

П.- Р. 55-70.

3. Каменев В.Ф., Фомин В.М., Хрипач Н.А. Теоретические и экспериментальные исследования работы двигателя на водородно-топливных композициях // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology (ISJAEЕ).- № 7. 2005. с. 32-42.
4. Малышенко С.П., Назарова О.В. Аккумуляирование водорода//Атомно-водородная энергетика и технология. – Сб. статей. Вып. 8. - М.: Энергоатомиздат, 1988. с. 155-205.
5. Fomin V.M. and Makunin A.V. Thermo chemical recovery of heat contained in exhaust gases of internal combustion engines (a general approach to the problem of recovery of heat contained in exhaust gases) // Theoretical foundations of chemical engineering.-Vol.43. № 5. 2009. P.p.834-840.
6. Фомин В.М. Системы химического воздействия на параметры рабочего цикла двигателя // Тракторы и сельскохозяйственные машины.-2004. № 6. с. 34-38.
7. Justin Fulton. Hydrogen for cold starting and catalyst heating in a methanol vehicle // SAE Technical Paper Series № 951956. 1995. Pp. 2-12.

Разработка и исследование математической модели полноприводного четырехосного автомобиля с электротрансмиссией

к.ф.-м.н. доц. Кулаков Н.А., к.т.н. проф. Лепешкин А.В., Черанев С.В.
МГТУ «МАМИ»

(495) 223-05-23, доб. 1154, 1426, lep@mami.ru

Аннотация. В статье представлены результаты исследований разработанной математической модели прямолинейного движения полноприводной четырехосной машины с индивидуальным регулируемым приводом ведущих колес от электрической трансмиссией, позволяющей проводить оценку тягово-энергетической эффективности работы этой машины в различных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: многоприводные колесные машины, индивидуальный привод ведущих колес, регулируемая электрическая трансмиссия, критерии оценки энергоэффективности.

В данной статье приведены данные научных исследований, полученные при выполнении Государственного контракта № 579 от 31.03.2004 г. в рамках Гособоронзаказа, а также Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 г.г. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Данная математическая модель разработана с целью выполнения исследований, посвященных созданию системы автоматического адаптивного (СААУ) управления распределением мощности в электрической трансмиссии (ЭТ) индивидуального привода ведущих колес четырехосного полноприводного автомобиля снаряженной массы 20 тонн. ЭТ автомобиля включает дизель-генератор, накопитель электрической энергии, восемь одинаковых тяговых электродвигателей (ТЭД) (по одному на каждое колесо автомобиля) и систему управления.

Основной отличительной особенностью этого автомобиля является то, что конструкция его трансмиссии позволяет управлять режимом работы каждого ведущего колеса. Поиск оптимального закона управления в разных условиях движения автомобиля является главной задачей исследований.

Математическая модель движения автомобиля, используемая при выполнении таких исследований, должна позволять имитировать разные условия работы машины, являющиеся следствием как возмущающих воздействий со стороны дороги, так и управляющих воздействий со стороны водителя. В то же время математическая модель должна позволять осуществлять поиск оптимальных значений управляющих сигналов, формируемых системой автома-

тического адаптивного управления ЭТ. Эти сигналы управления должны обеспечить работу автомобиля в данных условиях с максимальной эффективностью.

В самом общем случае структура такой математической модели состоит из математических описаний движения собственно автомобиля (его подрессоренной и неподрессоренных частей), работы подвески, взаимодействия эластичных ведущих колес с опорной поверхностью, а также математического описания работы элементов ЭТ и СААУ.

На данном этапе указанная математическая модель разработана для проведения исследований движения специального колесного четырехосного полноприводного шасси БАЗ-6909 с электротрансмиссией по недеформируемой опорной поверхности.

Математическое описание продольного движения в пространстве подрессоренной части автомобиля составлено на основании расчетной схемы, приведенной на рисунке 1. Дифференциальные уравнения, входящие в это описание, получены в соответствии с «Принципом Даламбера» для каждой из независимой переменных принятой системы координат.

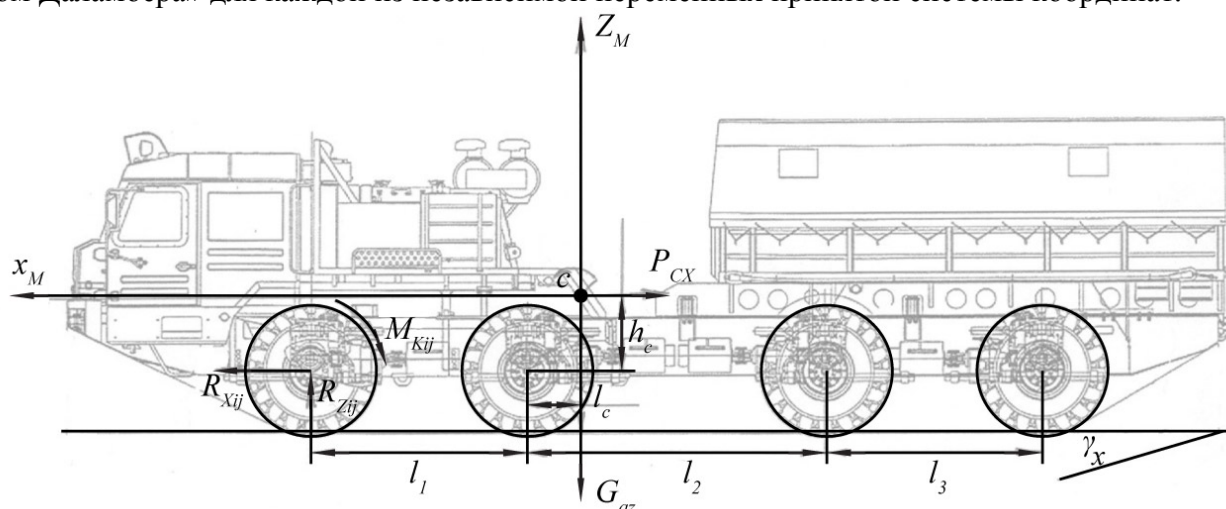


Рисунок 1 – Расчетная схема движения автомобиля в продольно-вертикальной плоскости

В математическое описание движения автомобиля также входят дифференциальные уравнения, определяющие перемещения его неподрессоренных частей (индивидуально подвешенные колеса машины). Соответствующая расчетная схема, характеризующая работу подвески колеса машины, приведена на рисунке 2. Здесь принято, что колеса автомобиля при своем движении относительно подрессоренной части перемещаются только в направлении нормали к опорной поверхности (координата z_k).

Кроме этого в систему дифференциальных уравнений, входящих в данное математическое описание, включаются уравнения связей, определяющие:

- нормальные к опорной поверхности скорости \dot{z} и перемещения z условных мест крепления элементов подвески соответствующих колес к подрессоренной части автомобиля;
- скорости изменения деформации \dot{z}_p подвески и саму их величину z_p соответственно по скоростям и перемещениям условных мест крепления подвески \dot{z} , z и центров неподрессоренных частей автомобиля \dot{z}_k , z_k ;
- нормальные к опорной поверхности скорость деформации $\dot{z}_ш$ шин колес и их величину $z_ш$ по скоростям и перемещениям центров неподрессоренных частей автомобиля \dot{z}_k , z_k и параметрам \dot{q} , q , характеризующим изменение рельефа под колесами автомобиля.

Для оценки возмущений, поступающих на колеса со стороны опорной поверхности в виде изменения ее рельефа q , в модели, в каждый момент времени на основании значений координат центра масс автомобиля, определяются координаты положения центров пятен контакта для каждого эластичного колеса машины.

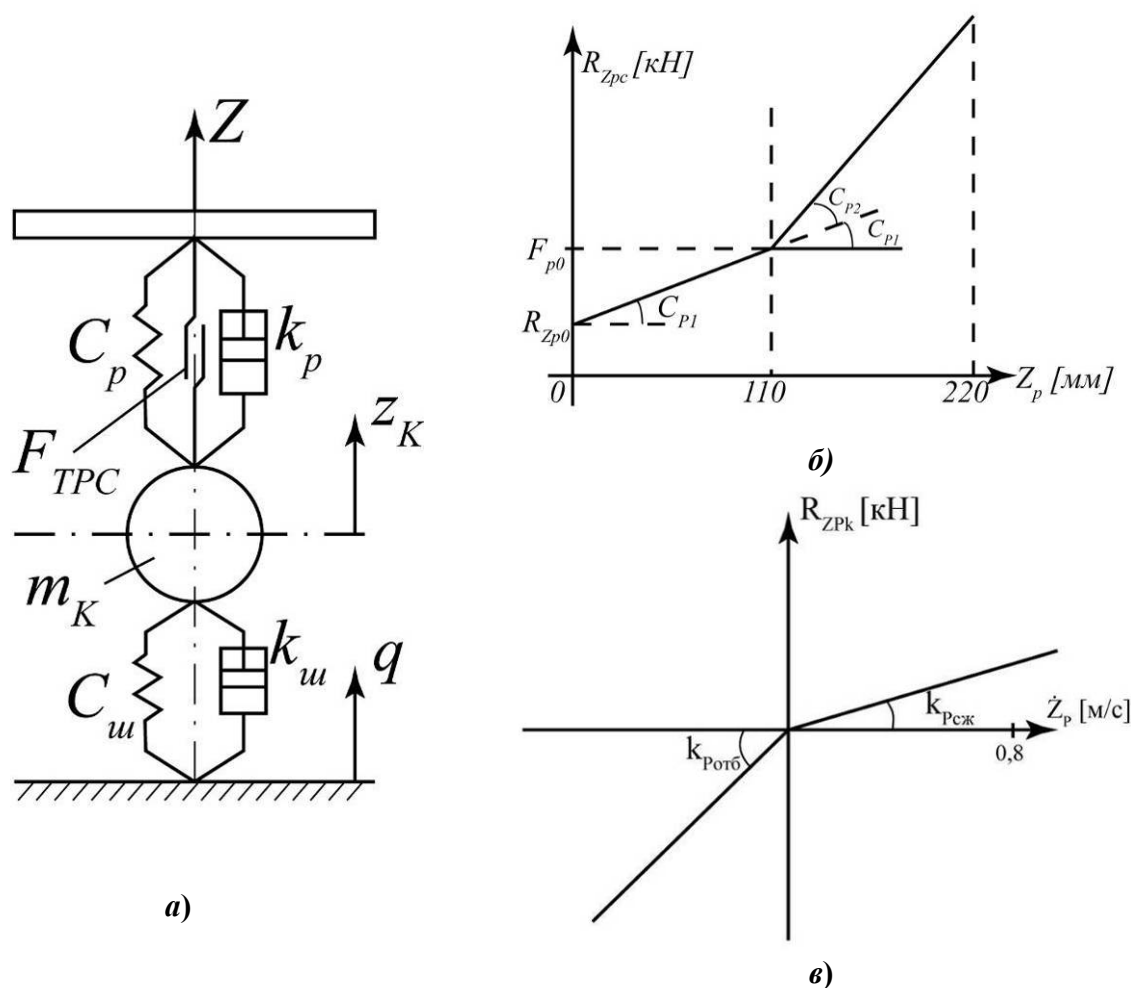


Рисунок 2 – Параметры подвески автомобиля: а) – расчетная схема, б) – приведенная характеристика торсионов, в) – характеристика амортизатора

Математическое описание взаимодействия эластичного колеса с твердой опорной поверхностью при прямолинейном его качении получено на основании анализа опубликованных результатов исследований различных авторов [1, 2, 3]. Модель качения колеса составлена так, чтобы в результате расчета из нее по известным нормальной к опорной поверхности составляющей усилия в пятне контакта колеса с опорной поверхностью $R_{zш}$, продольной составляющей скорости движения оси колеса V , а также величинам буксования (продольного скольжения) s_x эластичного колеса можно было определить продольную R_T составляющую усилия в пятне контакта колеса с опорной поверхностью и реализуемый на валу этого колеса крутящий момент M_k .

При получении данной математической модели качения эластичного колеса по недеформируемому основанию принято допущение о том, что переходные процессы, протекающие в шине, обладают более высокой динамикой по сравнению с переходными процессами, характеризующими движение поддрессоренной и неподдрессоренной частей автомобиля. Поэтому для их описания используются формулы для установившихся режимов. Таким образом, динамические процессы в шинах рассматриваются как квазистатические.

Отличительной особенностью рассматриваемого автомобиля является использование в нем электрической трансмиссии (ЭТ), состоящей из восьми независимых электроприводов. Каждый из этих электроприводов (рисунок 3) содержит тяговый электродвигатель (ТЭД) и его систему управления (СУ). Система управления ЭТ на основании сигнала задания U_3 , используя возможности общей системы питания (U_d и I_d), формирует сигнал управления ТЭД в виде некоторого значения тока фазы I_ϕ . Таким образом, данный электропривод обес-

печивает индивидуальный регулируемый привод ведущих колес рассматриваемого автомобиля.

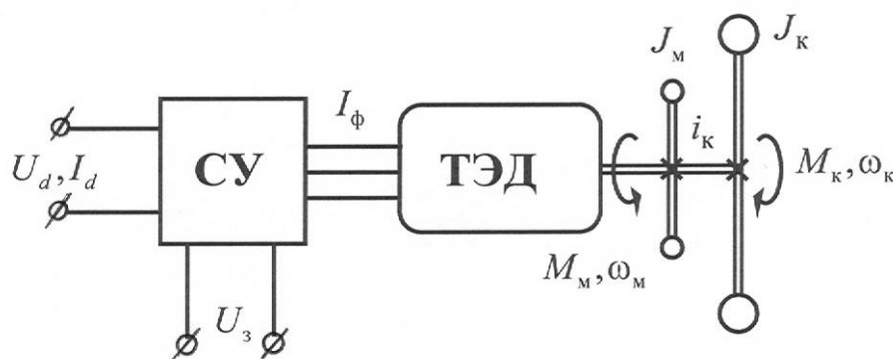


Рисунок 3 – Расчетная схема электропривода ведущего колеса рассматриваемого автомобиля

Основой для создания разработанной математической модели ЭТ является расчетная схема, приведенная на рисунке 3. В соответствии с ней математическое описание ЭТ одного ведущего колеса представляет собой следующее дифференциальное уравнение вращательного движения:

$$J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = i_k \cdot M_m - M_k. \quad (1)$$

где: J_{Σ} - суммарный приведенный к валу ведущего колеса момент инерции, включающий приведенные моменты инерции колеса с шиной, бортового и колесного редукторов с соединительными карданами, а также момент инерции ротора электромотора:

ω_k - угловая скорость вращения ведущего колеса

M_m - крутящий момент, развиваемый электромотором,

M_k - момент сопротивления вращению, возникающий на валу ведущего колеса при его взаимодействии с опорной поверхностью,

i_k - суммарное передаточное число механической передачи между валом электромотора и осью колеса.

Метод определения момента M_m , развиваемого электромотором, основывается на том, что причиной его возникновения является ток фазы I_{ϕ} в обмотке электромотора, который регулируется методом широтно-импульсной модуляции. Так как несущая частота напряжения при этом составляет ~ 5 кГц, то учет возникающих при этом переходных процессов в СУ по сравнению с частотами колебаний элементов ЭТ и автомобиля практического смысла не имеет. Поэтому в математической модели процесс изменения сигнала управления электромотором I_{ϕ} рассматривается квазистатическим. Соответствующие зависимости определены по результатам экспериментальных исследований, выполненных НПО «Квант». Для этого используются методы математической идентификации.

На рисунке 4 приведен график, характеризующий изменение момента M_m [Н·м] в функции величины угловой скорости ω_m [рад/с] вращения вала ТЭД, полученный на основании результатов эксперимента (отдельные точки на графике). На этом же графике нанесены и так называемые линии тренда и соответствующие им уравнения, которые являются результатом аппроксимации этих зависимостей.

Под внешней характеристикой ТЭД на этом графике понимается характеристика, получающаяся при условии, если ток фазы I_{ϕ} , создаваемый СУ, равен максимальному его значению $I_{\phi_{\max}} = 174$ А. Эта характеристика включает горизонтальную линию

$$M_M = 345 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2)$$

и зависимость, обеспечивающую ограничение значения угловой скорости вращения вала ТЭД, которая после округления коэффициентов описывается уравнением:

$$M_M = 720 - 1,957 \cdot \omega_M \quad (3)$$

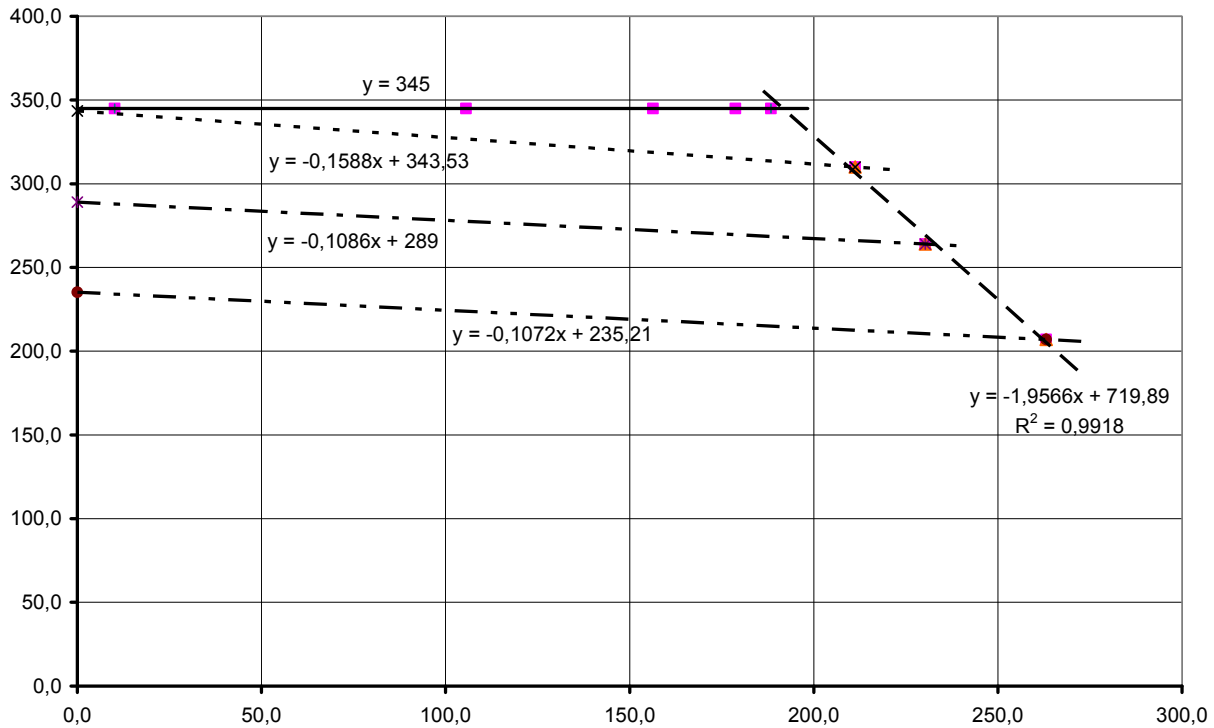


Рисунок 4 – Экспериментальные внешняя и частичные характеристики ТЭД и результаты их аппроксимации

Кроме выше названных, три оставшиеся на рисунке 4 зависимости рассматриваются как частичные характеристики ТЭД. Они получаются, если ток фазы I_ϕ , создаваемый СУ, становится меньше максимального $I_{\phi_{\max}}$.

На основании анализа аналитических зависимостей этих частичных характеристик, полученных в результате аппроксимации, было принята для расчетов следующая формула:

$$M_M = M_T - 0,11 \cdot \omega_M \quad (4)$$

Постоянный член в этом уравнении (M_T) определяет величину момента M_M на валу заторможенного ТЭД (при $\omega_M = 0$). Экспериментальная зависимость момента M_T на заторможенном валу ТЭД от тока фазы I_ϕ и результат ее аппроксимации приведены на рисунке 5. Эта зависимость имеет вид:

$$M_T = 2,3047 \cdot I_\phi - 32,135 \quad (5)$$

Таким образом, при определении M_M , входящего в формулу (1), вначале используют формулы (2) или (4) в зависимости от тока фазы I_ϕ (5), а затем сравнивают это значение с результатом вычисления по формуле (3) и принимается для дальнейших вычислений меньшее из этих значений.

Кроме этого при моделировании проводится оценка эффективности работы автомобиля. Для этого определяется величина потребляемой мощности ЭТ по значениям напряжения U_d [В] и тока I_d [А]. Эти параметры также определяются по соответствующим экспериментальным характеристикам.

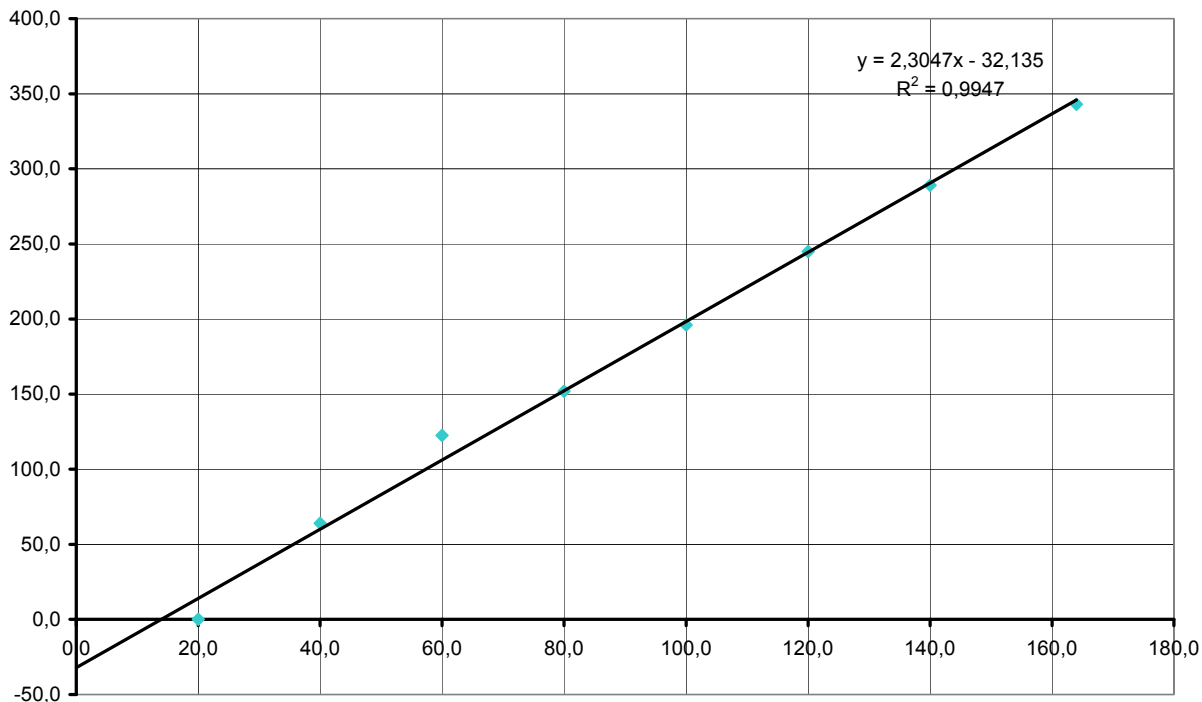


Рисунок 5 – Экспериментальная зависимость момента M_T [Н·м] на заторможенном валу ТЭД от тока фазы I_ϕ [А] и результат ее аппроксимации

На рисунке 6 приводится зависимость $U_d = f(\omega_M)$, полученная при снятии внешней характеристики ТЭД (также приведена на этом графике), и результат ее идентификации полиномом 3-его порядка.

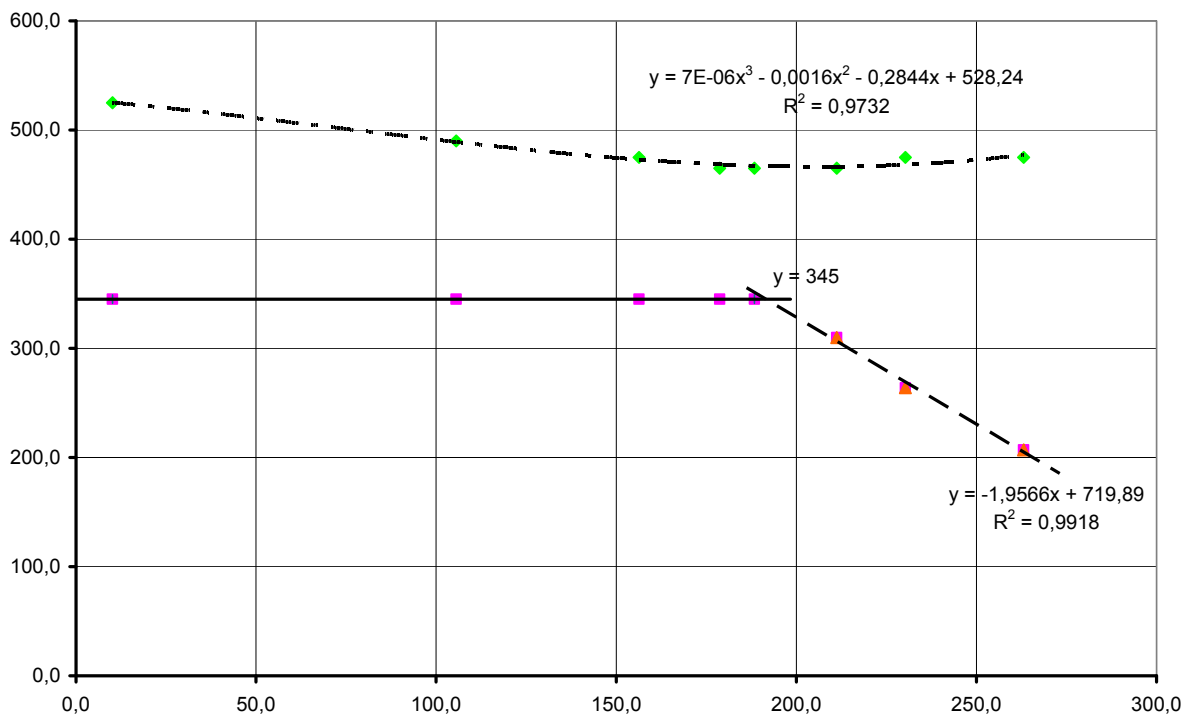


Рисунок 6 – Внешняя характеристика ТЭД, а также соответствующие ей экспериментальная зависимость $U_d = f(\omega_M)$ и результаты аппроксимации

На рисунке 7 представлены зависимости $I_d = f(\omega_m)$, полученные в результате эксперимента (отдельные точки) и в результате аппроксимации.

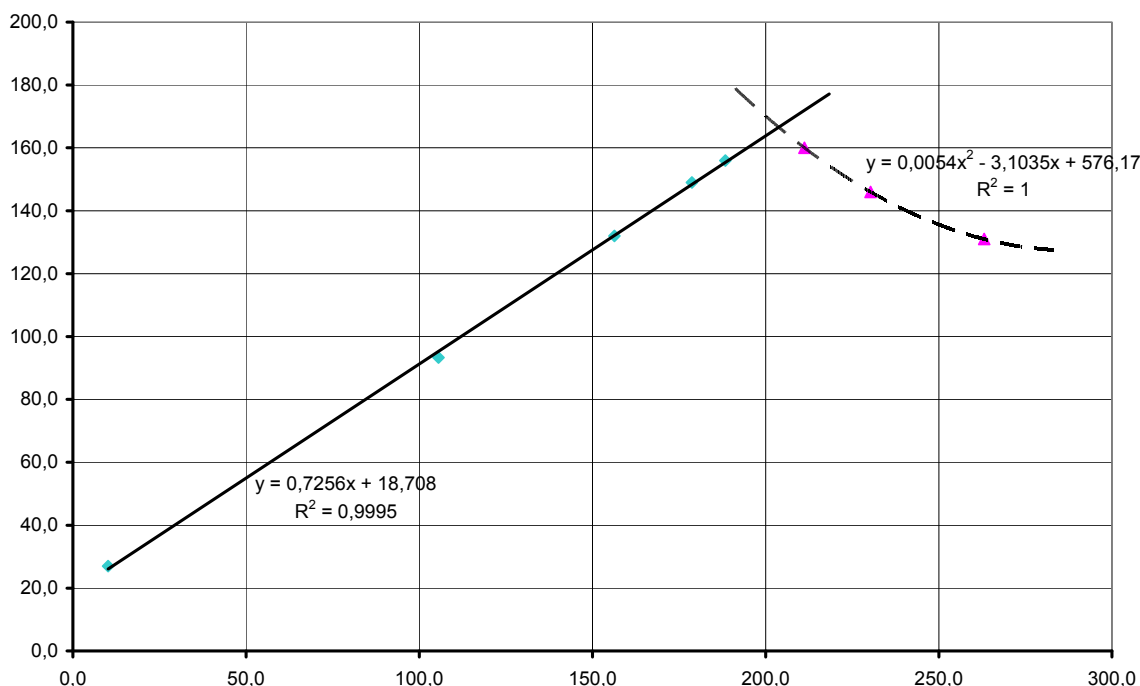


Рисунок 7 – Экспериментальная зависимость $I_d = f(\omega_m)$ и результаты ее аппроксимации для внешней характеристики ТЭД

Таким образом, для определения параметров U_d и I_d при моделировании используются следующие формулы:

$$U_d = 7 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_m^3 - 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_m^2 - 0,2844 \cdot \omega_m + 528,24, \quad (6)$$

$$I_d = \min \left[(0,7256 \cdot \omega_m + 18,708), (5,4 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_m^2 - 3,1035 \cdot \omega_m + 576,17) \right]. \quad (7)$$

Следует отметить, что формулы (6) и (7) справедливы только на режимах работы ЭТ, соответствующих внешней характеристики ТЭД.

Полученная таким образом математическая модель прямолинейного движения полноприводной колесной машины с электротрансмиссией использовалась при проведении исследований ее работы в режиме разгона.

На рисунке 8 приведен характер изменения во времени t [сек] продольной скорости V_x [км/ч] автомобиля и момента $M_{к1}$ [кН·м] (откладывается по правой шкале) на ведущих колесах передней оси после поступления на вход всех ТЭД машины максимального значения тока фазы $I_{\phi_{\max}} = 174$ А.

Следует отметить, что в данном случае моделируется работа ЭТ на режимах, соответствующих внешним характеристикам ТЭД.

На рисунке 9 приведены соответствующие изменения суммарной величины мощности (PDV [кВт]), потребляемой от системы питания ЭТ, суммарной мощности реализуемой на валах ТЭД автомобиля ($POLT$ [кВт]) и мощности, необходимой на движение автомобиля в данных условиях с учетом преодолеваемых сил инерции автомобиля ($POLS$ [кВт]) и без этого (POL [кВт]).

Эти мощности определяются по формулам:

$$PDV = \sum_{i=1}^8 U_{di} \cdot I_{di}, \quad (8) \quad POLT = \sum_{i=1}^8 M_{Mi} \cdot \omega_{Mi}, \quad (9)$$

$$POLS = \sum_{i=1}^8 [R_{zi} \cdot (f_{0i} + \varphi_{xi})] \cdot V_x, \quad (10) \quad POL = F_{\Sigma} \cdot V_x, \quad (11)$$

где: F_{Σ} – суммарная сила сопротивления движению рассматриваемого автомобиля в данный момент времени, вычисленная из условия, что все его колеса работают в ведомом режиме качения (отключены от трансмиссии). Эта суммарная сила численно равна силе, необходимой для буксирования рассматриваемого автомобиля с колесами, отключенными от привода, в данных условиях с заданной скоростью V_x .

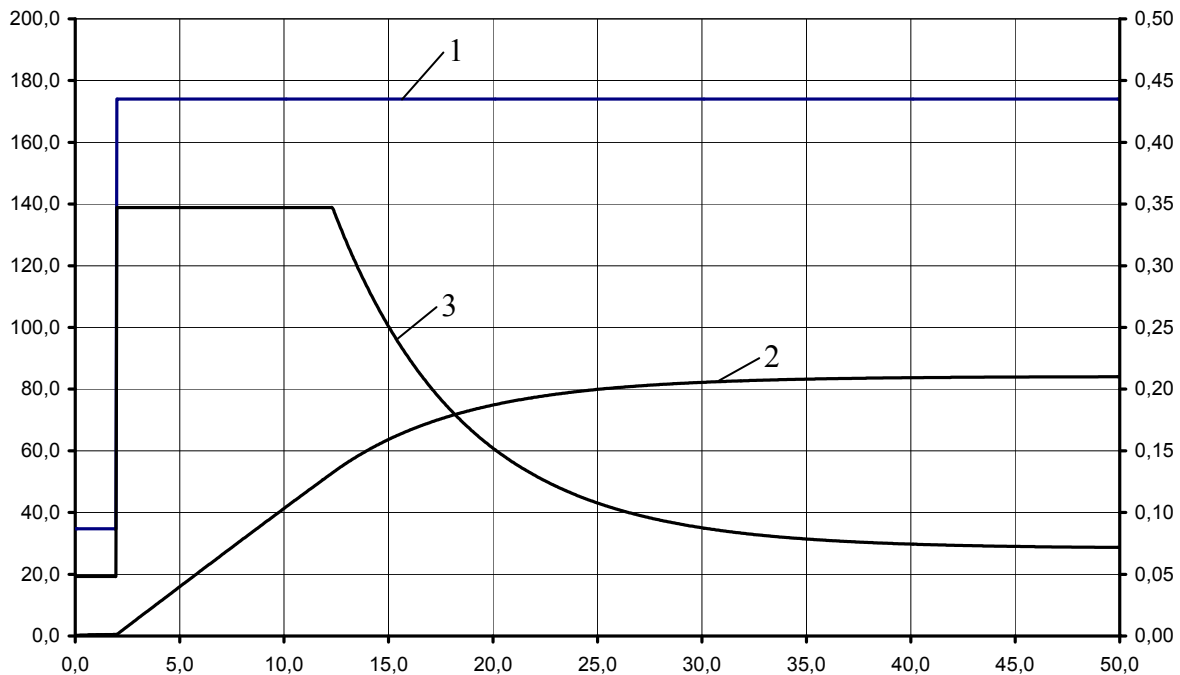


Рисунок 8: 1 – ток фазы I_{ϕ} [А], 2 – продольная скорость автомобиля V_x [км/ч], 3 – момент на ведущих колесах передней оси M_{k1} [кН·м]

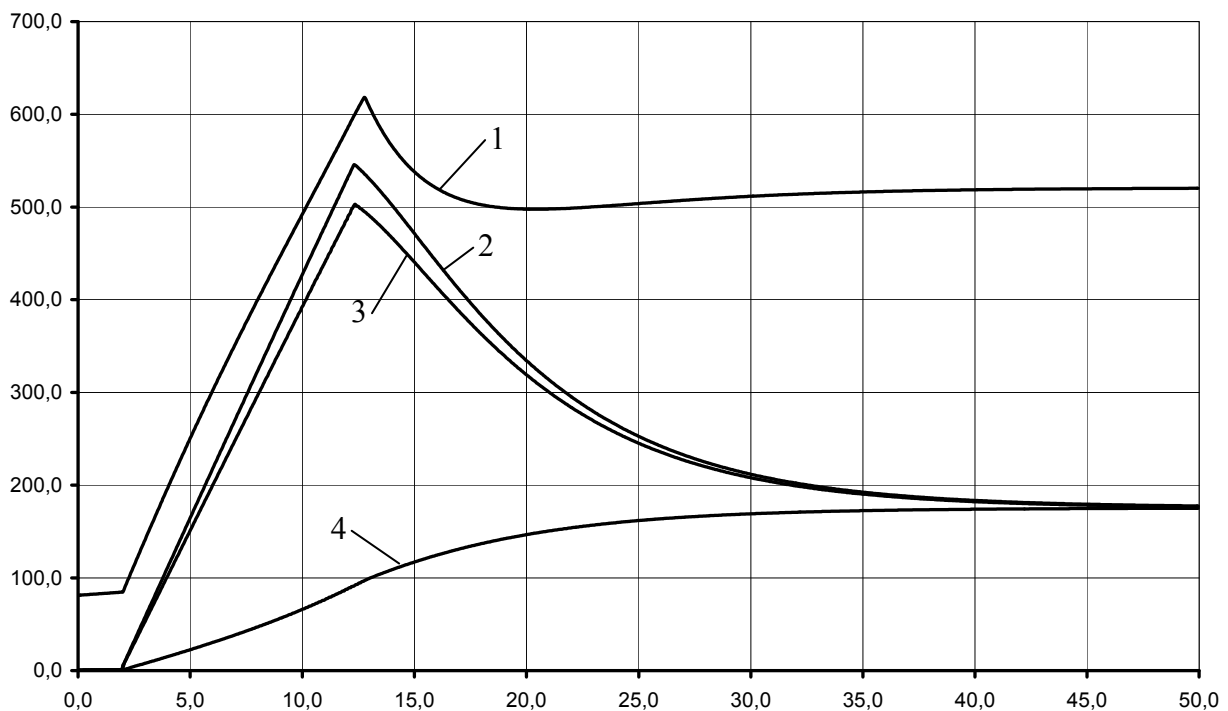


Рисунок 9: 1 – PDV, 2 – POLT, 3 – POLS, 4 – POL

На рисунке 10 приведены зависимости, характеризующие изменения во время разгона машины значений кпд ЭТ ($XKPDТ$), а также показателей энергоэффективности всего автомобиля ($XKPDС$ и $XKPD$) [7], равных отношению соответствующих мощностей ($POLТ$, $POLС$ и POL) к мощности PDV , потребляемой от системы питания ЭТ.

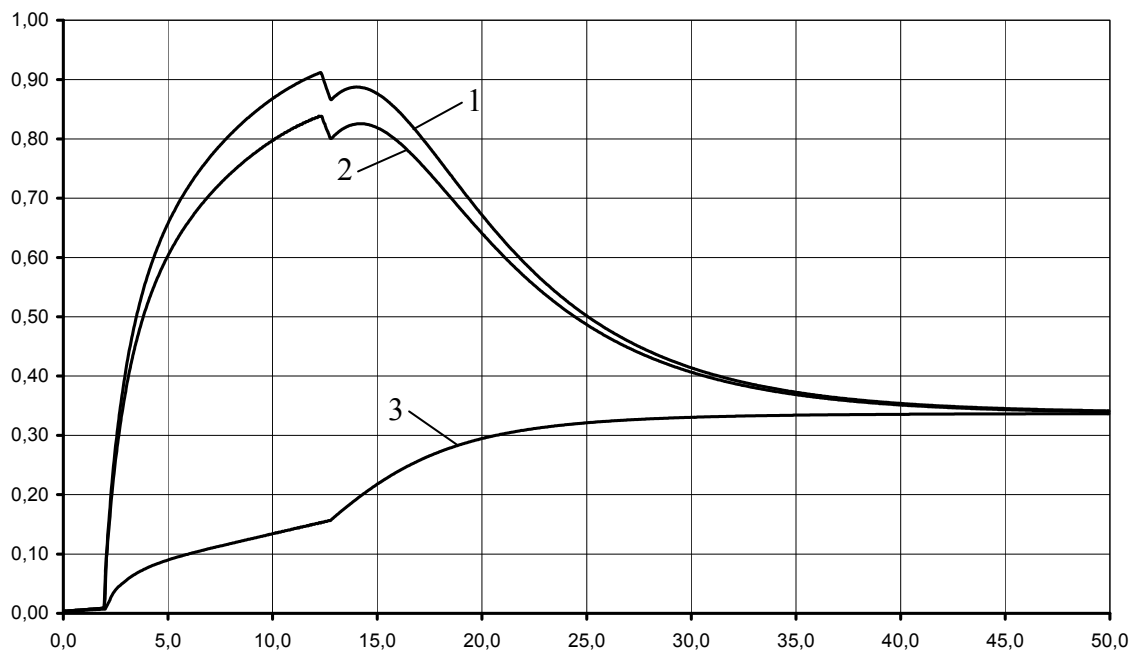


Рисунок 10: 1 – $XKPDТ$, 2 – $XKPDС$, 3 – $XKPD$

Анализ приведенных зависимостей показывает, что продолжительность процесса разгона рассматриваемого автомобиля до максимальной скорости ($V_x = 85$ км/ч) при работе на внешней характеристике ТЭД (ω_m достигает при этом ~ 2900 об/мин) в условиях горизонтальной недеформируемой опорной поверхности составляет около 30 секунд. Требуемая для этого максимальная потребляемая ЭТ мощность PDV превышает 600 кВт. В процессе разгона кпд ЭТ достигает 90%, а после его завершения, при условии продолжения работы на внешней характеристике ТЭД, ее кпд снижается до 34%.

Эти обстоятельства указывают на то, что такой режим разгона может быть обеспечен только при достаточной подпитке системы питания ЭТ дополнительной мощностью от аккумулятора. Причем, если учесть, что на рассматриваемой машине планируется использовать дизель-генератор мощностью ~ 300 кВт, то на режиме пикового потребления от аккумулятора потребуется еще столько же. Если же это условие не будет выполнено, то соответственно увеличится время разгона машины.

Следует также отметить, что при необходимости обеспечить движение автомобиля с меньшей скоростью, а также по завершении разгона (при наличии соответствующего сигнала со стороны водителя) СУ ЭТ должна выбрать наиболее подходящую в данных условиях частичную характеристику ТЭД, исходя из минимума потерь энергии на движение машины. Это позволит увеличить кпд ЭТ и эффективность всего автомобиля в целом.

Для проверки этого проведено моделирование процесса разгона рассматриваемой машины до скорости 50 км/ч на горизонтальной недеформируемой опорной поверхности с ограничением суммарной мощности ($POLТ \leq 280$ кВт) (отсутствует подпитка мощности от аккумуляторов), реализуемой на всех валах ТЭД (рисунки 11 и 12).

В этом случае система управления (СУ) ЭТ, имитирующая работу водителя машины, представлена выражением, в соответствии с которым при моделировании с периодичностью через каждые 0,1 секунды вычисляется новое значение тока фазы I_ϕ ТЭД, необходимое для обеспечения требуемой скорости движения машины, по формуле:

$$I_\phi = I_\phi + k_v \cdot (V_0 - V_x) - k_a \cdot \dot{V}_x \quad (12)$$

где: V_0 – скорость машины, которую стремится обеспечить водитель;

V_x – скорость движения машины в данный момент времени;

k_V – коэффициент, характеризующий чувствительность СУ ЭТ к сигналу рассогласования по величине скорости машины;

\dot{V}_x – величина продольного ускорения машины;

k_a – коэффициент обратной связи по ускорению машины.

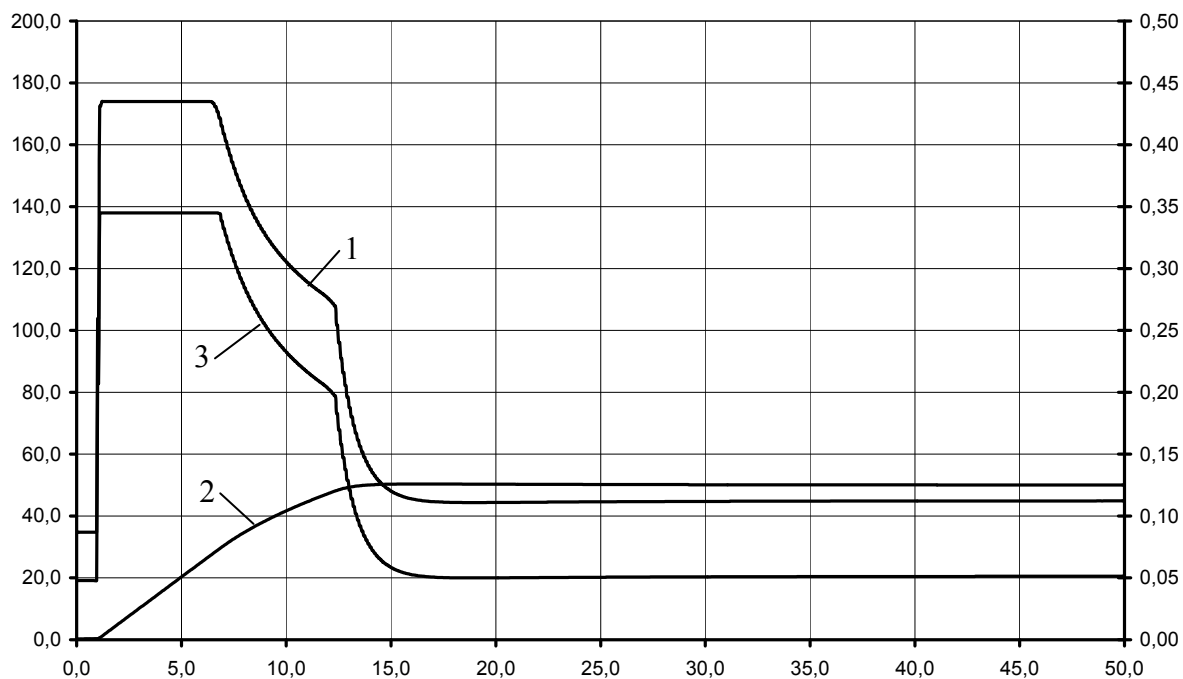


Рисунок 11 – Разгон до 50 км/ч с ограничением величины суммарной мощности, реализуемой ЭТ $POLT \leq 280$ кВт: 1 – ток фазы I_ϕ [А], 2 – продольная скорость автомобиля V_x [км/ч], 3 – момент на ведущих колесах передней оси $M_{к1}$ [кН·м]

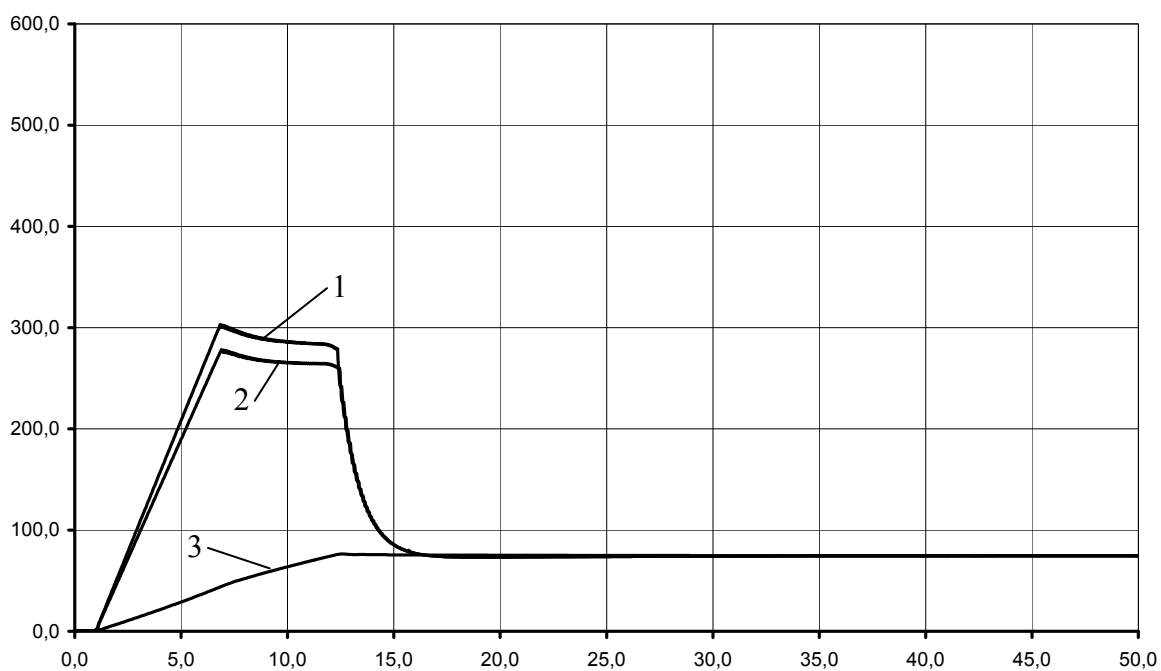


Рисунок 12 – Разгон до 50 км/ч с ограничением величины суммарной мощности, реализуемой ЭТ $POLT \leq 280$ кВт: 1 – $POLT$, 2 – $POLS$, 3 – POL

Следует отметить, что в выражении (12) для повышения устойчивости системы управления используется известный принцип построения систем автоматического управления с форсированием по первой производной от регулируемой величины.

Анализ результатов моделирования показывает, что в случае, когда СУ ЭТ работала с ограничением потребляемой мощности, разгон автомобиля, по сравнению с вариантом без ограничения потребляемой мощности, получился практически без перерегулирования, а время разгона до той же скорости увеличилось на ~2 секунды.

К сожалению, из-за отсутствия данных о величинах потребляемых СУ ЭТ значений напряжения U_d [В] и тока I_d [А] на частичных режимах работы ТЭД, оценить энергетическую эффективность ЭТ и автомобиля в целом при этом оказалось невозможно.

Проверка адекватности разработанной математической модели движения проводилась на основании сравнения времен разгона рассматриваемой машины до требуемой продольной скорости V_x , полученных в результате расчета t и в результате испытаний $t_{\text{экс}}$ на горизонтальной асфальтовой дороге. Иллюстрирует результаты этого сравнения график, приведенный на рисунке 13.

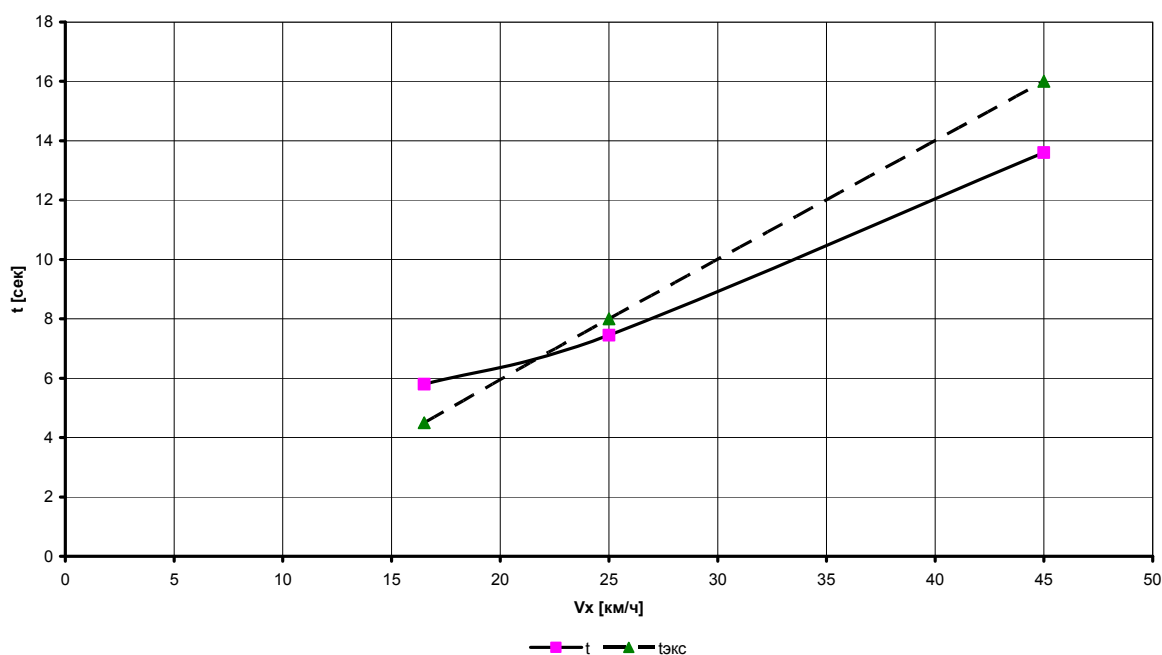


Рисунок 13 – Сравнение результатов расчета с результатами испытаний

На основании сравнения (рисунок 13) видно, что погрешность в определении времени разгона машины в результате расчета не превышает 15%, что соизмеримо с погрешностью эксперимента. Следовательно, разработанная математическая модель может использоваться для проведения запланированных исследований.

Литература

1. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов Ф.Н. «Мощностной баланс автомобиля», М., «Машиностроение», 1984, 160с.
2. Ротенберг Р.В. «Подвеска автомобиля», М., «Машиностроение», 1972, 392 с.
3. Смирнов Г.А. «Теория движения колесных машин», М., «Машиностроение», 1990, 352с.
4. «Работа автомобильной шины». Авт.: В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др., М., «Транспорт», 1976, 238с.
5. Агейкин Я.С. «Проходимость автомобилей», М., «Машиностроение», 1981, 231с.
6. Аксенов П.В. «Многоосные автомобили: Теория общих конструктивных решений», М., «Машиностроение», 1980, 207 с.
7. Лепешкин А.В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин. - М., «Автомобильная промышленность», 2010, № 10, с. 19-23.