

УДК 629.365

Г.О. Котиев¹, И.Ф. Гумеров², А.А. Стадухин¹, Б.Б. Косицын¹**ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УЗЛОВ
ИЗНОСОСТОЙКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ
ВЫСОКОПОДВИЖНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН**Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана¹
ОАО «КАМАЗ»²

Определены механические характеристики агрегатов износостойкой тормозной системы, предназначенной для увеличения подвижности колесных машины и снижения нагруженности рабочей тормозной системы. Проведен анализ скоростных режимов движения колесной машины, приближенных к реальной эксплуатации. Результатом анализа режимов движения являются статистические данные о нагруженности износостойкой тормозной системы в целом, которые позволяют получить механические характеристики каждого из ее агрегатов с учетом особенностей функционирования. Предлагаемый метод отличается возможностью определения потребных механических характеристик агрегатов износостойкой тормозной системы: двигателя внутреннего сгорания (функционирующего в тормозном режиме), электромашины и ретардера. Определение параметров электромашины позволит приступить к следующей необходимой задаче – выбору потребной емкости электрического накопителя энергии. Результаты расчета позволяют определить характеристики каждого из агрегатов износостойкой тормозной системы, которые в комбинации обеспечивают заданный уровень замедления машины.

Ключевые слова: колесная машина, механическая характеристика, ретардер, модель движения, износостойкая тормозная система, тормоза-замедлители, замедление.

Введение

С ростом удельных мощностей современных высокоподвижных колесных машин рабочая тормозная система оказывается недостаточной для обеспечения высокого уровня быстроходности, в силу высокой тепловой нагруженности. Наличие длительных замедлений при спусках, а также интенсивное использование колесных тормозов, направленное на увеличение средней скорости движения машины, требует использования дополнительных устройств – тормозов-замедлителей. Такими устройствами являются: моторный тормоз, реализуемый в двигателе внутреннего сгорания, а также трансмиссионные гидро- и электродинамические замедлители (ретардеры). Кроме того, перспективным является использование электромашины, работающей в генераторном режиме для обеспечения возможности запаса энергии торможения в электрический накопитель. Совокупность таких дополнительных устройств называется «износостойкой тормозной системой».

Целью настоящей работы является определение механических характеристик агрегатов износостойкой тормозной системы, предназначенной для увеличения подвижности (средних скоростей движения) колесных машины и снижения нагруженности рабочей тормозной системы. Предлагаемый метод определения потребных механических характеристик узлов износостойкой тормозной системы высокоподвижных колесных машин (ВКМ) основывается на следующем допущении. При выполнении транспортной задачи водитель стремится обеспечить максимальную скорость движения, исходя либо из тяговых / тормозных возможностей машины, либо из условий устойчивости ВКМ при выполнении маневров. Предполагается, что скоростной режим движения в заданных дорожно-грунтовых условиях (ДГУ) скорее определяется не водителем, а ограничениями на скорость движения машины, связанными с тяговыми/тормозными возможностями и устойчивостью ВКМ при выполнении маневров. Таким

образом, среднестатистический скоростной режим движения машины может быть получен с использованием статистически «разыгранных» трасс, представляющих собой протяженные реализации случайных функций внешних возмущения, таких как: кривизна траектории, максимальный коэффициент взаимодействия движителя с дорогой, коэффициент сопротивления качению и угол наклона опорной поверхности [1-6].

Полученный режим движения ВКМ позволяет сформировать требуемую механическую характеристику тормозов-замедлителей, обеспечивающую заданную интенсивность снижения скорости. При этом для увеличения средней скорости движения машины, а также снижения нагруженности рабочей тормозной системы целесообразно, чтобы уровень замедления ВКМ за счет износостойкой тормозной системы соответствовал замедлению, реализуемому при служебном торможении (не более $a^* = 1 \text{ м/с}^2$ [7, 8]).

Результаты квазистационарного моделирования

Требуемую механическую характеристику износостойкой тормозной системы предлагается определять по скоростным режимам ВКМ, полученным с применением квазистационарной модели движения машины и статистически «разыгранных трасс», с учетом ограничений на продольные и боковые ускорения, связанные со сцепными свойствами движителя с опорной поверхностью и кривизной траектории, возможностями силовой установки и физиологическими возможностями человека воспринимать перегрузки (рис. 1 и 2) [9].

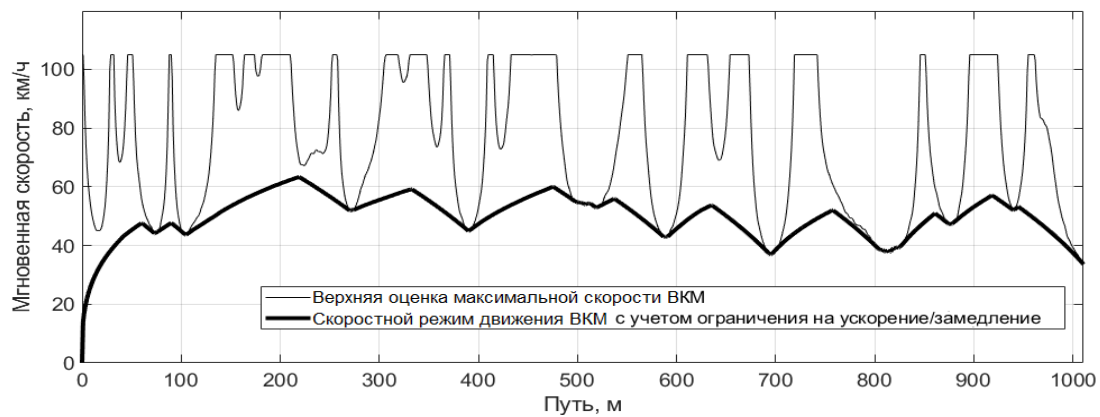


Рис. 1. Скоростной режим движения ВКМ для ограничения по уровню замедления $a^* = 1 \text{ м/с}^2$

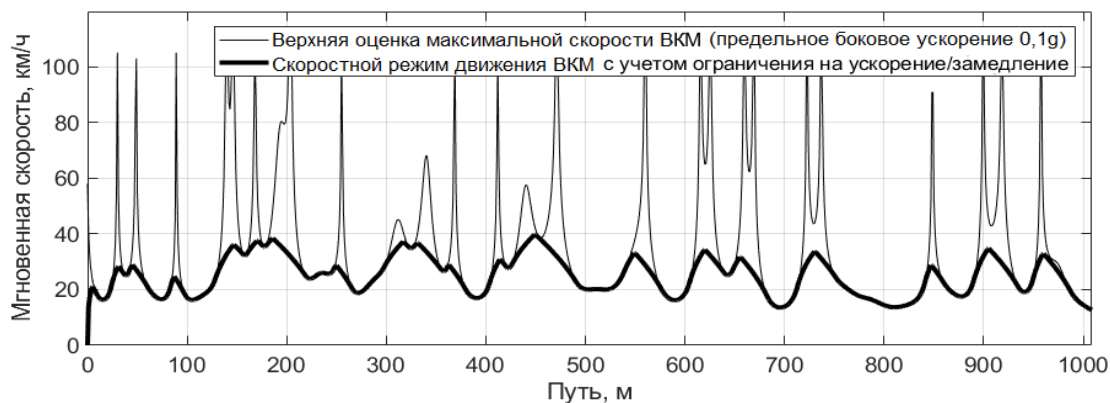


Рис. 2. Скоростной режим движения ВКМ для ограничения по уровню замедления $a^* = 1 \text{ м/с}^2$, с учетом ограничения на боковое ускорения, связанного с физиологическими возможностями человека воспринимать перегрузки (0,1g)

Статистически «разыгранные» трассы, с помощью которых осуществлялось формирование представленных скоростных режимов движения, представляют собой последовательный набор участков. Каждый участок характеризуется своим значением уклона, кривизны, коэффициента сопротивления качению и взаимодействия с грунтом (коэффициента сцепления), которые в пределах участка считаются постоянными.

Таким образом, зависимость величины потребной тяговой/тормозной силы $F_{\text{треб}}$ для поддержания заданного закона движения (на каждом i -том участке трассы) можно получить используя квазистационарную математическую модель движения машины, и параметры ДГУ [10, 11].

$$F_{\text{треб}_i} = \left(m\delta + J_z k_{d_i}^{\text{cp}^2} \right) a_i + mg \left(f_{\text{гр}_i}^{\text{cp}} \cos(\alpha_{\text{п}_i}^{\text{cp}}) + \sin(\alpha_{\text{п}_i}^{\text{cp}}) \right) + k_w F_{\text{лоб}} v_{\text{тяги}_i}^{\text{cp}^2} + J_z k_{d_i}^{\text{cp}} \frac{\Delta k_{d_i}}{\Delta s_i} v_{\text{тяги}_i}^{\text{cp}^2}, \quad (1)$$

где:

m – масса ВКМ;

J_z – момент инерции машины относительно вертикальной оси;

δ – коэффициент учета вращающихся масс;

a_i – ускорение машины при переходе между i -1 и i -ым участком трассы;

$f_{\text{гр}_i}^{\text{cp}}$ – коэффициент сопротивления качению при переходе между i -1 и i -ым участком трассы;

$\alpha_{\text{п}_i}^{\text{cp}}$ – угол наклона опорной поверхности при переходе между i -1 и i -ым участком трассы;

$k_{d_i}^{\text{cp}}$ – кривизна траектории при переходе между i -1 и i -ым участком трассы;

Δk_{d_i} – изменение кривизны между i -1 и i -ой путевой координатой трассы;

$v_{\text{тяги}_i}^{\text{cp}}$ – верхняя оценка максимальной скорости ВКМ при переходе между i -1 и i -ым участком трассы с учетом ограничения на продольное ускорение;

g – ускорение свободного падения;

k_w – коэффициент аэродинамической силы;

$F_{\text{лоб}}$ – площадь лобовой проекции машины;

c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления;

ρ_w – плотность воздуха;

При этом величина a_i может быть найдена по формуле (2):

$$a_i = \frac{(v_i^2 - v_{i-1}^2)}{2\Delta s_i}. \quad (2)$$

Для удобства анализа тяговую/тормозную силу $F_{\text{треб}}$ и скорость v_i машины целесообразно привести к потребному моменту $M_{\text{треб}}^{\text{кп}}$ и угловой скорости $\omega_{\text{треб}}^{\text{кп}}$ выходного вала коробки передач (КП) (с учетом принятых в динамической модели допущений [11]):

$$M_{\text{треб}_i}^{\text{кп}} = F_{\text{треб}_i} r_{k0} / u_{\text{гп}}, \quad \omega_{\text{треб}_i}^{\text{кп}} = v_i u_{\text{гп}} / r_{k0},$$

где $u_{\text{гп}}$ – передаточное число трансмиссии от выходного вала КП до ведущих колес.

Получение характеристик агрегатов износостойкой системы торможения

Распределение режимов работы тормозной системы ВКМ (в качестве примера удельная мощность выбрана на уровне 15 кВт/т) при движении по дороге с твердым покрытием и равнинным типом рельефа представлено на рис. 3 (представлены только режимы работы при торможении, здесь и далее характеристики работы износостойкой тормозной системы приведены к выходному валу коробки передач):

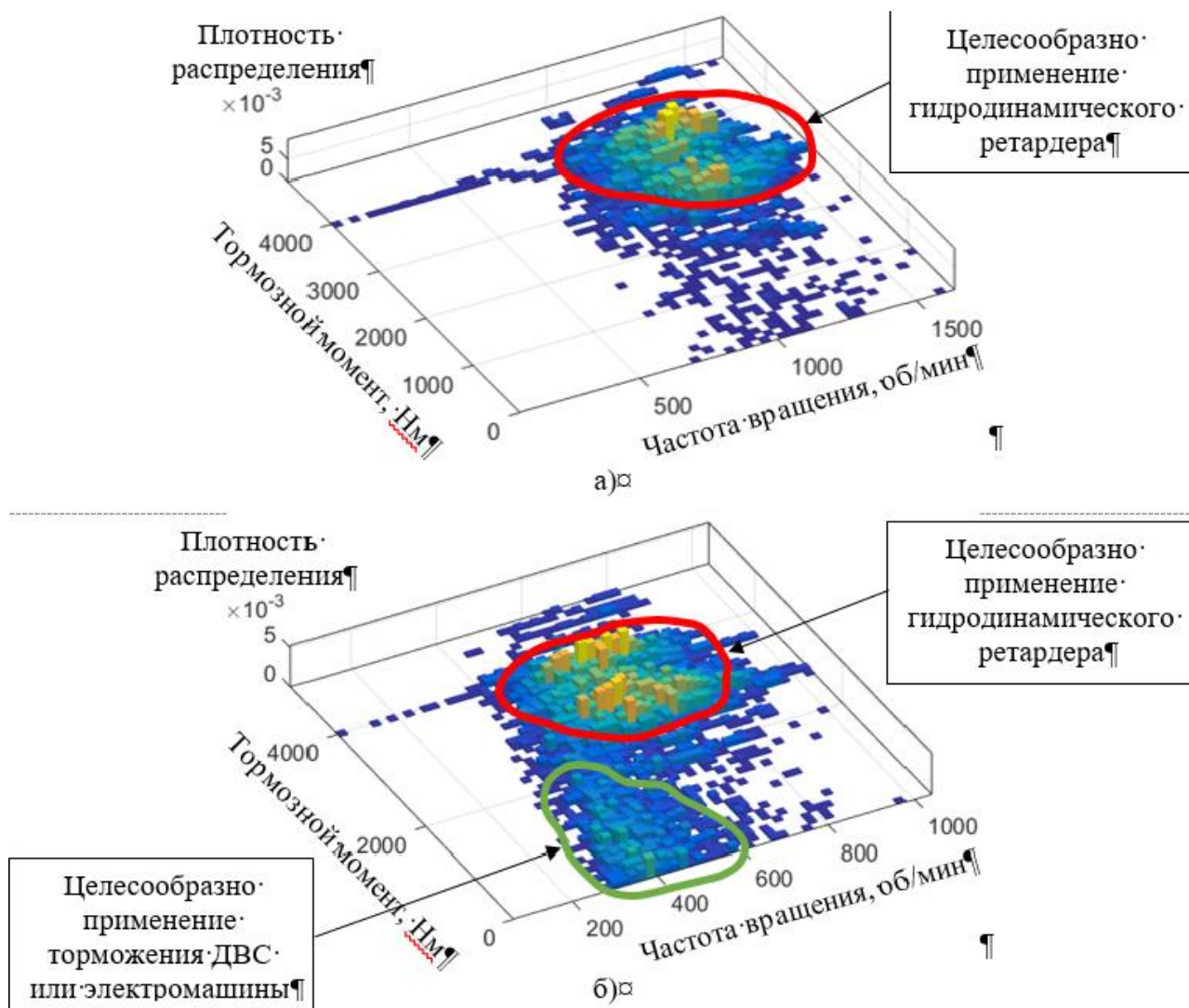


Рис. 3. Распределение режимов работы тормозной системы ВКМ при движении по равнинной трассе:

- а) без учета ограничения на боковое ускорение;
 б) с учетом ограничения на боковое ускорение ($a_y = 0,1g$) (приведены к выходному валу КП)

По представленным гистограммам видно, что присутствуют две области режимов работы тормозной системы, реализацию которых целесообразно обеспечить различными типами тормозов-замедлителей:

- область с высокими значениями крутящих моментов и частот вращения выходного вала КП (целесообразно применять гидродинамический ретардер);
- область с низкой частотой вращения и крутящим моментом выходного вала КП (целесообразно применять торможение за счет ДВС или электромашину, работающую в генераторном режиме [12], для повышения энергоэффективности ВКМ).

Проводя аналогичные исследования для движения по дороге с твердым опорным покрытием и холмистым типом рельефа, получены следующие результаты (рис. 4).

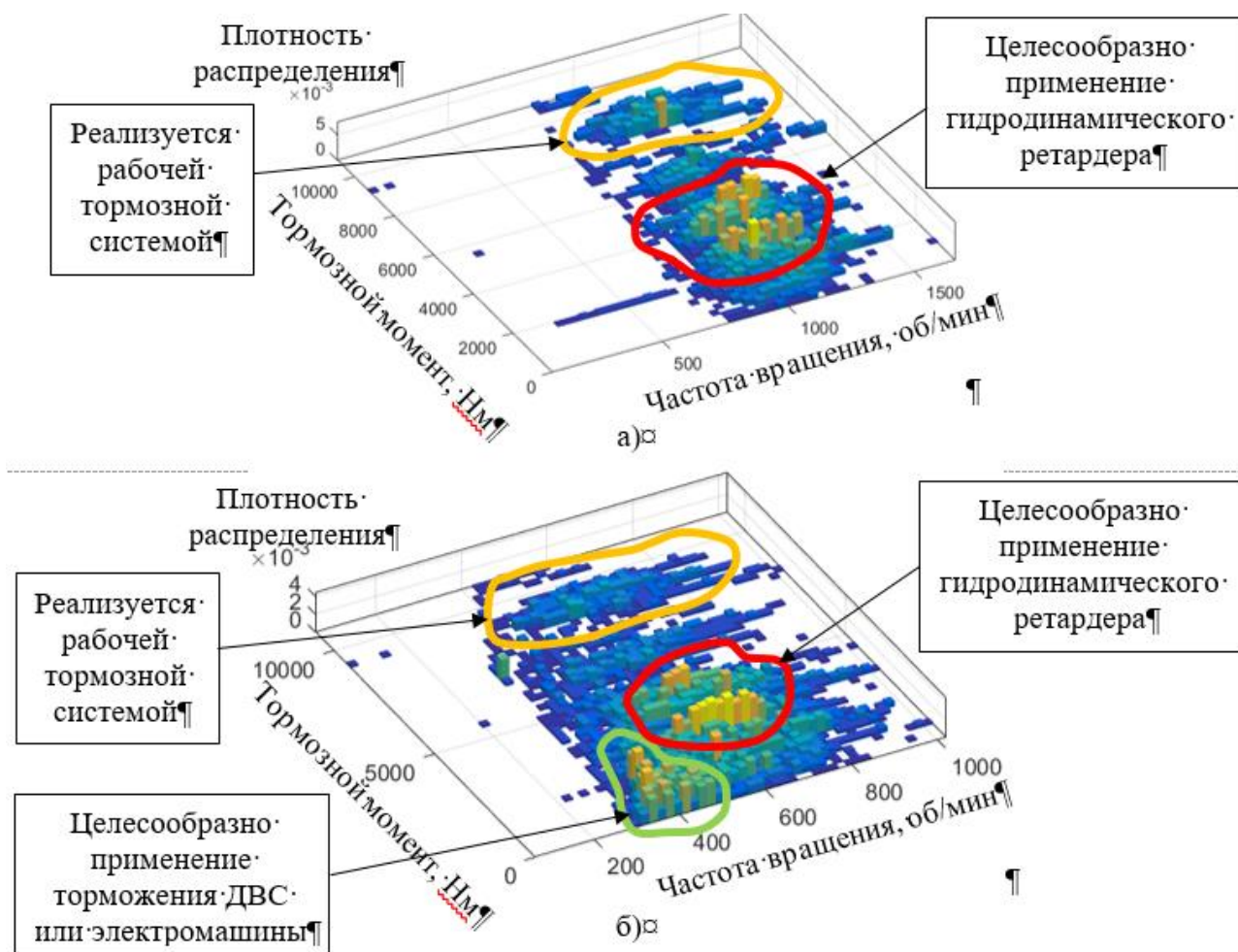


Рис. 4. Распределение режимов работы тормозной системы ВКМ при движении по холмистой трассе:

а) без учета ограничения на боковое ускорение;

б) с учетом ограничения на боковое ускорение ($a_y = 0,1g$) (приведены к выходному валу КП)

По полученным данным (рис. 3 и 4) видно, что в случае холмистого типа рельефа появились зоны с существенно большим тормозным моментом, который необходимо реализовывать за счет рабочей тормозной системы [13-15], так как ретардер, рассчитанный на такой режим работы, слишком громоздкий для применения на ВКМ. При этом зоны работы тормозов-замедлителей сохранили свое «положение» на гистограмме.

Таким образом, дальнейший синтез механических характеристик тормозов-замедлителей целесообразно проводить при помощи данных, полученных для случая равнинного типа рельефа.

С этой целью построены функции распределения потребной мощности тормозной системы $N_{\text{треб}} = M_{\text{треб}}^{\text{КП}} \omega_{\text{треб}}^{\text{КП}}$, а также крутящего момента на выходном валу КП, для рассматриваемых скоростных режимов движения: с учетом (рис. 2) и без учета (рис. 1) ограничения на боковое ускорение, исходя из физиологических возможностей человека (рис. 5 и 6).

По полученным данным можно заключить, что с вероятностью 95 % мощность, реализуемая тормозами-замедлителями, не превысит значения $N_{95\%}$, а момент на выходном валу КП – $M_{95\%}$. Указанные параметры применяются в качестве описания «внешней» характеристики износостойкой тормозной системы в целом.

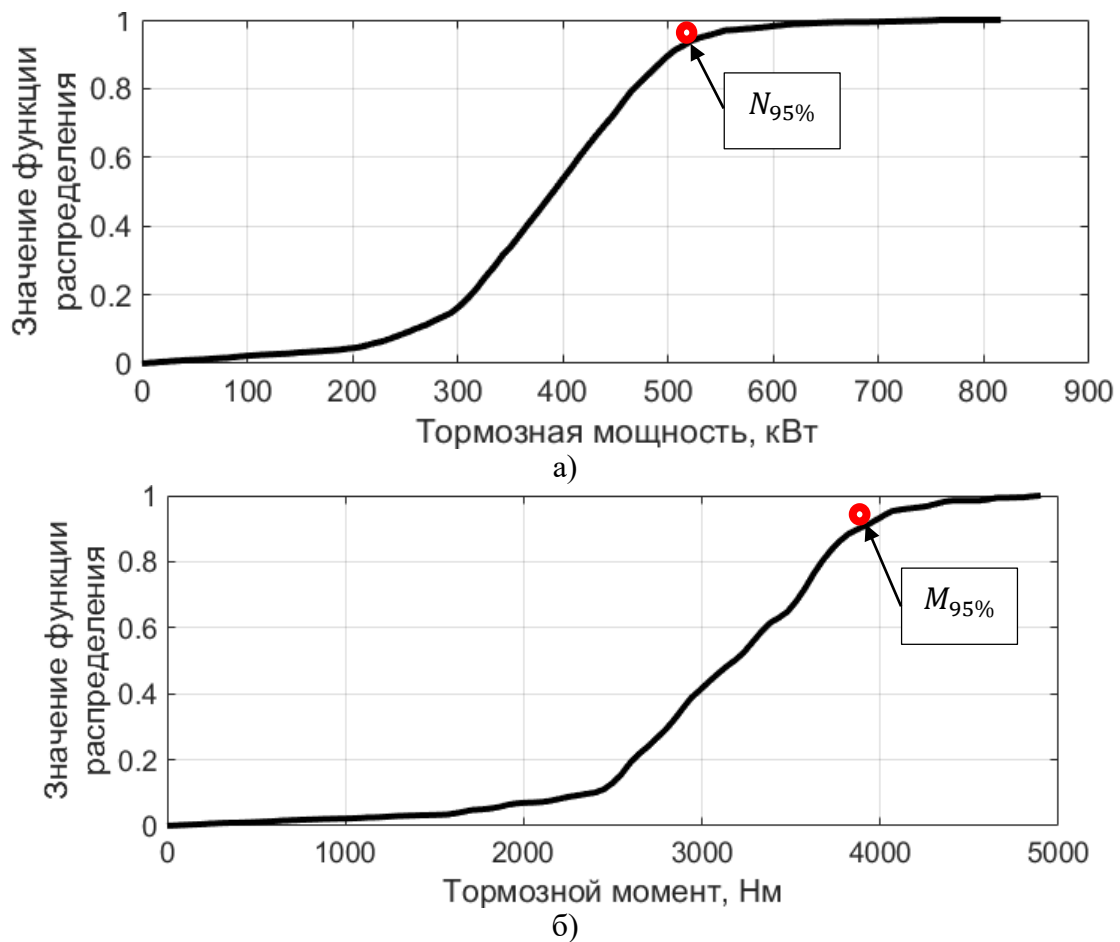


Рис. 5. Функции распределения параметров работы тормозной системы ВКМ без учета ограничения на боковое ускорение:

- а) мощности;
 б) тормозного момента (приведены к выходному валу КП)

Для выбора потребной мощности электромашин $N_{ЭМ}^{max}$, используемой в качестве тормоза-замедлителя, необходимо рассмотреть плотность и функцию распределения тормозной мощности для режима движения с учетом ограничения на боковое ускорение (2). Так как согласно рис. 3 именно в этом случае предполагается наиболее активное применение электромашин (рис. 6).

Функция плотности распределения имеет два явно выраженных максимума, первый из которых целесообразно «реализовать» электрической машиной, что позволит повысить энергоэффективность ВКМ, за счет запаса энергии торможения в накопителе электроэнергии с последующей ее реализацией при разгоне.

Кроме того, согласно рис. 6 (в) момент на выходном валу КП, который с вероятностью 95 % не будет превышен, соответствует той же величине $M_{95\%}$, что и в случае отсутствия ограничения на боковое ускорения (рис. 5 б). Представленный результат позволяет сделать вывод, что независимо от скоростного режима движения, для обеспечения заданного уровня замедления 1 м/с^2 тормозной момент, который необходимо обеспечить износостойкой системой замедления, составляет $M_{95\%}$ во всем диапазоне частот вращения выходного вала КП.

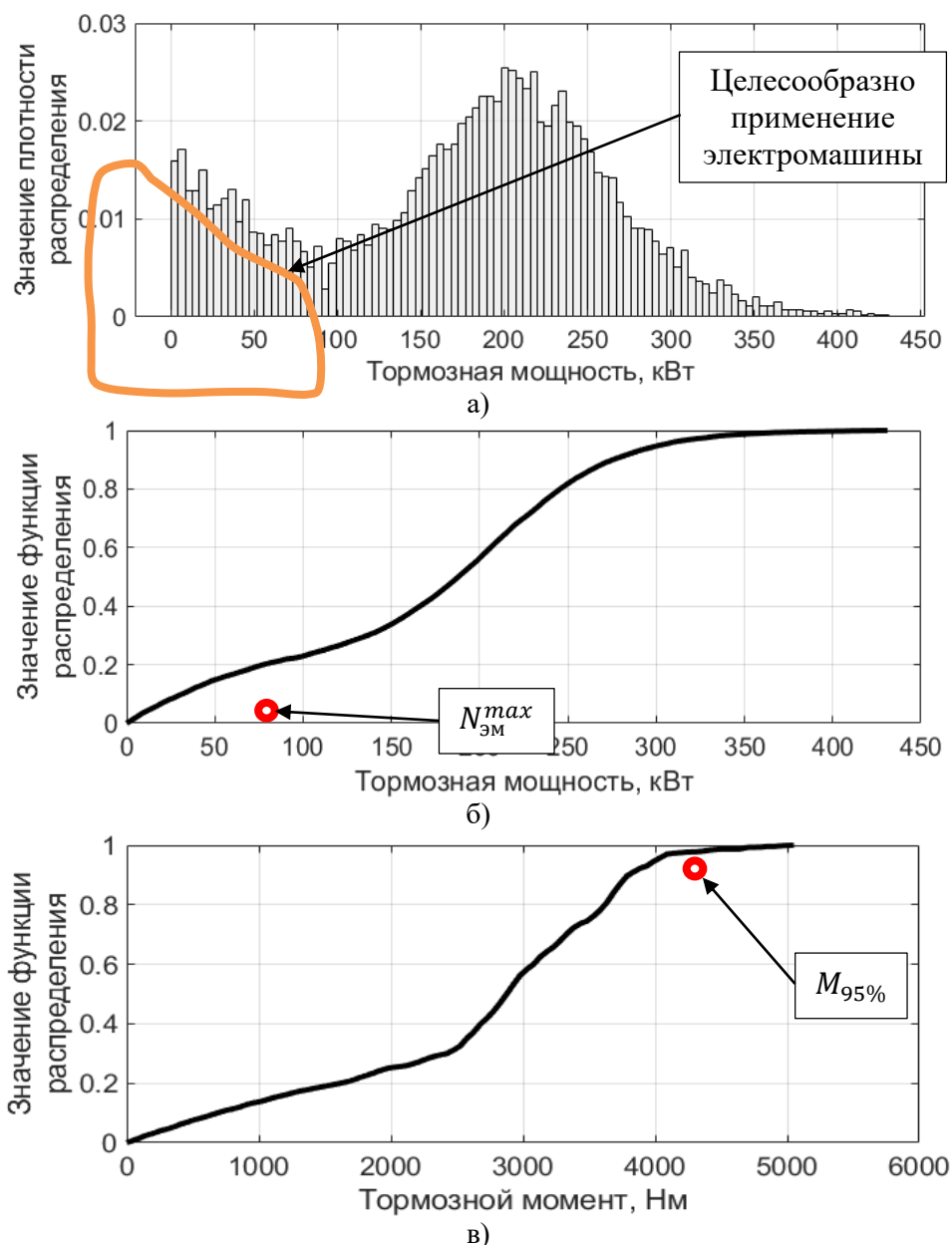


Рис. 6. Плотность (а) и функция распределения (б) реализованной мощности и функция распределения момента (в) тормозной системы ВКМ с учетом ограничения на боковое ускорение ($a_y = 0,1g$) (приведены к выходному валу КП)

На основании найденных потребных параметров износостойкой тормозной системы ($N_{95\%}, M_{95\%}$) и мощности электромашин $N_{ЭМ}^{max}$ можно выделить необходимые механические характеристики каждого узла системы.

В связи с тем, что двигатель выбирается исходя из требуемых характеристик машины в тяговом режиме (по результатам тягового расчета), для случая торможения его механическую характеристику можно считать заданной и определить конструктивными параметрами: рабочим объемом, диаметрами впускных/выпускных клапанов и т.д. В рамках проекторочного расчета целесообразно считать совместную характеристику двигателя внутреннего сгорания и коробки передач в тормозном режиме кривой постоянной мощности. Так, в качестве примера, примем, что мощность двигателя в тормозном режиме, приведенная к выходному валу КП, составляет 40 % от тяговой $N_{двс}^{maxT} = 6$ кВт/т, что соответствует применению «горного тормоза» [16] (удельная тяговая мощность 15 кВт/т).

При использовании в приводе ВКМ электромашины ее рационально расположить в схеме трансмиссии до коробки передач (по направлению потока мощности). Данное решение позволит расширить диапазон применения электромашин и обеспечить возможность движения на малой скорости с дополнительной электротягой. В связи с этим, схему трансмиссии рассматриваемой машины представим в виде (рис. 7). При этом совместную механическую характеристику электромашин и коробки передач допускается представить кривой постоянной мощности, соответствующей значению $N_{ЭМ}^{max}$.

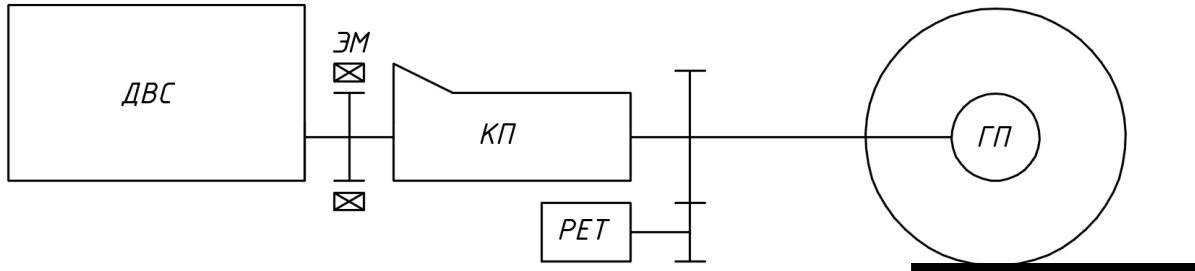


Рис. 7. Схема трансмиссии, рассматриваемой ВКМ:

ДВС – двигатель внутреннего сгорания; ЭМ – электромашин; КП – коробка передач;
РЕТ – ретардер (гидродинамический); ГП – главная передача

Таким образом, потребная механическая характеристика $M_{рет}(\omega^{кп})$ гидродинамического ретардера, приведенная к выходному валу КП, определяется разностью (характеристики всех узлов приведены к выходному валу КП, рис. 8) (4):

$$M_{рет}(\omega^{кп}) = M_{95\%} - M_{двс}(\omega^{кп}) - M_{эм}(\omega^{кп}), \quad (4)$$

где

$M_{двс}(\omega^{кп})$ – зависимость тормозного момента ДВС (приведенного к выходному валу КП) от угловой скорости вращения выходного вала КП;

$M_{эм}(\omega^{кп})$ – зависимость тормозного момента электромашин (приведенного к выходному валу КП) от угловой скорости вращения выходного вала КП.

Следующим этапом является получение внешней механической характеристики гидротормоза на основании потребной $M_{рет}(\omega)$. Механическая характеристика лопастного гидрозамедлителя при полном наполнении представляет из себя параболу, проходящую через точку $M_{рет}(0) = 0$ [17]. В связи с этим проточную часть гидродинамического ретардера необходимо проектировать таким образом, чтобы указанная парабола имела точку касания с потребной механической характеристикой гидрозамедлителя (рис. 9).

Область режимов работы, находящаяся под характеристикой гидротормоза при полном наполнении, обеспечивается за счет регулирования количества рабочей жидкости в лопастной части ретардера, то есть ограничение механической характеристики «справа» обусловлено не конструктивными решениями, а является результатом работы системы управления.

Так, в случае длительного режима работы гидротормоза, ограничением служит мощность теплоотдачи радиатора системы охлаждения. В случае несоблюдения этого условия, произойдет перегрев охлаждающей жидкости и, соответственно, двигателя. При этом для обеспечения максимальной эффективности использования гидродинамического ретардера необходимо мощность теплоотдачи радиатора обеспечить не менее (5):

$$N_{рад} = N_{95\%} - N_{двс}^{max} - N_{эм}^{max} \quad (4)$$

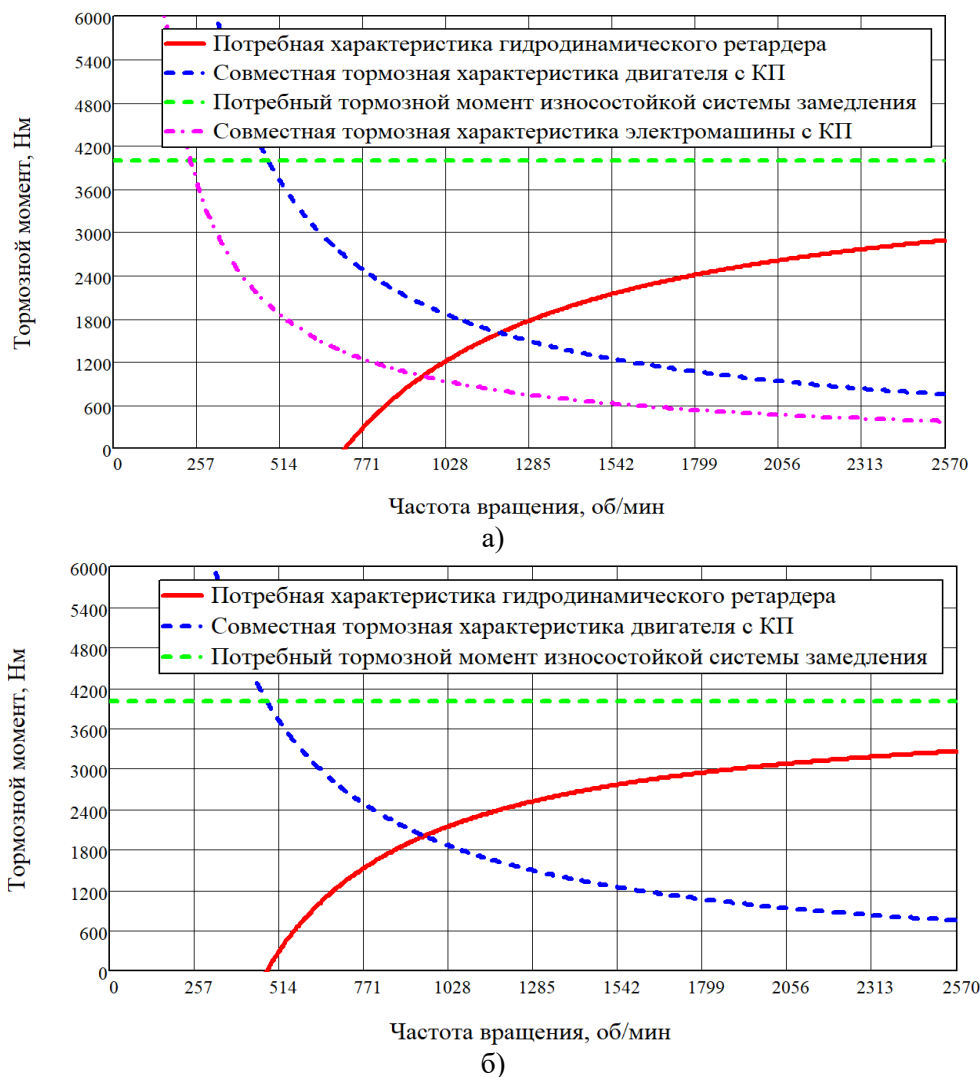


Рис. 8. Потребная механическая характеристика гидродинамического ретардера:

- а) в случае применение электромашин в трансмиссии;
- б) при отсутствии электромашин в трансмиссии

Поскольку в общем случае система охлаждения двигателя ВКМ характеризуется существенной тепловой инерционностью, при торможении возможно использовать значительно большую тормозную мощность гидродинамического ретардера (чем $N_{рад}$), но в течении непродолжительного промежутка времени. В этом случае ограничением механической характеристики гидротормоза «справа» служит предельная величина мощности $N_{рет}^{max}$, при которой не произойдет вскипания охлаждающей жидкости (ОЖ) при прохождении через ретардер (5). Вскипание ОЖ недопустимо, так как в этом случае существенно снижается плотность жидкости и, соответственно, реализуемый тормозной момент.

$$N_{рет}^{max} = c_{ж}\rho_{ж}Q_{ж}\Delta t, \tag{5}$$

$c_{ж}$ – теплоемкость рабочей жидкости при критической температуре;

$\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости при максимальной допустимой температуре;

$Q_{ж}$ – максимальный расход рабочей жидкости в системе охлаждения;

Δt – предельно допустимая разница температур ($\Delta t \approx 110\text{ C}^{\circ} - 90\text{ C}^{\circ} = 20\text{ C}^{\circ}$).

Таким образом, для функционального ограничения мощности гидродинамического ретардера целесообразно принять величину $N_{рет}^{max}$. При этом необходимо обеспечить возможность снижения нагрузки на гидротормоз в случае приближении температуры охлаждающей жидкости к критической ($\sim 110\text{ C}^{\circ}$). В связи с этим, внешнюю механическую характеристику гидротормоза можно получить в виде (рис. 9).

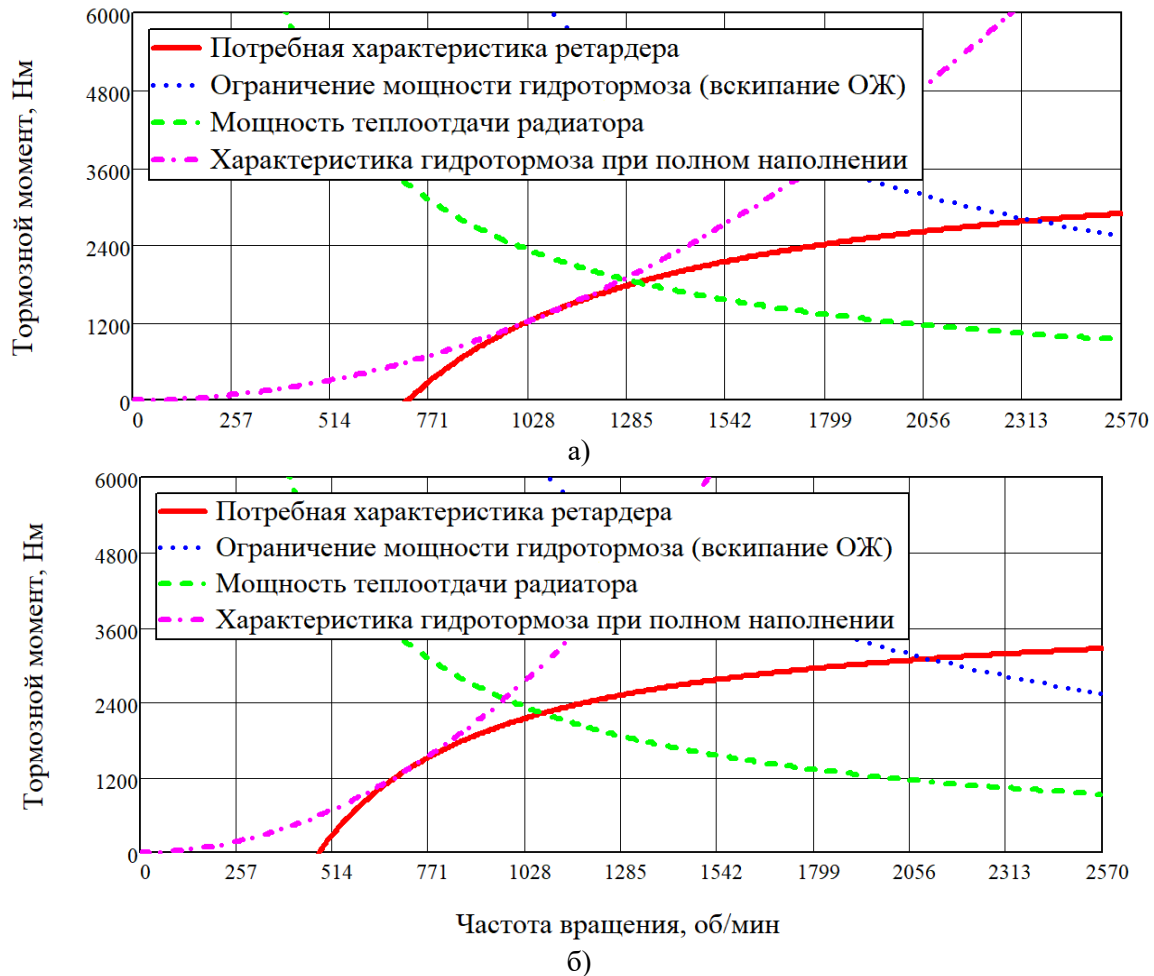


Рис. 9. Внешняя механическая характеристика гидродинамического ретардера:
 а) в случае применения электромашин в трансмиссии;
 б) в случае отсутствия электромашин в трансмиссии

Предлагаемый метод позволяет определить требуемые механические характеристики агрегатов износостойкой тормозной системы ВКМ: двигателя внутреннего сгорания (функционирующего в тормозном режиме), электромашин и ретардера, которые в комбинации обеспечивают заданный уровень замедления машины.

Библиографический список

1. **Котиев, Г.О.** Комплексное подрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин / Г.О., Котиев, Е.Б. Сарач. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 184 с.
2. **Шалыгин, А.С.** Прикладные методы статистического моделирования / А.С. Шалыгин, Ю.И. Палагин. – Л.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
3. **Расщепляев, Ю.С.** Синтез моделей случайных процессов для исследования автоматических систем управления / Ю.С. Расщепляев, В.Н. Фандиенко. – М.: Энергия. 1981. – 145 с.
4. **Чернецкий, В.И.** Анализ точности систем управления / В.И. Чернецкий. – М., 1968. – 247 с.
5. Methods for road microprofile statistical data transformation / Evgeniy Sarach, George Kotiev and Sergey Beketov // MATEC Web of Conferences – 2018. V 224. article № 04009.
6. Estimating operation modes for the individual wheel electric drive of the all-wheel drive vehicle with the use of the driving simulator / Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 534 (2019) 012004.
7. **Тарасик, В.П.** Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик. – СПб: БВХ-Петербург, 2006. – 478 с.
8. **Кравец, В.Н.** Теория движения автомобиля / В.Н. Кравец. – Н. Новгород, 2014. – 696 с.

9. **Ротенберг, Р.В.** Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение. 1972. – 392 с.
10. **Савочкин, В.А.** Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / В.А. Савочкин, А.А. Дмитриев. – М.: Машиностроение. 1993. – 320 с.
11. **Косицын, Б.Б.** Метод определения энергоэффективного закона движения электробуса по городскому маршруту: дисс. ...канд. техн. наук: 05.05.03. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 165 с.
12. Torque Control of Switched Reluctance Drive in Generating Mode / Alexander Krasovsky, Elena Gorbunova, Mikhail Bychkov, Artem Fedorenko // 25th International Workshop on Electric Drives: Optimization in Control of Electric Drives (IWED), Moscow, Russia. Jan 31 – Feb 02, 2018.
13. Study of Friction and Wear Characteristics of the Friction Pair of Centrifugal Brake Rollers / A.L. Nosko, E.V. Safronov, V.A. Soloviev // Journal of Friction and Wear, 2018, Vol. 39, No. 2, pp. 145-151.
14. Generalized dynamic model of 'dry' friction units / Gekker, F.R. // Trenie i Iznos, Volume 19, Issue 2, March 1998, PP. 165-170.
15. Improvement of quality and tribological performance of transmission parts by electrochemical polishing / E.G. Yudin, V.A. Vartanyan, E.I. Vasilieva // Journal of Friction and Wear. V. 19(2). 1998, P. 81-86.
16. Heinz Heisler, Advanced Vehicle Technology. London: Butterworth-Heinemann. 2002, 656 p.
17. **Гапоян, Д.Т.** Автомобильные электродинамические тормоза замедлители / Д.Т. Гапоян, П. Илиев, 1972. – 95 с.

*Дата поступления
в редакцию: 14.10.2019*

G.O. Kotiev¹, I.F. Gumerov², A.A. Stadukhin¹, B.B. Kositsyn¹

DECELERATION SELECTION FOR HIGH-MOBILITY WHEELED VEHICLES WITH AUXILIARY BRAKE SYSTEMS

Bauman Moscow State Technical University¹
PAO Kamaz²

Introduction: When considering the driving modes of highly mobile-wheeled vehicles, it becomes obvious that the driver seeks to ensure a high speed of maneuvers. In this regard, the load on both the power plant and the brake system increases. With intensive changes in driving modes, the service brake system must dissipate a large amount of energy, which can lead to overheating of the actuators with a corresponding change (decrease) in the frictional properties of the friction pairs or increased wear, until the system fails.

Subject of research: The article deals with the method of determining the required level of deceleration of highly mobile-wheeled vehicles using a wear-resistant brake system, which allows increasing the average speed, significantly reduce the load on the service brake system and increase the life of friction elements.

Methodology and methods: the essence of the method is to form a high-speed mode of movement, close to the real operation of high-mobility wheeled vehicles, using statistical data on the routes. Thus, to describe the road-ground conditions when driving on the highway, the implementations of known random functions of external disturbances (curvature of the trajectory, coefficients of resistance to movement and interaction with the support surface) are used. In the formation of the flow regime are taken into account speed limits associated with stability, capacity, power plant, physiological characteristics of a person, as well as ongoing limit level of deceleration. Varying the limiting deceleration of the machine, the dependence of the average speed of the deceleration is determined. Because of the obtained data, such a required intensity of the machine speed reduction is determined, which is advisable to implement only at the expense of a wear-resistant brake system.

Results and scientific novelty: A method for determining the characteristics of wear-resistant braking system, characterized by the use of statistical data on road and ground conditions.

Practical significance: This method makes it possible to determine the characteristics of wear-resistant brake system units, ensuring the achievement of a given level of mobility of the machine.

Key words: wheeled vehicle, driving cycle, vehicle motion model, auxiliary brake system, retarders, deceleration.