

# Интеллектуальный модуль для тяги и торможения

В Германии Высшая техническая школа Ахена (RWTH) провела исследование систем тяги и торможения, функционально и конструктивно объединенных в компактном модуле с минимальным числом мест сопряжения. В сочетании с одноосным ходовым механизмом, колеса которого свободно вращаются на неподвижной оси, эта конструкция имеет ряд неоспоримых преимуществ по сравнению с традиционной ходовой частью.

Как правило, каждый из взаимодействующих компонентов подвижного состава — тяговый привод, тормоза и колесные пары разрабатывают отдельно. Это приводит к созданию сложных конструкций и сопровождается высокими затратами, продолжительными циклами конструирования и выхода нового изделия на рынок.

Следует ожидать значительного повышения эффективности и конкурентоспособности тягового подвижного состава, производимого в Германии, если агрегат, обеспечивающий тяговую и тормозную мощность, будет реализован в виде одного компактного модуля с минимальным числом механических, электрических и информационно-технических блоков. Одноосный ходовой механизм можно оборудовать двумя такими модулями — по одному на колесо. При этом обеспечивается простота линейного изменения мощности привода на подвижной единице, снижаются затраты средств и времени на этапе проектирования. В эксплуатации обеспечиваются следующие преимущества предлагаемого решения:

- уменьшение износа колеса и рельса благодаря оптимизации движения экипажа в рельсовой колее;
- возможность применения облегченных конструкций в модуле, ходовой части и кузове вагона;
- снижение энергопотребления;

- простота и удобство технического обслуживания.

В исследованиях данной модульной конструкции (ЕАВМ или ЕАВ-модуль), проведенных при поддержке национального научно-исследовательского объединения (DFG) в рамках проекта «Интеллектуальный модуль тяги и торможения, интегрированный в одноосный ходовой механизм», принимали участие четыре института Высшей технической школы Ахена RWTH (земля Северный Рейн-Вестфалия):

- институт преобразователей и тягового электропривода — испытания непосредственного привода на базе электрического двигателя с реактивным ротором;
- институт гидравлических приводов и систем управления — испытания электрогидравлического тормоза с самоусилением;
- институт железнодорожного подвижного состава и транспортной техники — исследование движения подвижного состава в колее, конструктивная интеграция компонентов в модуль и модуля в ходовую часть;
- институт техники регулирования — исследования, касающиеся противоюзной и противобоксочной защиты, технологии экранирования, общей структуры системы управления.

Детали исследований были тщательно согласованы участниками проекта с целью достижения максимального синергического эффекта.

## Концепция тягового привода

### Коммутируемый реактивный синхронный двигатель

В отличие от трехфазного двигателя с вращающимся магнитным полем (асинхронного) коммутируемый реактивный синхронный двигатель (GRM) обладает рядом преимуществ, что было доказано научными исследованиями, проведенными в последние годы.

Известно, что тяговый привод для железнодорожного подвижного состава должен быть прежде всего надежными, резервируемым и недорогим в изготовлении. Если у двигателя GRM выходит из строя одна фаза обмотки, он продолжает работать, но с меньшей мощностью. Полный выход из строя такого двигателя невозможен, например, при витковом замыкании в одной из фаз. Простая и прочная конструкция не только дополнительно повышает надежность, но также не требует больших затрат на изготовление.

В публикациях основными недостатками GRM называют значительную пульсацию вращающего момента, высокую стоимость датчика положения ротора и управляющей электроники. Однако с помощью системы регулирования вращающего момента, работающей без использования датчиков, эти недостатки могут быть устранены.

В двигателе GRM, кроме того, должно быть два питающих провода на каждую фазовую обмотку, что приводит к повышенным расходам на кабельную разводку по сравнению с распространенными трехфазными двигателями. Однако в случае полной интеграции преобразо-

Технические характеристики двигателя GRM	
Диаметр, мм	640
Длина, мм	150
Воздушный зазор, мм	1,5
Номинальный вращающий момент (до 350 об/мин), Н·м	1800
Максимальная частота вращения, об/мин	750
Напряжение промежуточного звена преобразователя, В	400
Фазовый ток (точка номинального режима), А	120
Ток, приходящийся на один полюс в номинальном режиме, А	30

ватора в один корпус с машиной эта проблема отпадает, и для питания двигателя постоянным током потребуется всего два провода.

Двигатель GRM имеет шихтованный наружный ротор, соединенный с бандажом колеса. Внутри пакета железа размещен статор с обмотками и встроенным преобразователем. Аналитическое исследование показало, что при наружном расположении ротор обладает более высоким КПД, чем при внутреннем. Это объясняется, главным образом, большим воздушным зазором, который не ограничен монтажным пространством, необходимым для размещения обмоток и их охлаждения.

К статору нет свободного доступа снаружи, поэтому подвод электропитания, охлаждающей жидкости и сигналов связи осуществляется изнутри, через полую ось. Для охлаждения двигателя и преобразователя использована вода с добавлением гликоля.

### Распределенный преобразователь

Ввиду ограниченного монтажного пространства вопрос о применении общего мощного силового модуля, питающего все фазовые обмотки двигателя, не рассматривался. Впервые благодаря размещению полупроводниковых элементов в нескольких отдельных модулях стало возможным расположить преобразователь в кольцевом мон-

тажном пространстве. Несмотря на то что число модулей преобразователя увеличилось, это не отразилось на затратах. Нагрев полупроводниковых элементов стал более равномерным благодаря их распределению по периметру преобразователя. Так как все модули работают независимо друг от друга, дополнительно повышается резервируемость системы.

Преобразователь этого типа, состоящий из 20 идентичных полюсных модулей, питает тяговый привод ЕАВМ. Регулирование осуществляется цифровым процессором обработки сигналов (DSP), который в зависимости от требуемых значений частоты вращения и вращающего момента рассчитывает необходимое импульсное отношение для широтно-импульсной модуляции (PWM). Для связи с DSP применена комплексная программируемая вентильная матрица (CPDL). Она принимает требуемое значение импульсного отношения, преобразует его в сигнал управления и посылает в цепи контроля фазового тока или температуры преобразователя. При реализуемой скорости передачи данных 2,5 Мбит/с можно для любого полюсного модуля обеспечить на каждый период PWM новое значение импульсного отношения.

Для обеспечения высокой степени защищенности от отказов силовой блок модуля, матрица и аппаратное обеспечение связи гальванически разделены. В рассмат-

риваемой системе регулирования применен цифровой процессор DSP компании Aixcontrol.

### Регулирование вращающего момента

Для обеспечения оптимальных условий движения в кривой и регулирования проскальзываний в соответствии с требованиями, предъявляемыми к динамике привода, применяется прямое регулирование вращающего момента. Для этого институтом преобразовательной техники и электропривода (ISEA) разработана система регулирования вращающего момента на базе широтно-импульсной модуляции (PWM – DITC). Основной принцип ее действия сводится к расчету фактического вращающего момента для каждого тактового цикла по параметрам фазового тока и положению ротора. Расчет выполняется отдельно для каждой фазовой обмотки. На основе полученных результатов рассчитывается необходимое импульсное отношение, позволяющее к концу следующего цикла достичь требуемой величины вращающего момента. Общий момент определяется как сумма отдельных фазовых моментов.

Одним из преимуществ системы регулирования PWM – DITC является упрощенная конструкция преобразователя с фиксированной частотой переключений. На базе дальнейшего развития принципов регулирования без использования датчиков можно на следующем этапе проектирования отказаться от датчика положения. Это сократит расходы на тяговый привод и повысит надежность.

### Электрогидравлический тормоз с самоусилением (SEHB)

Интегрирование привода и тормоза в единый блок мотивировано рядом решаемых проблем. Наряду

со значительным сокращением числа отдельных блоков прогнозируется повышение надежности вследствие высокой степени резервирования. Благодаря предполагаемой взаимозаменяемости модулей можно сократить расходы на текущее содержание. При этом в режиме торможения динамика системы, возможности регулирования и энергопотребление оптимизированы по сравнению с используемым в настоящее время электропневматическим тормозом.

*Децентрализованное энергоснабжение тормозной системы*

Традиционные тормозные системы имеют централизованную структуру. В системе электропневматического тормоза предусмотрено три уровня энергоснабжения для приведения в действие тормозов. На самом нижнем уровне при отсутствии сжатого воздуха предварительно натянутая пружина стояночного тормоза при срабатывании обеспечивает силу прижатия колодок, необходимую для остановки подвижной единицы. Следующий уровень энергообеспечения — подача из специального резервуара сжатого воздуха (при его наличии) в тормозные цилиндры вагона или тележки. При этом пружину стояночного тормоза следует вернуть в прежнее положение, а желаемую тормозную силу централизованно установить распределительным клапаном для последующих торможений. В воздушные резервуары воздух поступает от компрессора по главной питательной магистрали (НВЛ) поезда. При централизованном снабжении сжатым воздухом с частичным его накоплением в резервуарах, распределенных в мощной тормозной системе, последняя характеризуется значительной сложностью, большим числом компонентов и мест их сопряжения.

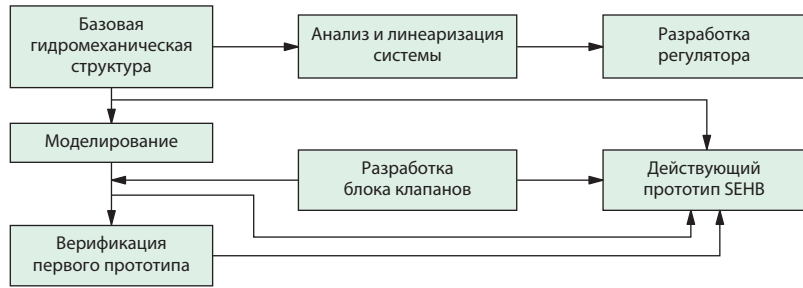


Рис. 1. Этапы и последовательность создания системы торможения SEHB

Для управления децентрализованным гидравлическим тормозом с самоусилением применяется только электрический блок сопряжения, работающий на нижнем уровне. Торможение осуществляется децентрализованно. На самом нижнем уровне пружина в исполнительном механизме обеспечивает автоматическое срабатывание тормоза. На рис. 1 показана последовательность действий при разработке этой тормозной системы.

*Принцип действия*

Кажущаяся парадоксальность ситуации, когда для гашения кинетической энергии при торможении требуется затрачивать определенную энергию, обусловила появление идеи гидравлического самоусиления — использования с этой целью кинетической энергии, поглощаемой при торможении, в качестве гидравлического источника энергии.

Тормозная колодка подвижна в узких пределах. Касательная сила трения, возникающая на тормозной накладке, действует через поршень опорного цилиндра на рабочую жидкость в гидросистеме, повышая таким образом ее давление. Для того чтобы этот процесс не зависел от направления движения, опорный цилиндр соединили с четырьмя обратными клапанами, образующими своего рода гидравлический выпрямитель, выход которого связан с регулирующими клапанами трубопроводов высокого и низкого дав-

ления. При открытом регулирующем клапане высокое давление передается на поршень тормозного цилиндра, в результате чего повышается реализуемая в контакте трения нормальная сила. Выбрав соответствующее соотношение поверхностей поршней опорного цилиндра и приводного механизма, можно достичь такого самоусиления, при котором давление в опорном цилиндре превысит величину, необходимую для работы приводного механизма тормоза. Вследствие неустойчивости самоусиление можно использовать только в быстродействующих системах регулирования.

При повышении давления на торцовую поверхность поршня приводного механизма тормоза возрастает тормозная сила. Небольшое количество гидравлической энергии в процессе торможения запасается и по окончании процесса торможения используется для отпуска тормоза.

*Регулирование замедления при торможении*

Особым преимуществом тормоза SEHB является возможность регулирования фактической тормозной силы, действующей на колесо. Вместо того чтобы, как в обычных тормозах, регулировать перепад давления в приводном механизме (тормозном цилиндре) и, следовательно, силу прижатия колодок, выгоднее регулировать перепад давления в опорном цилиндре. Этот перепад непосредственно связан с

фактическим моментом, вызывающим замедление при торможении. Регулирование и управление регулирующим клапаном можно осуществлять как с помощью электроники, связанной с гидромеханическим исполнительным звеном, так и без использования электроники. Благодаря этому даже при выходе из строя электронного регулирующего устройства гарантируется безопасность.

## Испытательный стенд

Основой испытательного стенда являются суппорт дискового тормоза легкового автомобиля и соответствующий тормозной диск. Суппорт тормозного механизма может поворачиваться относительно плоскости тормозного диска. В качестве опоры служит цилиндр. Через него осуществляется связь с гидравлическим блоком управления, от которого идут соединительные шланги к резервуару и суппорту. Данный принцип действия был успешно опробован в ходе испытаний. Полученные результаты использованы при конструировании опытного образца SEHB с приводным механизмом торможения двойного действия.

## Конструкция модуля и движение в рельсовой колее

### Модуль

Модуль с основными компонентами — двигателем GRM и тормозом SEHB, а также колеса, ось и опора оси (подшипниковый узел) являются основной частью неподдресоренных масс подвижной единицы. Чем больше эта масса, тем больше износ как подвижной единицы, так и железнодорожного пути. Следовательно, модуль должен быть максимально легким.

Поскольку концепция передачи усилий и момента имеет решающее значение для массы модуля, в

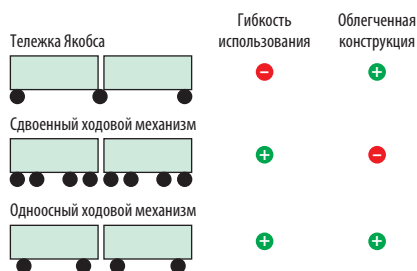


Рис. 2. Сравнение распространенных вариантов ходовой части по их гибкости использования в эксплуатации и массе

рамках проекта EABM было разработано несколько конструктивных решений. Предусмотренные в облегченной конструкции укороченные каналы и короткие плечи рычагов можно было реализовать с помощью высокой степени интеграции компонентов. При этом основной особенностью конструкции остается двигатель с наружным ротором, непосредственно связанным с диском колеса.

Модуль сконструирован таким образом, что бандаж колеса располагается точно над осевым подшипником. В этом случае наружный ротор в меньшей степени воспринимает действие переменных изгибающих моментов. Это позволяет также уменьшить воздушный зазор в двигателе GRM.

Необходимые электрические провода, трубопровод системы жидкостного охлаждения двигателя и канал передачи данных проведены через полый хвостовик оси и отверстия в его стенке в зоне статора.

Ударные нагрузки, возникающие, например, при прохождении рельсовых стыков и крестовин (100–160 г), воздействуют на интегрированный в двигатель преобразователь. В связи с этим было решено включить пассивный амортизатор (демпфер) между статором и преобразователем.

### Ходовая часть

Рассмотренная модульная конструкция должна быть соответствующим образом согласована с

исполнением ходовой части. При этом было необходимо учитывать установленные требования, особенно в отношении гибкости, массы и ремонтпригодности. Были рассмотрены три варианта (рис. 2) решения ходовой части: одноосный (индивидуальный) ходовой механизм, сдвоенный и тележка Якобса. Сравнение их показывает, что одноосные механизмы в большей степени отвечают поставленным требованиям. Они обеспечивают оптимальное регулирование мощности привода и одновременно являются наиболее легкими, поскольку в каждом механизме только два колеса.

## Движение в рельсовой колее

При движении железнодорожного подвижного состава происходит его автоматическое направление в рельсовой колее. Движение экипажа в заданном пространстве внутри колее должно сопровождаться минимальным износом колес и рельсов, минимальным уровнем излучаемого шума и оптимальной плавностью хода. Это предполагает соблюдение минимально возможного поперечного смещения и перекоса ходовой части в колее. Используемый в настоящее время принцип движения жесткой колесной пары в рельсовой колее в основном отвечает данным требованиям, однако имеет ряд недостатков:

- радиальная установка колес в кривых радиусом менее 150 м невозможна из-за набегания гребня бандажа;
- устойчивость хода зависит от скорости, поэтому при возрастании скорости нужна более жесткая связь за счет продольных рессор и демпферов, что отрицательно влияет на радиальную установку в кривых.

Концепция EABM позволяет преодолеть эти недостатки благодаря предложенной конструкции, отличной от колесной пары. Принцип

движения предлагаемого ходового механизма в рельсовой колее определяют следующие факторы:

- независимые колеса, вращающиеся на оси;
- механический разворот и возврат ходовой части;
- мехатронная поддержка движения в колее.

В соответствии с этим принят отдельный ходовой механизм с независимыми колесами, вращающимися на оси (ЕЕФ), неуправляемый со стороны кузова. Могут быть использованы две распространенные конструкции: пара свободно вращающихся колес, связанных общей осью, и самонаправляемый ходовой механизм с независимыми колесами, каждое из которых вращается на своей оси. Обе конструкции имеют свои достоинства и недостатки.

Система мехатронного управления движением в рельсовой колее выполняет свои функции в нормальном режиме работы. При этом в режиме тяги или торможения задаваемая разница моментов (дифференциальный момент), создаваемых модулями ЕАВМ левого и правого колес, обеспечивает поворот ходового механизма относительно вертикальной оси на определенный угол.

Регулирование дифференциального момента рекомендуется выполнять по нескольким исходным величинам (поперечное смещение в колее и угол поворота). На основе линеаризованной модели движения в рельсовой колее были построены кривые исходных величин (рис. 3), полученные при начальном отклонении на прямом участке пути при условии, что все параметры состояния измерены идеально.

Из полученной характеристики следует, что в данных условиях при мехатронном регулировании движения в рельсовой колее можно обеспечить нахождение этих величин в допустимых пределах даже при наличии дефек-

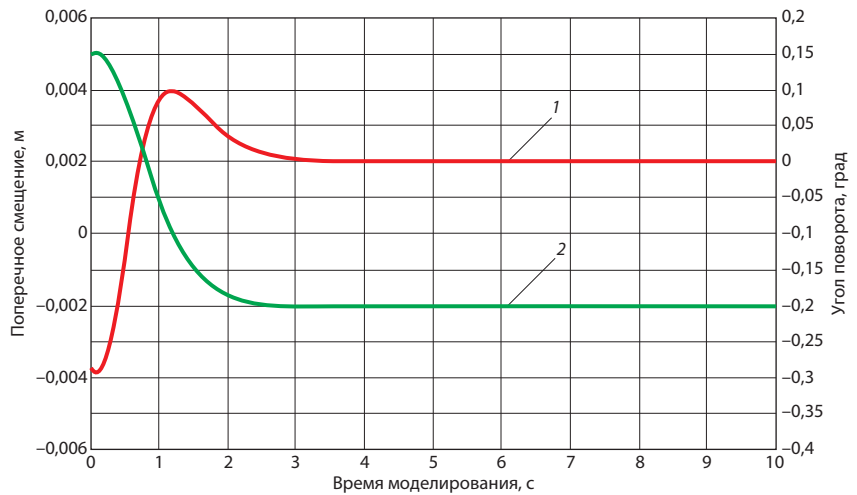


Рис. 3. Изменение во времени моделирования исходных характеристик, регулируемых с помощью мехатроники (скорость движения 120 км/ч):

1 — угол поворота в колее; 2 — поперечное смещение ходового механизма

тов пути, вызывающих изменение этих величин.

Следующие этапы работ включали:

- исследование системы регулирования путем нелинейного моделирования (SIMPACK) и испытания на специальном стенде с целью изучения механики движения ходовой части в рельсовой колее;
- оптимизацию регулирования на основе критериев качества;
- сбор и регистрацию параметров, измерение которых представляет значительную сложность, при снижении затрат на датчики.

### Регулирование

#### Уровни регулирования

При модульном исполнении блоков с независимыми колесами координация автоматического управления и регулирование единицы подвижного состава осуществляются на разных иерархических уровнях:

- на уровне тягового привода и системы торможения в пределах одного ЕАВ-модуля;
- пары колес, вращающихся на неподвижной оси, или ходового механизма с двумя ЕАВ-модулями;

- всех ЕАВ-модулей, распределенных по длине подвижной единицы.

Что касается координации нескольких ЕАВМ, то здесь речь идет об общей задаче системы управления и подразумевается наличие связи между отдельными модулями. К примеру, при регулировании движения в рельсовой колее должно быть обеспечено взаимодействие двух ЕАВ-модулей одного ходового механизма. Кроме того, сила тяги или торможения, задаваемая машинистом, автономно реализуется каждым из имеющихся ЕАВМ, для чего предусмотрена связь, охватывающая все модули. Обеспечение необходимой интеграции функций управления и регулирования внутри модуля дает возможность взаимодействия тягового привода и тормоза в пределах одного ЕАВ-модуля.

Эти функции разделены в иерархической структуре как подсистемы. Самый нижний уровень — регулирование тягового и тормозного моментов отдельными исполнительными механизмами. На более высоком уровне находятся функции противоюзной и противобоксочной защит и формируются задаваемые значения вращающего момента.

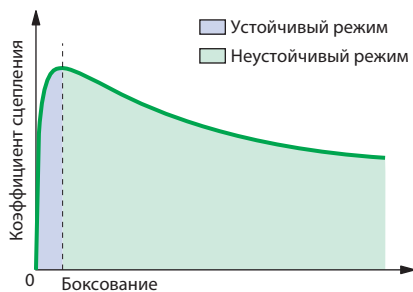


Рис. 4. Принципиальная характеристика коэффициента сцепления при боксовании

В режиме торможения EAB-модуль представляет собой двойку активируемую систему, поскольку заданное отрицательное значение вращающего момента может быть реализовано как тормозной гидравлической системой, так и работой двигателя GRM в генераторном режиме. Соответствующее распределение требуемого тормозного момента между этими двумя механизмами торможения также находится на более высоком уровне функциональной структуры.

## Защита от юза и боксования

Если к независимому колесу подводится усилие тяги или торможения, то оно вращается несколько быстрее или медленнее, чем другие колеса поезда. При этом возникает разница между скоростью движения всего поезда и окружной скоростью колеса. Она представляет собой скорость проскальзывания. Если угловая скорость колеса при проскальзывании будет больше, чем при поступательном движении, то произойдет так называемое боксование. Типичное изменение коэффициента сцепления при боксовании показано на рис. 4.

При тяге или торможении единицы подвижного состава действуют сила сцепления и вертикальная нагрузка от колеса на рельс. В случае слишком большого вращающего момента в тяговом или тормозном режиме боксование может возрасти настолько, что сила сцепления упадет. Это приводит к неже-

лательным рабочим состояниям: в режиме торможения колесо затормаживается сильнее, чем вся инерционная масса вагона или поезда, и при этом склонно к заклиниванию (движению юзом); в режиме тяги колесо склонно к боксованию, поскольку испытывает явно большее ускорение, чем весь вагон или поезд. При заклинивании колес могут возникать ползуны на бандаже, а при боксовании — пробоксовины на поверхности катания рельса. Современные защиты должны использоваться не только для предотвращения юза и боксования, но также и для повышения сил сцепления в нормальных рабочих режимах.

В ходе исследований была рассмотрена модель единицы подвижного состава, которая содержала линейные модели механических исполнительных механизмов и заданный алгоритм защиты от юза и боксования модуля EABM (рис. 5).

По сценарию моделирования машинист сначала задал тяговый момент, равный 4000 Н·м, а позже — тормозной момент 4000 Н·м; движение подвижной единицы осуществлялось по гладким рельсам. Разница между тяговым и тормозным моментом используется в качестве задаваемой величины. Фактический момент отличался от задаваемого вследствие срабатываний защиты от юза и боксования. При регулировании защиты от боксования задается скорость проскальзывания, равная  $-3$  м/с, при настройке защиты от юза принимается значение проскальзывания  $+0,3$ . Результаты моделирования показали в обоих случаях стабильность процессов регулирования.

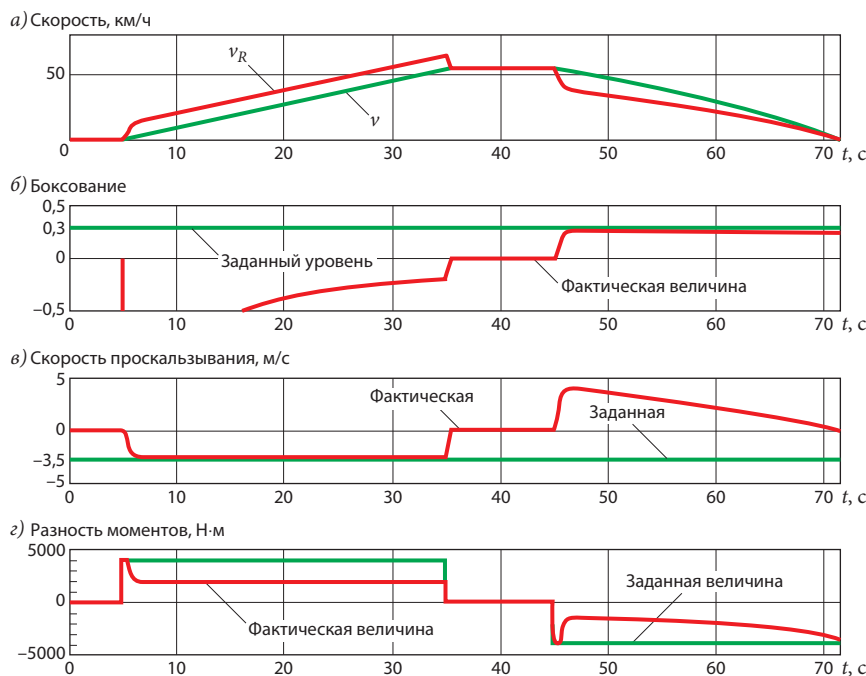


Рис. 5. Результаты моделирования подвижного состава с линейными моделями исполнительных механизмов и заданным алгоритмом защиты от юза и боксования модуля EABM: а — кривые изменения скорости; б — боксование; в — скорость проскальзывания; г — разность тягового и тормозного моментов;  $t$  — время;  $v$  — скорость движения;  $v_R$  — окружная скорость на колесе

## Совмещение систем регулирования торможения

Чтобы выполнить плавное торможение единицы подвижного состава, необходимо одновременно реализовать общий тормозной мо-

мент, создаваемый двигателем GRM в генераторном режиме и гидравлическим тормозом. На рис. 6 приведены кривые изменения скорости движения и окружной скорости на колесе в функции времени (а), значения задаваемого и фактического тормозного момента, создаваемого двигателем GRM (б), задаваемые и фактические величины момента гидравлического тормоза (в), а также задаваемые и фактические значения общего тормозного момента (г).

Разница между заданным и фактическим значением общего тормозного момента (рис. 6, г) вызвана ограничением управляющего параметра двигателя GRM и временем, необходимым для того, чтобы при действии гидравлического тормоза тормозные накладки к моменту начала торможения соприкасались с тормозным диском. В данной технологии совмещения систем регулирования используется возможность очень точного измерения тормозного момента, реализуемого гидравлическим тормозом с самоусилением. При этом отклонения от заданного момента, вызванные более медленной, способной к колебаниям динамикой гидравлического тормоза, быстро компенсируются высокодинамичным двигателем, работающим в генераторном режиме.

### Перспективы

Реализация рассмотренной концепции не только позволяет значительно снизить массу подвижного состава, ограничить износ и уменьшить энергопотребление, но также дает больше возможностей для доработки конструкций в соответ-

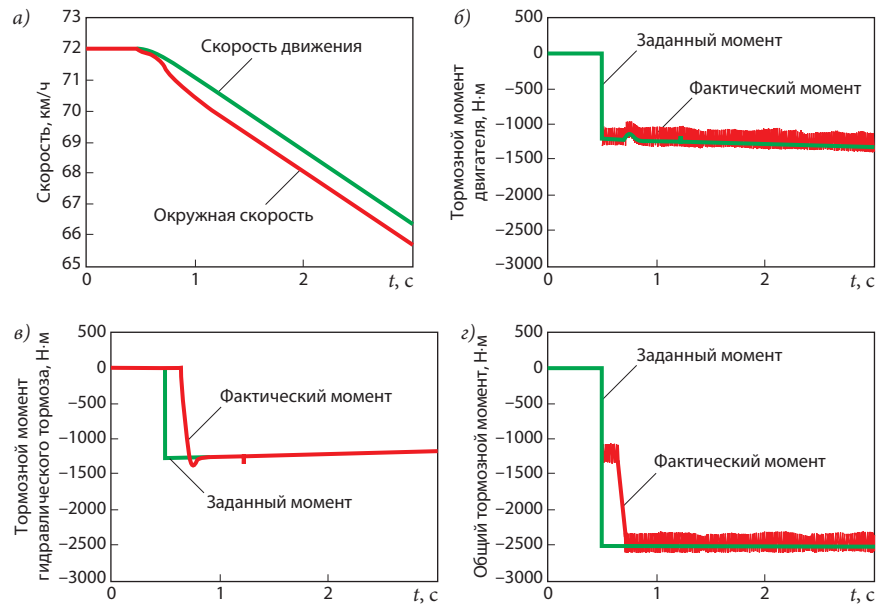


Рис. 6. Результаты моделирования современной технологии совмещения систем регулирования при торможении

ствии с возникающими новыми техническими требованиями. Это особенно важно в связи с развитием мехатроники и ее использованием в конструкции ходовой части отдельных вагонов и поездов. Примером тому является разрабатываемый в Ахене интеллектуальный модуль для тяги и торможения подвижного состава.

При разработке тормозной части модуля отказались от пневматического тормоза в пользу гидравлического, поскольку первый не отвечал требованиям обеспечения компактности конструкции. В рамках исследовательских работ были созданы и изучены различные опытные образцы тормоза. На базе моделирования и экспериментов была разработана концепция тормозной системы (SENB), которая в наибольшей степени отвечает требованиям железнодорожной эксплуатации и оптималь-

но вписывалась в концепцию интеллектуального модуля EAVM. Система торможения SENB может быть использована везде, где требуется минимальное потребление энергии и простое электрическое управление.

На последующих этапах исследовательских работ получают дальнейшее развитие современные принципы регулирования, будут разработаны и испытаны новые, более компактные клапаны для систем регулирования. Планируемые ходовые испытания опытного образца одноосного ходового механизма с двумя интегрированными модулями EAVM должны будут подтвердить их эффективность.

По материалам института RWTH в Ахене; [www.isea.rwth-aachen.de](http://www.isea.rwth-aachen.de); [www.ifas.rwth-aachen.de](http://www.ifas.rwth-aachen.de); J. Ewald et al. O+P: Zeitschrift für Fluidtechnik, 2009, № 5, S. 194–200.