cdot p_H \sqrt{\frac{2 \cdot k}{R \cdot T_H \cdot (k-1)}} \quad (17)$$

$$G_{\text{ПЦ}} = \frac{W_{\text{ПЦ}} \cdot dp_{\text{ПЦ}}}{k \cdot R \cdot T_H} \quad (18)$$

$$G_{\text{УТ}} = k_{\text{П}} \cdot (p_H - p_1) \cdot \text{sign}(p_H - p_1) \quad (19)$$

$$G_{\text{СЖ}} = \frac{W_H \cdot p_{\text{ПЦ}} \cdot dW_H}{E \cdot R \cdot T_H} \quad (20)$$

($R=287$ Дж/(кг·К)); k – показатель адиабаты (для воздуха $k=1,4$); E – модуль объемной упругости воздуха; $W_{\text{ПЦ}}$ – текущий объем в поршневой полости цилиндра; T_H – температура воздуха в нагнетательной магистрали.

После преобразования формул уравнение баланса расходов примет следующий вид:

$$F_x = n(F_{xf} + F_{xr}) \quad (24)$$

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \rho A (V_x - V_w)^2 \cdot \text{sign}(V_x - V_w) \quad (25)$$

где V_x – продольная скорость локомотива; V_w – скорость встречного ветра; n – количество колес на каждой оси;

Полная математическая модель торможения локомотива получается соединением всех подсистем: система движения локомотива; система движения колеса; система подсыпки песка; система работы пневмопривода.

Из (1) (5) (8) (11) (12) (22) (23) получим математическую модель движения локомотива при торможении в виде нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{dL}{dt} = V \\
 M_{\text{пр}} \cdot \frac{dV}{dt} = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - F_{\text{вт1}} - F_{\text{ст1}} - \alpha \cdot F_{\text{т3}} \\
 \frac{dp_{\text{ппц}}}{dt} = \frac{k \cdot \mu \cdot f \cdot K \cdot p_H \cdot \sqrt{R \cdot T_H} \cdot \varphi(\sigma)}{S_{\text{ппц}} \cdot (y_{01} + y)} - \frac{k \cdot p_{\text{ппц}}}{E \cdot (y_{01} + y)} \cdot \frac{dy}{dt} - \\
 \frac{k \cdot R \cdot T_H}{S_{\text{ппц}} \cdot (y_{01} + y)} \cdot k_{\text{п}} \cdot (p_H \cdot \alpha_2 - p_{\text{ппц}}) \cdot \text{sign}(p_H \cdot \alpha_2 - p_{\text{ппц}}) \\
 J_k \frac{d\omega_k}{dt} = M_{\text{дв}} - M_{\text{сц}} - M_{\text{т}} \\
 m \frac{dv_x}{dt} = F_x - F_d - mg \cdot \sin\beta, \\
 F_{x \max} = \psi(\varepsilon)P \\
 \varepsilon = \frac{\omega r_k}{V} - 1 \\
 \psi_{\Sigma}(\varepsilon) = \psi(\varepsilon) + \Delta\psi_{\text{п}} + \Delta\psi_{\text{вн}}
 \end{array} \right. \quad (26)$$

Далее представлены осциллограммы описывающие поведение предлагаемой системы регулирования качения колёсной пары.

Сложив выведенные зависимости, можно представить систему уравнений, описывающая процесс движения локомотива. Система дифференциальных уравнений может решаться различными численными методами (Эйлера, Рунге-Кутта и т.п.) при заданных начальных условиях, параметрах привода и управляющих воздействиях [4].

Далее проведя вычислительный эксперимент были получены следующие осциллограммы приведённые на рисунке 5.

На рисунке 5б можно наблюдать как на железной дороге со временем изменяется

коэффициент сцепления колеса с дорогой (сплошной линией на рисунке обозначен подход с адаптивной подсыпкой песка, пунктирной без подсыпки песка).

Как влияет изменение коэффициента сцепления на различные режимы подтормаживания локомотива можно видеть на рисунке 5а. Представлено три режима подтормаживания:

- нижняя пунктирная линия выражает режим без работы адаптивных систем;
- средняя сплошная линия выражает режим с работой адаптивной пневматической тормозной системой;
- верхняя пунктирная линия выражает одновременную работу адаптивных систем пескоподачи и подтормаживания.

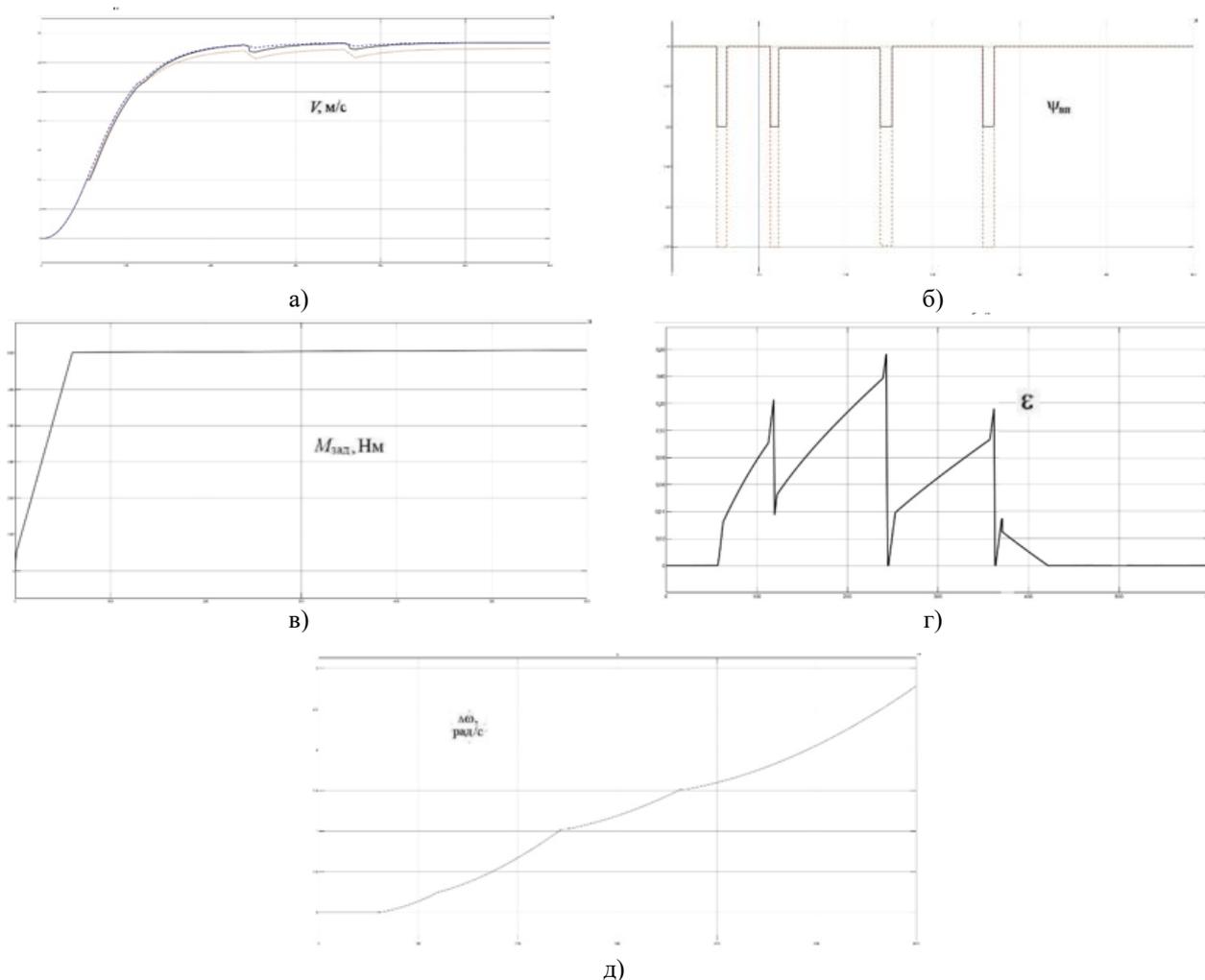


Рисунок 5. Графики полученные в ходе наблюдений в процессе вычислительного эксперимента
 а – скорость движения локомотива, б – показания коэффициента сцепления, в – заданный приводной момент двигателя, г – проскальзывание колёс, д – угловая скорость колёс.

4 Заключение

В результате выполненного исследования предложено техническое решение и разработана обобщённая математическая модель позволяющая наблюдать за поведением систем и выявить оптимальный режим управления сохранением сцепления колеса с дорогой. Выявленным в данной работе оптимальным режимом является режим с совместной работой систем адаптивных пескоподачи и подтормаживания, так как именно при совместной их работе потери в скорости являются минимальными, а изменение скорости самым плавным. Предварительные

экспериментальные исследования подтверждают адекватность модели.

Так же был разработан алгоритм совместной работы адаптивных модулей позволяющие совместить и дополнить работу систем. Полученные результаты подтверждают функциональные возможности предлагаемого привода и позволяют оценить процессы, протекающие при движении локомотива и работе проектируемого пневмомеханического привода. Полученная модель привода позволяет проводить вычислительный эксперимент при различных внешних условиях, то есть при различных коэффициентах сцепления колеса с рельсом.

Список использованных источников

- [1] Иванов П.Ю., Хамнаева А.А., Худоногов А.М. Снижение энергопотребления электровоза при управлении пневматическими тормозами грузового поезда. 2018. 143–151 с.
- [2] Солятов А.А., Сидоренко В.С. МЕХАТРОН-НЫЙ МОДУЛЬ УПРАВЛЕНИЯ АДАПТИВНЫМ ТОРМОЖЕНИЕМ ЭЛЕКТРОВОЗА. Научные труды VII Международной научной конференции “Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении”. 2021. С. 219-221 с.
- [3] Теория электрической тяги. В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.Н. Сидоров и др. 1995. 294 с.
- [4] Сидоренко В.С. Синтез гидромеханических позиционирующих устройств металлообрабатывающего оборудования. 2001 152 с

Artyom A. Solyatov,
Valentin S. Sidorenko

Don State Technical University
Gagarin Square 1, Rostov-on-Don,
Russian Federation
344003

artyom.solyatov@yandex.ru

SYSTEM OF MECHATRONIC CONTROL MODULES FOR ADAPTIVE BRAKING

The purpose of the work is to increase the stability of the process of movement and braking, as well as to increase the wear resistance of the equipment of the locomotive and the rail track, by developing and improving adaptive systems that maintain optimal adhesion of the wheel to the working surface of the rail.

The theoretical conclusions obtained and the results of model studies show the effectiveness of the proposed adaptive control method for adaptive systems and the possibility of building a simple microprocessor control system for the brake and sand feeding, supplementing the regular system of the locomotive, aimed at eliminating the loss of adhesion.

Keywords: *electric locomotive; brake efficiency increase; pneumatic brake system; line charging; preparation time for action; locomotive braking; controlled braking*

References

- [1] Ivanov P.Yu., Khamnaeva A.A., Khudonogov A.M. Reduction of electric locomotive energy consumption when controlling pneumatic brakes of a freight train. 2018. 143–151 c.
- [2] Solatov A.A., Sidorenko V.S. MECHATRONIC CONTROL MODULE FOR ADAPTIVE ELECTRIC LOCOMOTIVE BRAKING. Scientific proceedings of the VII International Scientific Conference “Fundamental research and innovative technologies in machine building”. 2021. С. 219-221 p.
- [3] Theory of electric traction. V.E. Rosenfeld, I.P. Isaev, N.N. Sidorov and dr1995. 294 p.
- [4] Sidorenko V.S. Synthesis of hydromechanical positioning devices of metalworking equipment. 2001 152 c.