

## УПРАВЛЕНИЕ КРУТЯЩИМ МОМЕНТОМ ЧЕТЫРЕХКОЛЕСНОГО СТУПИЧНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ АЛГОРИТМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Shuai Leng, Liqiang Jin

*College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun, China*

Из-за нелинейной связи и неопределенности параметров нового энергетического четырехколесного ступичного двигателя сложно контролировать его крутящий момент. Для решения этой задачи предложен метод управления крутящим моментом, основанный на алгоритме распределения. Построена динамическая модель нового двигателя, в которой неизмеримые потоки, электрическая мощность и другие переменные вводятся в соответствии со степенью свободы тела. В качестве объекта исследования рассматривается четырехколесный ступичный двигатель, в качестве цели выбрана оптимальная эффективность системы привода, а алгоритм распределения используется для управления электромагнитным моментом двигателя. Результаты моделирования показывают, что при данном управлении дальность движения увеличивается, амплитуда потока статора изменяется незначительно, ток статора варьируется, стабильность скорости двигателя хорошая, а эффект управления крутящим моментом улучшается.

**Ключевые слова:** динамическая модель, управление крутящим моментом, алгоритм распределения, четырехколесный ступичный двигатель.

### Введение

Прошлый век – золотой век для автомобиля с двигателем внутреннего сгорания. Однако необходимы, с одной стороны, новые технологии для снижения потребления топлива и выбросов, с другой, разработки новых транспортных средств для снижения зависимости от ископаемого топлива [1].

В Китае правительство выпустило «12-й пятилетний план» по развитию науки и техники в области новых энергетических транспортных средств и предоставило субсидии покупателям электромобилей [2].

Естественно, что производительность транспортного средства тесно связана с производительностью его двигателя, поэтому появился новый энергетический четырехколесный ступичный двигатель [3]. Он фактически объединяет системы управления и торможения. Каждое колесо приводится в движение независимым двигателем, обеспечивая его мощность. По сравнению с традиционным двигателем ступичный двигатель имеет большие технические преимущества [4].

Несмотря на преимущества, технически узкие места сталкиваются с большими проблемами. Основными причинами являются отсутствие достаточного пробега и длительность времени зарядки. В краткосрочной перспективе трудно ожидать большой прорыв в технологии батарей, поэтому необходима технология энергосбережения, чтобы преодолеть отсутствие достаточного пробега. При этом распределение крутящего момента является важным способом энергосбережения. Поскольку основная движущая составляющая гибридного электромобиля исходит от двигателя внутреннего сгорания, постольку распределение электрической составляющей не рассматривалось. С развитием новых транспортных средств начали изучать распределение крутящего момента. Например, авторы работы [5] предложили метод управления крутящим моментом нового четырехколесного ступичного двигателя на основе пространственного вектора.

Этот метод использует стратегию пространственной векторной модуляции для управления крутящим моментом с двойным замкнутым контуром PI-структуры управления потоком и крутящим моментом при ориентации магнитного поля статора. Однако данный метод имеет недостаток – слишком длительное время управления, а фактический эффект низкий. В [6] предложен метод управления крутящим моментом, основанный на переменной структуре режима скольжения. Этот метод направлен на решение проблем большой пульсации потока, крутящего момента и нестабильной частоты переключения инвертора в процессе управления крутящим моментом традиционного двигателя. Стратегия управления переменной структурой вводится для нескольких контроллеров скользющего режима. На этой основе метод широтно-импульсной модуляции пространственного вектора используется для управления крутящим моментом. Однако установлено, что данный метод имеет нестабильность управления и другие проблемы. Поскольку новый двигатель имеет характеристики нелинейной сильной связи и неопределенности параметров, то управление

более сложное, а метод не очень эффективен. Для решения этой проблемы предлагается новый метод управления крутящим моментом двигателя ступицы с четырьмя колесами, основанный на алгоритме распределения.

### Способ регулирования крутящего момента четырехколесного ступичного двигателя

#### Построение динамической модели

Для реализации управления крутящим моментом создана динамическая модель, включающая модели двигателя и батареи. Модель имеет семь степеней свободы, т.е. три степени свободы тела и по одной – для каждого колеса. Для обеспечения целостности всей модели необходимо выбрать общую и локальные системы координат. С точки зрения динамики в основном используются три системы координат: абсолютная, транспортного средства и шин [7]. Началом системы координат транспортного средства является центр масс. Причем ось  $x$  параллельна земле, т.е. соответствует направлению движения, ось  $z$  – перпендикулярна земле и направлена вверх, ось  $y$  – параллельна земле и направлена влево. Таким образом, оси составляют правую декартову систему координат (рис. 1).

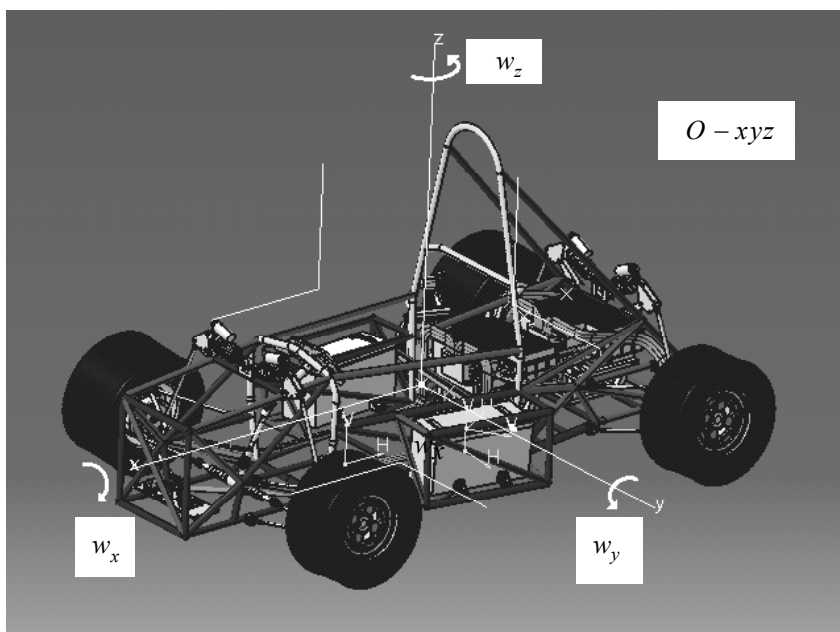


Рис. 1. Система координат транспортного средства

После выбора системы координат транспортного средства необходимо определить правила преобразования данных между системами. Сначала устанавливается начало координат геодезической системы и начало координат транспортного средства [8]. Геодезическая система вращается вокруг осей  $x$ ,  $y$  и  $z$  под углами  $\psi$ ,  $\theta$ ,  $\phi$ , представляющими угол крена транспортного средства, угол тангажа и угол рыскания. Таким образом, получается система координат транспортного средства. Матрица операций после поворота выражается как

$$\begin{aligned}
 T_{\psi} &= \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \\
 T_{\theta} &= \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix}, \\
 T_{\phi} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & \sin \phi \\ 0 & -\sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Когда качка и крен кузова не учитываются, тогда существуют три уравнения для описания движения кузова в плоскости: продольного и поперечного движений и рыскания [9]. Силовой анализ показан на рис. 2 и выражен уравнением

$$ma_x = m(\dot{u} - v\omega_r) = (F_{x(f,l)} + F_{x(f,r)}) \cos \delta + F_{x(f,l)} + F_{x(f,r)} - (F_{y(f,l)} + F_{y(f,r)}) \sin \delta - F_w. \quad (2)$$

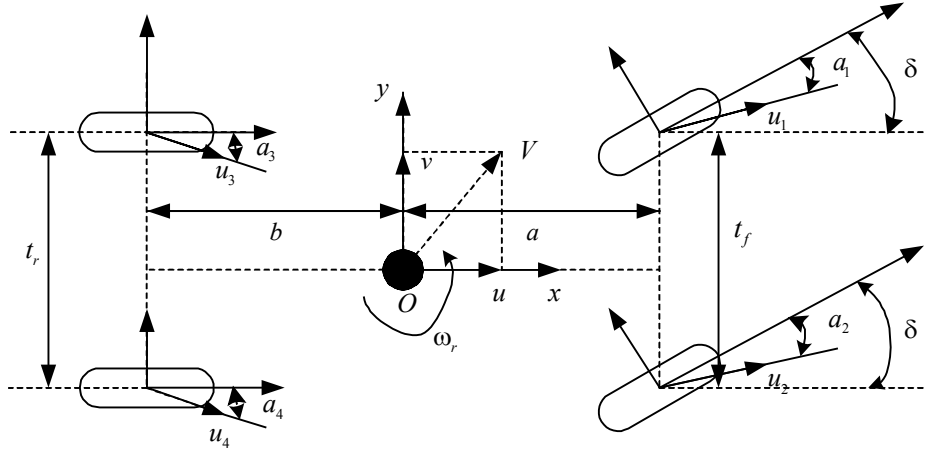


Рис. 2. Диаграмма напряжений кузова автомобиля

Тогда уравнение продольного движения транспортного средства имеет вид

$$F_w = \frac{C_D A (u \cdot 3.6)^2}{21.15}, \quad (3)$$

где  $m$  – общая масса транспортного средства;  $a_x$  – продольное ускорение в системе координат кузова;  $u$  – продольная скорость кузова в геодезической системе координат;  $v$  – поперечная скорость кузова в геодезической системе координат;  $\omega_r$  – скорость рыскания кузова;  $F_{x(f,l)}$  – продольная сила на колеса;  $F_y$  – поперечная сила на колеса;  $\delta$  – угол поворота колеса;  $F_w$  – сила сопротивления воздуха, которая находится как

$$F_w = \frac{C_D A (u \cdot 3.6)^2}{21.15}. \quad (3)$$

Здесь  $C_D$  – коэффициент сопротивления воздуха;  $A$  – наветренная площадь транспортного средства.

Уравнение бокового движения транспортного средства:

$$ma_y = m(\dot{v} - u\omega_r) = (F_{x(f,l)} + F_{x(f,r)}) \sin \delta + F_{y(r,l)} + F_{y(r,r)} + (F_{y(f,l)} + F_{y(f,r)}) \cos \delta, \quad (4)$$

где  $a_y$  – боковое ускорение в системе координат тела.

Уравнение рыскания транспортного средства имеет вид

$$\begin{aligned} I_z \dot{\omega}_r = & (F_{x(f,l)} + F_{x(f,r)}) \sin \delta \cdot a + (F_{x(f,r)} - F_{x(f,l)}) \cos \delta \frac{1}{2} L_f + \\ & + (F_{y(f,l)} + F_{y(f,r)}) \cos \delta \cdot a + (F_{y(f,l)} - F_{y(f,r)}) \cos \delta \sin \delta \frac{1}{2} L_f - \\ & - (F_{y(r,l)} - F_{y(r,r)}) b - (F_{x(r,l)} - F_{x(r,r)}) \frac{1}{2} L_r + M_{z(f,l)} + M_{z(f,r)} + M_{z(r,l)} + M_{z(r,r)}, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $I_z$  – момент инерции относительно центра масс транспортного средства;  $a$  – расстояние от центра масс до центральной линии передней оси;  $b$  – расстояние от центра масс до центральной линии задней оси;  $L_f$  – ширина колеи передней оси;  $L_r$  – ширина колеи задней оси;  $M_{z(i)}$  – момент возврата каждого колеса.

Существуют два типа моторных моделей: «физическая модель» и «модель таблицы поиска эффективности» [10, 11]. Первая рассчитывается в соответствии с принципом работы двигателя,

его внутренней структурой, соотношением электромагнитной индукции между обмоткой и сердечником. Ее преимущество заключается в том, что она может отражать переходные характеристики двигателя, такие как пульсация крутящего момента, задержка отклика и т.д. Недостатком является то, что трудно полностью учесть потери, а также множество факторов неидеального состояния двигателя. В итоге результаты расчета потребляемой мощности двигателя и мощности генерации не очень точны [12].

Модель таблицы поиска эффективности предназначена для сведения данных об эффективности, полученных из фактического испытания двигателя. В ней КПД двигателя получается с помощью таблицы поиска, затем вычисляются соответствующие энергопотребление и мощность генерации. Недостатком является то, что она не может полностью отразить переходный отклик двигателя. Преимущество заключается в том, что таблица эффективности получена из фактического теста, поэтому она может очень точно рассчитать потребляемую мощность и мощность генерации.

Так как целью данной работы является экономия энергии и снижение ее потребления, что требует высокой точности расчета, а переходный отклик двигателя не оказывает существенного влияния на расчет, то модель таблицы поиска эффективности более подходит для данной цели [13].

Модель таблицы поиска эффективности разделена на две части: одна – оценка крутящего момента, другая – расчет электрической мощности. Создаваемые двигателем приводной момент и момент рекуперативного торможения оцениваются в соответствии с кривой внешней характеристики двигателя. При этом скорость двигателя можно получить как

$$n = \frac{60 \cdot v}{3.6 \cdot 2\pi R}, \quad (6)$$

где  $n$  – скорость двигателя;  $v$  – скорость транспортного средства;  $R$  – радиус колеса. Вывод крутящего момента имеет последовательность, показанную на рис. 3.

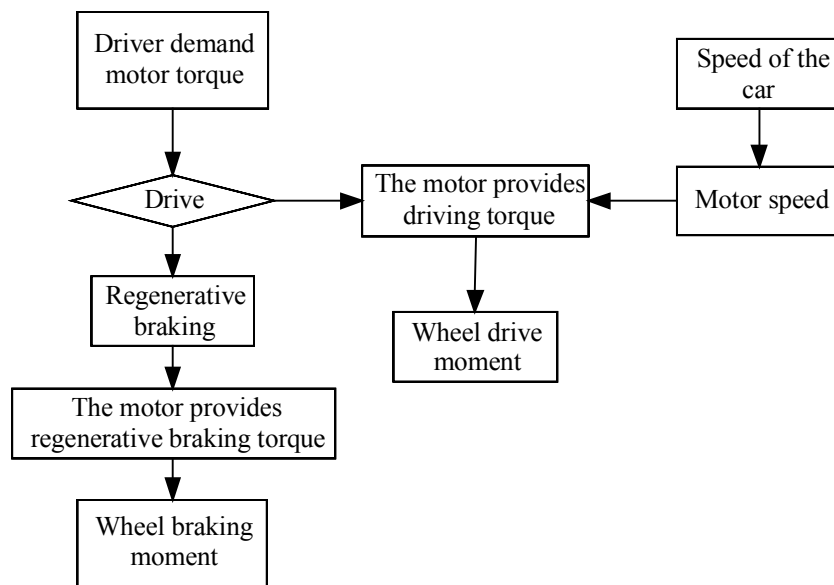


Рис. 3. Выходной поток крутящего момента

В новом энергетическом четырехколесном двигателе ступицы внешняя характеристическая кривая двигателя представлена на рис. 4.

Выходной крутящий момент двигателя может быть определен в соответствии с кривой внешней характеристики двигателя как

$$T = \begin{cases} T_{\max} & (n \leq n_N), \\ \frac{9549P}{n} & (n > n_N), \end{cases} \quad (7)$$

где  $T_{\max}$  – максимальный крутящий момент двигателя;  $P$  – его номинальная мощность;  $n_N$  – скорость, соответствующая максимальному крутящему моменту при номинальной мощности. Баланс

электроэнергии включает, в основном, ее потребление при движении и ее выработку при рекуперативном торможении.

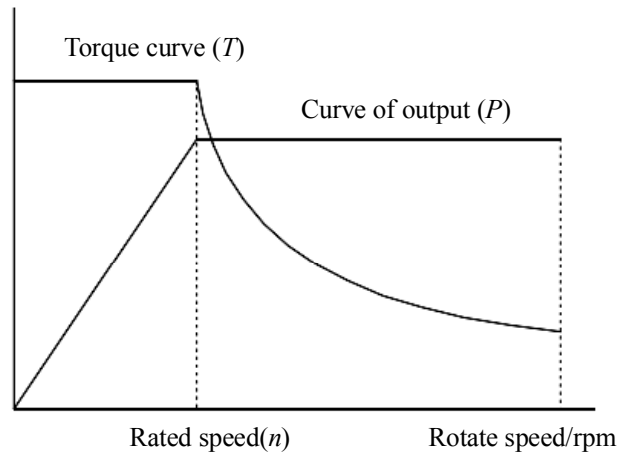


Рис. 4. Кривая внешней характеристики двигателя

Выражение для расчета потребляемой мощности при движении имеет вид [14, 15]

$$P = \frac{nT}{9549 \cdot \eta(T, n)}, \quad (8)$$

где  $\eta(T, n)$  – полученный из таблицы КПД двигателя. Выражение для расчета генерируемой мощности при рекуперативном торможении выглядит следующим образом:

$$P' = \frac{nT}{9549} \eta(T, n). \quad (9)$$

По результатам расчета энергопотребления при движении и выработки электроэнергии при рекуперативном торможении построена динамическая модель двигателя ступицы четырех колес, которая выражается как

$$Q = m_{ax} + m_{ay} - \frac{I_z \dot{\omega}_r (P + P')}{n}. \quad (10)$$

#### Управление крутящим моментом двигателя на основе алгоритма распределения

С помощью описанной модели конструируется метод управления распределением общего крутящего момента между двигателями с целью создания системы привода с оптимальной эффективностью. Создается модель потерь системы полного привода и формулируется ее оптимальная эффективность [16, 17]. Алгоритм прямого регулирования крутящего момента – это метод управления двигателем переменного тока. Этот алгоритм может непосредственно распределять электромагнитный крутящий момент.

В статической системе координат ориентации поля статора его потоком можно непосредственно управлять без обязательного разложения тока статора на составляющие тока потока, а уже затем отделять составляющие тока потока и тока крутящего момента [18, 19]. Поэтому структура управления проще, а скорость регулирования крутящего момента выше. Это может уменьшить влияние изменений параметров на систему управления двигателем и повысить надежность и стабильность системы. Рабочий процесс системы ДТС выглядит следующим образом.

Внешний датчик выдает сигналы трехфазного тока и напряжения статора двигателя. Эти два сигнала обрабатываются для получения двухфазных сигналов напряжения и тока в статической системе координат. Затем значение магнитного момента  $\psi_s$  и потока  $T_e$  статора двигателя находятся с помощью блока оценки крутящего момента и потока [20]. Управляющая часть включает в себя два модуля: регулирования электромагнитного момента и потока статора. Наиболее важной

функцией этих модулей является управление моментом и амплитудой потока. Для оценки реализации используется гистерезисный компаратор, с помощью которого можно поддерживать в определенном диапазоне поток статора и электромагнитный крутящий момент, чтобы траектория потока двигателя была как можно ближе к круговой. Структурная схема модуля управления гистерезисом потока показана на рис. 5.

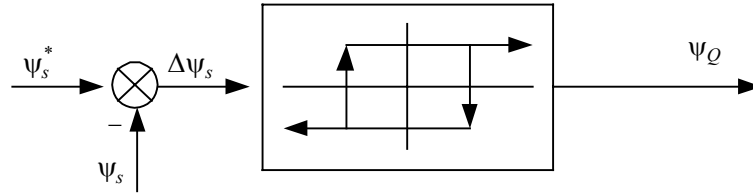


Рис. 5. Структурная схема модуля управления гистерезисом потока

В определенный момент времени разница между наблюдаемой величиной  $\psi_s$  и заданным значением  $\psi_s^*$  потока превысит верхний предел допуска гистерезисного компаратора. Это показывает, что создаваемый двигателем в это время поток статора невелик, поэтому необходимо выбрать другое векторное напряжение для улучшения значения потока.

Количество состояний компаратора  $\psi_Q$  равно 1, в противном случае оно равно 0. Уравнение управления потока имеет вид

$$\begin{aligned} \psi_s^* - \Delta\psi_s \leq \psi_s \leq \psi_s^* + \Delta\psi_s, \\ \psi_Q = \begin{cases} 1, & \psi_s - \psi_s^* > \Delta\psi_s, \\ 0, & \psi_s - \psi_s^* < -\Delta\psi_s. \end{cases} \end{aligned} \quad (11)$$

Схема модуля управления гистерезисом крутящего момента показана на рис. 6.

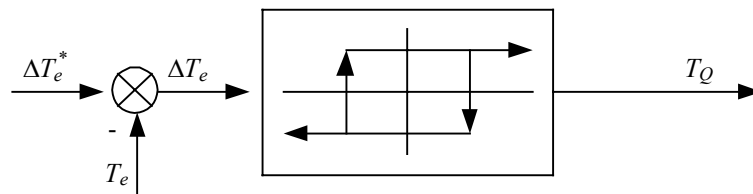


Рис. 6. Структурная схема модуля управления гистерезисом крутящего момента

Модули управления гистерезисом крутящего момента и потока одинаковы. Когда разница между наблюдаемым  $T_e$  и заданным  $T_e^*$  значениями крутящего момента велика, тогда выходной момент двигателя относительно небольшой. При повторном выборе подходящего векторного напряжения состояние гистерезиса  $T_Q$  равно 1 или  $-1$ . Уравнение управления гистерезисом крутящего момента имеет вид

$$\begin{aligned} T_e^* - \Delta T_e \leq T_e \leq T_e^* + \Delta T_e, \\ T_Q = \begin{cases} 1, & T_e - T_e^* > \Delta T_e, \\ -1, & T_e - T_e^* < -\Delta T_e. \end{cases} \end{aligned} \quad (12)$$

Информация о расчетном крутящем моменте и о потоке выводится в виде управляющих сигналов через блоки управления крутящим моментом и потоком, которые имеют вид  $T_Q$  и  $\psi_Q$ . Преобразованные на первом этапе сигналы двухфазного напряжения и тока передаются в модуль секторного анализатора, из которого выводится секторный сигнал  $\psi_\theta$  потока статора (рис. 7).

На третьем этапе три выходных сигнала, полученные на предыдущих этапах, передаются в блок выбора переключателя, в котором выбирается соответствующий вектор пространственного напряжения, а инвертор используется для осуществления управления крутящим моментом двигателя. В сочетании с регуляторами крутящего момента и потока и суждением о положении сектора потока выходные сигналы трех модулей составляют модуль выбора сигнала переключения, который используется для регулировки состояния переключателя инвертора, т.е. выбора соответствующего напряжения пространственного вектора (см. табл. 1).

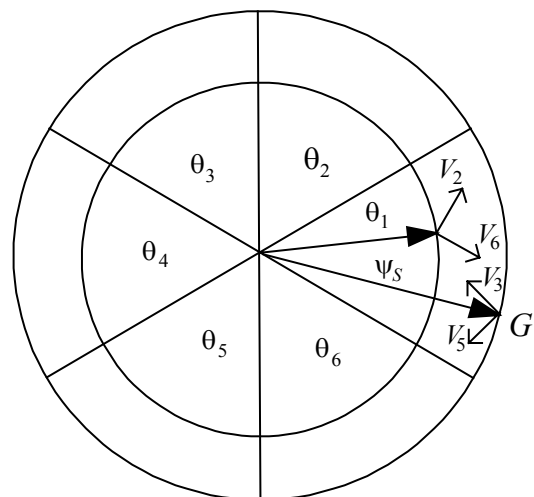


Рис. 7. Сектор потока статора

Таблица 1

Таблица выбора сигнала состояния переключателя

$\Psi_Q$	$T_Q$	Сектор потока статора $\theta$					
		$\theta(1)$	$\theta(2)$	$\theta(3)$	$\theta(4)$	$\theta(5)$	$\theta(6)$
1	1	110	010	011	001	101	100
1	0	111	000	111	000	111	000
1	-1	101	100	110	010	011	001
0	1	010	011	001	101	100	110
0	0	000	111	000	111	000	111
0	-1	001	101	100	110	010	011

На основе соотношения между векторным напряжением и состоянием переключателя инвертора определяется входное напряжение переменного тока, которое подается на конец статора синхронного двигателя с постоянными магнитами для реализации эффективного управления крутящим моментом двигателя с четырьмя колесами.

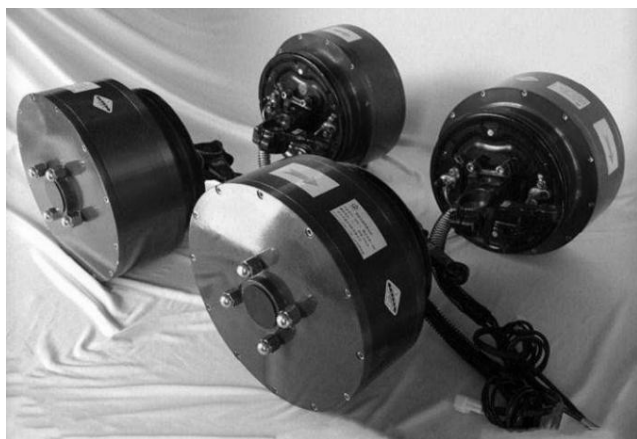


Рис. 8. Новая энергетическая четырехколесная мотор-ступица

### Имитационный эксперимент

#### Подготовка к эксперименту

С целью проверки эффекта применения метода управления крутящим моментом нового энергетического четырехколесного ступичного двигателя на основе алгоритма распределения проведен имитационный эксперимент. Используемая в эксперименте мотор-ступица показана на рис. 8, а выбранные параметры приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры двигателя

Параметр	Величина	Единица измерения
Сопrotивление статора $R_s$	2.3	Ом
Индуктивность обмотки статора $L_s$	0.01	Гн
Поток постоянных магнитов ротора $\Psi_f$	0.6	Вб
Пары полюсов двигателя $n_p$	4	-

Изменение фазного напряжения и линейного напряжения двигателя показано на рис. 9.

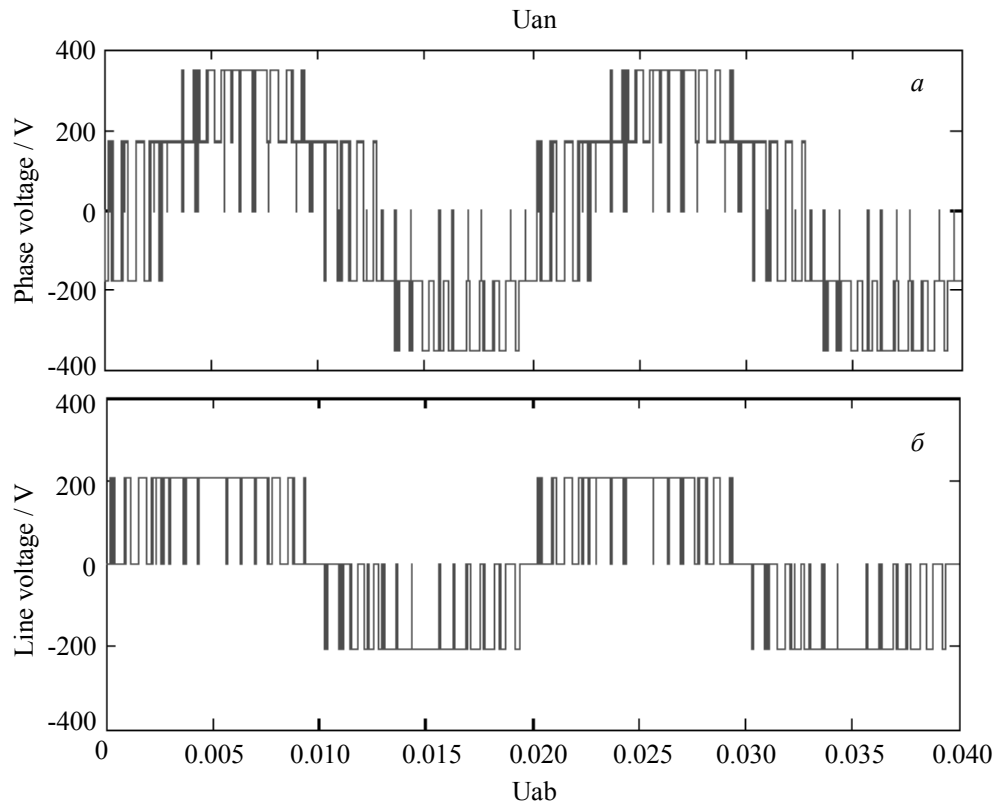


Рис. 9. Фазное (а) и линейное (б) напряжения двигателя

На платформе MATLAB 7.0 был проведен имитационный эксперимент с использованием модели управления крутящим моментом двигателя (рис. 10).

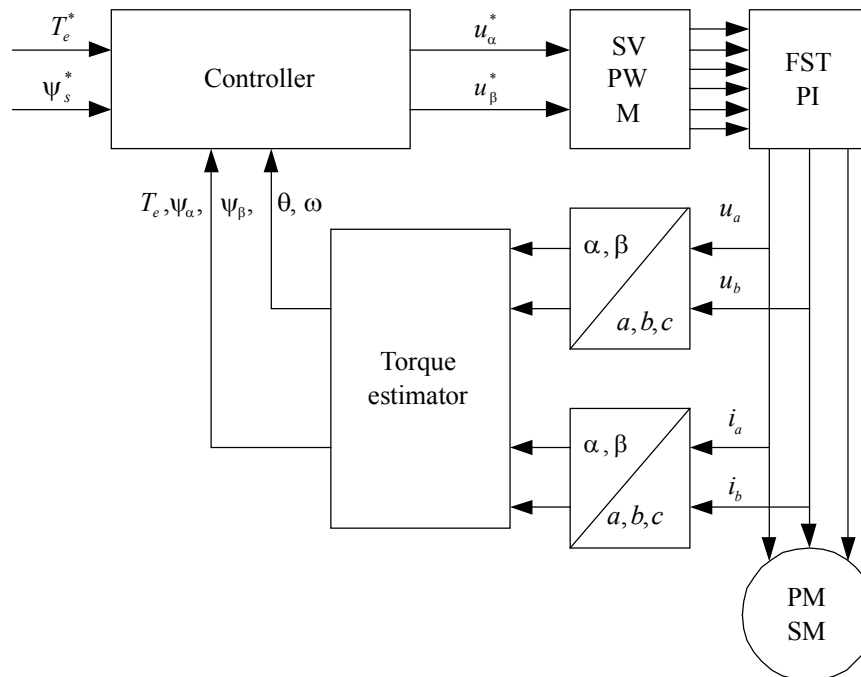


Рис. 10. Имитационная модель управления крутящим моментом двигателя



## Индекс оценки

Для сравнения эффективности выбраны метод управления крутящим моментом, на основе пространственного вектора [5], и метод управления, на основе переменной структуры режима скольжения [6].

А. *Дальность пробега*. После завершения моделирования рабочего состояния заряда SOC батареи оставшаяся электрическая энергия может быть получена из модели [21]. Этот результат отражает то, насколько сохраняется энергия. Сравнивая результаты моделирования различных методов определения крутящего момента, можно оценить дальность пробега.

Начальная часть моделирования SOC<sub>initial</sub> известна, а затем в соответствии с пробегом S<sub>Mileage</sub> и SOC<sub>After</sub>, пробег S<sub>Driving range</sub> может быть оценен по [22]. Формулу оценки методов представим в виде

$$S_{\text{Driving range}} = \frac{100\%}{\text{SOC}_{\text{initial}} - \text{SOC}_{\text{After}}} S_{\text{Mileage}} \quad (13)$$

Из наблюдений за расходом батареи можно интуитивно оценить экономию энергии при оценке дальности пробега.

В. *Амплитуда потока статора*: это степень изменения потока статора. Чем меньше амплитуда потока, тем лучше эффект управления крутящим моментом.

С. *Ток статора*: чем стабильнее изменение тока, тем стабильнее результат управления.

Д. *Скорость*: чем стабильнее скорость, тем меньше изменение мощности двигателя, тем лучше безопасность питания.

Е. *Результат управления крутящим моментом*: это наиболее интуитивно понятный показатель эффекта управления крутящим моментом нового энергетического двигателя с четырьмя колесными ступицами. Чем меньше изменение момента, тем лучше эффект управления.

## Анализ экспериментальных результатов

А. *Сравнение пробега*. Сравнивается дальность пробега новых энергетических транспортных средств в рамках трех методов, результаты приведены в табл. 3.

Таблица 3

## Результаты сравнения дальности пробега

Параметр сравнения	Метод [5]	Метод [6]	Наш метод
Начальный SOC, %	80	80	80
SOC после завершения, %	71.0687	67.0203	71.1500
SOC сокращение, %	8.9313	12.9797	8.8500
Расчетное расстояние пробега, км	134.36	121.73	135.60

Из таблицы видно, что предлагаемый метод позволяет достичь эффекта энергосбережения. При ускорении у сравниваемых экспериментально методов общее число оборотов колес больше, чем число оборотов предлагаемого метода. Это означает, что при одинаковом расстоянии движения проскальзывание колес у двух сравниваемых экспериментально методов больше, чем у предлагаемого метода. При замедлении транспортного средства общее число оборотов колес у сравниваемого экспериментально метода меньше, чем общее число оборотов колеса у идеального распределения крутящего момента. Это означает, что проскальзывание колеса у экспериментальных методов больше, чем проскальзывание колеса у данного метода на одном и том же расстоянии движения. Следовательно, преимущество экспериментального метода сравнения, которое заставляет двигатель работать в более эффективном состоянии, не может компенсировать потери энергии, вызванные проскальзыванием колеса. В результате дальность движения экспериментальных методов меньше, чем у предлагаемого метода.

В. *Амплитуда потока статора*. Проведено сравнение амплитудных изменений потока статора после регулирования крутящего момента тремя методами, результаты которого приведены на рис. 11.

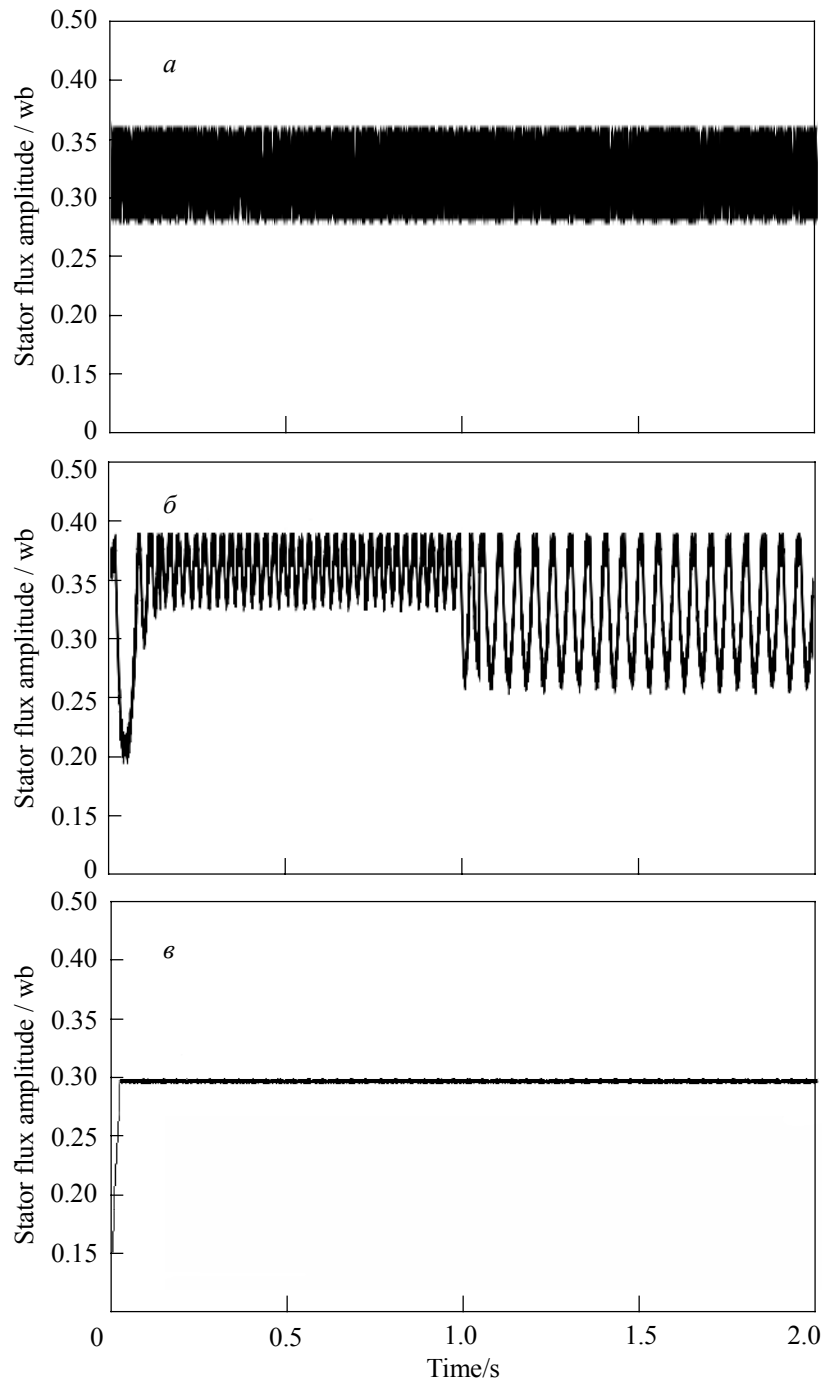


Рис. 11. Сравнение амплитуды потока статора:  
*a* – метод [5]; *б* – метод [6]; *в* – методы настоящей работы

Из рис. 11 видно, что по сравнению с экспериментальным методом после применения данного метода амплитуда потока статора изменяется незначительно. Это означает, что этот метод обладает хорошим эффектом управления крутящим моментом и улучшает стабильность изменения потока статора.

*С. Сравнение тока статора.* Для оценки эффективности применения трех методов используются различные методы управления крутящим моментом. Во время этого процесса ток статора изменяется (рис. 12).

Из рис. 12 видно, что ток статора изменяется после того, как управление крутящим моментом осуществляется тремя методами. По сравнению с экспериментальным методом изменение тока статора данного метода является наиболее стабильным, что показывает результат управления крутящим моментом предлагаемого метода [23].

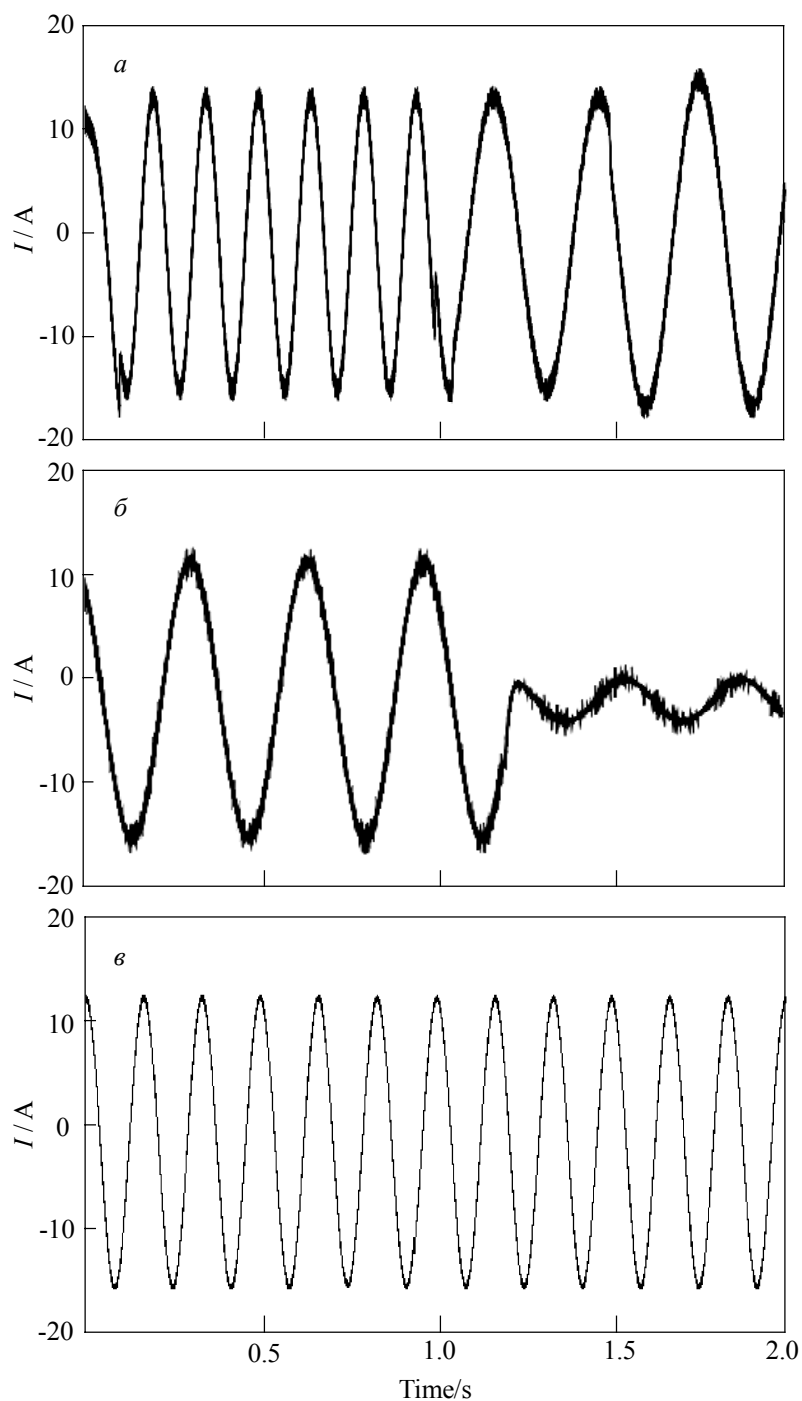


Рис. 12. Сравнение тока статора:  
*a* – метод [5]; *b* – метод [6]; *v* – методы настоящей работы

*Д. Сравнение скорости.* Скорость движения после использования различных методов управления крутящим моментом приведена на рис. 13.

Из анализа следует, что изменение скорости двигателя при управлении предлагаемым методом является наиболее стабильным по сравнению с экспериментальными методами. Следовательно, чем меньше изменение мощности двигателя в предлагаемом методе, тем лучше показатели безопасности [24, 25].

*Е. Сравнение результатов регулирования крутящего момента.* Для оценивания эффекта управления крутящим моментом тремя методами, сравниваются результаты управления крутящим моментом (рис. 14).

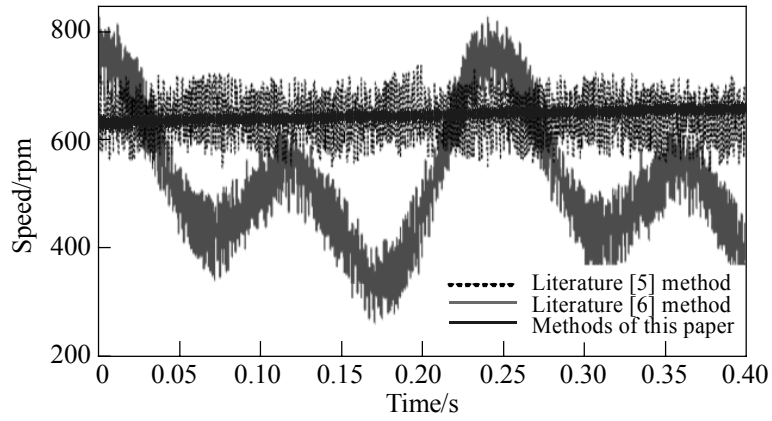
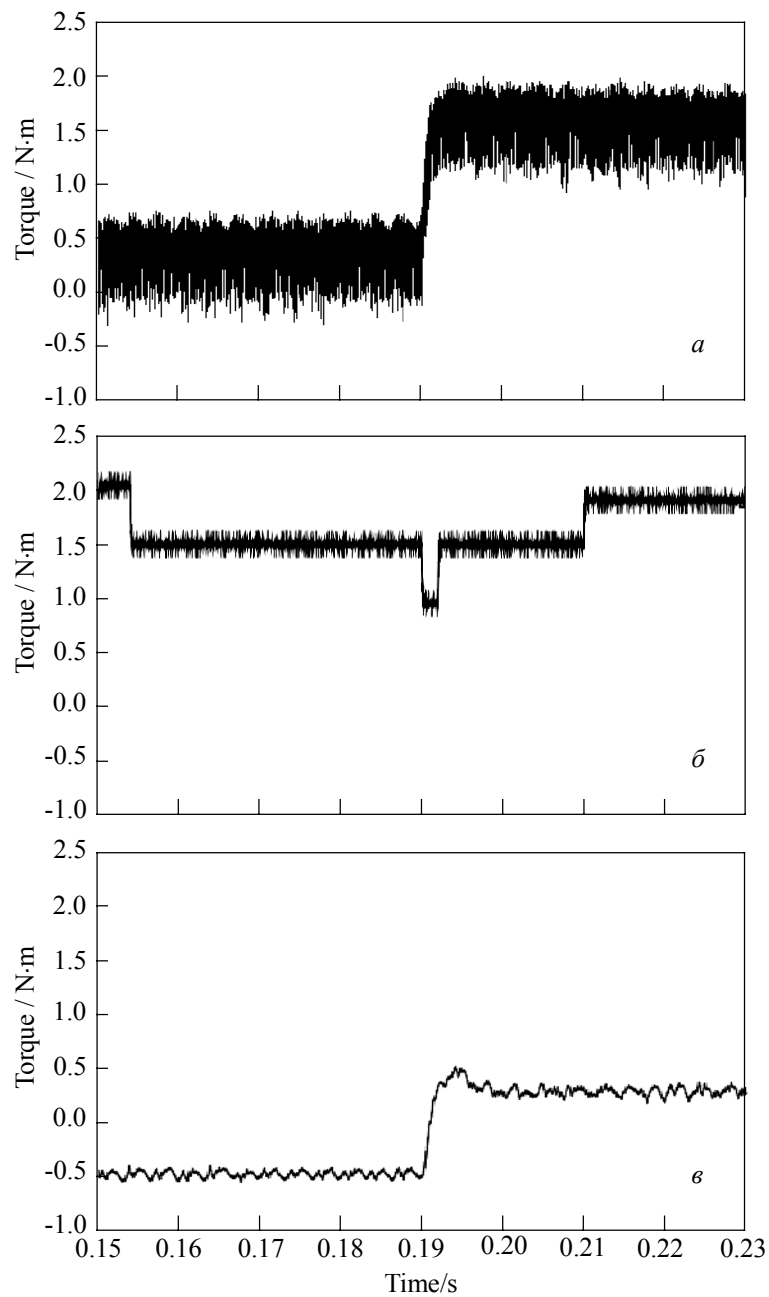


Рис. 13. Сравнение скорости различных методов

Рис. 14. Сравнение крутящего момента различных методов:  
а – метод [5]; б – метод [6]; в – методы настоящей работы

По сравнению с экспериментальными методами изменение крутящего момента двигателя при использовании нового метода самое низкое, что показывает высокий эффект управления крутящим моментом и лучшее его практическое применение.

### Заклучение

Технология ступичных двигателей новых энергетических транспортных средств находится в стадии разработки. Перед разработкой этих средств необходимо решить ряд проблем. Для повышения производительности двигателя ступицы предложен новый метод управления крутящим моментом, основанный на алгоритме его распределения. Экспериментальные результаты показывают, что с помощью предлагаемого метода дальность пробега транспортного средства увеличивается, амплитуда потока статора двигателя изменяется незначительно, ток статора варьируется, стабильность скорости двигателя хорошая, а эффект управления крутящим моментом лучше. Поскольку функция системы привода колесных двигателей незаменима, следующим шагом должно стать изучение высокоэффективного управления системой привода колесных двигателей в сочетании с другими электронными системами управления.

### REFERENCES

1. Pitakaso R., Sethanan K., and N Srijaroon // *Eng. Optimiz.* – 2020. – V. 52. – No. 7. – P. 1225–1243.
2. Kuang Z.F., Li G.Q., Zhang L.B., et al. // *Peer-to-Peer Netw. Appl.* – 2020. – V. 12. – No. 6. – P. 1–16.
3. Liu L.J., Zhang Y., Da C., et al. // *Int. Trans. Elec. Energ. Syst.* – 2020. – V. 30. – No. 6. – P. 35–46.
4. Usharani R. and Sivkumar M. // *Appl. Soft Comput. J.* – 2020. – V. 92. – No. 5. – P. 106–113.
5. Xie L., Liu S.B., Yao W.X., et al. // *Mech. Elec. Eng. Mag.* – 2017. – V. 34. – No. 10. – P. 1156–1161.
6. Gao C., Feng Y.B., and Chen K.H. // *Ship Sci. Technol.* – 2017. – V. 39. – No. 10. – P. 88–91.
7. Narges M.N., Mostafa A.A., and Mohammad M. // *Commun. Statist-Theor. Method.* – 2020. – V. 49. – No. 11. – P. 2728–2748.
8. Alejandrada G. and Luis A.I. // *Elec. Power Compon. Syst.* – 2020. – V. 48. – No. 1. – P. 485–496.
9. Tang G.D., Kong W.B., and Zhang T. // *J. Electr. Eng. Tech.* – 2020. – V. 15. – No. 10. – P. 163–177.
10. Mohamad A., Jafar M., Davood A.K., et al. // *Elec. Eng.* – 2020. – V. 19. – No. 6. – P. 1–13.
11. Zhu J.J., Wang Z.P., Zhang L., et al. // *Mech. Mach. Theor.* – 2019. – V. 142. – No. 5. – P. 356–363.
12. Hichem H., Lazhar R., and Nouri B. // *Int. Trans. Elect. Energ. Syst.* – 2019. – V. 29. – No. 4. – P. 88–96.
13. Yang X.L., Liu G.R., Van D.L., et al. // *IEE J. Trans. Elect. Elect. Eng.* – 2019. – V. 14. – No. 11. – P. 1691–1702.
14. Shi P.C., Shi P.L., Yan C.S., et al. // *J. Mech. Eng. Sci.* – 2019. – V. 233. – No. 3. – P. 848–856.
15. Hu Y., Dong S.J., Cai W.W., et al. // *Modular Mach. Tool Autom. Manuf. Tech.* – 2019. – V. 15. – No. 6. – P. 86–89.
16. Ji Y.J., Ren L.H., and J Zhou.S. // *Veh. Syst. Dyn.* – 2018. – V. 56. – No. 12. – P. 1883–1898.
17. Tang Q.D., Ge X.L., Liu Y.C., et al. // *Trans. China Electr. Soc.* – 2018. – V. 33. – No. 12. – P. 1293–1301.
18. Liu Q.H., Mao W., and Gao Y. // *Elec. Pow. Automat. Equip.* – 2018. – V. 38. – No. 9. – P. 85–92.
19. Kang J.S. and Wang S. // *Trans. China Electr. Soc.* – 2019. – V. 34. – No. 8. – P. 1616–1625.
20. Bi D.Q., Guo R.G., and Chen H.T. // *Exp. Techn. Manag.* – 2018. – V. 35. – No. 12. – P. 92–96.
21. Cao Y., Wang Q., Cheng W., Nojavan S., and Jermsittiparsert K. // *Int. J. Hydrogen. Energ.* – 2020. – V. 45. – P. 14108–14118.
22. Cital H.G. // *Appl. Math. Nonlinear. Sci.* – 2019. – V. 4. – P. 305–314.
23. Parra A., Zubizarreta A., Perez J., and Dendaluce M. // *Complex.* – 2018. – V. 2018. – P. 1–14.
24. Akganduller O., Atmaca S.P., and Akgüller O. // *Appl. Math. Nonlinear Sci.* – 2020. – V. 5. – No. 1. – P. 349–360.
25. Sulaiman T.A., Bulut H., and Atas S.S. // *Appl. Math. Nonlinear Sci.* – 2019. – V. 4. – No. 2. – P. 535–542.

Поступила в редакцию 25.11.2020.

**Shuai Leng**, Ph.D., Lecturer, Jilin University, e-mail: lindonger03@163.com;

**Liqliang Jin**, Doctor of Engineering, Doctor a Supervisor, Professor, Jilin University, e-mail: jinlq1314@163.com.