

УДК 629.3

Экспериментальное исследование взаимодействия колесного движителя с поверхностью, покрытой слоем льда на физической модели автомобиля с электромеханической трансмиссией

***Румянцев Е.О.**, аспирант
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Колесные машины»*

***Мыльников В.В.**, студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Колесные машины»*

***Новиков С.А.**, студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Радиоэлектронные системы и устройства»*

*Научные руководители: Купреянов А.А., к.т.н., доцент,
Загидуллин Р.Ш., к.т.н., доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
kafsm10@sm.bmstu.ru*

В ряде работ [1] и [2] показано, что для корректной оценки характеристик колесного движителя на различных опорных поверхностях и возможности прогнозирования тягово-сцепных и тормозных свойств автомобиля необходимо применять комплексную математическую модель колеса.

Эта модель должна учитывать механические свойства упругой оболочки, термодинамическую модель тепловых процессов в шине, а также трибологические характеристики контакта шины с дорогой.

Характер $\varphi_x(S_x)$ - диаграммы при значении скольжения S больше $S_{кр}$, в основном определяется трибологическими характеристиками контакта, где

$$\varphi_x = \frac{R_x}{R_z} \quad (1)$$

В формуле (1)

R_x – продольная реакция в контакте;

R_z – нормальная реакция.

$$S = \frac{V - \omega r_k^*}{V}, \quad (2)$$

V – продольная скорость оси колеса,

ω – угловая скорость обода,

r_k^* – расчетный радиус колеса, причем

$$r_k^* \approx \frac{r_0 + r_k^c}{2} \quad (3)$$

r_0 – динамический радиус,

r_k^c – радиус качения в свободном режиме,

$S_{кр}$ – критическое скольжение (максимальное значение величины скольжения на диаграмме $\varphi_x = f(S_x)$).

Для получения параметров комплексной математической модели колеса необходимо сначала рассчитать параметры механической части модели (упругой оболочки)[1].

Для этого требуется промоделировать некоторые стационарные режимы качения и статического нагружения колеса, и сравнить с результатами экспериментальных исследований шины на стенде.

Для получения трибологических характеристик контакта шины с твердой опорной поверхностью были проведены экспериментальные исследования на триботехнической установке вращательного типа УТУ-3.

На установке можно исследовать трение и износ. Установка работает по схеме: «палец – диск». Исследовалось трение пары: «эластомер – ледяная поверхность».

В качестве эластомера испытывалась протекторная резина автомобильных шин. Ледяная поверхность получалась путем замораживания воды в специальном цилиндре, устанавливаемом на установку.

Ниже приводится методика определения трибологических характеристик в контакте шины с дорогой на триботехнической установке УТУ-3.

Исследование трибологических характеристик пары трения: «эластомер – лед» на установке УТУ-3

Исследование пары трения: «эластомер – лед» представляет большой практический интерес, так как это напрямую связано с задачей реализации сил трения (и сцепления) в контакте шины с дорогой в зимних условиях.

Как известно, зимой и ранней весной происходит наибольшее количество аварий автомобилей на дорогах. Это связано с низким значением коэффициента трения (и сцепления) на льду.

Кроме того характеристики поверхности льда очень сильно меняются в зависимости от температуры, влажности, структуры льда, последовательности изменения температуры в процессе образования льда и т.д.

Из-за этих причин очень сложно построить эффективный алгоритм функционирования АБС.

Все эти причины порождают значительное увеличение тормозного пути, потерю курсовой устойчивости занос автомобиля и приводят к многочисленным авариям на дорогах.

Большую роль в снижении трения автомобильных шин на льду играет образование тонкой водяной пленки на поверхности льда, вероятность образования которой резко увеличивается ранней весной, когда температура воздуха ночью может быть существенно меньше нуля, а утром и днем – больше нуля.

По мнению многих исследователей и испытателей зачастую зимние шины с «отсосом» воды из зоны контакта (например, фирмы Бриджстоун) оказываются более эффективными, чем шины с шипами.

За рубежом в ряде стран (США, Канада, Швеция, Финляндия, Норвегия) придается очень большое значение исследованию сцепляемости шин в зимних условиях.

Можно назвать несколько крупных исследовательских центров («Лаборатория США по проектированию и исследованию холодных регионов», «Институт по исследованию снега Мичиганского технологического университета» и т.д.).

Созданы специальные установки для изучения трибологических характеристик на льду (Установка UG для качественного определения сил сцепляемости в зимних условиях, установка фирмы SAAB для оценки сил трения для обеспечения безопасности посадки самолета на поверхность взлетной полосы, установка CIV – испытательно-измерительная установка, лаборатория армии США по проектированию и исследованию холодных регионов.

Целью данной работы является изучение трибологических характеристик пары «эластомер – лед» при комнатной температуре.

Предварительно вода замораживается в полости нижнего подвижного образца, который помещается в морозильную камеру.

Для проведения измерений нижний подвижный образец крепится к вращающемуся рабочему столу.

На рис. 1 установка показана в собранном виде для испытания пары: «эластомер – лед».

Далее в стационарных условиях производится запись процессов изменения параметров (силы трения, температуры и частоты вращения диска).

Измерения производятся для ряда дискретных значений нормальной нагрузки N_i (и номинального давления p_{a_i}) и частоты вращения рабочего стола n_i .

Кроме испытаний в стационарных условиях были приведены специальные испытания при изменении темпа нарастания подводимого момента (и реализуемой силы трения в контакте).



Рис. 1. Установка УТУ-3 с установленным образцом ледяной поверхности

В научной литературе имеются данные, которые показывают, что с ростом скорости нарастания подводимого к колесному движителю крутящего момента растет величина реализуемой реакции в контакте.

Как видно из рис. 2 с ростом темпа нарастания крутящего момента подводимого к колесу почти в три раза возрастает реализуемая в контакте продольная реакция (F_{mp}).

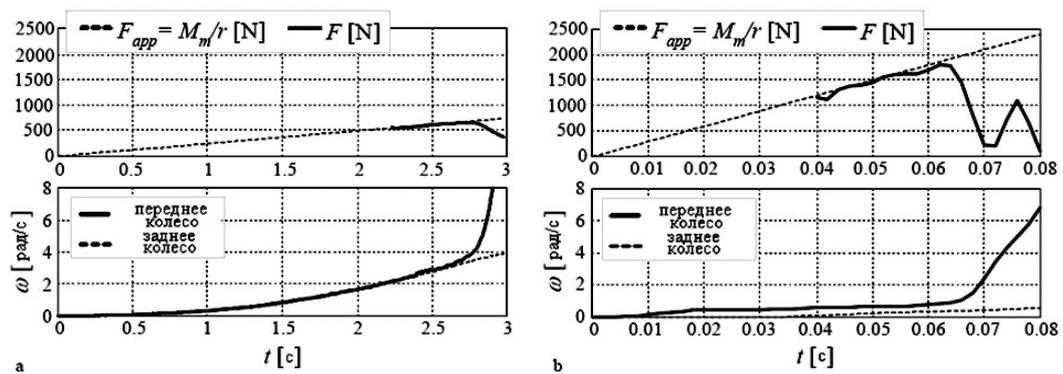


Рис. 2. Влияние скорости нарастания подводимого к колесу крутящего момента на реализацию сцепления

Испытания на установке УТУ-3 приводят к аналогичному результату.

На рис. 3 приведены данные зависимости максимальной реализуемой силы трения в контакте пары: «эластомер – лед» в зависимости от $\log V_F$, где V_F – скорость нарастания силы трения в контакте, Н/с. при значениях нормальной нагрузки N $N=22,5$ Н, $N=35$ Н и $N=60$ Н, что соответствует значением номинального давления p .

$$p_a=0,286\text{МПа}; p_a=0,446\text{МПа} \text{ и } p_a=0,764\text{МПа}.$$

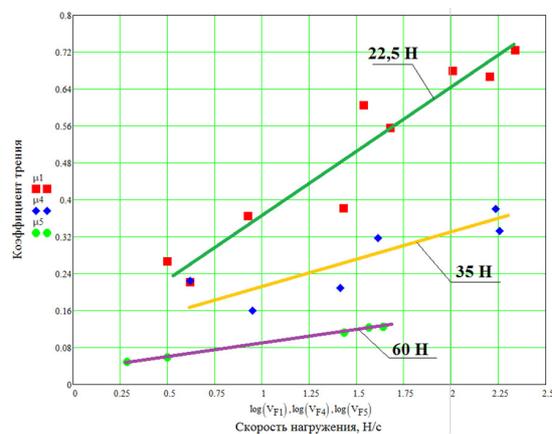


Рис. 3. Результаты экспериментальных исследований пары: «эластомер – лед» при изменении скорости нагружения

Как видно из рис. 3 для каждого значения нормальной нагрузки N реализуемая продольная реакция F существенно зависит от скорости нарастания силы трения в контакте.

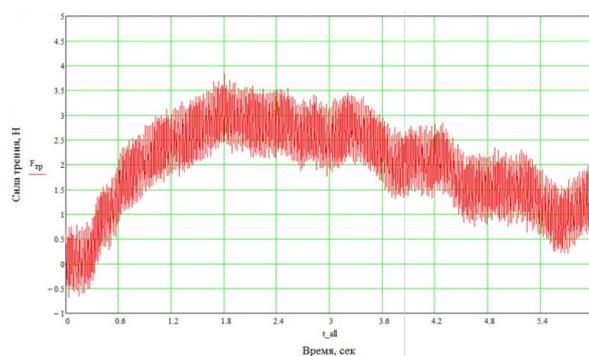


Рис. 4. Изменение силы трения $F_{тр}$ для пары: «эластомер – лед» при плавном нагружении

На рис. 4-5 изображен процесс реализации силы трения при различном темпе нарастания внешней тяговой силы.

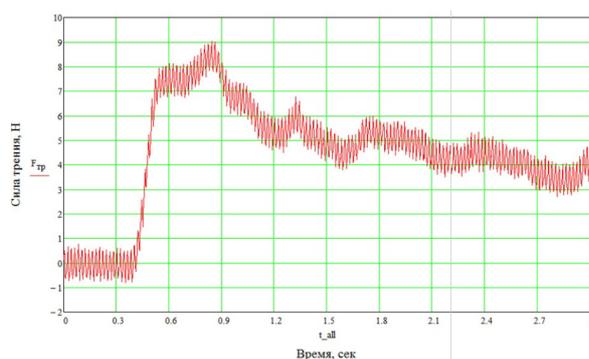


Рис. 5. Изменение силы трения $F_{тр}$ при резком возрастании нагрузки на льду (выдержка по времени после приложения нормальной нагрузки отсутствует)

На рис. 6-7 приведены результаты экспериментов при одинаковой скорости нарастания силы трения при различной выдержке после приложения нормальной нагрузки.

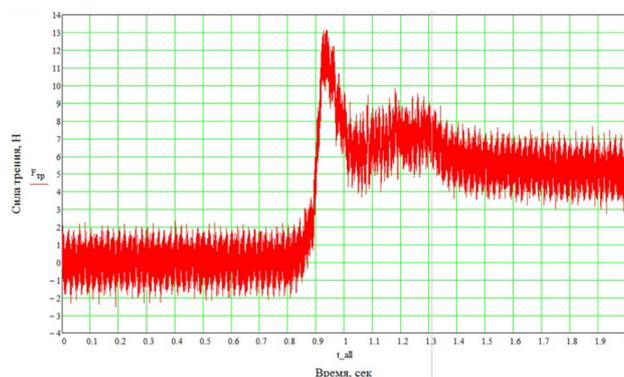


Рис. 6. Изменение силы трения $F_{тр}$ при резком возрастании нагрузки на льду (выдержка – 30 секунд)

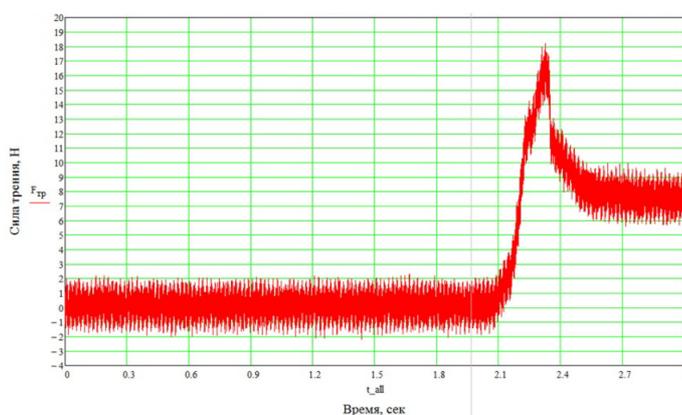


Рис. 7. Изменение силы трения $F_{тр}$ при резком возрастании нагрузки на льду (выдержка 60 секунд)

Однако данное исследование не ограничивается только выполнением опытов на стенде УТУ-3. Конечно, стенд позволяет увидеть особенности взаимодействия эластомер – твердая опорная поверхность, но неотъемлемой частью данной работы считаю проведение опытов на масштабной модели колесной машины.

В нашем случае была выбрана модель колесной машины, выполненная в масштабе 1/16 – Traxxas E-Revo. Данная модель является полноприводной (4x4) (рис. 8). Движение осуществляется за счет электромотора коллекторного типа, который через зубчатые зацепления и карданные валы передает момент на колеса.



Рис. 8. Модель Traxxas E-Revo 1/16

Для исследования требуется некоторая доработка модели, а точнее – создание возможности управления подводимым к колесам моментом. Как было показано, реализуемый коэффициент трения сильно зависит от скорости нагружения. Было выдвинуто предположение о том, что при задании закона подачи момента на колеса автомобиля (рис. 9) возможно реализовать больший момент.

Концепция исследования на данной модели состоит в том, что мы, согласно рис. 9, прикладываем импульсно момент, не достигая максимального момента по сцеплению при заданном темпе (частоте) изменения момента, чтобы не происходило разрушения контакта и срыва колес. M_0 – это максимальное значение момента в случае плавного приложения момента. M^* – это математическое ожидание результирующего момента в случае импульсного его приложения. Из графика видно, что $M^* > M_0$. Закон импульсного приложения момента выглядит так: $M = M^* \sin \omega t$.

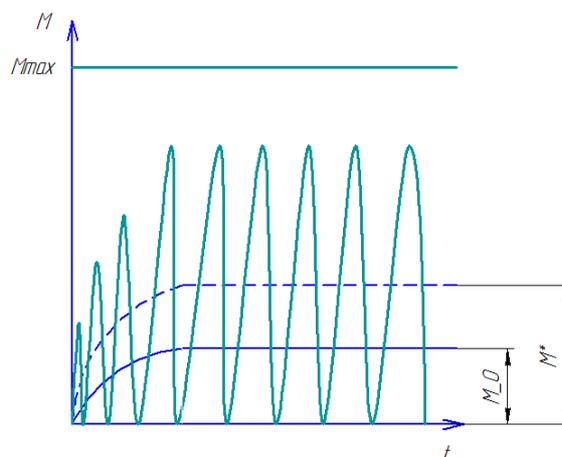


Рис. 9. Закон управления моментом

Таким образом, с учетом допущения математическая модель автомобиля описывается следующими уравнениями при движении:

$$\frac{G_a}{g} \frac{dV_x}{dt} = \frac{M_{gb}(t)i_{тр}\eta_{тр}}{r} - \frac{\sum M_{fi}}{r} - G_0 \sin \alpha \quad (4)$$

$$U = U(t) \quad U = U_{\delta\epsilon} + J_A \cdot R_g \quad (5)$$

$$M_{\delta\epsilon} = K\Phi J_{я} \eta_{эм}(U_{\delta\epsilon}) \quad (6)$$

$$\varpi_{\delta\epsilon} = \frac{U_{\delta\epsilon}(t) - J_{я} R_{я}}{K\Phi} \quad (7)$$

G_a – вес автомобиля (модель);

V_x – проекция скорости автомобиля на ось X;

$i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии;

δ – коэффициент, учитывающий вращающиеся массы;

$U_{\delta\epsilon}(t)$ – задаваемое напряжение;

r – радиус колеса.

$\eta_{эм} = \eta(U)$ – коэффициент полезного действия электродвигателя в зависимости от подводимого напряжения.

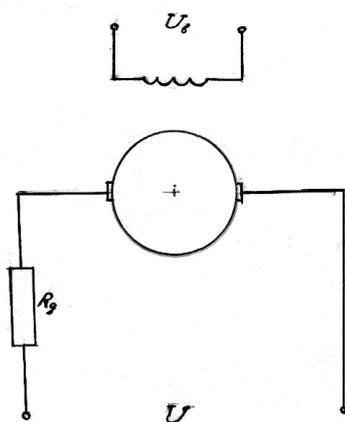


Рис. 10. Электродвигатель постоянного тока

$$\sum_{i=1}^n M_{fi} = G_a f_a r$$

$\sum_{i=1}^n M_{fi}$ - суммарный момент сопротивления качению.

$\omega_{\partial a}$ – угловая скорость вала двигателя;

J_y – сила тока якоря;

Φ – магнитный поток.

$$V_x = \frac{\omega_{\partial a}}{i_{mp}} \cdot r$$

Система уравнений ((4) – (7)) записана для движения по горизонтальной поверхности или при движении на подъем.

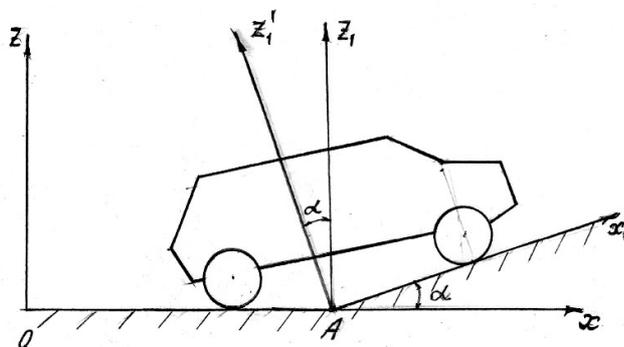


Рис. 11. Расчетная схема движения автомобиля

Сила сопротивления движения на подъем $F_c = G_a \cos \alpha$, где α – угол подъема рис.11.

В случае, изображенном на рис. 11, когда автомобиль двигался по горизонтальной, затем переходит на наклонный участок можно приближенно задать силу F_c в виде некоторой функции.

Представим суммарный момент сопротивления на колесах следующим образом.

$$M_{\Sigma K} = M_{01} + \Delta M_{12} \sin 2\pi f' t \quad (8)$$

$$M_{\Sigma K} = M_{01} + \Delta M_{12} \quad \text{при } t \geq t_0 \quad (9)$$

$$M_{012} = G_a f_0 r;$$

M_{01} – суммарный момент сопротивления качению;

ΔM_{12} – дополнительный момент для случая движения автомобиля на подъем.

$\Delta M_{12} = G_a \sin \alpha \cdot r$, причем t_0 – время от начала въезда переднего колеса до въезда на подъем заданного колеса.

$$\text{Задаваемая частота } f' = \frac{1}{4t_0}.$$

В дальнейшем при моделировании процессов решение проводилось в два этапа.

На первом этапе вначале определяются величины напряжения U_{01} и U_{02} для стационарных режимов при движении автомобиля с выбранной скоростью по горизонтальной плоскости или на подъем с заданной величиной угла подъема α .

Затем система уравнений решается для случая, когда автомобиль, двигаясь по горизонтальному участку, далее продолжает движение на подъем.

При этом момент сопротивления изменяется в соответствии с уравнениями (8) и (9), а закон изменения напряжения записывается в следующем виде.

$$U(t) = U_{01} + \Delta U_{12} \sin 2\pi f' t \quad \text{при } t < t_0 \quad \text{и}$$

$$U(t) = U_{02} \quad \text{при } t > t_0$$

На третьем этапе при изменении напряжения $U(t)$ накладывается составляющая более высокой частоты

$$U(t) = U_{01} + \Delta U_{12} \sin 2\pi f' t + \beta \sin 2\pi f' t \sin 2\pi f t \quad \text{при} \quad t < t_0$$

$$U(t) = U_{02} + \beta \Delta U_{12} \sin 2\pi f t \quad \text{при} \quad t \geq t_0$$

f - принимает дискретные значения (5, 10, 15, 20, 25, 30) Герц;

β – коэффициент, принимающий значения от 0 до 1 (0; 0,25; 0,5; 0,75; 1,0).

Блок-схема математической модели реализованная в программном комплексе MATLAB Simulink представлена рис. 12, а результаты расчетов на рис. 13-16. В дальнейшем полученные законы управления используются при экспериментальных исследованиях поведения физической модели автомобиля.

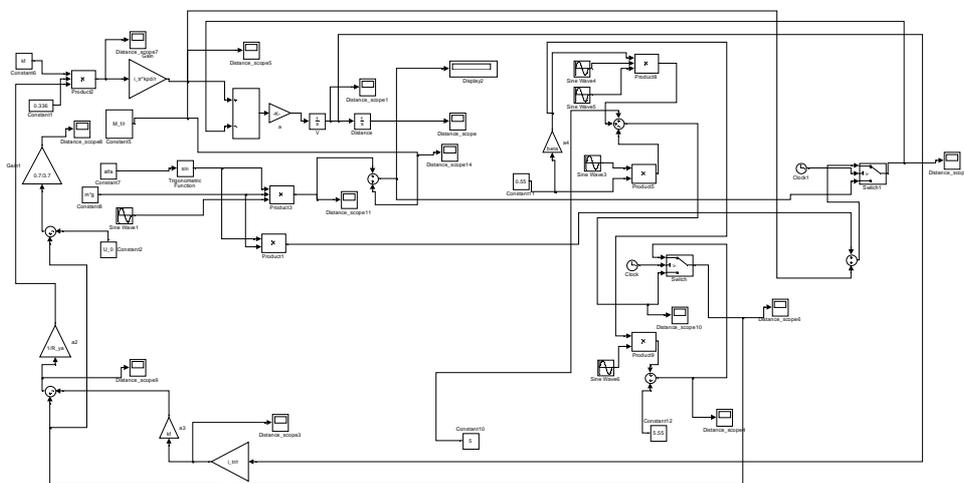


Рис. 12. Схема модели

По завершению исследования модели были получены следующие результаты расчетов представленные графически при заданном угле подъема $\alpha=8^\circ$ (рис. 13-18):

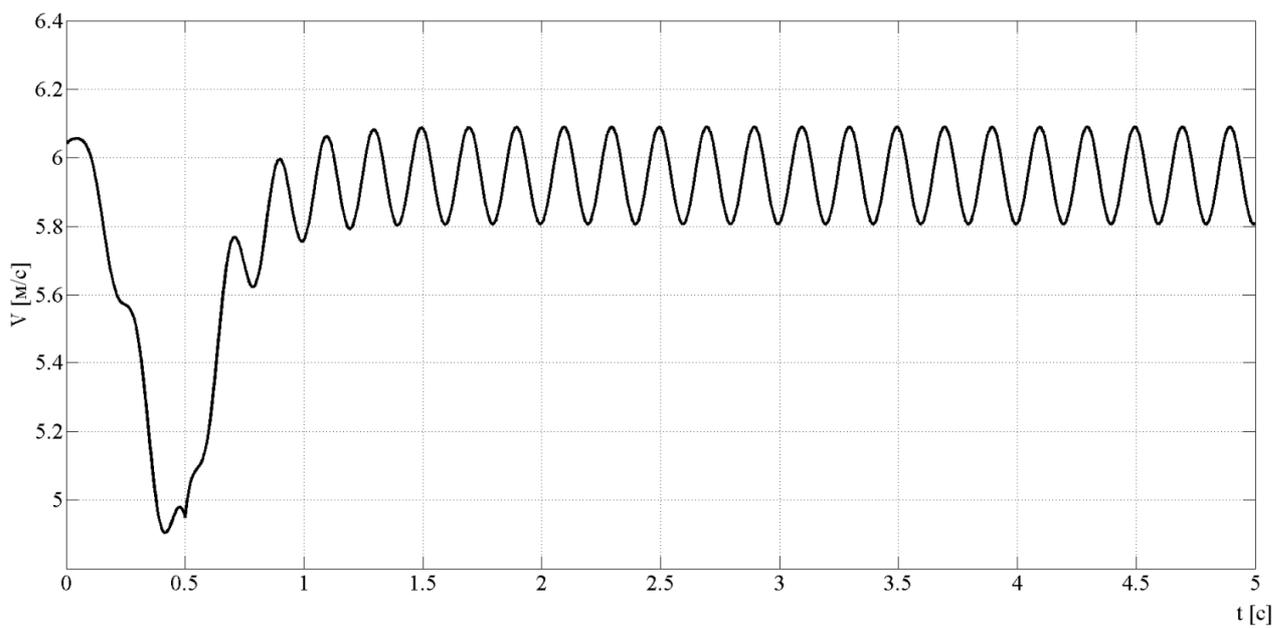


Рис. 13. $\beta=1$; $f=5$ Гц

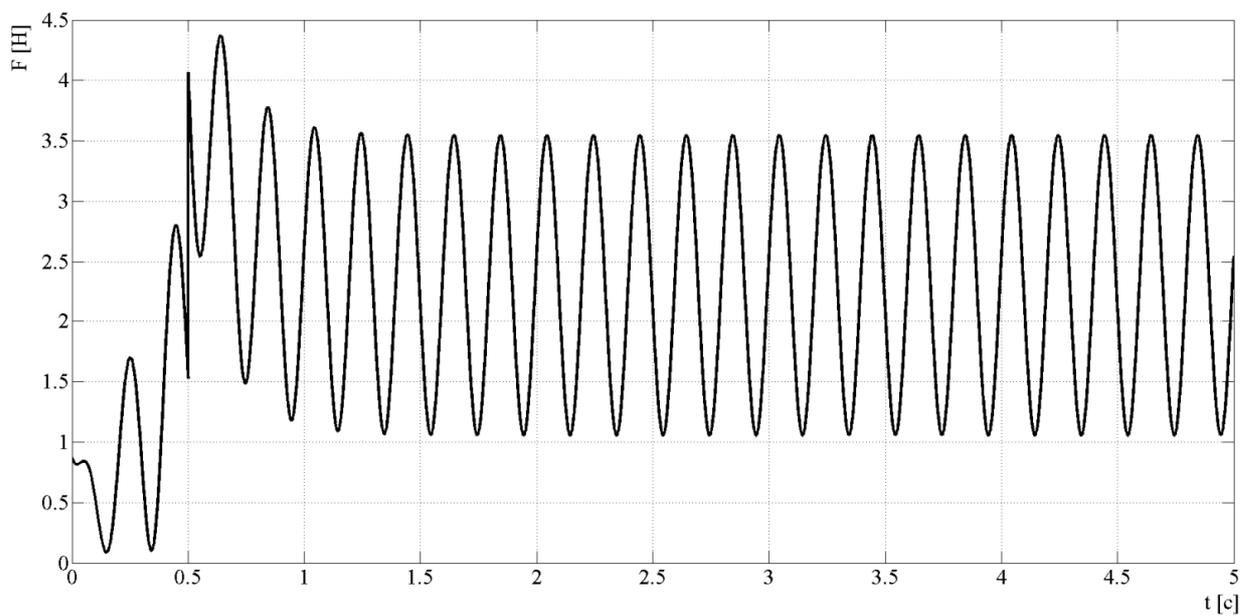


Рис. 14. $\beta=1$; $f=5$ Гц

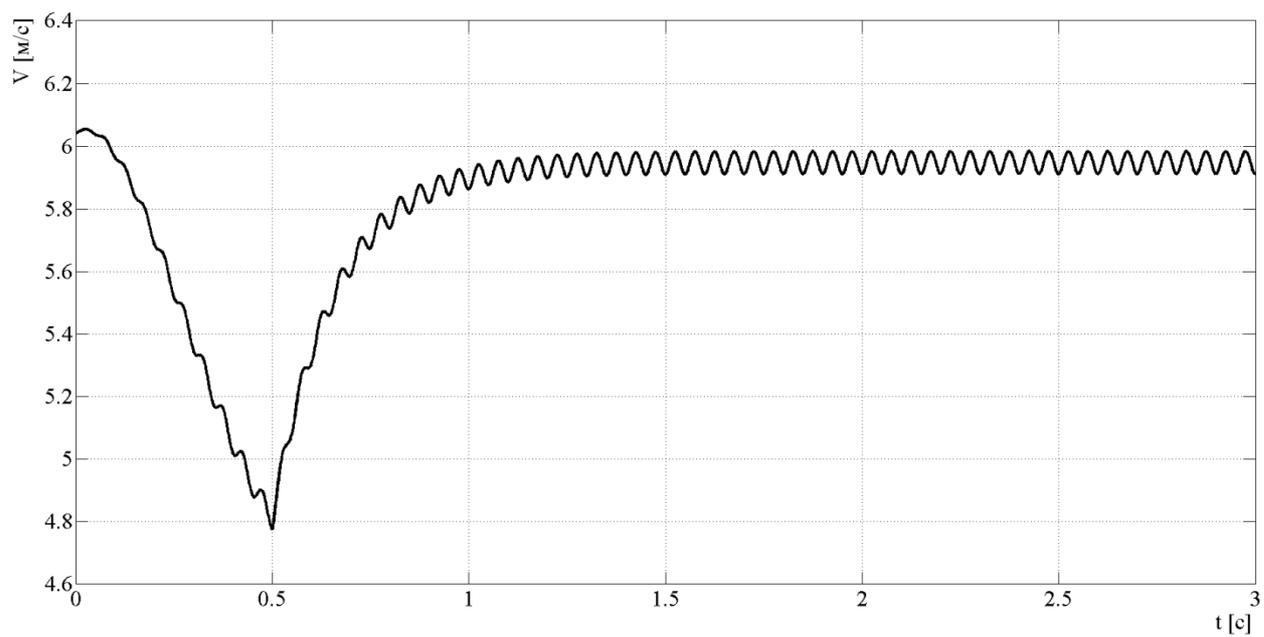


Рис. 15. $\beta=1$; $f=20$ Гц

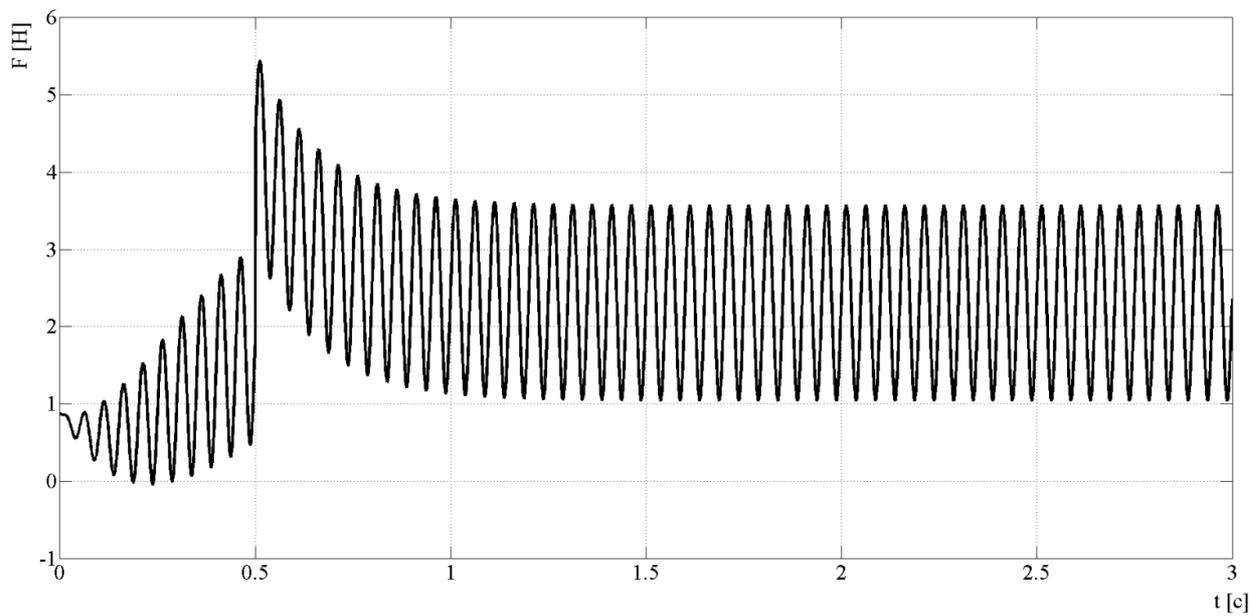


Рис. 16. $\beta=1$; $f=20$ Гц

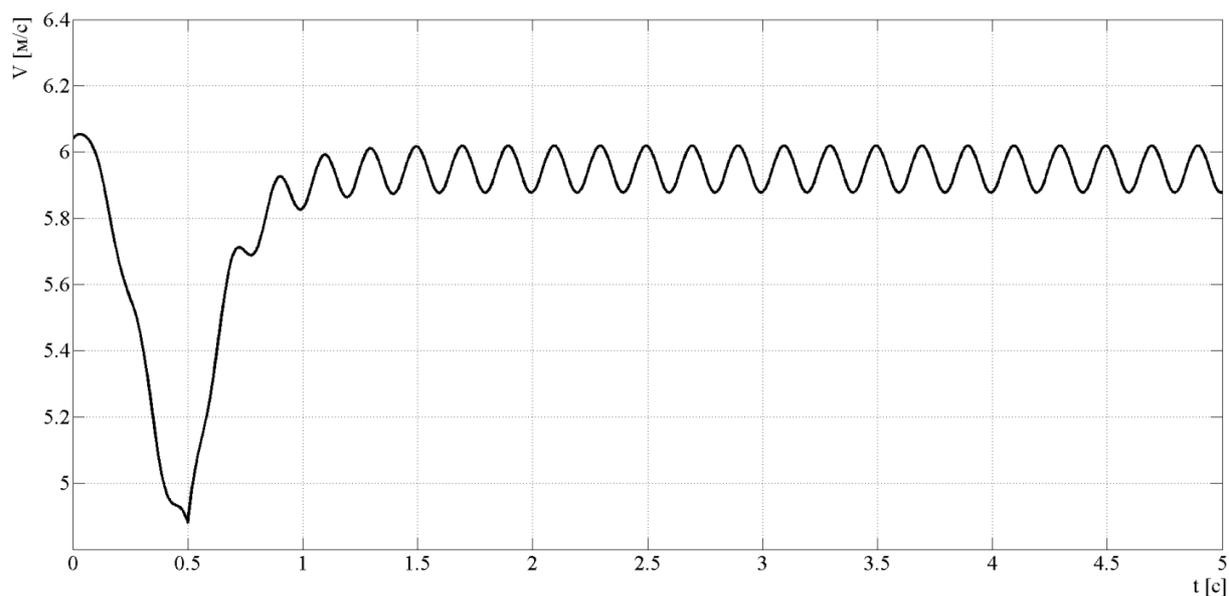


Рис. 17. Изменение скорости автомобиля V при въезде на подъём при импульсном управлении напряжением ($\beta=0,5$; $f=5$ Гц)

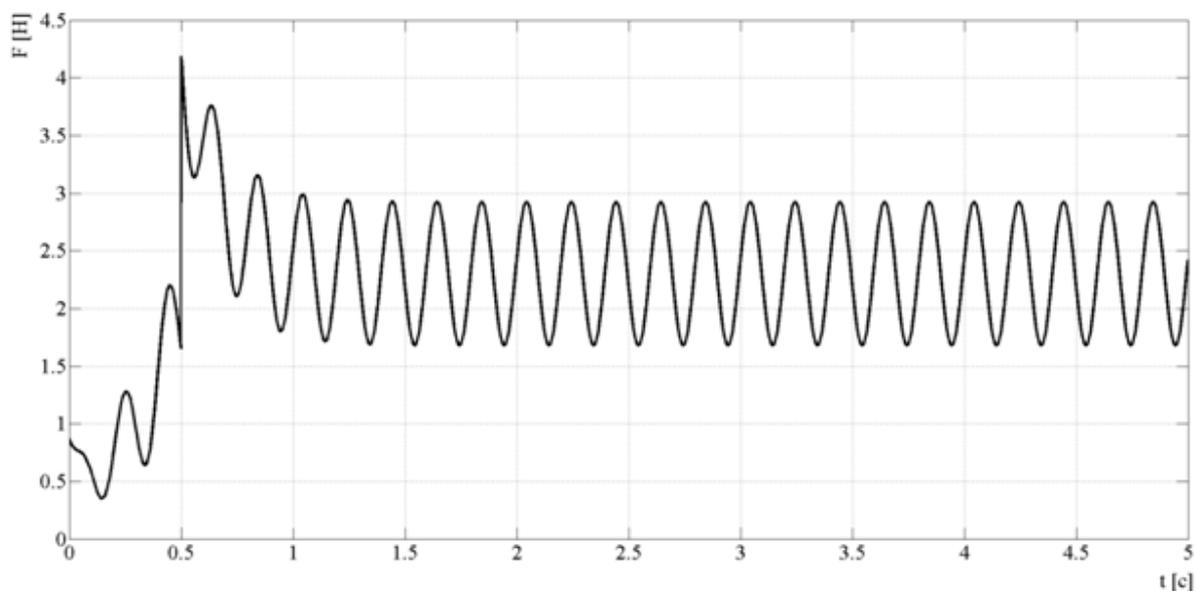


Рис. 18. Изменение суммарной подводимой тяговой силы F при въезде автомобиля на подъём при импульсном управлении напряжением ($\beta=0,5$; $f=5$ Гц)

Далее было решено перенести полученные результаты на физическую модель. На данном этапе были выполнены более простые опыты – без наложения высокочастотных колебаний подводимого момента.. Было исследовано поведение данной модели на

горизонтальной ледяной поверхности и на наклонной ледяной поверхности. Для сравнения результатов проведена серия опытов на стенде Горка-2.



Рис. 19. Исследование взаимодействия модели колесной машины и льда на стенде Горка-2 (с «мягкими» колесами)

Для исследования использовались шины разного типа и размеров, что позволило получить сравнительные данные (рис. 20). При плавном приложении крутящего момента и стационарном движении физическая модель преодолевает углы подъема $\alpha=3...6^\circ$ (для «жестких» колес) и $\alpha=12...18^\circ$ (для «мягких» колес) в зависимости от температуры окружающей среды.

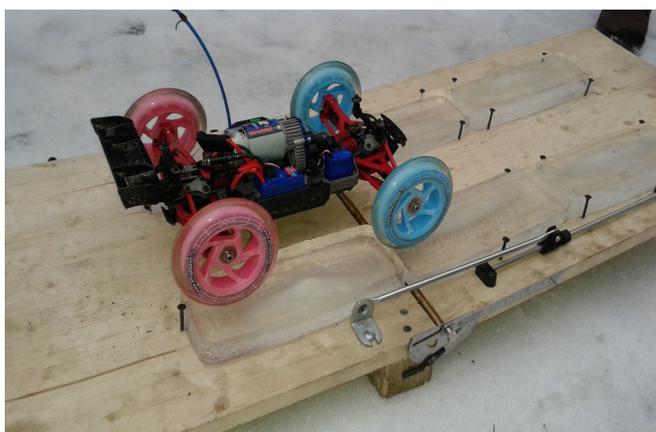


Рис. 20. Исследование взаимодействия модели колесной машины на льду на стенде Горка-2 (с «жесткими» колесами)

В дальнейшем планируется провести серию сравнительных испытаний для различных углов подъема и при варьировании некоторых параметров физической модели автомобиля, с использованием датчика ускорения, который представляет собой автоматизированную систему для экспериментального определения параметров движения объекта при движении по заданному макропрофилю, покрытому слоем льда (ускорения по трем координатам, соответственно - скорости движения по трем координатам), и записать эти параметры как функции по времени на электронный носитель персонального компьютера, который содержит датчик-акселерометр MMA7260, устройство сопряжения NI USB 6008 и программное обеспечение выполненное в среде LabVIEW.

На сегодняшний день производственная линейка датчиков ускорения Freescale Semiconductor насчитывает несколько десятков наименований, перекрывающих диапазоны от $\pm 1,5$ g до ± 250 g и способных, в зависимости от модели, проводить измерения по одной, двум или трем осям. Датчики имеют стандартный пропорциональный аналоговый выход по напряжению, что очень удобно для подключения к АЦП. Одним из достоинств этих датчиков является пропорциональный выход (т.е. выходное смещение при нулевом ускорении и, соответственно, чувствительность линейно изменяются в зависимости от напряжения источника питания). Инерциальный датчик MMA7260 имеет рабочий диапазон, g в пределах $\pm 1,5$; 2,0; 4,0; 6,0 и задаются пользователем, чувствительность мВ/g лежит в пределах 800; 600; 300; 200 и зависит от диапазона. Полоса частот, регистрируемых данных по осям XY - 350 Гц, Z – 150 Гц.

Наименование	Чувствительные оси	Рабочий диапазон, g	Чувствительность, мВ/g	Полоса частот, Гц	Uпит, В	Iпит, mA	Траб, °C	Тип корпуса
MMA7260Q	XYZ	$\pm 1,5$; 2,0; 4,0; 6,0 задаются пользователем	800; 600; 300; 200 зависит от диапазона	XY: 350 Z: 150	2,2...3,6	0,5	-20...85	QFN16

Рис. 21. Характеристика датчика

Основным принципом построения систем сбора, обработки и управления на базе программного обеспечения фирмы LabVIEW является возможность превращения персонального компьютера (как локально, так и сетях) в измерительный комплекс с требуемыми метрологическими характеристиками.

Конфигурировать измерительные комплексы в системе LabVIEW можно как от датчиков и исполнительных механизмов (измерительная часть), так и от обработки данных

(вычислительная часть). В первом случае необходимо подсоединить датчики к персональному компьютеру и провести аналого-цифровое преобразование аналоговых сигналов для дальнейшей обработки и формирования отчетов. Во втором случае задача решается встроенными программными средствами обработки сигналов, статистического анализа, имитации, при необходимости – работы внешних устройств. Очень важно, что алгоритм обработки сигналов и для первого, и для второго подхода остается одним и тем же.

В работе используется устройство сопряжения USB-6008/6009 присоединяется к компьютеру посредством интерфейса full-speed USB и содержит восемь каналов ввода аналоговых сигналов (AI), два канала генерации аналоговых сигналов (AO), 12 каналов цифрового ввода/вывода (DIO) и 32-разрядный счетчик. Разрешение при аналоговом вводе - 12 бит (дифференциальное подключение) 11 бит (подключение с общим проводом). Максимальная частота дискретизации, один канал - 10 кГц. Конфигурация цифрового ввода/вывода Открытый коллектор.



Рис. 22. Внешний вид автоматизированной системы экспериментального исследования поведения объекта на стенде

Программное обеспечение NI LabVIEW позволяет фиксировать параметры движения за счет связи с датчиком через устройство сопряжения, визуализировать в режиме реального времени графики указанных параметров на экране компьютера и проводить дополнительную

обработку полученных данных создавать отчеты в формате текстовых файлов и отчета в формате HTML.

Результаты и выводы

1. Экспериментальные исследования в стационарных режимах показали, что коэффициент трения μ уменьшается при увеличении номинального давления P_a и скорости скольжения в контакте $V_{ск}$.
2. Результаты проведенных исследований нестационарных режимов при различной интенсивности возрастания тангенциальной силы в контакте и качественно, и количественно совпадают с результатами, полученными другими авторами при экспериментальных исследованиях, выполненных на автомобиле.
3. Проведенные исследования на установке УТУ-3 позволили обобщить ранее известные результаты для широкого диапазона скорости приложения тангенциальной нагрузки.
4. Испытания на установке УТУ-3 на льду подтвердили влияние времени пребывания точки в контакте под действием нормального давления до начала приложения тангенциальной нагрузки на величину реализуемого коэффициента трения (эффект «примерзания»).
5. Определен закон приложения момента, позволяющий реализовать больший коэффициент трения (сцепления) на льду.
6. Проведены пробные испытания модели в исходном виде на ледяной опорной поверхности.
7. Определены основные направления изменения конструкции модели для установления выбранного закона приложения момента.
8. В экспериментах на физической модели при плавном приложении крутящего момента и стационарных режимах установлено, что в зависимости от радиальной жесткости шины и величины номинального давления максимальная величина преодолеваемого угла подъема возрастает от $3...6^\circ$ до $12...18^\circ$ при переходе от «жестких» к «мягким» колесам.

Список литературы

1. Морозов М.В. Методы улучшения тягово-сцепных и тормозных свойств автомобильного колеса с учетом трибологических свойств контакта шины с дорогой: дис. ...канд. техн. наук М., 2012. 217с.
2. Купреянов А.А., Морозов М.В. Разработка методов управления режимом работы колесного движителя, повышающих его тягово-сцепные свойства в составе колесной машины // XI международная конференция «Трибология и надежность»: сб. тр. / под ред. К.Н.Войнова. СПб.: ИТМО, 2011. С. 181-190.
3. Persson B.N.J. Theory of rubber friction and contact mechanics Available at: [http://www.multcaleconsulting.com/resources/Theory of rubber friction and contact mechanics.pdf](http://www.multcaleconsulting.com/resources/Theory_of_rubber_friction_and_contact_mechanics.pdf), accessed 01.11.2010.
4. Мур Д. Основы и применения трибоники. М.: Мир, 1978. 487 с.
5. Ivanović V. Experimental identification of dynamic tire friction potential on ice surfaces Available at: http://www.fsb.hr/NewsUpload/31_10_2005_4172_awarded_paper_IAVSD_1stpage.pdf, accessed 01.11.2010.