

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ДВИЖЕНИИ НА ПОДЪЕМ

К.С. Балковский

konstantin.balkovsky@yandex.ru
SPIN-код: 8284-6807

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

В настоящее время при проектировании колесной транспортной техники широкое распространение получают схемы привода, построенные по принципу «мотор — ось». Применение такого подхода к организации трансмиссии машины позволяет получать ряд существенных преимуществ по сравнению с классическими механическими схемами, например, в удобстве компоновки и гибкости системы управления, а в случае электропривода — возможности рекуперации кинетической энергии движения машины при торможении. Однако применение на колесных машинах трансмиссии типа «мотор — ось» осложняет реализацию режимов движения с существенной неравномерностью распределения нагрузки между мостами (например, при преодолении подъема), что приводит к увеличению массогабаритных параметров привода машины. В статье проведен сравнительный анализ нескольких схем привода колесных машин с точки зрения движения на подъем. Рассмотрены такие схемные решения, как трансмиссия типа «мотор — ось», а также дифференциальная и блокированная трансмиссии. Сравнительный анализ заключается в оценке свободной силы тяги, реализуемой на движителе при различных схемах трансмиссии рассматриваемой машины. Сравнительные испытания выполнены для двух типов опорных оснований: дорога с твердым покрытием и грунтовая дорога. Предложен подход к анализу тяговых свойств колесных машин при движении на подъем, позволяющий оценивать эффективность применения различных типов трансмиссий в зависимости от тяговооруженности транспортного средства, а также предполагаемых условий эксплуатации.

Ключевые слова

Трансмиссия, «мотор — ось», дифференциальный привод, блокированный привод, колесная машина, угол подъема, свободная удельная сила тяги, индивидуальный привод, тяговые свойства

Поступила в редакцию 04.02.2021

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021

Введение. В настоящее время на колесной транспортной технике широкое распространение получают схемы привода, построенные по принципу «мотор — ось». Применение такого подхода к организации трансмиссии машины позволяет получить ряд существенных преимуществ по сравнению с классическими механическими схемами:

– возможность организации модульного принципа построения шасси и удобство компоновки (особенно актуально для крупногабаритных колесных машин и автопоездов, где ведущие колеса могут располагаться на значительном расстоянии от силовой установки) [1, 2];

– возможность гибкого управления тягой машины (возможность имитировать полностью дифференциальную или заблокированную трансмиссию, а также любой другой алгоритм распределения тяги между мостами в пределах, ограниченных тяговыми возможностями индивидуальных двигателей [3]);

– возможность повышения энергоэффективности транспортного средства благодаря рекуперации части кинетической энергии движения машины при торможении в случае применения электрического привода.

Однако применение на колесных машинах трансмиссии типа «мотор — ось» осложняет реализацию режимов движения с существенной неравномерностью распределения нагрузки между мостами, например, при преодолении подъема. При движении на подъем передние оси машины разгружаются, вследствие чего снижается максимальная продольная реакция, которую можно реализовать в пятнах контакта колес с опорной поверхностью. Это приводит к тому, что двигатели передних осей не могут реализовать весь потенциал по тяге. При этом нагрузка на задние оси машины увеличивается, т. е. большая часть тяговой силы, необходимой для преодоления подъема, должна быть реализована колесами этих осей, что не всегда возможно вследствие ограниченных возможностей тяговых двигателей.

Таким образом, для компенсации недостатка тяги на подъеме становится необходимым повышать требования к тяговым двигателям, что приводит к увеличению массогабаритных характеристик привода.

В настоящей работе представлен сравнительный анализ тяговых свойств колесной машины, оснащенной приводами различных типов (индивидуальный привод осей, полностью дифференциальная и полностью заблокированная трансмиссия) при движении на подъем, а также проведена оценка эффективности применения трансмиссии типа «мотор — ось» в различных дорожных условиях.

Определение требуемых характеристик тяговых двигателей. На первом этапе для проведения корректных сравнительных исследований необходимо определить требуемые механические характеристики силовой установки и индивидуальных двигателей, обеспечивающие одинаковые тяговые свойства машины на горизонтальной дороге.

Для проведения исследования выбрана колесная машина (рис. 1), технические характеристики которой представлены ниже.

Технические характеристики объекта исследования

Масса m , кг	38 000
База L , м	7,5
Колея B , м	2,55
Габаритная высота H , м	3,45
Высота центра масс H_s , м	2,0

Радиус качения колес без скольжения r_{k0} , м	0,66
Передаточное отношение главной передачи $i_{г.п}$	6,88
Коэффициент аэродинамического сопротивления c_x	1
Площадь лобовой проекции $F_{лоб}$, м ²	7,48
Максимальная скорость V_{max} , км/ч	90
Колесная формула	8×8

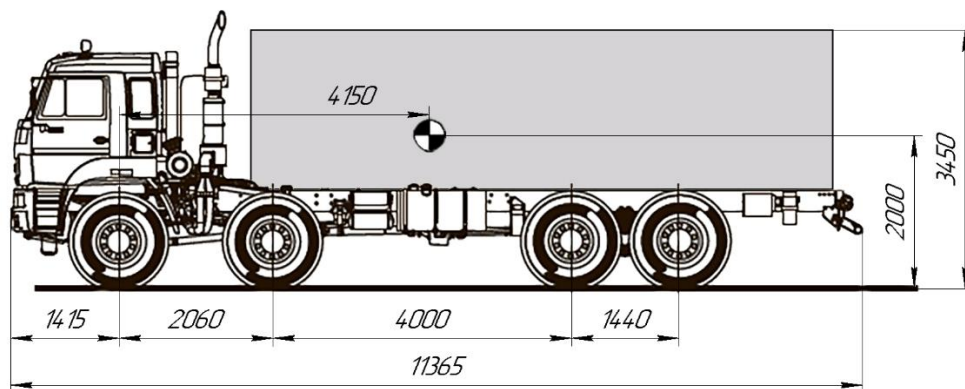


Рис. 1. Геометрические параметры исследуемой колесной машины

Поскольку в рамках данного исследования проводится сравнительный анализ типов привода, в качестве характеристики силовой установки будем рассматривать совместную характеристику двигателя и механической части трансмиссии, приведенную к входному валу главной передачи, представляя ее кривой постоянной мощности.

Известно [4], что для обеспечения достаточной подвижности удельную тягу вездеходных машин достаточно обеспечить на уровне $f_{уд} = 0,7$. Таким образом, требуемый максимальный крутящий момент каждого индивидуального двигателя M_{max} (приведенный к входному валу главной передачи) определяется как [5]

$$M_{max} = \frac{f_{уд} m g r_{k0}}{n_{o.c} i_{г.п} \eta_{тр}}$$

где g — ускорение свободного падения; $n_{o.c}$ — число ведущих осей; $\eta_{тр}$ — коэффициент полезного действия механической части трансмиссии (в примере принято значение 0,96).

Максимальная частота вращения входного вала главной передачи ω_{max} определяется потребной максимальной скоростью движения машины:

$$\omega_{max} = V_{max} \frac{i_{г.п}}{r_{k0}}$$

Максимальная мощность двигателей N_{\max} должна обеспечивать возможность преодоления внешних сопротивлений при движении машины с максимальной скоростью [5]:

$$N_{\max} = \frac{V_{\max} (P_{\psi} + P_w)}{\eta_{\text{тр}} \cdot n_{\text{о.с}}},$$

где P_{ψ} — сила сопротивления движению ($P_{\psi} = \psi mg$, ψ — коэффициент сопротивления движению (при движении полноприводных колесных машин с максимальной скоростью $\psi = 0,02 \dots 0,03$ [[6]]); P_w — сила аэродинамического сопротивления при движении с максимальной скоростью.

Сила аэродинамического сопротивления при движении с максимальной скоростью определяется согласно следующей зависимости [7, 8]:

$$P_w = 0,5 C_x \rho_w F_{\text{лоб}} V_{\max}^2,$$

где C_x — коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ_w — плотность воздуха; $F_{\text{лоб}}$ — площадь лобовой проекции транспортного средства.

Результаты расчета параметров двигателей, приведенных к входному валу главной передачи транспортного средства, представлены в таблице (для случая заблокированной и дифференциальной трансмиссии потребный крутящий момент и мощность увеличены в $n_{\text{о.с}}$ раз).

Результаты тягового расчета

Параметр двигателя, приведенный к входному валу главной передачи	Значение параметра для схемы «мотор — ось»	Значение параметра для дифференциального и заблокированного привода
Максимальный крутящий момент M_{\max} , Н·м	6 520	$M_{\max} n_{\text{о.с}} = 26\,080$
Максимальная частота вращения вала ω_{\max} , рад/с	260,61	260,61
Максимальная мощность N_{\max} , кВт	67,175	$N_{\max} n_{\text{о.с}} = 268,7$

Сравнительный анализ тяговых свойств колесной машины, оснащенной различными типами трансмиссий, при движении на подъем. Для анализа тяговых свойств исследуемого транспортного средства при движении на подъеме необходимо определить нормальные реакции R_{zi} , действующие на колеса машины. Рассмотрим расчетную схему, представленную на рис. 2.

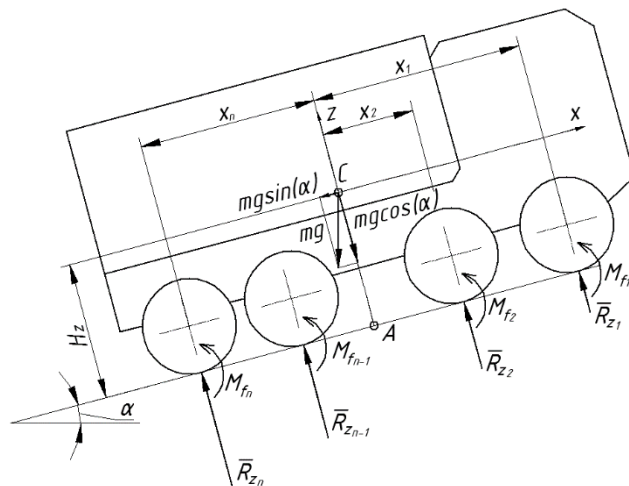


Рис. 2. Расчетная схема движения колесной машины на подъеме

Составим уравнение моментов для исследуемой машины относительно поперечной оси, проходящей через проекцию ее центра масс на опорное основание (точка А, см. рис. 2), а также учтем, что $2 \sum_{i=1}^{n_{o.c.}} R_{zi} = mg \cos \alpha$:

$$\begin{cases} 2 \sum_{i=1}^{n_{o.c.}} R_{zi} = mg \cos \alpha ; \\ 2 \sum_{i=1}^{n_{o.c.}} R_{zi} x_i = -mg \sin \alpha \cdot H_z - 2 \sum_{i=1}^{n_{o.c.}} M_{fi} , \end{cases} \quad (1)$$

где R_{zi} — нормальная реакция, воспринимаемая колесом (одним) i -й оси (предполагается, что правые и левые колеса находятся в одинаковых условиях); H_z — высота расположения центра масс машины; M_{fi} — момент сопротивления качению, действующий на колесо (одно) i -й оси; x_i — продольная координата расположения i -й оси относительно центра масс машины ($x_i > 0$).

Очевидно, что представленная система статически неопределима. Для ее раскрытия воспользуемся принципом возможных перемещений Лагранжа. Примем допущение о совместности деформаций упругих элементов системы поддрессоривания, тогда, деформации пружины i -го колеса будет определяться возможным перемещением центра масс δz , а также возможным углом продольного $\delta \varphi$ наклона корпуса:

$$\frac{2R_{zi}}{k} = \delta z + x_i \operatorname{tg}(\delta \varphi). \quad (2)$$

Обозначив $k \operatorname{tg}(\delta \varphi) = -K$, составив уравнение (2) для всех осей и вычтя из каждого последующего уравнение предыдущее, получим следующую систему:

$$\begin{cases} 2R_{z_1} - 2R_{z_2} + (x_1 - x_2)K = 0; \\ \dots \\ 2R_{z_{n-1}} - 2R_{z_n} + (x_{n-1} - x_n)K = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Объединив (1) и (3), запишем:

$$\begin{cases} 2R_{z_1} - 2R_{z_2} + (x_1 - x_2)K = 0; \\ \dots \\ 2R_{z_{n-1}} - 2R_{z_n} + (x_{n-1} - x_n)K = 0; \\ 2 \sum_{i=1}^{n_{o.c}} R_{z_i} = mg \cos \alpha; \\ 2 \sum_{i=1}^{n_{o.c}} R_{z_i} x_i = -mg \sin \alpha \cdot H_z - 2 \sum_{i=1}^{n_{o.c}} M_{f_i}. \end{cases} \quad (4)$$

Примем, что коэффициенты сопротивления качению $f_{гр}$, а также радиусы качения без скольжения одинаковы для всех колес машины, тогда величину

$2 \sum_{i=1}^{n_{o.c}} M_{f_i}$ можно определить как

$$2 \sum_{i=1}^{n_{o.c}} M_{f_i} = f_{гр} m g r_{k0} \cos \alpha.$$

Теперь, разрешая полученную систему (4), получим нормальные реакции, воспринимаемые колесами каждой оси машины:

$$R_{z_i} = \left(\left(\sum_{j=1}^{n_{o.c}} x_j^2 - \sum_{j=1}^{n_{o.c}} x_i x_j \right) \cos \alpha + (H_z \sin \alpha + f_{гр} r_{k0} \cos \alpha) \left(\sum_{j=1}^{n_{o.c}} x_j - n_{o.c} x_i \right) \right) \times \frac{mg}{2 \left((n_{o.c} - 1) \sum_{j=1}^{n_{o.c}} x_j^2 - 2 \sum_{j=1}^{n_{o.c}-1} \sum_{k=j+1}^{n_{o.c}} x_j x_k \right)}.$$

Используя полученные значения нормальных реакций, можно рассчитать развиваемую машиной силу тяги для трансмиссий различных типов с учетом сцепных свойств с опорной поверхностью. Так, общая тяговая сила на двигателе складывается из тяговых сил, реализуемых каждой осью. При этом в случае индивидуального привода возможность реализации максимального крутящего момента двигателя необходимо проверять отдельно для каждой оси:

$$P_{\text{тяг}}^{\text{инд}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{о.с}}} \min \left(M_{\text{max}} \eta_{\text{тр}} \frac{i_{\text{г.п}}}{r_{\text{k0}}}, 2 R_{z_i} \varphi_{\text{max}} \right),$$

где $P_{\text{тяг}}^{\text{инд}}$ — суммарная тяговая сила, реализуемая на движителе в случае индивидуального привода осей; φ_{max} — максимальный коэффициент взаимодействия движителя с опорной поверхностью.

В случае дифференциального типа привода момент на каждой оси (колесе) ограничивается моментом, который можно реализовать на колесе, находящимся в наилучших условиях (с минимальной нормальной нагрузкой):

$$P_{\text{тяг}}^{\text{диф}} = n_{\text{о.с}} \min \left(M_{\text{max}} \eta_{\text{тр}} \frac{i_{\text{г.п}}}{r_{\text{k0}}}, 2 R_z^{\text{min}} \varphi_{\text{max}} \right),$$

где $P_{\text{тяг}}^{\text{диф}}$ — суммарная тяговая сила, реализуемая на движителе в случае дифференциального привода; R_z^{min} — минимальная нормальная реакция, приходящаяся на колесо машины, $R_z^{\text{min}} = \min R_{z_i}$.

Блокированный привод поддерживает равенство угловых скоростей колес машины, вследствие чего обеспечивается перераспределение крутящих моментов между осями. Таким образом, для оценки тяговой силы на движителе необходимо сравнить суммарную тягу силовой установки с суммарной продольной реакцией, которую можно реализовать с учетом сцепных свойств с опорной поверхностью.

Суммарная тяговая сила, реализуемая на движителе в случае блокированного привода,

$$P_{\text{тяг}}^{\text{блок}} = \min \left(M_{\text{max}} n_{\text{о.с}} \eta_{\text{тр}} \frac{i_{\text{г.п}}}{r_{\text{k0}}}, \varphi_{\text{max}} m g \cos \alpha \right).$$

В качестве критерия для проведения сравнительной оценки рассматриваемых типов привода выбрана свободная удельная сила тяги $f_{\text{св}}$, которая показывает запас тяговой силы машины при движении в рассматриваемых дорожных условиях:

$$f_{\text{св}} = \frac{P_{\text{тяг}} - P_{f_0}}{m g},$$

где $P_{\text{тяг}}$ — суммарная тяговая сила, реализуемая на движителе машины (для привода типа мотор-ось, а также дифференциальной и блокированной схем); P_{f_0} — сила сопротивления движению в рассматриваемых дорожных условиях (с учетом подъема).

Силу сопротивления движению в зависимости от типа опорной поверхности и угла преодолеваемого подъема можно определить как [7, 8]

$$P_{f_0} = mg(f_{gp} \cos \alpha + \sin \alpha).$$

Расчетные зависимости свободной удельной силы тяги от угла преодолеваемого подъема при различных схемах привода машины представлены на рис. 3 и 4 [9].

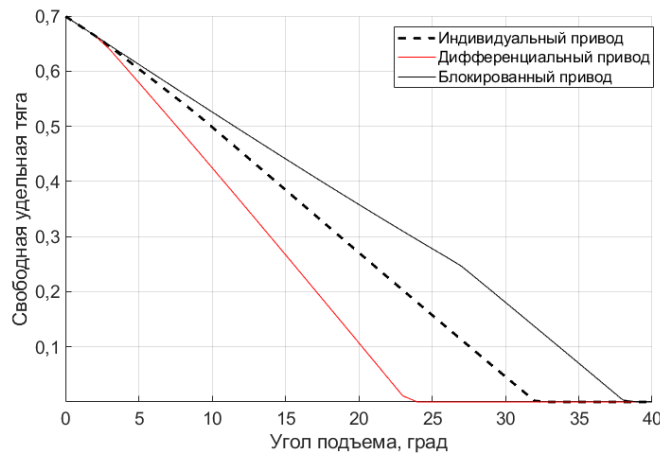


Рис. 3. Зависимость свободной удельной силы тяги от угла преодолеваемого подъема при движении по дороге с твердым покрытием ($f_{gp} = 0,014$, $\varphi_{max} = 0,8$)

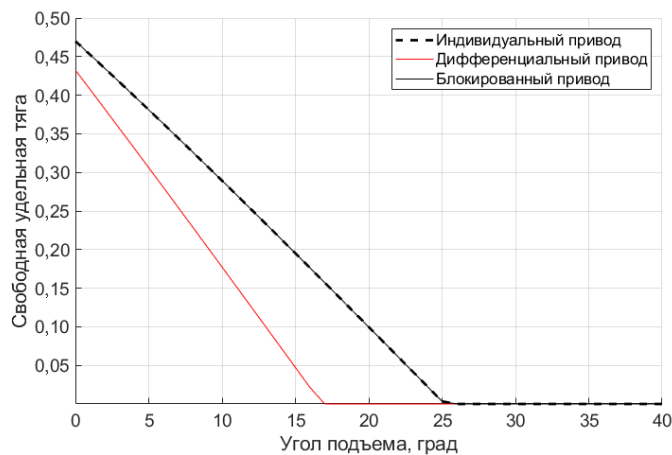


Рис. 4. Зависимость свободной удельной силы тяги от угла преодолеваемого подъема при движении по опорной поверхности типа «грунтовая дорога» ($f_{gp} = 0,03$, $\varphi_{max} = 0,5$)

На основе полученных данных можно заключить, что для рассматриваемой машины при движении по дороге с твердым опорным покрытием на подъем до 3° различие между всеми рассмотренными приводами отсутствует. При дальнейшем увеличении угла подъема значение свободной силы тяги в случае при-

вода типа «мотор — ось» и дифференциальной трансмиссии начинает снижаться по отношению к блокированной схеме вследствие нехватки сцепного веса на отдельных осях. Таким образом, при движении по дороге с твердым покрытием предельные углы подъема приблизительно составят: «мотор — ось» — 32° , дифференциальный привод — 23° , блокированный привод — 38° .

При движении по грунтовой дороге тяговых свойств индивидуальных двигателей осей достаточно для реализации такой же свободной силы тяги, как и в случае блокированного привода. Эта особенность обусловлена низкими сцепными свойствами опорной поверхности по сравнению с удельной тягой машины.

Вывод. На основании представленного исследования можно сделать вывод, что с точки зрения движения на подъем применение индивидуального привода осей может быть оправдано при возможности обеспечения высокой тяги на задних мостах (например, благодаря применению дополнительной понижающей передачи или высокомоментных двигателей).

Для машин с низкой удельной тягой применение индивидуального привода снизит максимальный угол преодолеваемого подъема по сравнению с машинами, оборудованными блокированной трансмиссией, поэтому для применения такого схемного решения на подобных машинах требуется провести подробный комплексный анализ с учетом предполагаемых условий эксплуатации.

Тем не менее индивидуальный привод осей позволяет увеличить свободную силу тяги при движении на подъем по сравнению со схемой полностью дифференциальной трансмиссии и при этом обеспечивает ряд существенных преимуществ, связанных с удобством компоновки и гибкостью системы управления. Также отметим, что полностью дифференциальная трансмиссия требует наличия большого количества карданных валов и, как в том числе показало данное исследование, не может применяться на вездеходных машинах без возможности блокировки. В этом случае блокировочные муфты дополнительно усложняют трансмиссию.

Литература

- [1] Яковлев А.И. Электропривод автомобилей и автопоездов. М., Машиностроение. 1966.
- [2] Погарский Н.А., Степанов А.Д. Универсальные трансмиссии пневмоколесных машин повышенной единичной мощности. М., Машиностроение, 1976.
- [3] Косицын Б.Б., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. и др. Определение характеристик трансмиссий колесных и гусеничных машин с индивидуальным электроприводом ведущих колес. *Труды НАМИ*, 2019, № 3, с. 22–35.
- [4] Яковлев А.И. Конструкция и расчет электромотор-колес. М., Машиностроение. 1970.
- [5] Косицын Б.Б., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. и др. Метод обеспечения подвижности разрабатываемых колесных и гусеничных машин с индивидуальным электроприводом ведущих колес. *Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева*, 2019, № 3, с. 135–144.

- [6] Полунгян А.А., ред. Проектирование полноприводных колесных машин. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
- [7] Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010.
- [8] Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М., Машиностроение, 1990.
- [9] Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. М., Машиностроение, 1986.

Балковский Константин Сергеевич — инженер кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Балковский К.С. Прогнозирование тяговых свойств колесных машин при движении на подъем. *Политехнический молодежный журнал*, 2021, № 03(56). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2021-03-681>

PREDICTION OF TRACTION PROPERTIES OF WHEELED VEHICLES WHEN DRIVING UPHILL

K.S. Balkovsky

konstantin.balkovsky@yandex.ru

SPIN-code: 8284-6807

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

At present, when designing wheeled transport equipment, drive schemes based on the “motor-axle” principle are widely used. The application of this approach to the organization of the machine’s transmission allows one to obtain a number of significant advantages over classical mechanical schemes, for example, the convenience of the layout and flexibility of the control system, and the possibility of recuperating the kinetic energy of the machine motion during braking in the case of using electric drive. However, the use of a motor-axle transmission on wheeled vehicles complicates the implementation of driving modes with a significant uneven distribution of the load between the axles (for example, when overcoming an uphill), which leads to an increase in the weight and size parameters of the machine drive. The article provides a comparative analysis of several drive schemes for wheeled vehicles from the point of view of upward movement. Considered are such circuit solutions as transmission of the “motor-axle” type, as well as differential and locked transmissions. Comparative analysis consists in assessing the free traction force realized on the drive for various transmission schemes. Comparative tests were carried out for two types of surface: paved road and dirt road. An approach to the analysis of the traction properties of wheeled vehicles when moving uphill is proposed, which makes it possible to evaluate the effectiveness of the use of various transmissions types depending on the thrust-to-weight ratio of the vehicle, as well as the expected operating conditions.

Keywords

Transmission, “motor — axle”, differential drive, locked drive, wheeled vehicle, lift angle, free specific tractive force, individual drive, traction properties

Received 04.02.2021

© Bauman Moscow State Technical University, 2021

References

- [1] Yakovlev A.I. Elektroprivod avtomobiley i avtopoezdov [Electric drive of vehicles and road-trains]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966 (in Russ.).
- [2] Pogarskiy N.A., Stepanov A.D. Universal’nye transmissii pnevmokolesnykh mashin povyshennoy edinichnoy moshchnosti [Universal transmission of wheel machines with increased unit capacity]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976 (in Russ.).
- [3] Kositsyn B.B., Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V., et al. Characterization of transmissions of wheeled and tracked vehicles with individual drive wheels. *Trudy NAMI*, 2019, no. 3, pp. 22–35 (in Russ.).
- [4] Yakovlev A.I. Konstruktsiya i raschet elektromotor-koles [Design and calculation of in-wheel electric motors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970 (in Russ.).

- [5] Kositsyn B.B., Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V., et al. The method of ensuring the mobility of wheeled and tracked vehicles with individual electric drive at the development stage. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva* [Transactions of NNSTU n.a. R.E.Alekseev], 2019, no. 3, pp. 135–144 (in Russ.).
- [6] Polungyan A.A., red. Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008 (in Russ.).
- [7] Larin V.V. Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin [Motion theory of four-wheel drive vehicles]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010 (in Russ.).
- [8] Smirnov G.A. Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin [Motion theory of wheel vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990 (in Russ.).
- [9] Platonov V.F., Leishvili G.R. Gusenichnye i kolesnye transportno-tyagovye mashiny [Tracked vehicle and wheel traction vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986 (in Russ.).

Balkovsky K.S. — Engineer, Department of Multi-Purpose Caterpillar Machines and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Balkovsky K.S. Prediction of traction properties of wheeled vehicles when driving uphill. *Politekhnicheskii molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2021, no. 03(56). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2021-03-681.html> (in Russ.).