

Имитационное моделирование динамики прямолинейного движения колесной машины на стенде "Беговые барабаны"

04, апрель 2014

DOI: 10.7463/0414.0707918

профессор, д.т.н. Котиев Г. О., профессор, д.т.н. Горелов В. А., Захаров А. Ю.

Россия, МГТУ им. Баумана

kotievgo@yandex.ru

gvas@mail.ru

zakharov-al@mail.ru

В настоящее время накоплен большой опыт по испытаниям автомобильной техники, разработаны методы оценки эксплуатационных свойств автомобиля в целом, а также отдельных систем, узлов и агрегатов. Тем не менее, актуальным является проведение натурных испытаний для проверки работоспособности конструкции, соответствия требованиям, заявленным в техническом задании на проектирование, а также для решения других сопутствующих задач.

Ценность дорожных испытаний заключается в исследовании реальных условий взаимодействия полноразмерного автомобиля с внешней средой. Вместе с тем, дорожные испытания сопряжены с проблемами корректного сбора данных, с затратами на организацию и обслуживание полигонов (трасс) для проведения испытаний, с необходимостью организации работы коллектива испытателей и многим другим [1].

Известны аналоги испытаний автомобилей в дорожных условиях. Например, эксперименты в условиях стенда с беговыми барабанами имеют основную положительную особенность, заключающуюся в возможности управления сочетанием тяговых и тормозных нагрузок, скоростных режимов и условий внешнего воздействия, причем установившийся режим может быть организован длительное время с целью проведения всех необходимых измерений, т.к. в отличие от дорожных условий, обеспечение постоянства условий эксперимента не ограничено по времени. Еще одной немаловажной положительной особенностью стендовых испытаний является независимость от сезонно-климатических условий.

Для существующих и разрабатываемых образцов автомобильной техники с электромеханическими трансмиссиями, а также другими типами трансмиссий, позволяющими организовывать индивидуальное управление каждым двигателем транспортного средства

[2,3], представляется актуальной задача по разработке методов испытаний на стендах с беговыми барабанами с целью совершенствования систем распределения мощности по колесам. При современном уровне развития вычислительной техники определенный круг задач, связанный с оценкой работоспособности и эффективности предлагаемых теоретических разработок, целесообразно решать с помощью имитационного математического моделирования рабочих процессов на ЭВМ.

Математическая модель динамики колесной машины на стенде с беговыми барабанами может быть полезна прежде всего при проектировании самого стенда, например, для оценки нагруженности системы приводов беговых барабанов, выбора параметров тяговых электрических машин на стадии проектирования стенда и т.п. Автомобиль в условиях стенда исследуется для экспериментальной проверки ряда эксплуатационных свойств или выполнения требований технического задания. В том случае, если исследователь предполагает провести такое исследование на этапе проектирования, то скорее следует обратиться к традиционным подходам математического моделирования движения транспортных средств во внешней среде.

Основной недостаток стендовых испытаний полноразмерных автомобилей – несоответствие условий качения автомобильных шин по барабану реальным дорожным покрытиям, которые практически невозможно имитировать на поверхности барабанов. В [1] отмечается, что при решении проблемы стендовой имитации движения по реальной дорожной поверхности, стендовые испытания превратятся в самый предпочтительный по эффективности метод исследования транспортных средств. Таким образом, задача воспроизведения на стенде движения автомобиля в реальных дорожных условиях имеет важное научное и практическое значение. Предлагается следующий подход для ее решения. (рис. 1 а).

При натурных испытаниях колесной машины с помощью установленных измерительных систем регистрируются показатели, характеризующие движение в данных эксплуатационных условиях, которые будем считать входными параметрами для системы управления приводом стенда «Беговые барабаны». Управление приводными двигателями стенда должно быть организовано так, чтобы значения силовых и кинематических параметров, зафиксированные при дорожных испытаниях, в точности воспроизводились на стенде.

С целью проверки работоспособности данного принципа предлагается на начальном этапе исследований от схемы, представленной на рис. 1 а), перейти к схеме (рис. 1 б), т.е. заменить реальные объекты колесной техники на дороге и в условиях стенда их математическими моделями.

Задача имитационного математического моделирования на предварительном этапе проведения расчетов решалась для одиночных движителей (как в условиях стенда, так и на дорожной поверхности).

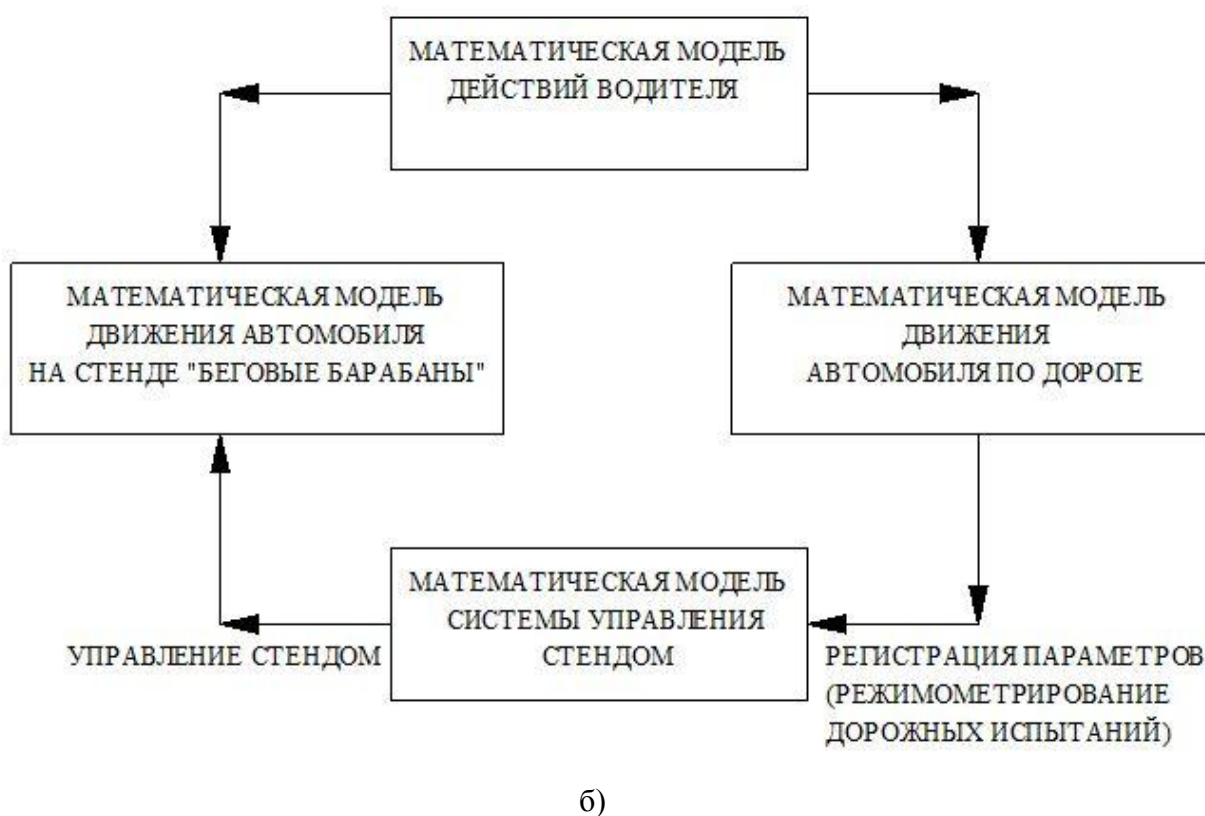
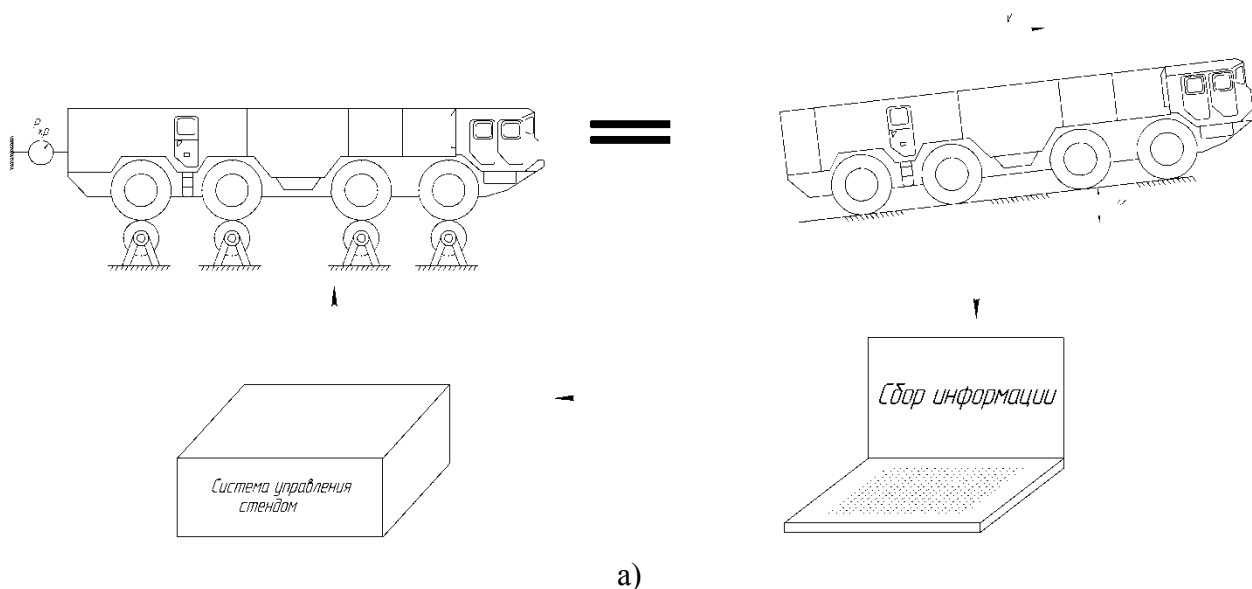


Рис. 1. Принцип управления приводом стенда «Беговые барабаны»

Расчетная схема математической модели динамики одиночного колеса на беговом барабане представлена на рис. 2.

В качестве допущений представим удерживающее устройство, препятствующее съезду колеса с поверхности барабана, в виде упруго-демпфирующей связи. Пренебрегаем смещением вертикальной оси колеса относительно вертикальной оси барабана, заменяя его действием момента сопротивления.

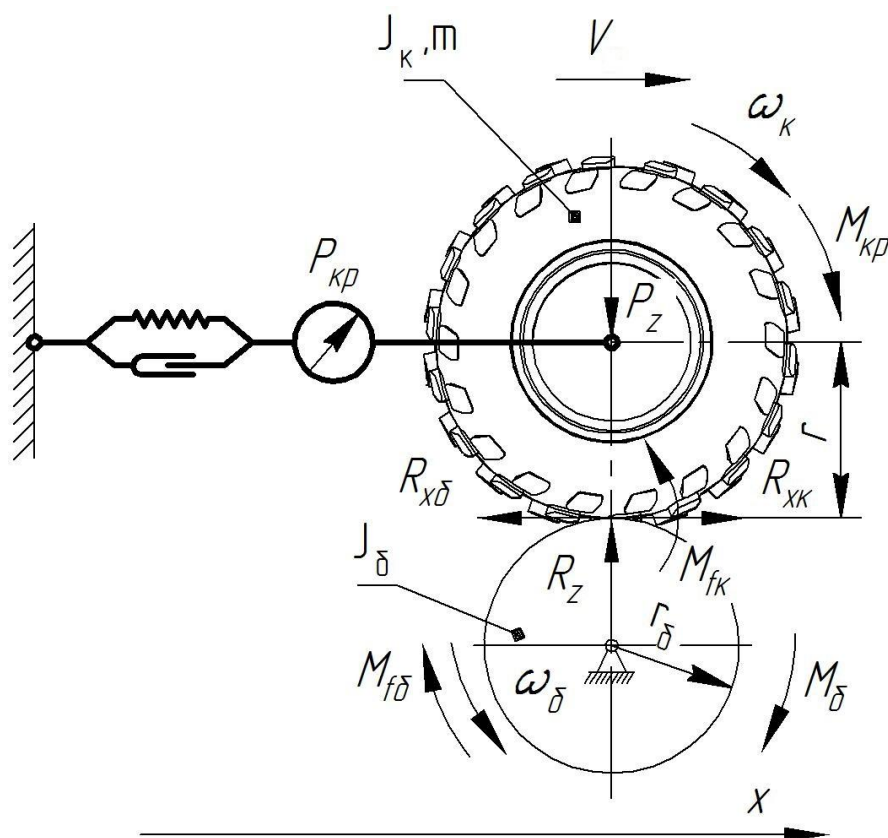


Рис. 2. Расчетная схема динамики одиночного колеса на беговом барабане

На рис. 2: $P_z = m \cdot g = R_z$, где P_z – вертикальная нагрузка, приходящаяся на колесо; m – часть массы транспортного средства, приходящаяся на одно колесо; R_z – нормальная реакция в пятне контакта колеса с поверхностью барабана.

Уравнения, описывающие динамику системы «колесо - беговой барабан», могут быть представлены в следующем виде:

$$\begin{cases} m \cdot \dot{V} = R_{xk} - P_{kp}; \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_{kp} - M_{fk} - R_{xk} \cdot r; \\ J_o \cdot \dot{\omega}_o = R_{xo} \cdot r_o - M_{fo} - M_o, \end{cases} \quad (1)$$

где $\dot{V}$ – продольное ускорение центра масс колеса на барабане (имеет значения, близкие к нулю); R_{xk} – продольная реакция колеса при взаимодействии с поверхностью барабана; R_{xo} – продольная реакция на поверхности барабана при взаимодействии с колесом; P_{kp} – сила на крюке; $\dot{\omega}_k$ – угловое ускорение колеса; $\dot{\omega}_o$ – угловое ускорение барабана; J_k , J_o – приведенные моменты инерции колеса и барабана, соответственно; M_{kp} – крутящий (приводной) момент на колесе; M_{fk} – момент сопротивления вращению колеса на барабане; M_{fo} – момент сопротивления, передаваемый на барабан от колеса; M_o – тормозной (приводной) момент, реализуемый системой привода барабана; r , r_o – расстояния от точки контакта до оси колеса и барабана, соответственно.

Известны различные конструкции стендов с беговыми барабанами. В относительно простых по исполнению вариантах на барабане реализуется лишь дополнительное сопротивление вращению колеса за счет приложения тормозного момента. В современных конструктивных исполнениях стендов, как правило, беговой барабан связан с электрическим приводом, за счет которого может быть реализовано как дополнительное сопротивление (тормозной момент), так и добавочный крутящий момент (приводной).

Будем полагать, что момент на барабане M_{σ} , создаваемый приводным электрическим двигателем стенда, может принимать как отрицательные значения (тормозной момент), так и положительные (крутящий момент).

Рассмотрим определение величин, входящих в систему уравнений (1).

Продольная реакция колеса при взаимодействии с поверхностью барабана зависит от величины нормальной реакции и коэффициента взаимодействия:

$$R_{x\kappa} = R_{x\sigma} = \varphi_x \cdot R_z, \quad (2)$$

где φ_x — коэффициент взаимодействия колеса с барабаном.

В реальных условиях движения коэффициент взаимодействия колеса с опорным основанием и, как частный случай с барабаном, зависит от многих факторов.

Функция $\varphi_x(S)$ в области определения может принимать вид как кривой с ярко выраженным максимумом, так и кривой с насыщением (рис. 3) [4,5].

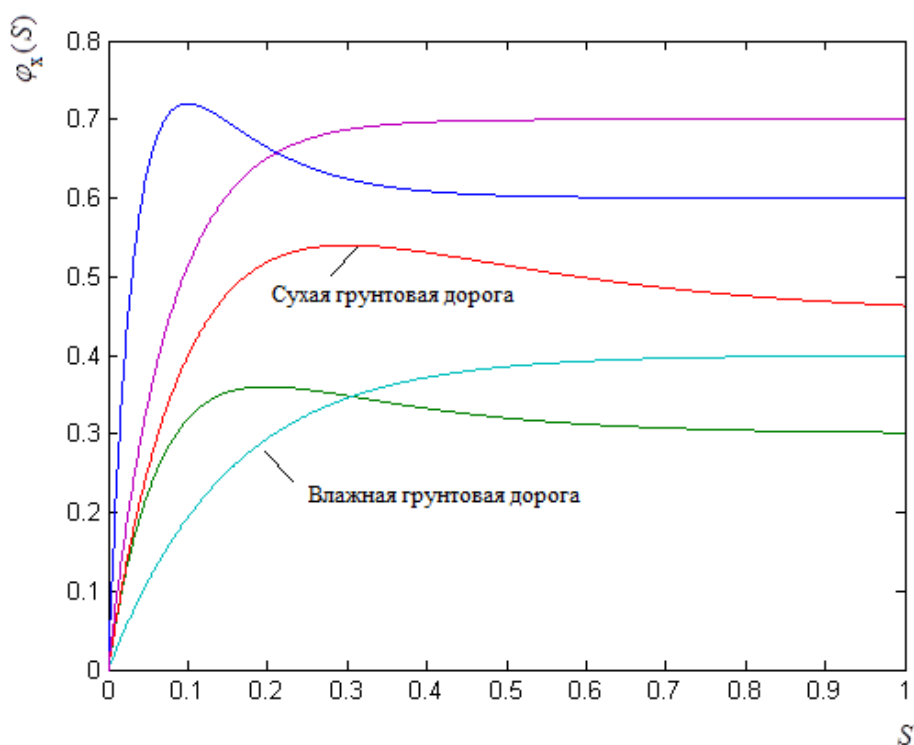


Рис. 3. Примеры функции $\varphi_x(S)$

В идеальном случае данная зависимость должна определяться экспериментально для каждой конкретной пары взаимодействия «колесо – опорное основание», однако в силу объективных причин зачастую аппроксимируется формулами различного содержания.

В [4] доказано, что для связных грунтов зависимость коэффициента взаимодействия от коэффициента буксования может быть определена следующим выражением:

$$\varphi_x = \varphi_{x\max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S}{S_0}}\right) \cdot \left(1 + e^{-\frac{S}{S_1}}\right), \quad (3)$$

где $\varphi_{x\max}$ – коэффициент взаимодействия в продольном направлении при полном буксовании; S – коэффициент скольжения; S_0 и S_1 – константы, определяющие вид кривой $\varphi(S)$.

Величина $\varphi_{x\max}$ определяет значение функции $\varphi(S)$ при $S \rightarrow \infty$, а в совокупности с константами S_0 и S_1 – координаты точки экстремума функции $\varphi(S)$.

Коэффициент скольжения для пары «колесо – беговой барабан» определяется зависимостью:

$$S = \frac{\omega_\kappa \cdot r^* - \omega_{\bar{o}} \cdot r_{\bar{o}}}{\omega_\kappa \cdot r^*}, \quad (4)$$

Поверхность барабана практически не деформируема, в этой связи в качестве исходных данных для моделирования принимается значение $r_{\bar{o}}$, приведенное в технических характеристиках стенда.

Под величиной r^* следует понимать радиус качения колеса без скольжения на барабане. Для пары «колесо-барабан» примем $S_0 = 0,04$ и $S_1 = 0,15$.

Момент сопротивления качению колеса $M_{f\kappa}$, действующий в плоскости его вращения, определяется в первую очередь внутренними потерями и приближенно может быть оценен зависимостью [6]:

$$M_{f\kappa} = f \cdot R_z \cdot r^*. \quad (5)$$

где f – коэффициент сопротивления вращению колеса на барабане.

Будем полагать, что момент сопротивления, передаваемый на барабан от колеса $M_{f\bar{o}}$.

$$M_{f\bar{o}} = M_{f\kappa}. \quad (6)$$

Пусть крутящий (приводной) момент на колесе M_{κ} определяется, исходя из представления о том, что устройством, подводящим к колесу момент, является тяговый элек-

трический двигатель (ТЭД) с гиперболической зависимостью момента на выходном валу от частоты вращения с ограничениями по их максимальным значениям и параметром управления h_r .

Значение момента $M_{кр}$, приведенного к колесу, определяется по формуле

$$M_{кр} = \frac{N_{\max}}{\omega_{\partial\partial}} \cdot h_r, \quad (7)$$

где $N_{\max}$ – максимальная мощность ТЭД; h_r – уровень использования мощности ТЭД [0...1] (аналог педали «газ» для полноразмерного автомобиля); $\omega_{\partial\partial}$ – угловая скорость вращения выходного вала ТЭД, приведенная к колесу ($\omega_{\partial\partial} = \omega_k$).

Для примера на рис. 4 представлены характеристики ТЭД с максимальной мощностью 60 кВт при различных уровнях использования мощности ($h_{r1}, h_{r2}, h_{r3}, h_{r4}$) с учетом следующих ограничений:

- 1) выходной момент ограничен максимальным значением $M_{\max} = 39$ кН·м;
- 2) максимальная угловая скорость вращения колеса составляет $\omega_{k\max} = 31$ рад/с (ограничение по максимально возможной скорости движения автомобиля).

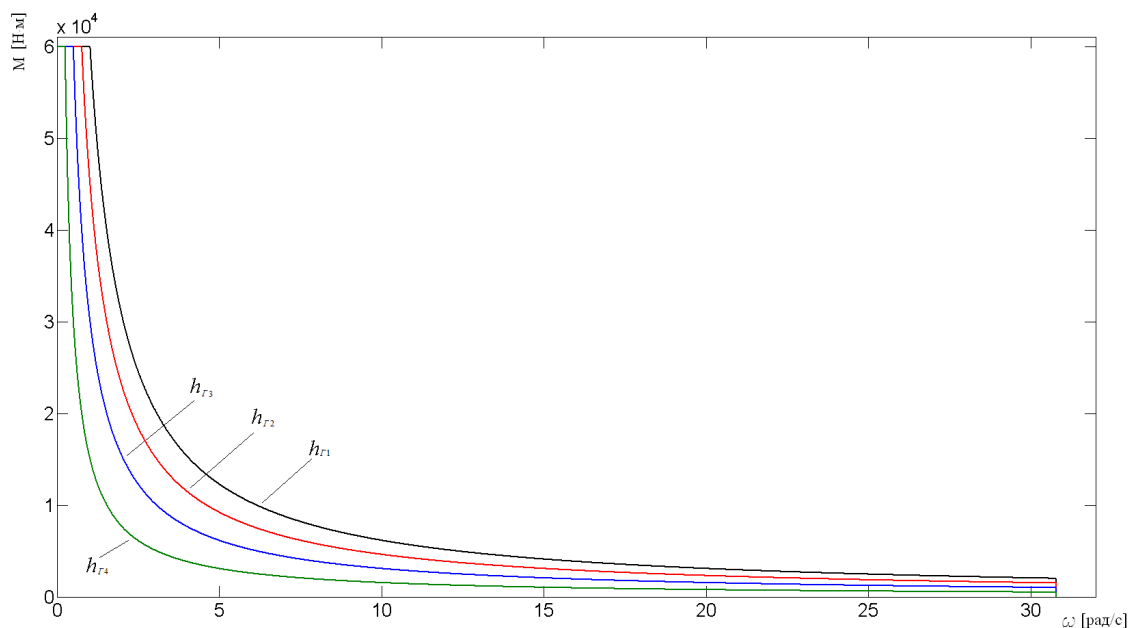


Рис. 4. Характеристики тягового электродвигателя, приведенные к скорости вращения колеса

Сила на крюке $P_{кр}$, препятствующая съезду колеса с поверхности барабана, может быть определена с учетом упруго-демпфирующих характеристик удерживающего устройства:

$$P_{кр} = c \cdot x + \mu \cdot V, \quad (8)$$

где x – координата продольного перемещения центра масс колеса; c – жесткость удерживающего устройства в продольном направлении; μ – коэффициент демпфирования удерживающего устройства в продольном направлении.

Будем полагать, что момент на барабане M_{δ} зависит от конструктивных параметров и параметров управления и может быть определен по зависимости:

$$M_{\delta} = M_{\delta_{\max}} \cdot h_{\delta}, \quad (9)$$

где $M_{\delta_{\max}}$ – максимальный момент, реализуемый на барабане (определяется возможностями конструкции); h_{δ} – уровень использования максимального момента на барабане [–1...1].

Разработанная математическая модель реализована в Simulink/Matlab [7]. Общая блок-схема модели, представленная на рис. 5, включает в себя две подсистемы (subsystem): подсистему «Колесо», в которой решаются первые два уравнения системы (1), т.е. моделируется динамика колеса под нагрузкой, и подсистему «Барабан», в которой решается третье уравнение системы (1), т.е. моделируется динамика бегового барабана. В подсистему «Колесо» из подсистемы «Барабан» для определения величины скольжения S подается значение угловой скорости барабана ω_{δ} . Таким образом, связь между первой и второй подсистемами реализуется через значение продольной реакции на поверхности барабана ($R_x = R_{xk} = R_{x\delta}$), которая определяется в подсистеме «Колесо» и используется в подсистеме «Барабан» (рис. 5).

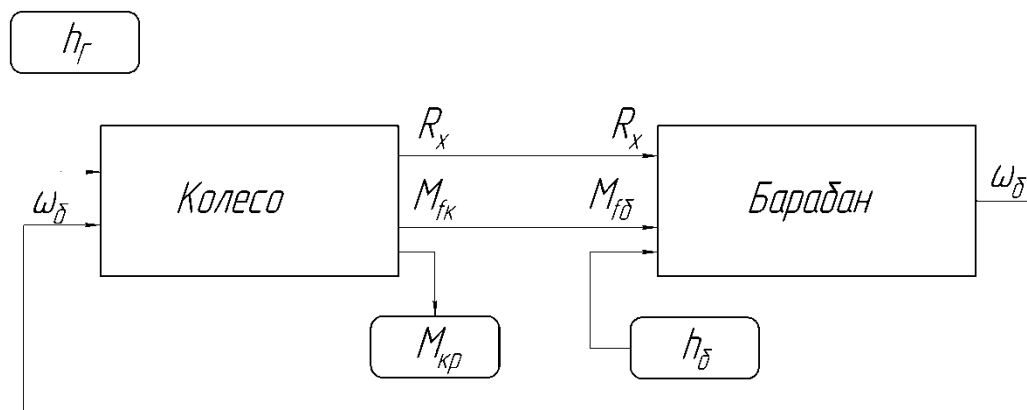


Рис. 5. Блок-схема модели «колесо-барабан»

Анализ результатов моделирования подтвердил работоспособность созданной математической модели динамики одиночного колеса на барабане.

Разработанная математическая модель динамики колеса на беговом барабане (подсистемы «Колесо» и «Барабан» на рис. 5) реализуется в одной подсистеме с названием «Динамика колеса на стенде» (рис. 6). Блок-схема, представленная на рис. 6, дополняется подсистемой «Динамика колеса на дороге», в которой решается задача динамики одиночного колеса с теми же параметрами, что и в условиях стенда, но по ровной поверхности

дороги, отличающейся по своим характеристикам от поверхности барабана. Расчетная схема для движения колеса в ведущем режиме представлена на рис. 7.

Система уравнений, описывающая динамику одиночного колеса на ровном горизонтальном недеформируемом основании, представляется в следующем виде:

$$\begin{cases} m \cdot \dot{V}_x = R_x - P_x; \\ J_\kappa \cdot \dot{\omega}_\kappa = M_d - M_f - R_x \cdot r_\partial, \end{cases} \quad (10)$$

где $\dot{V}_x$ – продольное ускорение центра масс колеса на дороге; M_d – крутящий (приводной) момент на колесе; M_f – момент сопротивления качению колеса; R_x – продольная реакция колеса с поверхностью дороги; r_∂ – расстояние от оси колеса до опорной поверхности; P_x – продольная сила, приложенная к оси колеса.

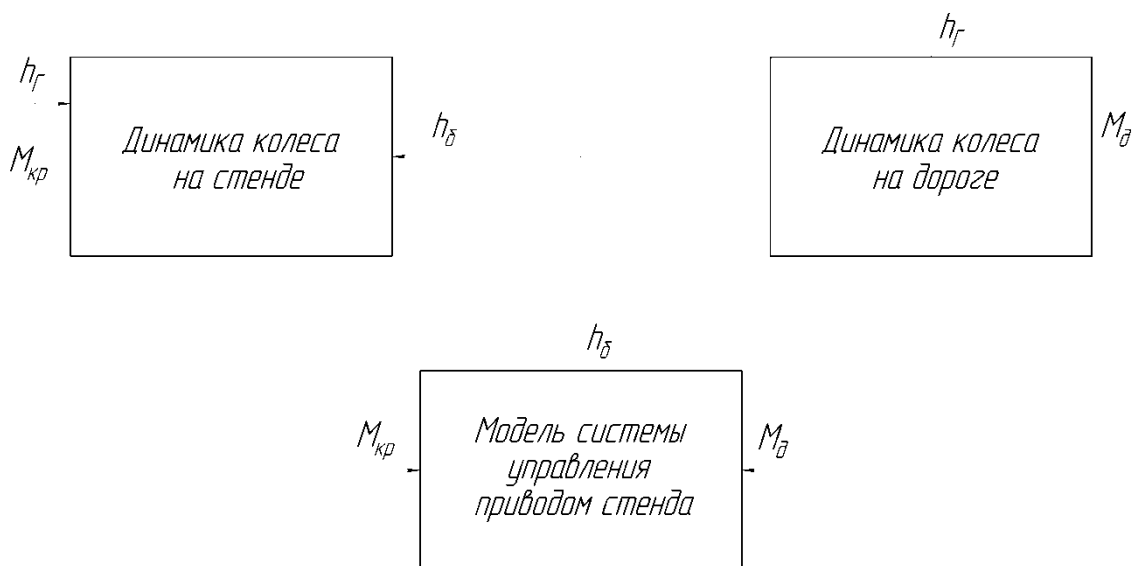


Рис. 6. Блок-схема модели «колесо на барабане – колесо на дороге»

На рис. 7: $R_z = m \cdot g$, где R_z – нормальная реакция в пятне контакта колеса с дорожной поверхностью.

Параметры, входящие в систему уравнений (11), определяются аналогично параметрам в системе уравнений (1), при этом системы (1) и (11) решаются независимо друг от друга.

Коэффициент скольжения для пары «колесо – опорное основание» при качении в ведущем режиме определяется по зависимости:

$$S = \frac{\omega_\kappa \cdot r'_k - V_x}{\omega_\kappa \cdot r'_k}, \quad (11)$$

где r'_k – радиус качения колеса по опорной поверхности без скольжения.

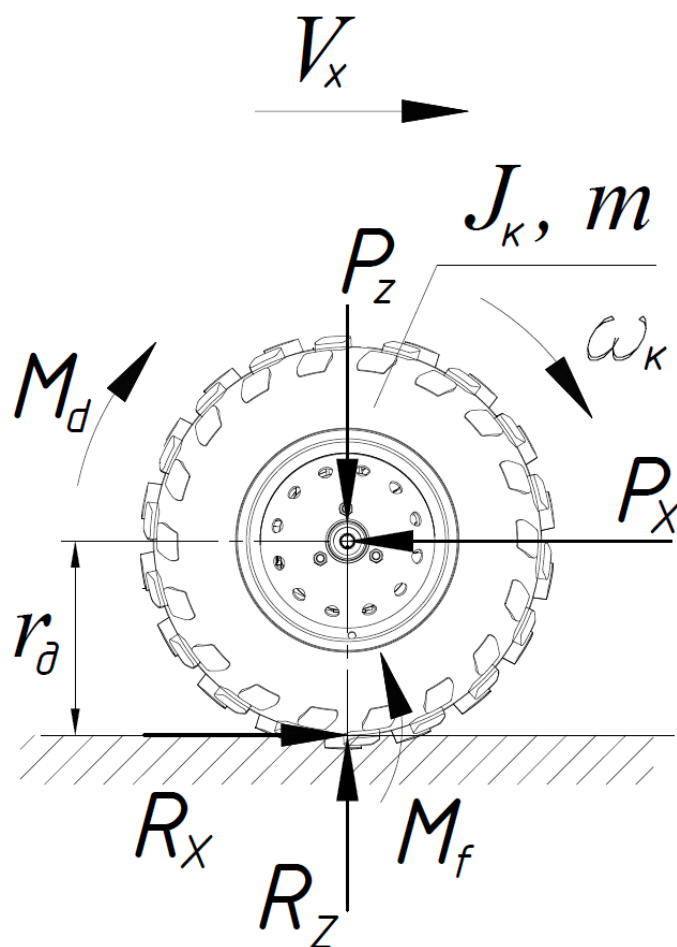


Рис. 7. Расчетная схема качения колеса в ведущем режиме

Коэффициенты сопротивления качению f , а также коэффициенты взаимодействия в продольном направлении при полном скольжении $\varphi_{x\max}$ при движении по дороге и по поверхности бегового барабана имеют разные значения, т.е. условия качения колеса на стенде не совпадают с дорожными.

Управление стендом с беговыми барабанами организовано так, чтобы условия качения колеса на барабане оказались идентичными дорожным. В процессе моделирования движения колеса по дороге непрерывно (или с какой-либо частотой) отслеживается величина крутящего момента на колесе M_d . Крутящий момент зависит от угловой скорости колеса и определяется внешними условиями, а также уровнем использования мощности ТЭД h_T . Таким образом в случае, если в условиях движения колеса на барабане удастся реализовать полную синхронизацию $M_{кр}$ приводному моменту M_d , который реализуется при движении по дороге, то при одинаковом уровне использования мощности ТЭД можно добиться полного совпадения угловых скоростей вращения колес на стенде и на дороге. Совпадение по приводным моментам и угловым скоростям вращения означает то, что на-

грузочный режим, который имеет место при движении по дороге, полностью воспроизводится в условиях стенда.

В процессе моделирования из подсистем «Динамика колеса на дороге» и «Динамика колеса на стенде» в подсистему «Модель системы управления приводом стенда» подаются моменты $M_{кр}$ и M_d (рис. 6). В правой части третьего уравнения системы (1) присутствует момент на барабане M_{δ} , управляя которым, возможно добиться совпадения приводных моментов на колесах при качении по дорожной поверхности и на беговом барабане.

С целью реализации соответствия $M_{кр}$ моменту M_d в модели организуется пропорциональное (рис. 8) изменение командного воздействия h_{δ} [-1...1], определяющего уровень и направление приложения момента на барабане, в зависимости от относительной разницы $\Delta(M_d / M_{кр})$:

$$\Delta(M_d / M_{кр}) = \frac{M_d - M_{кр}}{M_d}. \quad (12)$$

Рассмотрим пример реализации предлагаемого принципа управления. Исходные данные для моделирования тестовых режимов движения примем следующие: $g = 9,81$ м/с²; $m = 7500$ кг; $J_{\kappa} = 300$ кг·м², $J_{\delta} = 300$ кг·м²; $r_{\kappa} = 0,725$ м, $r_{\delta} = 0,6$ м; $f_{\delta ap}$ (на стенде) = 0,016; $f_{доp}$ (на дороге) = 0,1; $\varphi_{x \max}$ (на стенде) = 0,7; $\varphi_{x \max}$ (на дороге) = 0,4; $M_{\delta \max} = 10000$ Н·м; $M_{\max} = 39$ кН·м; $N_{\max} = 60$ кВт; $c = 5 \times 10^7$ Н/м; $\mu = 2,5 \times 10^7$ Н·с/м. Зависимости $\varphi_x(S)$ при взаимодействии колеса с поверхностью барабана и дорожным опорным основанием представлены на рис. 9. Движение на стенде и на дороге начинается с начальной скорости $V_0 = 0,1$ км/ч. Управление стендом (изменение момента M_{δ}) начинается со 2-ой секунды движения, т.е. до этого колесо на стенде движется независимо от условий на дороге; уровень использования мощности при движении по дороге изменяется линейно от нулевого значения до максимально ($h_{\Gamma} = 1$) за первую секунду движения. Управление уровнем использования мощности ТЭД на стенде h_{Γ} синхронизировано с этим же параметром при движении по дороге. Время моделирования $t = 10$ секунд.

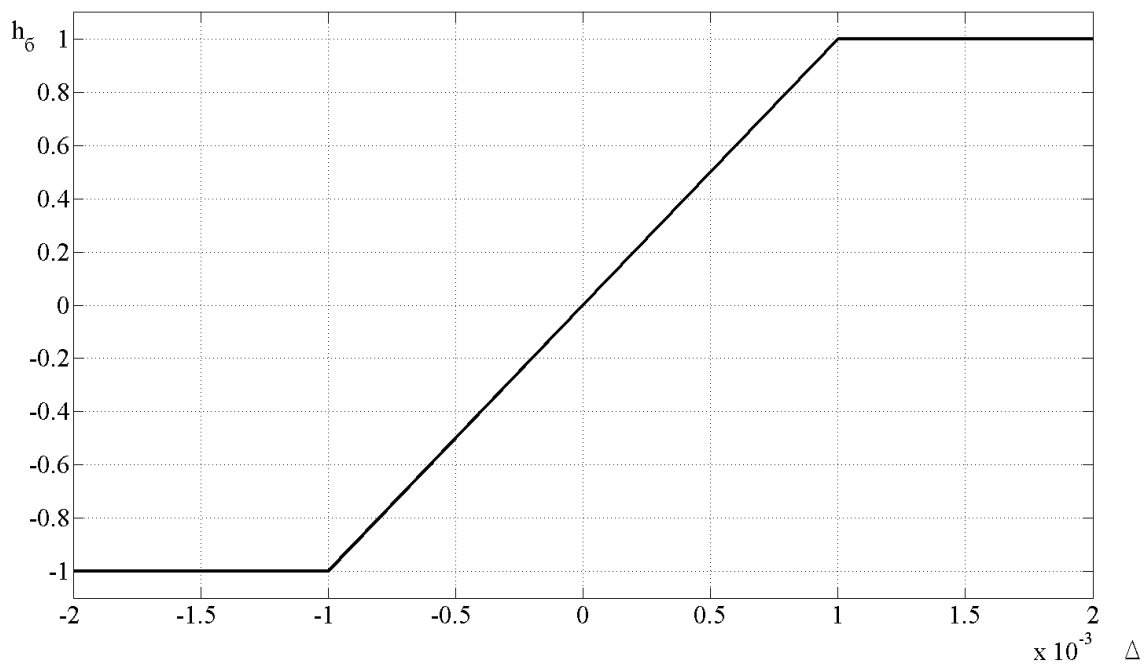


Рис. 8. Зависимость командного воздействия h_6 от величины $\Delta(M_d / M_{кр})$

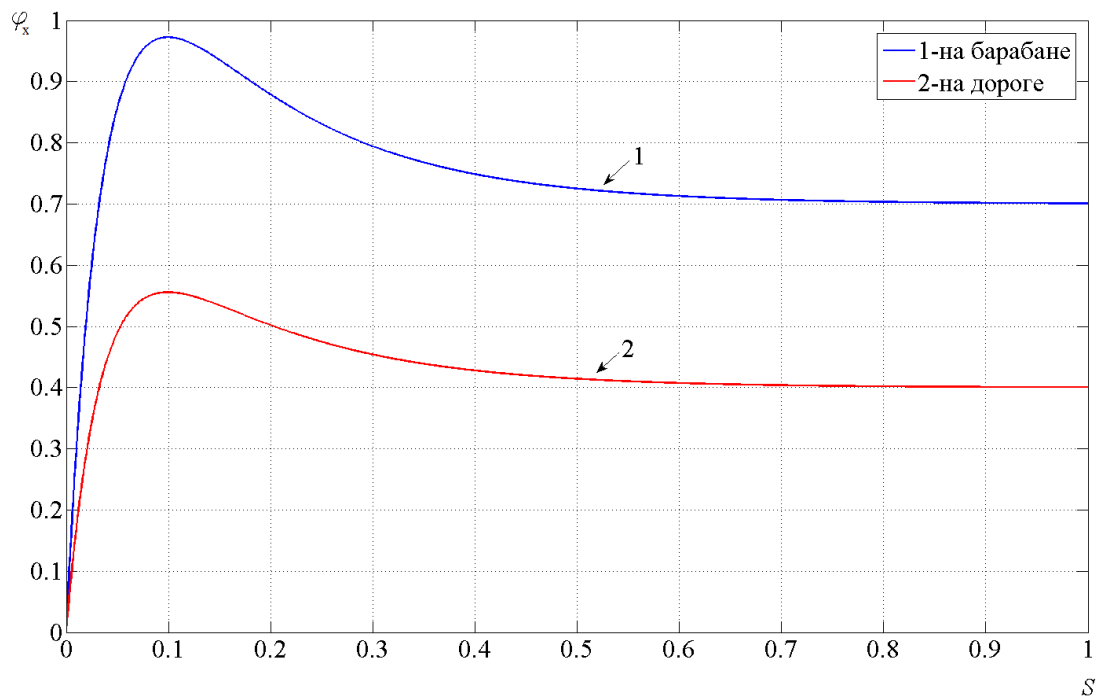


Рис. 9. Зависимости $\varphi_x(S)$ для колеса на стенде и на дороге

Результаты моделирования представлены на рис. 10-16. В заданных условиях при движении по дороге колесо за 10 секунд движения разогналось до скорости 7 м/с (рис. 10).

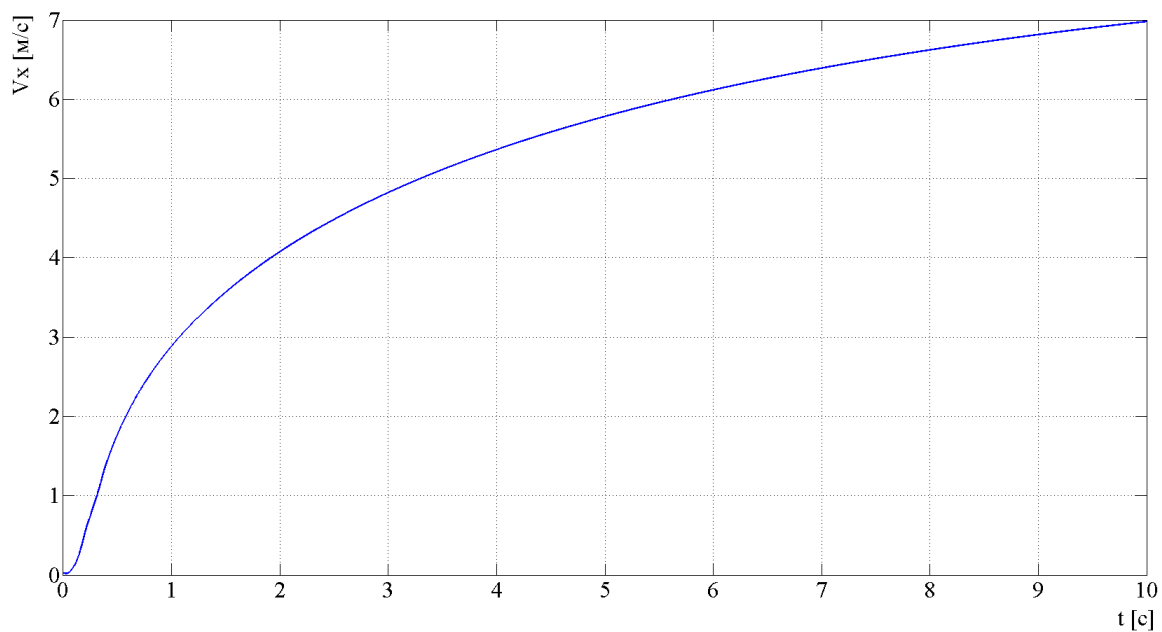


Рис. 10. Линейная скорость колеса при движении по дороге

Анализируя рис. 11, можно отметить, что до 2-ой секунды движения крутящий момент, подводимый к колесу при движении по дороге M_d , и крутящий момент $M_{кр}$, подводимый к колесу на барабане, формировались независимо друг от друга. При этом управляющее воздействие h_δ (рис. 12) на изменение момента на барабане до 2-ой секунды движения не осуществлялось.

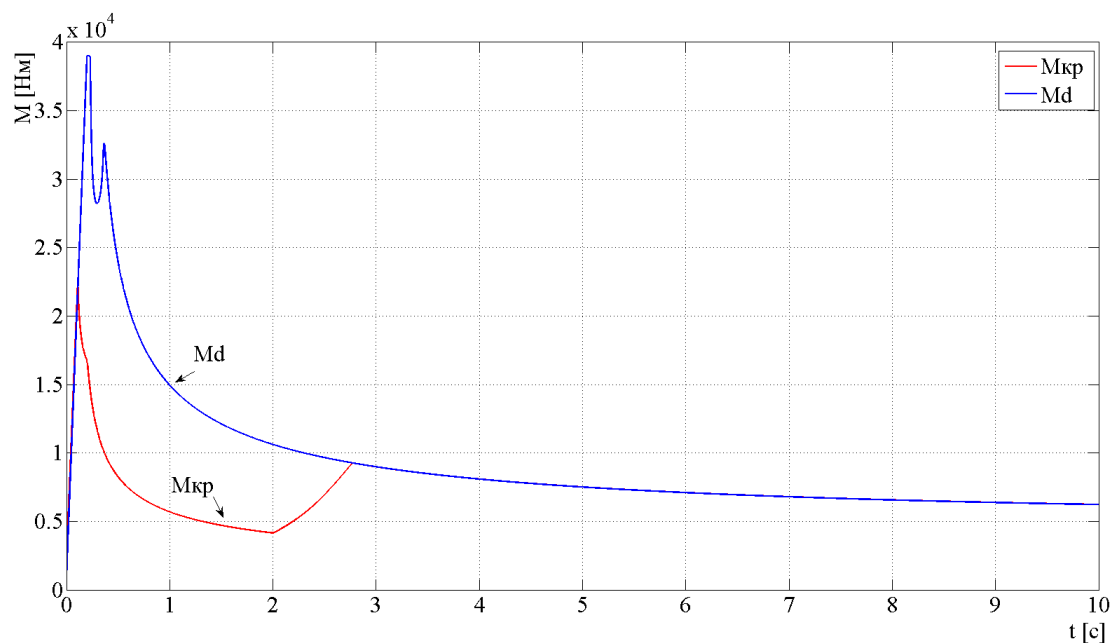


Рис. 11. Приводные моменты на колесах (на стенде и на дороге)

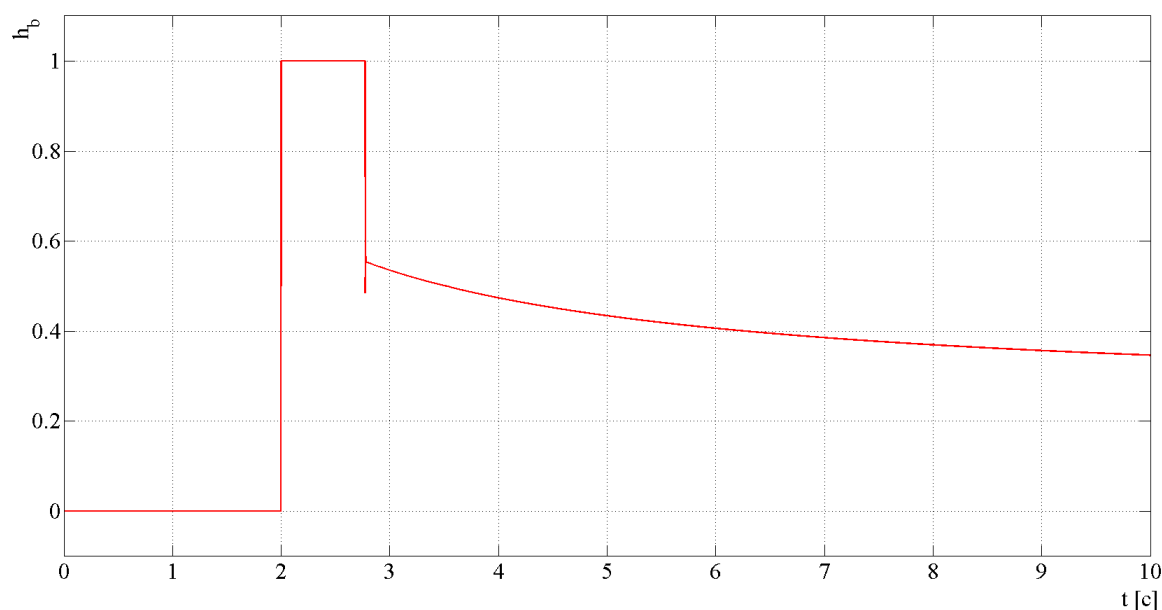


Рис. 12. Управляющее воздействие h_b

Со второй секунды движения осуществлялось управление моментом на барабане (рис. 12) с целью выравнивания приводных моментов, что и было успешно реализовано (рис. 11).

График изменения угловых скоростей колес (рис. 13) позволяет сделать следующий вывод: поскольку до 2-ой секунды движения на барабане не создавался момент сопротивления (рис. 12), угловая скорость колеса, находящегося на барабане, быстро увеличивалась (рис. 13). В дальнейшем за счет управления моментом на барабане M_b было реализовано совпадение приводных моментов M_d и $M_{кр}$ (рис. 11), а поскольку характеристики тяговых двигателей представляют собой зависимость момента от частоты вращения, то при одинаковом уровне использования их мощности (что является условием проведения эксперимента) при проведении численного моделирования зафиксировано совпадение угловых скоростей колес (рис. 13).

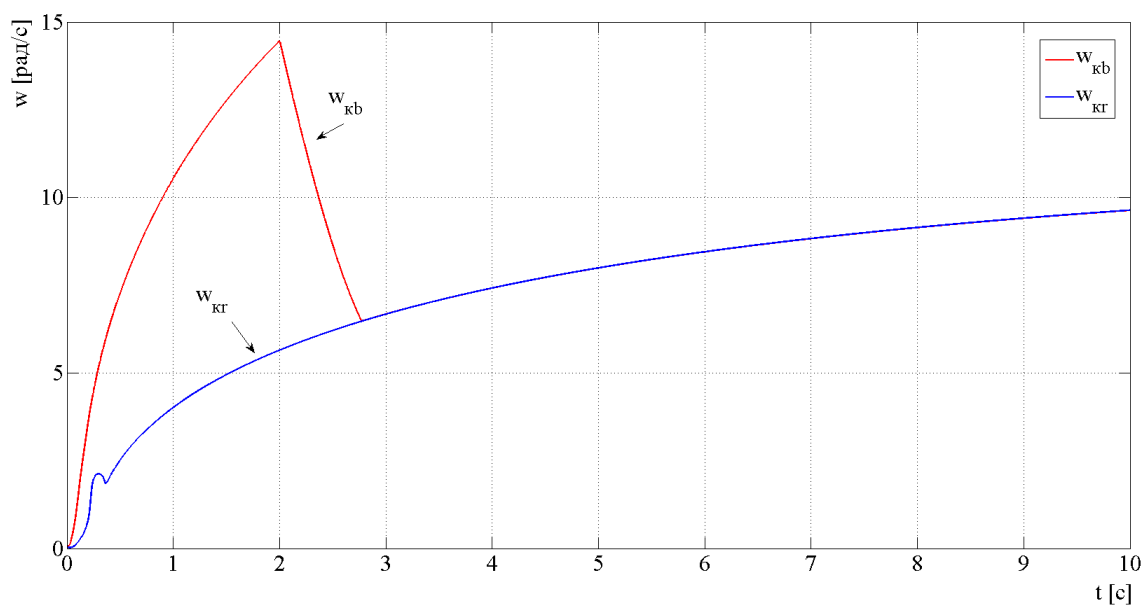


Рис. 13. Угловые скорости колес (на стенде и на дороге)

Максимальное значение силы на крюке составило 18000 Н (рис. 14).

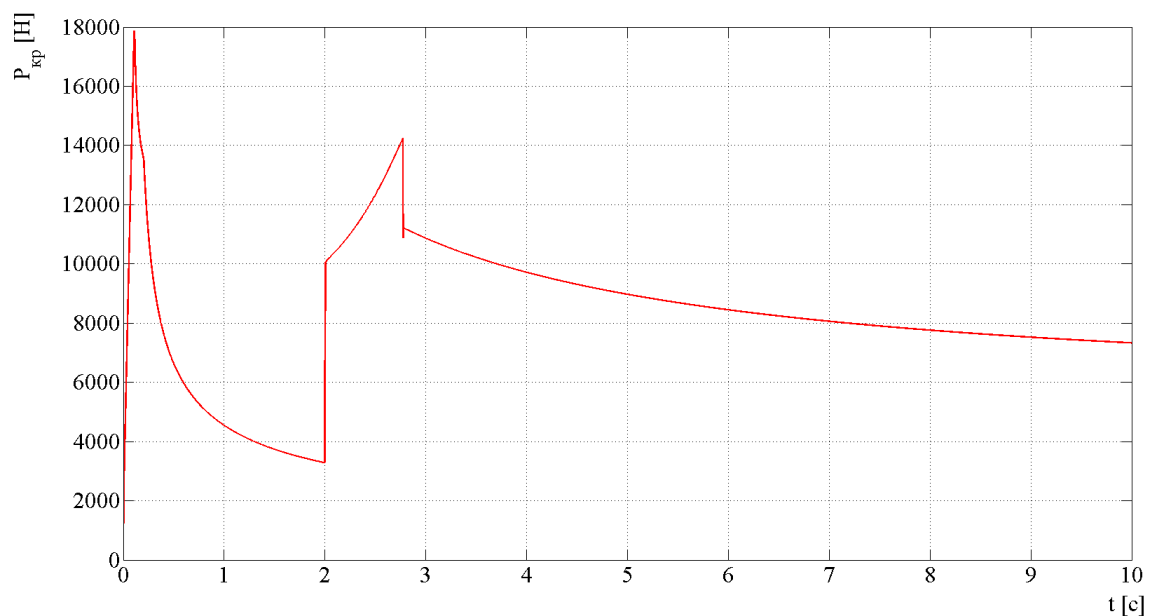


Рис. 14 Сила на крюке

Вид графика изменения угловой скорости барабана (рис. 15) в целом совпадает с графиком угловой скорости колеса на барабане (рис. 13), что свидетельствует о малой величине буксования при качении в условиях стенда (рис. 16).

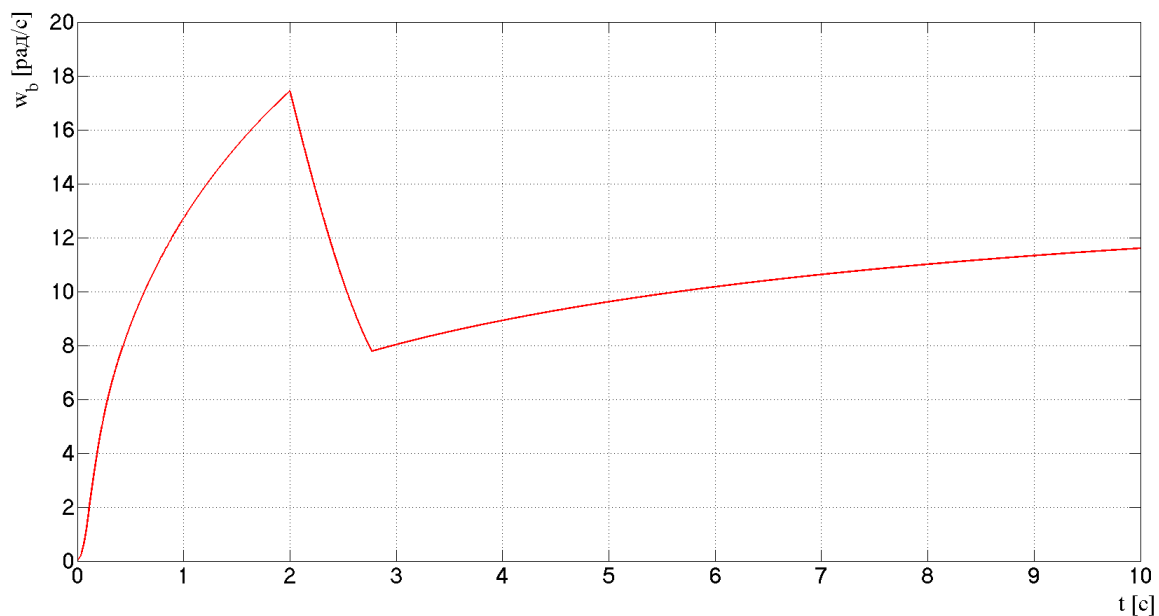


Рис. 15. Угловая скорость барабана

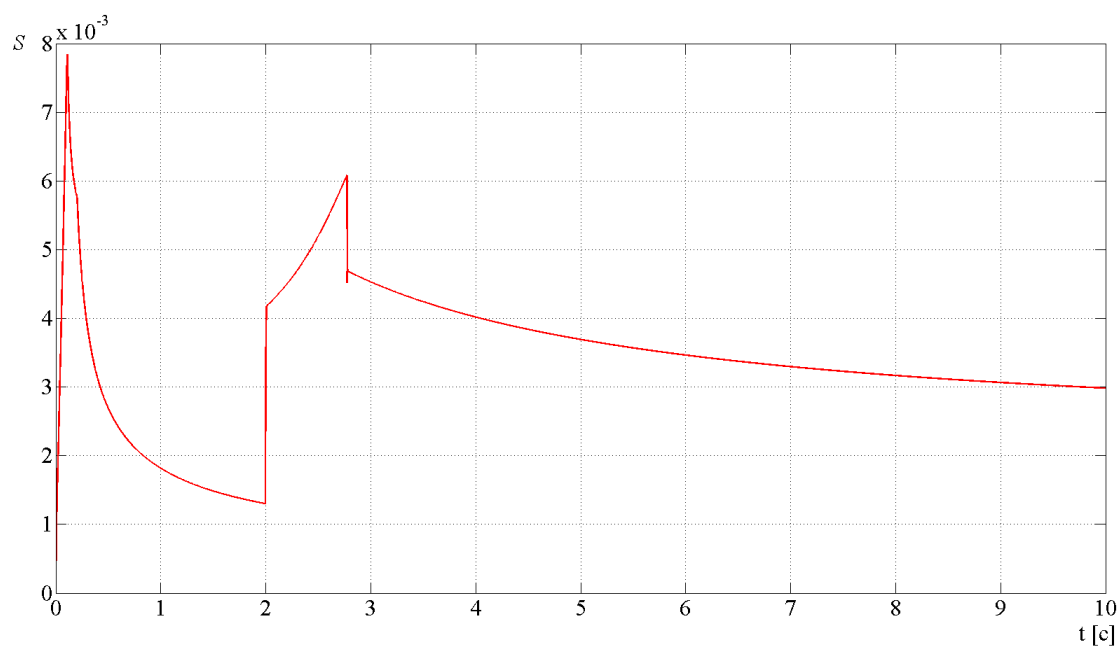


Рис. 16. Буксование колеса на стенде

Результаты моделирования позволили сделать вывод о работоспособности предложенного принципа имитации качения колеса по ровному недеформируемому опорному основанию в условиях стенда «Беговые барабаны» (т.е. при отличающихся значениях $\varphi_{\text{хmax}}$ и f) с помощью имитационного математического моделирования. Очевидно, что совокупность возможных внешних условий не ограничивается движением только по горизонтальным ровным недеформируемым опорным поверхностям с различными коэффициентами сопротивления качению и коэффициентами сцепления. Таким образом, представ-

ляются актуальными следующие задачи: во-первых, проверка работоспособности предложенного принципа при моделировании движения на стенде полноразмерной колесной машины; во-вторых, попытка имитации на стенде «Беговые барабаны» нагрузочных режимов движения, характерных для широкого круга внешних условий.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и «Московским государственным техническим университетом имени Н.Э. Баумана».

Список литературы

1. Петрушов В.А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. М.: Торус Пресс, 2008. 352 с.
2. Котиев Г.О., Падалкин Б.В. Прогнозирование подвижности специальных колесных шасси на стадии проектирования // Труды МГТУ им Н.Э. Баумана. Т. 606: Актуальные проблемы развития ракетно-космической техники и систем вооружения: 75 лет факультету «Специальное машиностроение» / сост. В.Т. Калугин, С.В. Ладов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. С. 238-244.
3. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины // Известия вузов. Машиностроение. 2012. № 1. С. 49-59.
4. Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // Труды МВТУ. 1982. № 390. С. 56-64.
5. Gnadler R., Unrau H.-J., Fischlein H., Frey M. Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen. Frankfurt a. Main: Fachabteilung des VDA: Forschungsvereinigung Automobiltechnik (FAT), 1995. 169 s. (FAT-Schriftenreihe Nr. 119).
6. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учеб. для студентов машиностроительных специальностей вузов. 2-е изд., доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
7. Дьяконов В.П. Matlab 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 в математике и моделировании. М.: СОЛОН-Пресс, 2005. 576 с.

Simulation modeling of wheeled vehicle dynamics on the stand "Roller"

04, April 2014

DOI: 10.7463/0414.0707918**G.O. Kotiev, V.A. Gorelov, A. Y. Zakharov**

Bauman Moscow State Technical University, 105005, Moscow, Russian Federation

kotievgo@yandex.rugvas@mail.ruzakharov-al@mail.ru

The tests are an integral part of the wheeled vehicle design, manufacturing, and operation. The need for their conducting arises from the research and experimental activities to assess the qualitative and quantitative characteristics of the vehicles in general, as well as the individual components and assemblies. It is obvious that a variety of design features of wheeled vehicles request a development of methods both for experimental studies and for creating the original bench equipment for these purposes.

The main positive feature of bench tests of automotive engineering is a broad capability to control the combinations of traction loads, speed rates, and external input conditions. Here, the steady state conditions can be used for a long time, allowing all the necessary measurements to be made, including those with video and photo recording experiment.

It is known that the benefits of test "M" type (using a roller dynamometer) include a wide range of test modes, which do not depend on the climatic conditions, as well as a capability to use a computer-aided testing programs. At the same time, it is known that the main drawback of bench tests of full-size vehicle is that the tire rolling conditions on the drum mismatch to the real road pavements, which are difficult to simulate on the drum surface. This problem can be solved owing to wheeled vehicle tests at the benches "Roller" to be, in efficiency, the most preferable research method. The article gives a detailed presentation of developed at BMSTU approach to its solving.

Problem of simulation mathematical modeling has been solved for the vehicle with the wheel formula 8×8 , and individual wheel-drive.

The simulation results have led to the conclusion that the proposed principle to simulate a vehicle rolling on a smooth non-deformable support base using a bench "Roller" by simulation modeling is efficient.

Publications with keywords: [torque](#), [angular velocity](#), [mathematical model](#), [simulation modeling](#), [experimental investigations](#), [prop](#), [control law](#), [wheeled vehicle](#), [individual drive wheels](#), [roller stand](#)

Publications with words: [torque](#), [angular velocity](#), [mathematical model](#), [simulation modeling](#), [experimental investigations](#), [prop](#), [control law](#), [wheeled vehicle](#), [individual drive wheels](#), [roller stand](#)

References

1. Petrushov V.A. *Avtomobili i avtopoezda: Novye tekhnologii issledovaniya soprotivleniy kacheniya i vozdukha* [Cars and road train: New research technology of rolling resistance and air]. Moscow, Torus Press, 2008. 352 p. (in Russian).
2. Kotiev G.O., Padalkin B.V. [Forecasting mobility of special wheeled chassis at the design stage]. *Trudy MGTU im N.E. Baumana. T. 606: Aktual'nye problemy razvitiya raketno-kosmicheskoy tekhniki i sistem vooruzheniya: 75 let fakul'tetu "Spetsial'noe mashinostroenie"* [Proc. of the Bauman MSTU. Vol. 606: Actual problems of development of rocket and space technology and weapons systems: 75 years of the faculty of Special Mechanical Engineering]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2013, pp. 238-244. (in Russian).
3. Gorelov V.A., Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V. [Development of the control algorithm of individual drives for a multiaxle wheeled vehicle]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie - Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2012, no. 1, pp. 49-59. (in Russian).
4. Rozhdestvenskiy Yu.L., Mashkov K.Yu. [Formation of reactions rolling elastic wheels on the non-deformable base]. *Trudy MVTU*, 1982, no. 390, pp. 56-64. (in Russian).
5. Gnadler R., Unrau H.-J., Fischlein H., Frey M. *Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen*. Frankfurt a. Main: Fachabteilung des VDA: Forschungsvereinigung Automobiltechnik (FAT), 1995. 169 s. (FAT-Schriftenreihe Nr. 119).
6. Smirnov G.A. *Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin* [Theory of motion of wheeled vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 352 p. (in Russian).
7. D'yakonov V.P. *Matlab 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 v matematike i modelirovanii* [Matlab 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 in mathematics and modeling]. Moscow, SOLON-Press, 2005. 576 p. (in Russian).