

- 3 МР 1998. «Акустико-эмиссионный контроль трубопроводов и сосудов, работающих под давлением, на компрессорных и газораспределительных станциях магистральных газопроводов. Методические рекомендации». — М.: ИРЦ «Газпром», 1998. — 16 с.

629.3

РАЗРАБОТКА СПОСОБОВ УПРАВЛЕНИЯ МОЩНОСТНЫМИ ПОТОКАМИ ЭЛЕКТРОТРАНСМИССИИ МНОГООСНОГО ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук, доц. А. А. КУПРЕЯНОВ, асп. С. А. ШЕЛОМКОВ

Разработан способ управления электротрансмиссией, учитывающий особенности распределения мощностей по колесам многоосного автомобиля, а также процессы, происходящие в пятне контакта катящегося колеса. Способ обеспечивает минимизацию потерь энергии при движении автомобиля в условиях малого внешнего сопротивления и реализацию максимально возможных сил тяги в тяжелых дорожных условиях. Приведены две математические модели, своими результатами дающие обоснование положения предложенного способа.

In work the developed way of management by the electrotransmission, considering features of distribution of capacities on wheels multi-axis vehicle and processes occurring in a contact patch of a sliding wheel is resulted. The way provides minimization of losses of energy at movement of the car in conditions of small external resistance and realization of the greatest possible forces of draft in heavy road conditions. Two mathematical models, by the results proving positions of the offered way are resulted.

Экспериментальные и теоретические исследования, а также опыт эксплуатации показывают, что на проходимость и другие сопутствующие свойства машин немалое влияние оказывает схема привода к ведущим колесам и мостам, а также механизмы, применяемые в узлах связи привода. Особенно остро эта проблема стоит для многоосных колесных машин специального назначения.

Улучшение параметров и характеристик проходимости транспортных средств (ТС) в мировом автомобилестроении связывают с концепцией рационального распределения крутящего момента по колесам автомобиля в зависимости от условий движения. Для отдельных режимов эксплуатации эти проблемы решают антиблокировочные и противобуксовочные системы. Последнее время возрастает интерес к так называемым «гибким» трансмиссиям — электро- (ЭТ) и гидрообъемные (ГОТ), так как механические перестают удовлетворять новым требованиям. Механическая трансмиссия распределяет мощности к ведущим колесам не оптимальным образом, присутствует «циркуляция» мощности (в заблокированных схемах), сложная конструкция не позволяет управлять каждым колесом в отдельности. Этим недостаткам лишены ГОТ и ЭТ. Они позволяют создать практически любой алгоритм подведения мощности к ведущим колесам. Практически у всех созданных в прошлом ЭТ и ГОТ трансмиссий положительные качества нивелировались двумя основными недостатками: недостаточно высоким к.п.д. и отсутствием специально созданного способа управления трансмиссией. Поэтому для «гибких» трансмиссий возникает задача разработки оптимального способа распределения крутящего момента по колесам ТС, а такого способа на сегодняшний день разработано не было.

Целью работы является разработка методов создания и обоснования способов управления ЭТ с асинхронными тяговыми электродвигателями (ТЭД), управляемыми по угловой скорости колес. Создаваемые по данной методике способы управления должны использовать все преимущества ЭТ и уменьшать ее недостатки. То есть созданный способ управления должен обеспечивать: высокий к.п.д. ЭТ при движении ТС в условиях малого внешнего сопротивления; реализацию максимально возможных тягово-сцепных сил каждого колеса при движении в тяжелых дорожных условиях.

Для моделирования поведения ТС в динамике, исследования процессов, протекающих в пятне контакта колеса с дорогой, в том числе и при управлении ЭТ различными способами, была создана математическая модель плоского движения ТС по опорной поверхности с описанием процессов в пятне контакта колеса и учетом его нестационарных характеристик. В нее, помимо уравнений сложного движения корпуса ТС, вращения колес с их приводами и модели ТЭД, были заложены элементы методики Дика А.Б. о движении катящегося с уводом колеса и Антонова Д.А. [1] о качении эластичного колеса с боковым уводом, а также зависимость $\lambda = f(R_z, p_w)$, выведенная теоретически и подтвержденная экспериментально Петрушовым В.А. [2], Смирновым Г.А. [3]. Проведенные авторами статьи экспериментальные исследования влияния скорости автомобиля на коэффициент тангенциальной эластичности λ дают основания учитывать также и эту зависимость ($\lambda = f(V)$). Эта математическая модель позволила с необходимой полнотой описать поведение ТС в динамике с учетом имитации ЭТ управляемой различными способами. Для нее принимаются следующие основные допущения:

- 1) опорная поверхность — ровная и недеформируемая;
- 2) скорость центра колеса не имеет вертикальной составляющей;
- 3) нормальная нагрузка колеса зависит от наклона опорной поверхности и перераспределения веса ТС при движении с продольным или поперечным ускорением;
- 4) плоскость вращения колеса — вертикальная;
- 5) фрикционные свойства материалов шины и опорной поверхности стабильны и качественно не изменяются;
- 6) суммарная реакция R_z в опорной плоскости может достигать значений, предельных по сцеплению.

В неподвижной системе координат (СК) ХОУ связанной с землей определяется положение и параметры движения корпуса 12-ти колесного ТС (рис. 1 и уравнения 1—7).

$$M_a \ddot{x}_{O_i} = R_{\Sigma x} \cos \theta + R_{\Sigma y} \sin \theta - F_{ax} - P_{w_x}, \quad (1)$$

$$M_a \ddot{y}_{O_i} = -R_{\Sigma x} \sin \theta + R_{\Sigma y} \cos \theta + F_{ay} - P_{w_y}, \quad (2)$$

$$J_{O_{mc}} \ddot{\theta} = \sum M_{O_i}, \quad (3)$$

$$R_{\Sigma x} = R_{x1n} + R_{x2n} + \dots + R_{x6n} + R_{x1l} + \dots + R_{x6l}, \quad (4)$$

$$R_{\Sigma y} = R_{y1n} + R_{y2n} + \dots + R_{y6n} + R_{y1l} + \dots + R_{y6l}, \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{O_i} = & (R_{x1n} + \dots + R_{x6n}) \frac{B}{2} - (R_{x1l} + \dots + R_{x6l}) \frac{B}{2} - \\ & -(R_{y1n} + R_{y1l}) L_{1-6} - (R_{y2n} + R_{y2l}) L_{2-6} - \\ & -(R_{y3n} + R_{y3l}) L_{3-6} - (R_{y4n} + R_{y4l}) L_{4-6} - (R_{y5n} + R_{y5l}) L_{5-6} + \\ & + ((F_{ax} + P_{w_x}) \sin \theta - (F_{ay} - P_{w_y}) \cos \theta) L_{0-6} \end{aligned} \quad (6)$$

$$J_{O_{1mc}} = J_{O_{mc}} + M_a L_{0-6}^2. \quad (7)$$

где x_{O_1}, y_{O_1} — координаты точки O_1 в неподвижной СК; θ — координата угла поворота подвижной СК $X_M O_1 Y_M$, жестко связанной с ТС, относительно неподвижной; M_a — масса ТС; $J_{O_{1mc}}$ — момент инерции ТС вокруг вертикальной оси относительно точки O_1 ; $J_{O_{mc}}$ — момент инерции ТС вокруг вертикальной оси относительно точки O_{mc} , центра масс; $R_{x1п}, R_{y1п}$ ($R_{y1л}, R_{x1л}$) — проекции реакций в пятне контакта 1-го правого и левого колеса на ось X_M (Y_M) подвижной СК; F_{ax}, F_{ay} — составляющие силы веса при движении по косоугору; P_{vx}, P_{vy} — сила аэродинамического сопротивления движению ТС; B — колея ТС; L_{1-6}, \dots, L_{5-6} — расстояния между осями 1 и 6, ..., 5 и 6 ТС; L_{0-6} — расстояние между центром масс ТС и осью 6.

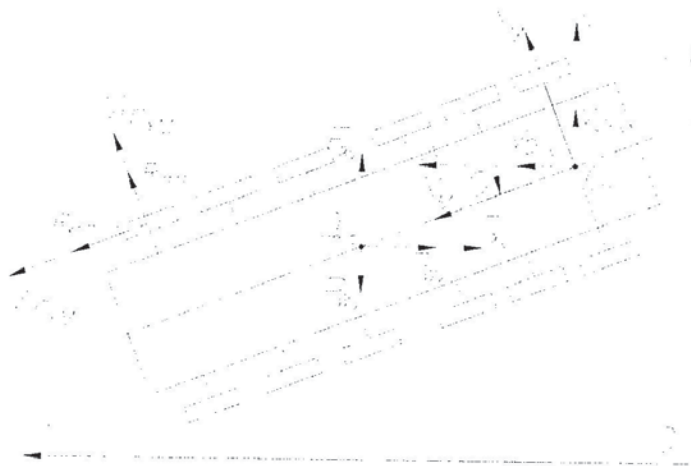


Рис. 1

Теперь необходимо рассмотреть процесс качения эластичного колеса, нагруженного со стороны ТС одновременно нормальной нагрузкой P_z , тяговым моментом M_k и боковой силой P_y (рис. 2). Со стороны опорной поверхности на колесо действуют нормальная R_z , продольная R_x и боковая R_y реакции, а также момент сопротивления качению M_f .

В качестве кинематических параметров колеса используется продольное S_x и боковое S_y проскальзывание, согласно работам Литвинова А.С. и Дика А.Б. При этом:

$$S_{x_{1n}} = \cos \delta_{1n} - \frac{V_{1n}}{\omega_{1n} r_{kc_{1n}}}, \quad (8)$$

$$S_{y_{1n}} = \sin \delta_{1n}. \quad (9)$$

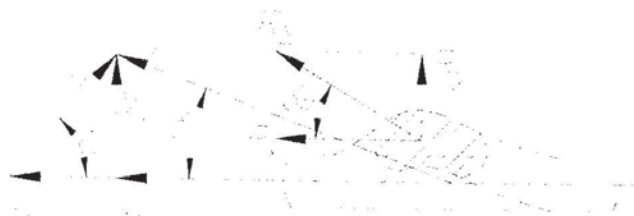


Рис. 2. Силы и скорости колеса, катящегося с уводом: R_z — суммарная реакция в пятне контакта колеса [Н]; V — вектор линейной скорости центра колеса, спроецированный на опорную поверхность; V_ω — вектор линейной скорости центра колеса, соответствующей свободному режиму качения без увода с угловой скоростью ω ; V_s — вектор линейной скорости проскальзывания колеса; δ — угол увода колеса; β_s — угол между векторами V_s и V_x ; β_R — угол между векторами R_x и R_y .

Все это позволяет рассчитать R_x и R_y с помощью обобщенной f — S диаграммы, представляющей собой пространственное объединение $\varphi_x(S)$ и $\varphi_y(S)$ диаграмм, следующим образом:

$$R_{\Sigma_{1n}} = R_{\Sigma_{1n}} f(S, \beta_S). \quad (10)$$

Также в модели используется коррекция максимальных коэффициентов сцепления в продольном и боковом направлениях по методике Д.А. Антонова [1]. При этом можно учесть линейную скорость движения ТС, наличие прослойки воды на дороге, изменение нормальной нагрузки, отклонение давления воздуха от нормы, степень износа протектора, изменение характеристик шины от ее температуры, неустановившийся увод колеса и т.п.

В модель заложены уравнения вращения 2-х массовых колес (рис. 3)

$$J_{r_{1n}} \ddot{\varphi}_{r_{1n}} + C_{кр} (\varphi_{r_{1n}} - \varphi_{k_{1n}}) + K_{кр} (\dot{\varphi}_{r_{1n}} - \dot{\varphi}_{k_{1n}}) = M_{r_{1n}}, \quad (11)$$

$$J_{k_{1n}} \ddot{\varphi}_{k_{1n}} - C_{кр} (\varphi_{r_{1n}} - \varphi_{k_{1n}}) - K_{кр} (\dot{\varphi}_{r_{1n}} - \dot{\varphi}_{k_{1n}}) + R_{x_{1n}} r_{k_{1n}} + M_{f_{1n}} = 0,$$

где J_{ki} — момент инерции сектора шины i -го колеса; φ_{ki} — угловая координата сектора шины i -го колеса; J_{ri} — момент инерции обода колеса и практически недеформируемой части шины; φ_{ri} — угловая координата обода колеса; $C_{кр}$ — крутильная жесткость шины; $K_{кр}$ — крутильное демпфирование в шине; R_{xi} — реакция в пятне контакта колеса с опорной поверхностью; M_{ri} — крутящий момент на роторе ТЭД i -го колеса; M_f — момент сопротивления качению колеса.

Разделение колеса на два крутильных элемента было предложено А.А. Купреяновым [3] (рис. 3, а) для учета в модели податливости шины на кручение и нестационарных характеристик колеса. Это позволяет учесть взаимосвязи силовых и кинематических параметров колеса не только в низкочастотном диапазоне их изменения, как в работе Дика А. Б., но и в области высоких частот до 30...40 Гц включительно. Такие режимы качения колеса имеют место, например, при работе ПБС, при автоколебаниях управляемых колес и т.д. Нестационарность режима работы колеса при этом связана с неустановившимся характером деформации шины.

Крутящий момент на роторе ТЭД изменяется согласно различным схемам ЭТ, рассматриваемым в данной работе. Для его определения используется модель электродвигателя, взятая из специальной электротехнической литературы [4] (рис. 3, б).

В математическую модель заложено несколько вариантов способов управления ЭТ ТС, в том числе и разработанный автором. Как показали исследования, достаточно привлекателен вариант, когда в качестве регулируемого параметра используются угловые скорости мотор-колес, так как их контроль с помощью датчиков реализуется наиболее простым и надежным способом, а управление ТЭД по частоте вращения на сегодняшний день — один из наиболее отработанных и надежных способов управления. Предложенный способ управления заключается в следующем. Водитель управляет ТС посредством педали угловой скорости эквивалентного колеса (УСЭК) и рулевого колеса. Под УСЭК понимается угловая скорость жесткого колеса идеальной геометрии, находящегося в середине базы на продольной оси симметрии ТС, и плоскость вращения которого совпадает с вектором мгновенной скорости данной точки машины. В движении колеса могут оказаться в разных условиях по сцеплению, тогда для максимальной реализации тягово-сцепных возможностей каждого из них требуется задать различное буксование через регулирование скоростей вращения колес. Водителю задавать различные скорости вращения колес невозможно. В разработанном способе управления принимается, что водитель отклонением педали управления УСЭК будет задавать САУ линейную скорость ТС, которая будет являться производением УСЭК на статический радиус колеса идеальной геометрии. УСЭК подсчитывается по формуле

$$\omega_{\text{кэизм}} = \frac{\sum_{j=1}^n \frac{\omega_{\text{кэизм}}}{K_{\omega j} K_{\omega j}}}{n}, \quad (12)$$

где $K_{\omega j}$ — коэффициент коррекции угловых скоростей мотор-колес при криволинейном движении; $K_{\omega j}$ — коэффициент дополнительного приращения скорости мотор-колес, для исключения «циркуляции» мощности; n — число мотор-колес.

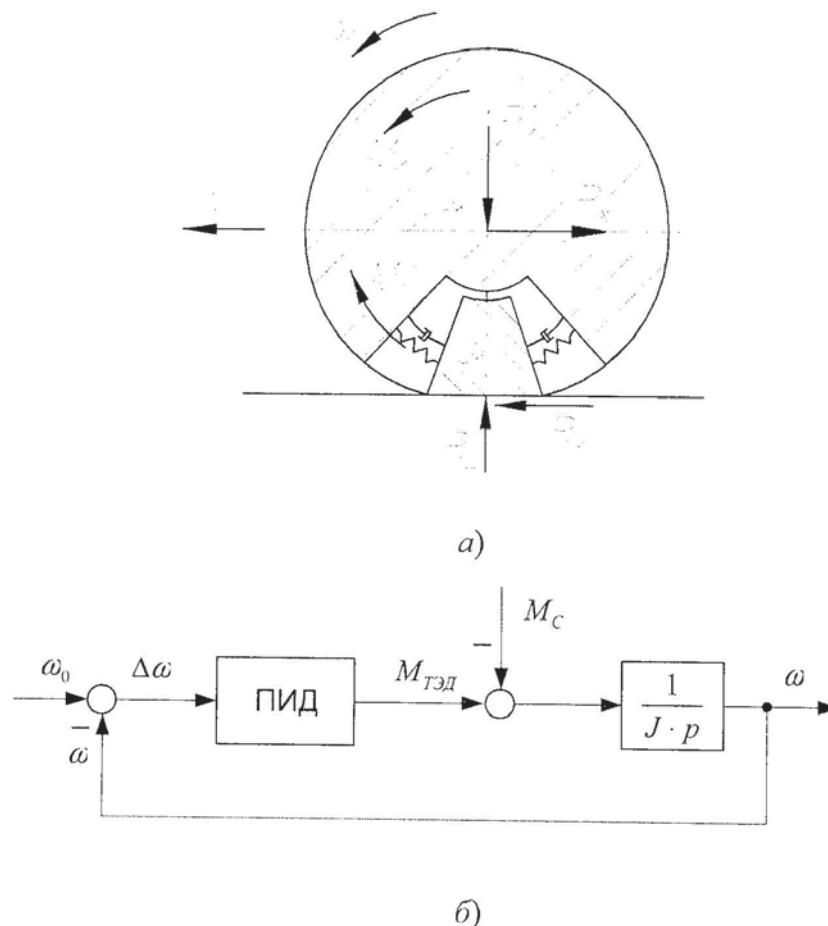


Рис. 3. а — разделение колеса на два элемента и силы, приложенные к ним

Для повышения чувствительности органа управления УСЭК при движении с малыми скоростями вводятся 5 скоростных режимов, что является некоторым аналогом многоступенчатой трансмиссии. Переход с одной характеристики на другую САУ осуществляет автоматически.

Следует отметить, что обычно для шин большой грузоподъемности специальных ТС радиусы качения в свободном режиме различных колес могут значительно отличаться друг от друга (за счет допуска на изготовление шин, различной нормальной нагрузки, различного внутреннего давления воздуха). В многоосных ТС с традиционными трансмиссиями практически всегда присутствует так называемая «циркуляция мощности» (часть колес самопроизвольно переходит в тормозной режим). Если не предпринять специальных мер, то в ЭТ, часть колес также перейдет в тормозной режим, что может вызвать значительное увеличение расхода топлива, износа шин и неравномерность тяговых сил по колесам. Для исключения этого негативного явления в способе управления предусмотрена специальная последовательность действий:

1. С заданной точностью при прямолинейном движении угловые скорости всех колес задаются САУ одинаковыми и равными УСЭК.

2. Как только ТЭД одного из колес стремится перейти в тормозной режим, данный электродвигатель отключается от питания. В этом случае угловая скорость данного колеса будет отличаться от угловых скоростей остальных колес из-за большего радиуса качения в свободном режиме.

3. В зависимости от значений входных кинематических параметров вычисляется новое (большее) значение угловой скорости вращения данного колеса, что переводит колесо в ведущий режим и выравнивает продольные реакции по всем колесам ТС

$$\omega_{кгу} = \omega_{квзм} K_{\omega} K_{гг} \quad (13)$$

4. Новое значение «уставки» поддерживается определенное время, а потом САУ производит контроль определенных условий и, если это необходимо, устанавливается новое значение «уставки» по угловой скорости.

Кроме того, разработанный способ непрерывно рассчитывает пробуксовывание отдельных колес и сохраняет величину проскальзывания в заданных пределах, ограничивая угловые скорости колеса тремя различными способами:

По отношению ускорений. С начала движения САУ контролирует отношение линейного ускорения ТС к угловому ускорению каждого колеса, на предмет выполнения условия: $a_x/\epsilon_i < 0,6$. В случае выполнения условия осуществляется уменьшение «уставки» угловой скорости колеса, пока отношение a_x/ϵ_i не станет больше или равно 0,6.

По проскальзыванию. С начала движения САУ контролирует проскальзывание каждого колеса, на предмет выполнения условия: $S_i > S_{пред}$. В случае выполнения условия осуществляется уменьшение «уставки» угловой скорости колеса, пока проскальзывание не станет меньше $S_{пред}$.

По крутящему моменту. С начала движения САУ контролирует проскальзывание каждого колеса, на предмет выполнения условия: $S_i > S_{пред}$. В случае выполнения условия САУ принимает текущее значение крутящего момента колеса за предельное. В дальнейшем САУ поддерживает крутящий момент данного колеса не выше этого предельного значения. Данный способ можно будет осуществить при наличии САУ ЭТ возможности контролировать крутящий момент колеса.

Во всех трех перечисленных выше способах реализуется ограничение скольжений колес и поддержания тяговых сил всех колес максимально возможными.

Ниже представлены основные результаты машинных экспериментов сложной динамической модели плоского движения ТС с подробной моделью ТЭД. Максимально интенсивный разгон ТС на подъеме в 8° по льду ($\varphi_{x\max} = 0,2$): рис. 4, а...в (графики для одного колеса: 1 — без ограничения проскальзывания, 2 — при регулировании проскальзывания по скольжению, 3 — при регулировании проскальзывания по отношению ускорений, 4 — при регулировании проскальзывания по крутящему моменту).

Как видно из представленных графиков, предложенные способы управления, по сравнению с вариантом без ограничения проскальзывания колес для поверхности типа «лед», обеспечивают: поддержание продольных реакций колес максимальными — выигрыш достигает 18 %; ограничение проскальзывания колес по значению максимального коэффициента сцепления — предотвращение буксования и фрезерования грунта; выигрыш в разгоне ТС на обледенелом подъеме в 8° достигает 13 секунд.

Максимально интенсивный разгон ТС на подъеме в $0,1^\circ$ на «миксте» с закрепленным рулем (справа — лед $\varphi_{x\max} = 0,1$, слева — асфальт $\varphi_{x\max} = 0,7$) представлен на рис. 5, а...в

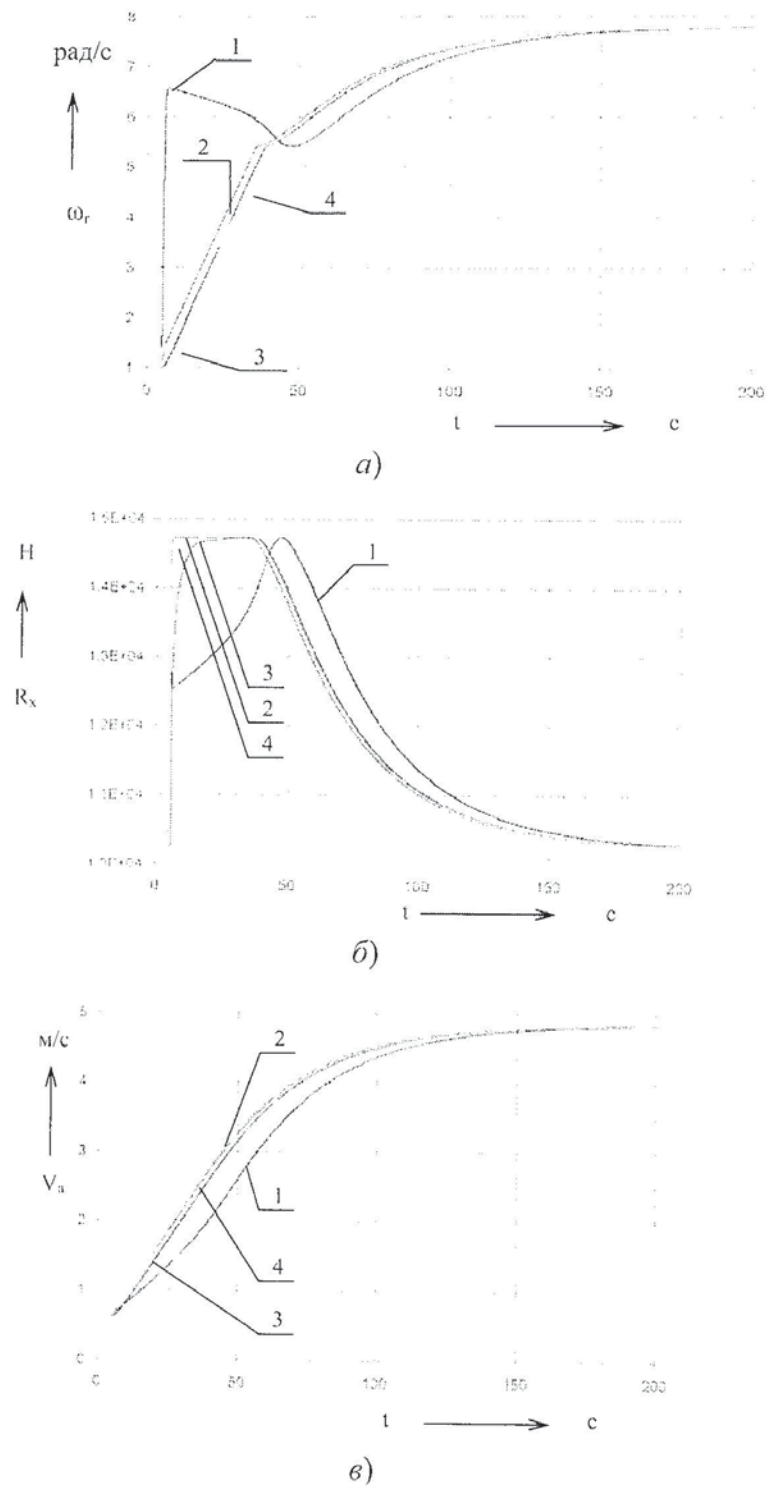


Рис. 4

(1 — без ограничения угловых скоростей колес, 2 — с ограничением угловых скоростей для максимального разгона и хорошей устойчивости, 3 — с ограничением угловых скоростей для лучшей устойчивости, 4 — равенство крутящих моментов по всем колесам). На «миксте» предложенные способы управления обеспечивают: выигрыш при разгоне ТС в 5, 6 с; при максимально интенсивном разгоне уменьшение бокового сноса ТС в 4,75 раза (с 20 до 4,2 м); при максимально интенсивном разгоне уменьшение разворота ТС в 4 раза.

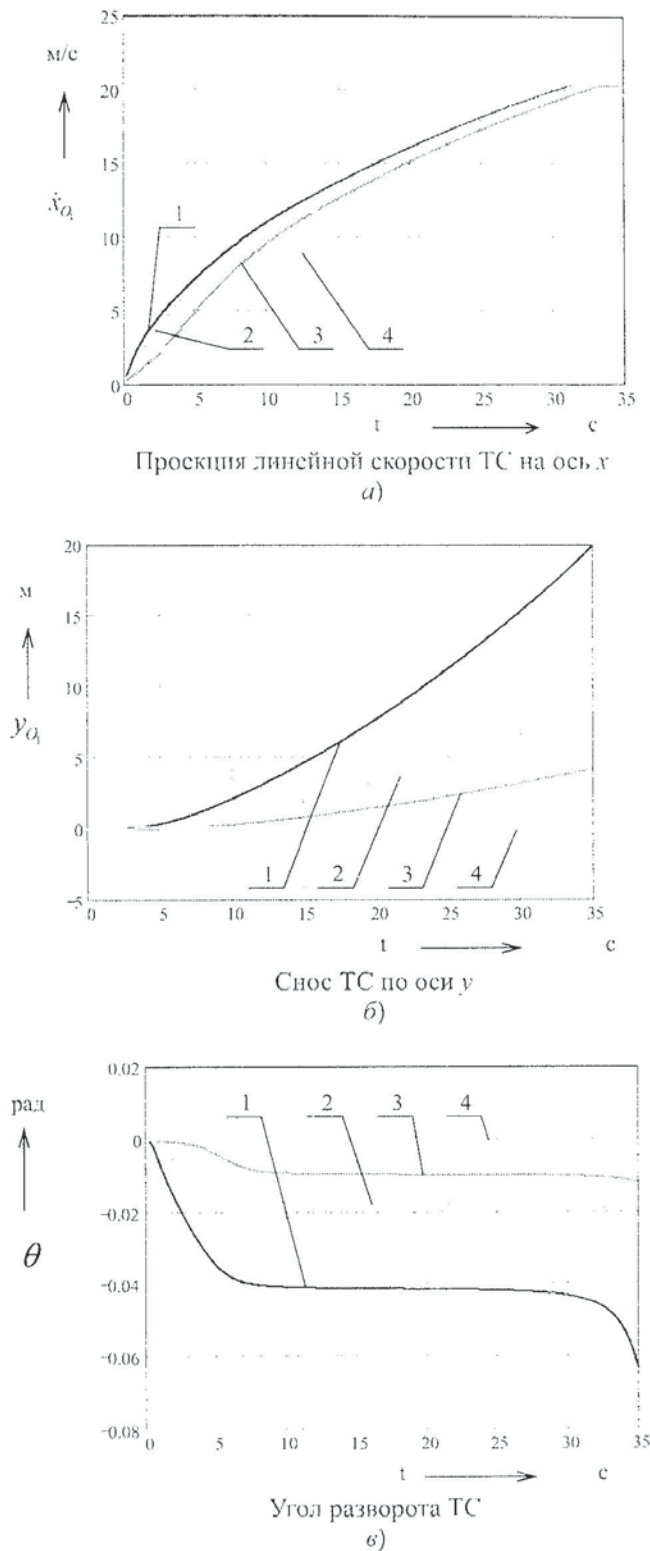


Рис. 5

Моделирование движения ТС с закрепленным рулем было выбрано для того, чтобы наилучшим образом продемонстрировать влияние ЭТ с предлагаемыми способами управления на устойчивость автомобиля, при наиболее характерных условиях возмущения со стороны трансмиссии.

Используя за основу модель плоского движения ТС, можно для ЭТ, управляемой различными способами, оценить мощности потерь в ТЭД, механических приводах между ними и колесами и в самих катящихся колесах. На основе этих мощностей потерь можно судить о целесообразности применения того или иного способа управления. Для решения данной задачи на основе модели плоского движения ТС рассмотрена упрощенная модель

$$M_a \ddot{x} = \sum_{i=1}^n R_{x_i} - F_C - P_w, \quad (14)$$

$$J_{k_i} \ddot{\phi}_{k_i} = M_{k_i} - R_{x_i} r_{kc_i} - M_{f_i}, \quad (15)$$

где F_C — сила сопротивления движению ТС

$$F_C = K_T M_a g \text{ или } F_C = M_a g \sin(\alpha), \quad (16)$$

где K_T — коэффициент силы тяги.

Радиус качения колеса без скольжения от продольной реакции [1]

$$r_{k_i} = r_{k_i} - \lambda_{p_i} R_{x_i}, \quad (17)$$

где λ_{p_i} — коэффициент тангенциальной эластичности колеса.

Для 12-колесного ТС при равенстве угловых скоростей колес и одинаковых коэффициентах тангенциальной эластичности колес следует:

$$r_k = \frac{\sum_{j=1}^{12} r_{kc_j} - \lambda_p (M_a \ddot{x} + F_C + P_w)}{12}, \quad (18)$$

$$R_{x_i} = \frac{r_{kc_i} - r_k}{\lambda_p}, \quad (19)$$

$$M_{k_i} = J_{k_i} \ddot{\phi}_{k_i} + R_{x_i} r_{kc_i} + M_{f_i}. \quad (20)$$

Рассчитанные значения R_{x_i} для случая управления ЭТ по принципу равенства угловых скоростей колес, что является некоторым аналогом заблокированной трансмиссии, представлены на рис. 6, а. Данные радиусов колес в свободном режиме получены из экспериментального замера на макете шасси 12×12. Как видно из графиков, зависимость R_{x_i} у каждого колеса отдельная.

Причем отрицательные реакции на колесах, а следовательно, и «циркуляция» мощности сохраняются до значительных α . Причина этого, как показано Пирковским Ю.В. и Смирновым Г.А. — отличие в радиусах качения колес в ведомом режиме, что обусловлено различиями размеров колес (за счет допуска на размер при изготовлении и неравномерным износом при эксплуатации), нормальных нагрузок на них, давлением воздуха в шинах, их движением по различным траекториям в поворотах, а также наличием кинематического несоответствия в трансмиссии. Если не предпринять специальных мер, то в ЭТ часть колес может перейти в тормозной режим, что может вызвать значительное увеличение расхода топлива. Это особенно вероятно для многоосных ТС и в случае управления ЭТ согласно равенству угловых скоростей колес ТС. Дело в том, что ЭТ теоретически позволяет обеспечить практически любой закон управления ТЭД каждого мотор-колеса, в том числе и закон, обеспечивающий наиболее полное использование тягово-цепных возможностей колес и ТЭД. Однако такие законы управления сложны в своей практической реализации и пока не достаточно надежны для ТС. Поэтому

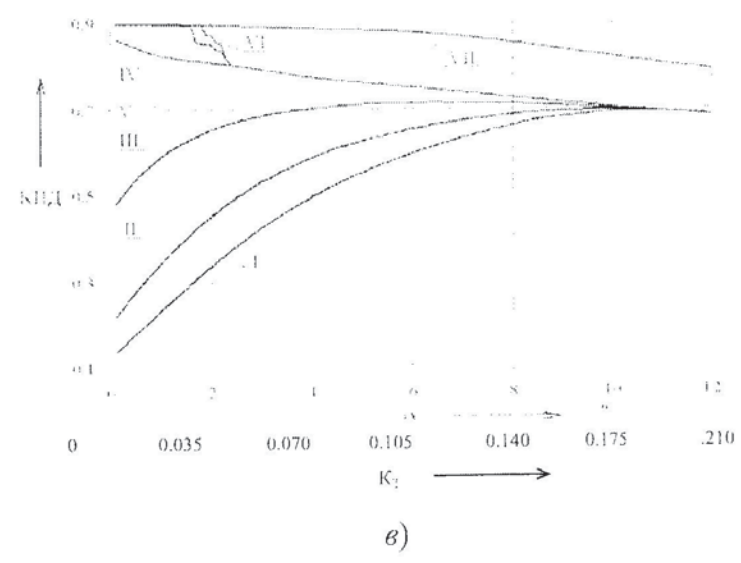
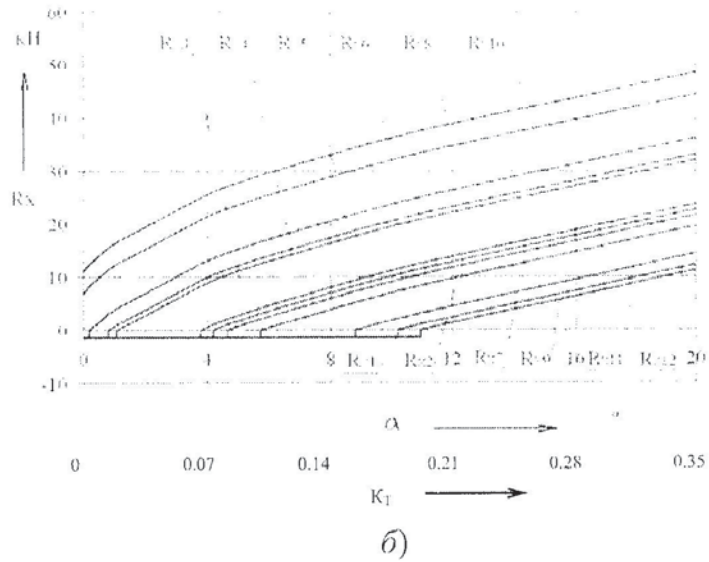
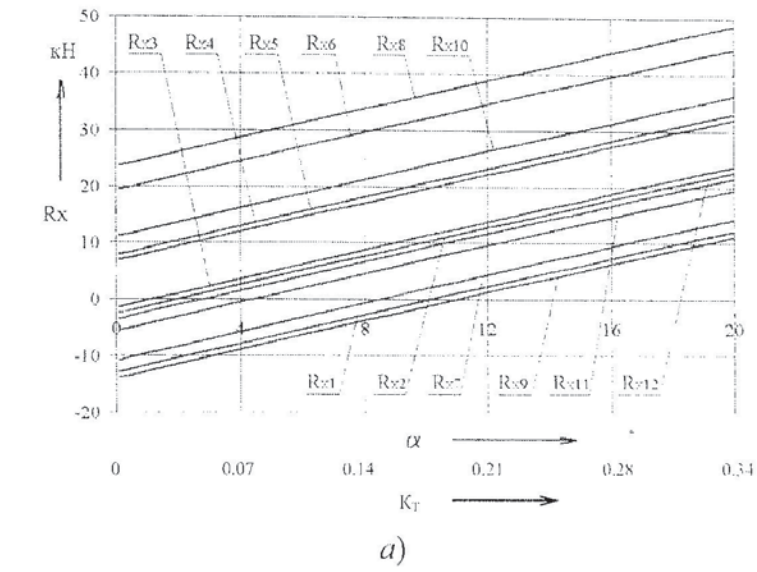


Рис. 6

и было предложено усовершенствовать более простой способ управления, описанный выше, используя все его достоинства и по возможности исключив недостатки. В нем предлагается, чтобы САУ ЭТ определяла колеса, на которых возникают отрицательные крутящие моменты, и отключала соответствующие ТЭД тем самым, переводя их в ведомый режим. Возможное распределение продольных реакций R_{x_i} при использовании в расчетах экспериментальных значений статических радиусов колес, представлено на рис. 6, б. Эти радиусы взяты из результатов одного из неоднократно проведенных замеров на макете ТС 12×12.

Для сравнения различных вариантов управления ЭТ рассчитываются мощности потерь на участке трансмиссии: «ТЭД—редуктор—колесо»

$$N_{jk} = N_{fkc} + \Delta N_{jk}, \quad (21)$$

$$N_{fkc} = M_a g f r_{kc} \omega_k, \quad (22)$$

$$\Delta N_{fkc} = \lambda_p \omega_k R_x^2, \quad (23)$$

где ΔN_{jk} — мощность сопротивления качению шины; N_{fkc} — мощность сопротивления качению шины в свободном режиме; ΔN_{fkc} — увеличение мощности сопротивления качению шины, обусловленное приложением к колесу продольной силы.

Квадратичную зависимость мощности можно использовать для получения экономии мощности на сопротивление качения. Чтобы обеспечить это, предлагается увеличение «уставки» ведомого колеса на постоянный или переменный коэффициент K_ω .

Используя в качестве регулируемого параметра угловые скорости колес ТС, можно реализовать семь различных способов управления ЭТ:

1. Равенство угловых скоростей колес с динамическим торможением ТЭД противотключением.
2. Равенство угловых скоростей колес с динамическим торможением ТЭД на тормозных резисторах.
3. Равенство угловых скоростей колес с динамическим торможением ТЭД с рекуперацией электрической энергии.
4. Равенство угловых скоростей колес с отключением ТЭД колес с отрицательными продольными реакциями.
5. Равенство угловых скоростей колес с увеличением «уставки» ведомого колеса на постоянный коэффициент.
6. Равенство угловых скоростей колес с увеличением «уставки» ведомого колеса на переменный коэффициент.
7. «Идеальный» режим управления ЭТ.

«Идеальным» режимом был условно принят вариант, когда все статические радиусы колес равнялись среднему значению от их реального распределения, т. е. исключалась «циркуляция» мощности. Реализовать этот способ управления, конечно, не представляется возможным, но он будет очень полезен для сравнения с ним по эффективности всех остальных.

К.п.д. участка трансмиссии: «ТЭД—редуктор—колесо» рассчитывается через сумму электрических мощностей, подведенных от силовой установки к ТЭД, и мощности, необходимой на движение ТС

$$\eta_{\text{уч-тр}} = \frac{N_{\text{движ}}}{N_{\text{эл}}}. \quad (24)$$

На рис. 6, в приведены графики к.п.д. участков ЭТ $\eta_{\text{уч-тр}}$: «ТЭД—редуктор—колесо», управляемых различными способами.

Как видно из графиков предложенные способы управления ЭТ позволяют сэкономить заметную часть мощности силовой установки, что позволит улучшить экономичность ТС. Особенно это заметно при движении на дорогах с усовершенствованным покрытием, а в этих условиях от ТС требуют максимальной экономичности. Абсолютные данные мощностей в кВт зависят от многих факторов: параметры ТС, характеристики шин, распределение статических радиусов по колесам, от внешнего сопротивления движению. Эти факторы учитываются в приведенных выше уравнениях. Однако значения к.п.д. участков ЭТ «ТЭД—редуктор—колесо» зависят от них гораздо меньше.

Выводы

1. В работе предложен новый способ управления ЭТ.
2. Разработана математическая модель плоского движения ТС и выполнена на ее основе модель потерь энергии в ЭТ.
3. Разработанный способ управления ЭТ обеспечивает:
 - эффективное ограничение проскальзывания (крутящего момента) колес по максимуму сцепления тремя различными вариантами;
 - при интенсивном разгоне на льду:
 - поддержание продольных реакций колес максимальными — выигрыш достигает 18 %;
 - выигрыш в разгоне в условиях большого внешнего сопротивления и малого коэффициента сцепления с опорной поверхностью. На обледенелом подъеме в 8° выигрыш достигает 13 сек;
 - выигрыш в угле максимального преодолеваемого подъема: без регулирования угловых скоростей колес 9.4°, при регулировании предложенными способами 11°.
 - при интенсивном разгоне на «миксте» с закрепленным рулем:
 - выигрыш в скорости разгона ТС до 5 сек;
 - уменьшение бокового сноса ТС в 4,75 раза (с 20 до 4,2 м);
 - уменьшение разворота ТС в 4 раза.
 - отсутствие «циркуляции» мощности;
 - в статическом регулировании обеспечивается выравнивание продольных сил тяги по колесам ТС;
 - минимизация потерь энергии в ЭТ:
 - при незначительном сопротивлении движению ТС предложенные в работе способы V и VI практически совпадают по эффективности с «идеальным»;
 - К.п.д. ЭТ при целесообразных вариантах управления составили от 0.5 до 0.9, для предложенных авторами способов для всех режимов движения к.п.д. лежит в диапазоне 0.65 ... 0.9.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Антонов Д. А. Теория движения боевых колесных машин. — М.: Изд. Министерства обороны, 1993.
2. Петрушов В. А. Колесо с эластичной шиной как передаточный механизм // Тр. / НАМИ, 1969. — Вып. 106. — С. 52—62.
3. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
4. Осипов О. И. Частотно-регулируемый асинхронный электропривод. — М.: Изд-во МЭИ, 2004.
5. Купрянов А. А., Шломков С. А. К вопросу о снижении мощности потерь в электротрансмиссии и при качении колес // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 5.