

УДК 629.113

В.И. Песков

**УТОЧНЕНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ФОРМУЛЫ Я.С. АГЕЙКИНА  
ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ВЫСОТЫ ПРЕОДОЛЕВАЕМОГО МНОГООСНЫМИ  
ПОЛНОПРИВОДНЫМИ АВТОМОБИЛЯМИ ПОРОГОВОГО УСТУПА**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Показано, что известная формула для определения высоты преодолеваемого полноприводными автомобилями порогового уступа дает правильный результат в ограниченном диапазоне реальных значений коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. Выведена новая формула для оценки возможности преодоления полноприводной машиной порогового уступа, превышающего радиус колеса. С использованием этой формулы показана на примере колесной машины 8x8 возможность преодоления порогового уступа, практически в полтора раза, превышающего размер свободного радиуса колеса. Теоретический вывод подтвержден экспериментально.

*Ключевые слова:* пороговый уступ (эскарп), коэффициент сцепления, свободный радиус колеса, колесные схемы, преодоление эскарпа более радиуса колеса.

Известная формула Я.С. Агейкина [1-3] выведена для оценки возможности преодоления порогового уступа (эскарпа) полноприводными автомобилями при упрощающем условии, когда все оси автомобиля имеют одинаковую весовую нагрузку (1):

$$h_3^{\max} = r_c (1 - (1 - \Delta_{\text{ш}} / r_c) / \sqrt{1 + \{[(n - 1)\varphi_x + \varphi_{\text{п}}] / [1 - (n - 1)\varphi_x \varphi_{\text{п}}]\}^2}), \quad (1)$$

где  $h_3^{\max}$  – максимальная высота преодолеваемого эскарпа автомобилем с эластичными шинами;  $\Delta_{\text{ш}}$  – радиальная деформация шины на ребре эскарпа;  $r_c$  – свободный радиус колеса;  $n$  – число ведущих осей у автомобиля;  $\varphi_x$  – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью перед эскарпом;  $\varphi_{\text{п}}$  – коэффициент сцепления колеса с ребром эскарпа.

Проведем подробный анализ указанной формулы для полноприводных автомобилей с колесными схемами 4x4, 6x6, 8x8 и 10x10 при изменяющемся  $\varphi_x$  в пределах от 0,1 до 0,8. При этом для всех условий примем  $\varphi_{\text{п}} = 0,84$ , поскольку эскарп обычно представляет собой инженерное сооружение из монолитного бетона. Деформацию шины на ребре эскарпа ( $\Delta_{\text{ш}}$ ) примем равной 10 % от свободного радиуса колеса. Результаты расчетов высоты эскарпа в долях от свободного радиуса колеса ( $r_c$ ) сведены в табл. 1.

На рис. 1 расчетные данные табл. 1 дополнительно проиллюстрированы семейством соответствующих кривых. Как видно из табл. 1 и рис. 1, реальный расчетный результат во всем диапазоне возможных значений коэффициента сцепления  $\varphi_x$  получается только для машин с колесной формулой 4x4. Для полноприводных машин 6x6 правильный результат получается только до коэффициента сцепления опорной поверхности 0,6, при большей величине этого коэффициента вычисления переходят в область мнимых значений, поскольку выражение в скобках знаменателя формулы становится отрицательным. Это объясняет, почему при более благоприятных условиях по развиваемым на ведущих колесах тяговым усилиям расчет при  $\varphi_x = 0,7$  и  $\varphi_x = 0,8$  дает меньшее значение высоты преодолеваемого машиной эскарпа.

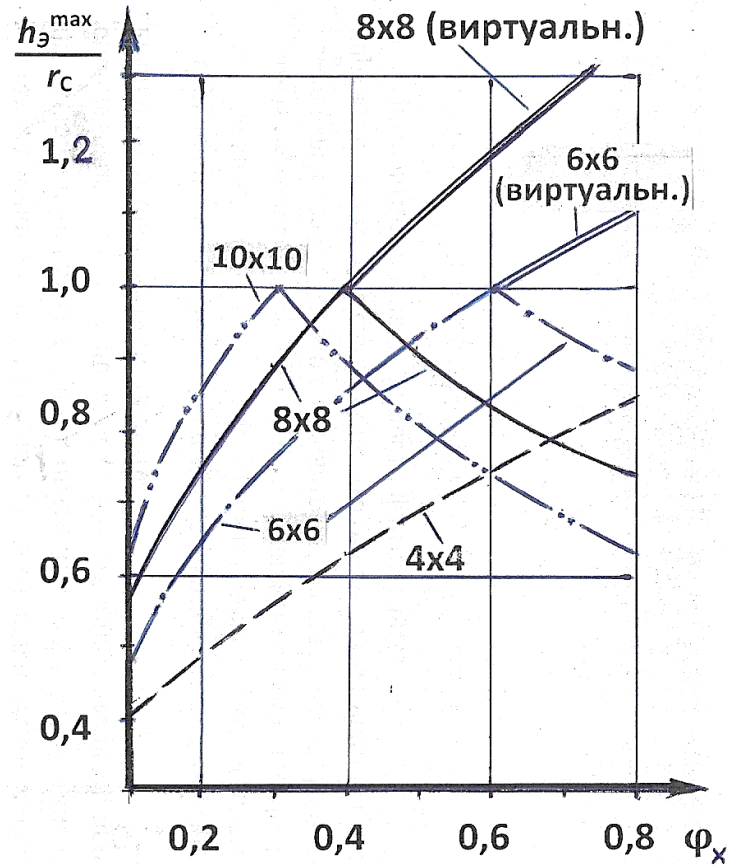


Рис. 1. Зависимость  $h_{э}^{\max}/r_c$  от  $\varphi_x$  по формуле Я.С. Агейкина

Таблица 1

Расчетная высота порогового уступа (в долях  $r_c$ ), преодолеваемого полноприводными машинами с различными колесными схемами, в соответствии с формулой Я.С. Агейкина (в расчетах принято  $\varphi_n = 0,84$ ;  $\Delta_{ш} = 0,1r_c$ )

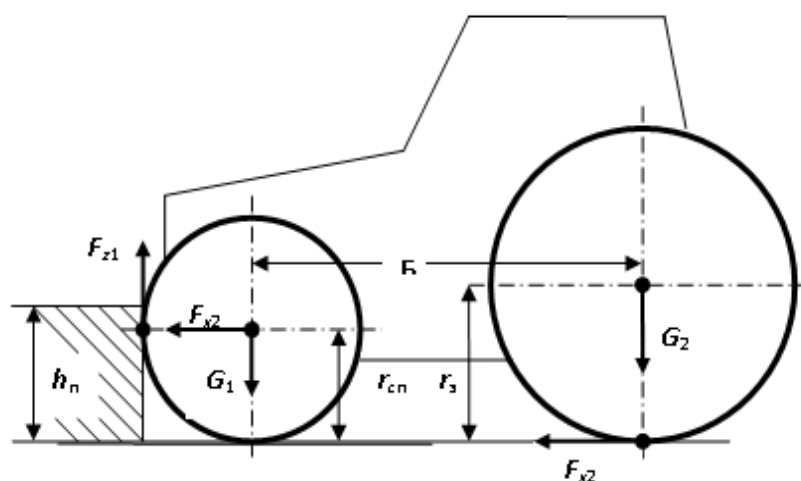
$\varphi_x$ \ Колесн. схема	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
4x4	0,399	0,497	0,556	0,625	0,688	0,745	0,798	0,846
6x6	0,482	0,625	0,745	0,846	0,931	≈ 1,0	0,935	0,883
8x8	0,556	0,745	0,891	≈ 1,0	0,908	0,837	0,778	0,730
10x10	0,625	0,846	≈ 1,0	0,889	0,797	0,730	0,678	0,635

Еще проблематичнее ситуация для машин 8x8. Для них реальный результат, удовлетворительно подтверждаемый в экспериментах, получается только до коэффициента сцепления 0,4. При более высоких  $\varphi_x$  расчет по формуле Я.С. Агейкина дает ошибочное значение  $h_{э}^{\max}$ . Для машин с колесной формулой 10x10 уже при коэффициенте сцепления 0,3 высота преодолеваемого эскарпа достигает предельного значения, до которого расчетная схема, использованная при выводе указанной формулы, была верна (в работе [2] подчеркивается, что формула справедлива только до значения высоты эскарпа, которая не более свободного радиуса колеса автомобиля). Напрашивается вывод, что для многоосных полноприводных машин достаточно точное расчетное определение высоты преодолеваемого порогового уступа (эскарпа) по формуле Я.С. Агейкина возможно в очень ограниченных диапазонах по величине коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. Это происходит потому, что использованная при выводе формулы расчетная схема предполагала движение колеса и са-

мой машины вперед, в то время как при более высоких значениях  $\varphi_x$  высота преодолеваемого порогового уступа должна быть больше  $r_c$ . Это, в свою очередь, должно привести к изменению направления движения передних колес, преодолевающих препятствие – они должны в данном случае двигаться не вперед, а вверх.

Соответственно, расчетная схема должна быть такой, как показано на рис. 2 (ввиду одновременности процесса преодоления передними колесами большого препятствия и симметричности ситуации слева и справа, расчетная схема выполнена плоской) [4]. Передние колеса фактически не касаются горизонтальной опорной поверхности, т.е. началось их движение вверх. На рис. 2:  $F_{z1}$  – тяговая сила на передних ведущих колесах, прижатых к вертикальной стенке препятствия задними ведущими колесами,  $F_{z1} = (\varphi_x - f) F_{x2}$ ;  $F_{x2}$  – тяговая сила на ведущих задних колесах,  $F_{x2} = (\varphi_x - f) G_2$ ;  $G_1$  – весовая нагрузка на передние ведущие колеса;  $G_2$  – весовая нагрузка на задние ведущие колеса;  $r_{cп}$  – свободный радиус передних колес;  $r_3$  – динамический радиус задних колес; Б – база транспортного средства. Как видно из рис. 2, для обеспечения движения вверх по вертикальной стенке препятствия передних колес двухосного полноприводного транспортного средства и преодоления в итоге уступа высотой более радиуса  $r_{cп}$  необходимо выполнение следующих условий [4] (2):

$$F_{z1} > G_1; (\varphi_x - f)F_{x2} > G_1; (\varphi_x - f)(\varphi_x - f) G_2 > G_1; \\ (\varphi_x - f)^2 G_2 > G_1 \quad (2)$$



**Рис. 2. Схема сил, действующих на ведущие колеса полноприводного трактора, преодолевающего крупное препятствие (передние колеса уже не контактируют с горизонтальной поверхностью)**

Оценим реальность такого события для существующих колесных машин, тем более, что раньше вообще не рассматривались подобные экстремальные возможности колесных транспортных средств. Так, для современного полноприводного колесного трактора статическая развесовка по колесным осям диапазона  $G_1 / G_2 = (0,35 \div 0,4) G_T / (0,65 \div 0,6) G_T$  вполне реальна. За счет реактивного момента со стороны ведущих колес, действующего на корпус трактора, эта развесовка дополнительно изменяется в нужную сторону с точки зрения обеспечения условий для преодоления передними колесами очень большого препятствия [5]. Так, при  $G_1 / G_2 = 0,4 / 0,6$ ;  $\varphi_n = \varphi_x = 0,7$ ;  $r_{cп} = 0,53$  м;  $r_3 = 0,72$  м и базе Б = 2,5 м максимальное изменение  $\Delta$  вертикальных реакций на колесах (исходя из сцепных условий) составит [5, 7] (3).

$$\Delta G_1 = \Delta G_2 = T_p / Б = (1 + 0,7) 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,53 G_T / 2,5 = 0,15 G_T, \quad (3)$$

где  $T_p$  – реактивный момент со стороны ведущих колес;  $G_T$  – полный вес трактора.

Динамическая развесовка  $G_{1д}$  и  $G_{2д}$  в момент преодоления препятствия передними колесами будет следующей (4):

$$\begin{aligned} G_{1д} &= 0,4 G_T - 0,15 G_T = 0,25 G_T, \\ G_{2д} &= 0,6 G_T + 0,15 G_T = 0,75 G_T. \end{aligned} \quad (4)$$

Соответственно, условием преодоления уступа высотой более  $r_{сп} = 0,53$  м является выведенное здесь неравенство (2):  $(\varphi_x - f)^2 G_{2д} > G_{1д}$ ;  $(0,7 - 0,015)^2 0,75 G_T > 0,25 G_T$ ;  $0,352 > 0,25$ . Как видим, условие выполняется. Следовательно, полноприводный трактор с такой осевой нагрузкой сможет преодолеть передними колесами уступ, высота которого  $h_3^{\max} > r_{сп} = 0,53$  м. Для полноприводного автомобиля с колесной формулой 4х4 эта ситуация также теоретически реальна при статической развесовке 0,4/0,6. Например, вездеход типа УАЗ-3151 с такой развесовкой, базой 2,38 м, радиусом колес  $r_c = 0,37$  м и полным весом  $G_a$  (и такими же условиями по сцеплению колес в момент максимальной реализации своих сцепных свойств) будет испытывать максимальное изменение  $\Delta$  вертикальных реакций на ведущих осях  $\Delta G_1 = \Delta G_2 = T_p / B = (1+0,7)0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,37 G_a / 2,38 \approx 0,111 G_a$ . Динамическая развесовка в момент преодоления препятствия передними колесами определится как (5):

$$\begin{aligned} G_{1д} &= 0,4 G_a - 0,111 G_a = 0,289 G_a, \\ G_{2д} &= 0,6 G_a + 0,111 G_a = 0,711 G_a. \end{aligned} \quad (5)$$

Условием преодоления передними колесами уступа высотой более  $r_{сп} = 0,37$  м в данном случае является неравенство (2)  $(\varphi_x - f)^2 G_{2д} > G_{1д}$ ;  $(0,7 - 0,015)^2 0,711 G_a > 0,289 G_a$ ;  $0,334 > 0,289$ , которое, как мы видим, выполняется, хотя и с чуть меньшим запасом, чем в ранее рассмотренном примере. Интересно, что для передних колес грузовика с колесной формулой 6х6 и балансирной подвеской задних ведущих осей рассмотренные ситуации теоретически также реальны. Для этого должна обеспечиваться (как минимум) одинаковая статическая нагрузка на все три оси, т.е.,  $G_1 = G_2 = G_3 \approx 0,333 G_a$ . Максимальное изменение  $\Delta$  вертикальных реакций на ведущих осях в случае задней балансирной подвески будет обеспечиваться реактивным моментом, действующим только со стороны передней ведущей оси. При  $\varphi_x = 0,7$ ,  $r_c = 0,5$  м и базе автомобиля  $B = 4,2$  м (6):

$$\Delta G_1 = \Delta G_2 + \Delta G_3 = T_p / B = 0,333 \cdot 0,7 \cdot 0,5 G_a / 4,2 \approx 0,028 G_a. \quad (6)$$

Динамическая развесовка в момент преодоления препятствия передними колесами определится как (7):

$$\begin{aligned} G_{1д} &= 0,333 G_a - 0,028 G_a = 0,305 G_a, \\ G_{2д} + G_{3д} &= 0,666 G_a + 0,028 G_a = 0,694 G_a. \end{aligned} \quad (7)$$

Условием преодоления передними колесами уступа высотой более  $r_c = 0,5$  м в данном случае также является неравенство (2)  $(\varphi_x - f)^2 (G_{2д} + G_{3д}) > G_{1д}$ ;  $(0,7 - 0,015)^2 0,694 G_a > 0,305 G_a$ ;  $0,326 > 0,305$ . Неравенство выполняется, но надежность выполнения процесса самая низкая из всех рассмотренных случаев. Если коэффициент сцепления шин с контактными поверхностями препятствия и дорожного полотна будет меньше всего на 0,05 ( $\varphi_x = 0,65$ ), передние колеса не смогут преодолеть уступ высотой более радиуса колеса, хотя по расчетной формуле [7] они будут способны преодолеть прямоугольное препятствие высотой  $0,978 r_c = 0,489$  м. Въезд передними колесами на высокое препятствие не означает, что задние колеса также успешно его преодолеют. Например, в рассмотренном ранее варианте, когда полноприводный трактор с развесовкой 0,4/0,6 уверенно въехал передними колесами на препятствие высотой более  $r_{сп} = 0,53$  м, его задние колеса, несмотря на их больший диаметр, преодолеют, согласно расчетам [6-8], прямоугольный уступ высотой только 0,33 м ( $0,458 r_3$ ). При большей высоте препятствия трактор остановится, т.е., потеряет проходимость. Поэтому оценку проходимости машины при движении через единичные препятствия необходимо производить по результатам комплексной оценки возможности преодоления их колесами всех осей.

Проведенный анализ позволяет сделать ряд важных выводов.

*Во-первых*, показано, что преодоление передними ведущими колесами полноприводного двухосного транспортного средства прямоугольного препятствия, высота которого превосходит радиус этих колес, при определенных условиях возможно.

*Во-вторых*, утверждение, что приспособленность колесных транспортных средств к преодолению единичных препятствий однозначно зависит от радиусов их колес, справедливо только для случаев равномерного распределения весовой нагрузки по всем колесным осям. Этот вывод в большой степени подтверждается, в том числе, и формулой Я.С. Агейкина (1), которая выведена на основе соблюдения указанного условия. При других вариантах развесовок транспортных средств возможны случаи, когда колеса меньшего радиуса смогут преодолеть препятствие большей высоты (как в рассмотренном примере преодоления препятствия передними и задними колесами полноприводного трактора).

*В-третьих*, важнейшим фактором, влияющим на способности колеса (оси автомобиля) к преодолению единичного препятствия, является весовая нагрузка на это колесо (ось). Этот вывод приводит к заключению о перспективности создания колесных вездеходных машин с изменяемой развесовкой, что позволит в процессе преодоления препятствий существенно влиять на их проходимость [8]. Возможно также использование специальных приемов, позволяющих менять развесовку машины в нужную сторону. Как пример такого влияния на повышение проходимости автомобиля, вернемся к варианту полноприводного УАЗ-3151, имеющему развесовку 0,41/0,59 при полной загрузке восемью снаряженными военной экипировкой бойцами. Передняя ось автомобиля, как было показано, при такой развесовке и хорошем сцеплении колес с препятствием и дорожным покрытием ( $\varphi_{\text{п}} = \varphi_{\text{х}} = 0,8 \div 0,84$ ), сможет преодолеть достаточно высокий уступ (вплоть до  $h_{\text{з}}^{\text{max}} = r_{\text{с}} = 0,37$  м). Имеющийся зазор между днищем кузова и поверхностью дороги позволит дальнейшее движение автомобиля до упора задних колес в препятствие. Затем боевой экипаж должен покинуть автомобиль, развесовка которого за счет этого изменится на 0,55/0,45. Как показывает расчет по формуле [7], но с учетом отрицательного для весовой нагрузки задней оси влияния реактивного момента [5, 8], указанный маневр позволит колесам задней оси преодолеть препятствие высотой 0,26 м. Без такого тактического приема максимальная высота уступа, преодолеваемого задними колесами, не превысила бы 0,2 м.

Для военной машины с целью повышения проходимости в указанных условиях возможно также использование экстремальных способов. Один из них – размещение на передней части капота двигателя специальных рукояток, позволяющих двум-трем бойцам в момент преодоления препятствия задними колесами надежно зафиксировать себя на переднем бампере автомобиля в качестве своеобразных противовесов. Эта процедура дополнительно изменит развесовку машины в нужную сторону, сделав ее близкой к 0,6/0,4. Дополнительная разгрузка задней оси позволит в итоге преодолеть ей уступ высотой около 0,3 м. Возможно даже преодоление задними колесами уступа высотой 0,35 м за счет использования инерции. Для этого необходимо обеспечить движение на препятствие со скоростью 5÷7 км/ч, т.е., замены процесса на динамический, но с допустимыми (не более 0,5 g) продольными перегрузками.

Исследования показали, что, вопреки выводам из табл. 1 и рис. 1, многоосные машины с числом ведущих колес более четырех имеют повышенный потенциал с точки зрения преодоления больших единичных препятствий [7-9]. Так, если полноприводная машина с колесной формулой 4x4 способна преодолеть последовательно обеими осями эскарп высотой  $\approx 0,85$  радиуса колеса (табл. 1), то предварительные расчеты с учетом формулы (2) показали, что полноприводная машина 8x8 может преодолеть всеми колесами такое препятствие высотой даже более радиуса колеса. Сделана попытка подробного изучения ситуации преодоления эскарпа высотой более радиуса колеса полноприводным спецавтомобилем с колесной формулой 8x8. В качестве прототипа взята одна из разработок конструкторов ООО «Военно-инженерный центр» – восьмиколесный бронетранспортер ГАЗ-5923 «Росток». В созданных на его основе расчетных схемах приняты (в соответствующем масштабе) радиусы колес 0,6 м, высота эскарпа 1 м. Геометрические параметры корпуса машины и расстояний между осями колес также очень близки к реальной конструкции (2,5 радиуса колеса между первыми двумя осями и двумя задними осями; 3,5 радиуса колеса между второй и третьей осями).

У машин такого типа вертикальные реакции на колесах близки к одинаковым, т.е.,  $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 0,25 G_a$ . Отличия обычно не превышают 10 %. Чтобы учесть влияние на статическую развесовку более востребованного в настоящее время переднего расположения силового агрегата, сдвинутой вперед башни и отсутствие боевого подразделения в отсеке десанта (согласно ГОСТ РВ 52048-2003, 10 человек, каждый массой 100 кг), принято такое окончательное распределение статической вертикальной нагрузки по осям:  $R_{1c} = 0,28 G_a$ ;  $R_{2c} = 0,26 G_a$ ;  $R_{3c} = 0,24 G_a$ ;  $R_{4c} = 0,22 G_a$ . Первый этап движения машины через эскарп, высота которого 1 м, начинается с наезда на его верхнюю кромку носовой части корпуса машины. Мощный бронированный нос, имеющий для повышения защитных свойств соответствующий наклон нижней передней части, под действием тяговых усилий  $F_{T1}$ ,  $F_{T2}$ ,  $F_{T3}$  и  $F_{T4}$  обеспечивает скольжение передка по передней кромке эскарпа вплоть до упора передних колес в его вертикальную стенку (рис. 3). Суммарная сила  $F_{\Sigma 1}$  прижатия колес передней оси к стенке в этот момент составляет (8):

$$F_{\Sigma 1} = F_{T1} + F_{T2} + F_{T3} + F_{T4} = (R_1 + R_2 + R_3 + R_4) \varphi_x = \varphi_x G_a. \quad (8)$$

где  $R_1, R_2, R_3, R_4$  – вертикальные реакции опорной поверхности на колеса соответствующей оси машины с учетом их некоторого перераспределения за счет реактивных моментов на корпус машины от ведущих мостов (колес);  $\varphi_x$  – коэффициент продольного сцепления колес с опорной поверхностью.

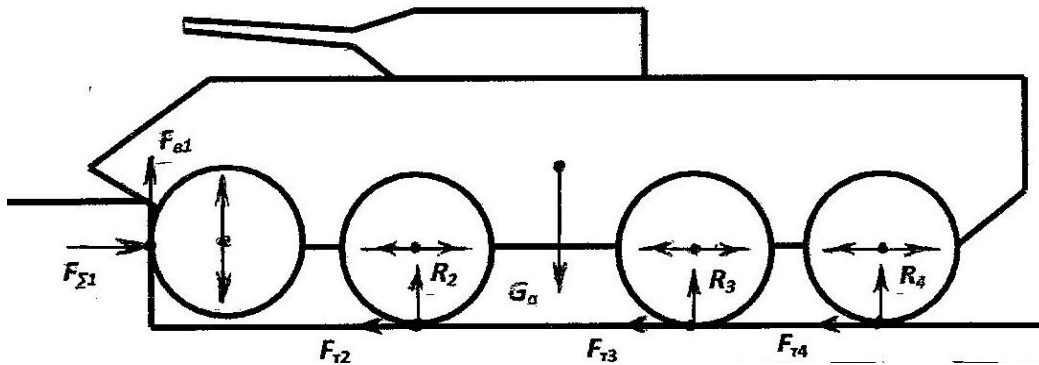


Рис. 3. Схема усилий, действующих на машину с колесной формулой 8x8 в момент начала преодоления эскарпа (колеса первой ведущей оси начали движение вверх; к осям колес условно приложены пары сил, необходимые для определения величин реактивных моментов)

Реактивные моменты от сил  $F_{T1}$ ,  $F_{T2}$ ,  $F_{T3}$  и  $F_{T4}$  создают разгружающее действие для колес двух передних осей, причем суммарный реактивный момент  $T_p$  от этих сил в первом приближении равен  $T_p = (F_{T1} + F_{T2} + F_{T3} + F_{T4}) r_d = \varphi_x (R_{1c} + R_{2c} + R_{3c} + R_{4c}) r_d = \varphi_x G_a r_d$ .

Можно с достаточной точностью считать, что он приводит к уменьшению вертикальной реакции на колеса передней оси на  $\Delta R_1$ , на колеса второй оси на  $0,5\Delta R_1$ . Соответственно, на колесах задней оси происходит увеличение вертикальных реакций на  $\Delta R_1$ , а на колесах третьей оси – увеличение на  $0,5\Delta R_1$ . Поэтому, величина  $\Delta R_1$  определится для принятой расчетной схемы из следующих соотношений (9):

$$T_p = 8,5\Delta R_1 r_d + 3,5\Delta R_2 r_d = 8,5\Delta R_1 r_d + 1,75\Delta R_1 r_d \approx 10\Delta R_1 r_d \\ T_p = \varphi_x G_a r_d = 10\Delta R_1 r_d; \Delta R_1 = 0,1 \varphi_x G_a. \quad (9)$$

При типичном для асфальтобетонной опорной поверхности  $\varphi_x = 0,8$  получим  $\Delta R_1 = 0,08 G_a$ . Соответственно, динамическое распределение вертикальной нагрузки по осям машины будет таково:  $R_1 = 0,2 G_a$ ;  $R_2 = 0,22 G_a$ ;  $R_3 = 0,28 G_a$ ;  $R_4 = 0,3 G_a$ .

При суммарной силе прижатия передних колес к стенке  $F_{\Sigma 1}$ , равной  $\varphi_x G_a$  (3), на передних ведущих колесах обеспечивается формирование вертикальной силы  $F_{B1} = \varphi_x^2 G_a = 0,64 G_a$ , что более чем достаточно для начала их движения вверх. После отрыва передних колес от горизонтальной опорной поверхности суммарная сила  $F_{\Sigma 1}$  уменьшается, так как исчезает

толкающая вперед сила со стороны колес первой оси (рис. 3). Но толкающего действия ведущих колес второй, третьей и четвертой осей достаточно для надежного прижатия колес первой оси к стенке и продолжения их уверенного движения вверх:  $F_{в1} = (0,22 G_a + 0,28 G_a + 0,3 G_a) \varphi_x^2 = 0,64 \cdot 0,8 G_a = 0,51 G_a > 0,2 G_a = R_1$ .

Происходящее далее вывешивание колес второй оси (рис. 4) приводит к перераспределению вертикальной нагрузки на оставшиеся опорными три другие оси. Это перераспределение  $\Delta R_i$ , учитывая геометрию расположения осей по длине машины, можно принять следующим:  $\Delta R_1 = 0,12 G_a$ ;  $\Delta R_3 = 0,06 G_a$ ;  $\Delta R_4 = 0,04 G_a$ .

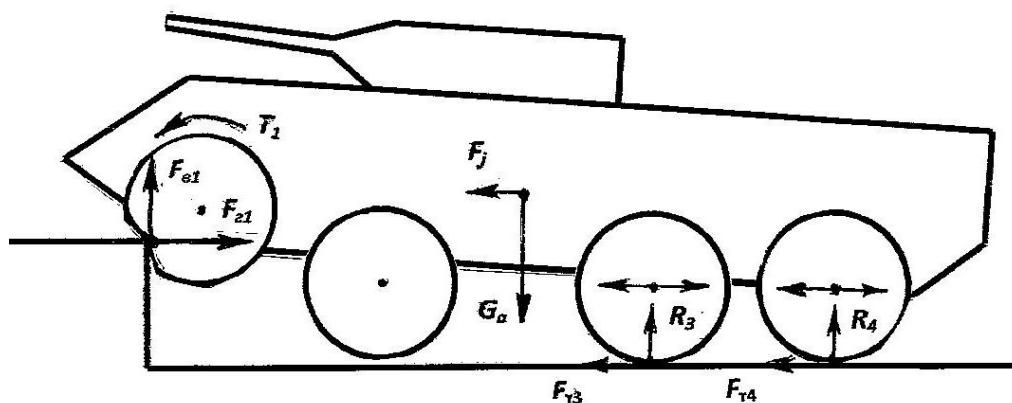


Рис. 4. Схема усилий, действующих на машину с колесной формулой 8x8 в момент завершения движения колес передней оси вверх по стенке эскарпа

Реальные вертикальные нагрузки на колеса машины в этот момент составят:  $R_1 = 0,32 G_a$ ;  $R_2 = 0$ ;  $R_3 = 0,34 G_a$ ;  $R_4 = 0,34 G_a$ . Движение передних ведущих колес вверх по стенке эскарпа и далее вперед продолжится и в случае вывешивания колес второй оси, поскольку:  $F_{в1} = (0,34 G_a + 0,34 G_a) \varphi_x^2 = 0,64 \cdot 0,68 G_a = 0,435 G_a > 0,32 G_a = R_1$ . В момент завершения движения ведущих колес передней оси вверх по стенке эскарпа (рис. 4), передние колеса грунтозацепами своих шин зацепляются за ребро уступа, что приводит к увеличению их коэффициента сцепления на 20-30 % [4, 5]. Действующий на эти колеса момент  $T_1$ , а также сила инерции  $F_j$  (из-за некоторого замедления скорости движения) в сочетании с толкающими усилиями  $F_{т3}$  и  $F_{т4}$  способствуют продолжению движения машины вперед.

Следующим этапом преодоления большого эскарпа машиной 8x8 является движение по его вертикальной стенке ведущих колес второй оси. К этому моменту ведущие колеса первой оси уже расположены на верхней горизонтальной площадке эскарпа и создают тяговое усилие  $F_{т1}$ . Колеса второй оси максимально вывешены, вертикальная реакция на них отсутствует (рис. 5). В указанных условиях без особой сложности обеспечивается вертикальное движение ведущих колес второй оси по стенке эскарпа, поскольку даже при их максимальном перемещении вверх нагрузка на них не превысит 0,35-0,4  $G_a$ , а прижимающее эти колеса к стенке усилие  $F_{\Sigma 2}$  составляет:  $F_{\Sigma 2} = F_{т1} + F_{т3} + F_{т4} = \varphi G_a = 0,8 G_a$ .

Соответственно, движущая их вверх сила может по максимуму достигать величины  $F_{в2} = \varphi F_{\Sigma 2} = 0,64 G_a > 0,4 G_a$ , чего более чем достаточно.

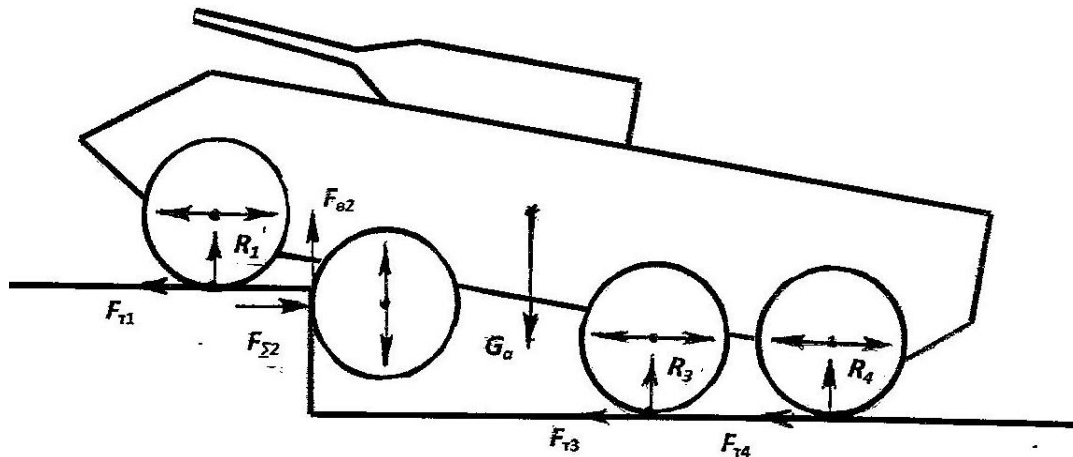


Рис. 5. Схема усилий на машину с колесной формулой 8x8 в момент прижатия ведущих колес второй оси к стенке эскарпа

Движение вверх колес второй оси заканчивается ситуацией, аналогичной показанной на рис. 4 для первой оси, когда колеса упираются в ребро эскарпа. В этом положении возможно даже полное вывешивание колес первой оси, поскольку у машины получается сильно задранной вверх носовая часть. Это говорит о том, что весовая нагрузка на колеса второй оси приблизится к  $0,5G_a$ .

В момент завершения движения ведущих колес второй оси вверх по стенке эскарпа они грунтозацепами своих шин зацепляются за ребро уступа, что приводит к увеличению их коэффициента сцепления. Действующий на эти колеса момент  $T_2$ , а также сила инерции  $F_j$  (при замедлении движения машины) в сочетании с толкающими усилиями  $F_{\Sigma 3}$  и  $F_{\Sigma 4}$  способствуют продолжению перемещения бронетранспортера вперед.

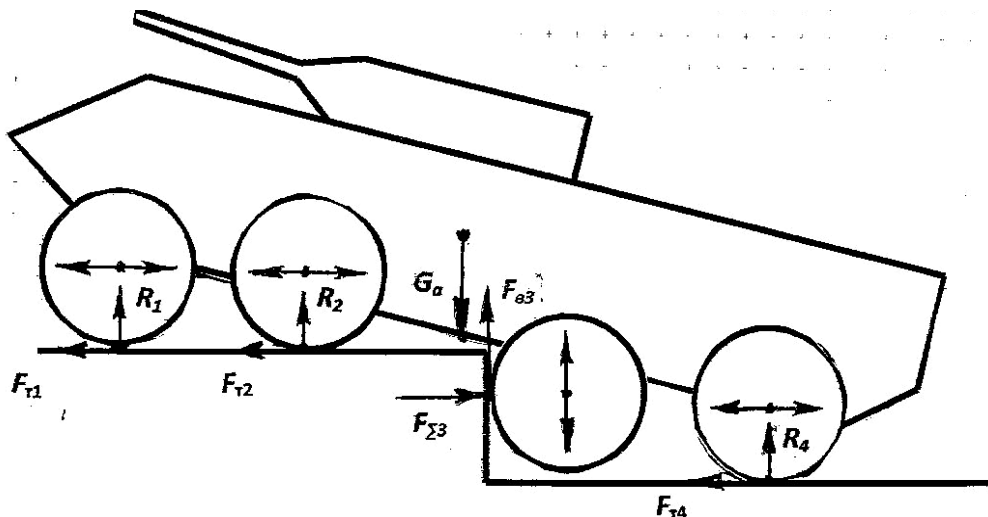
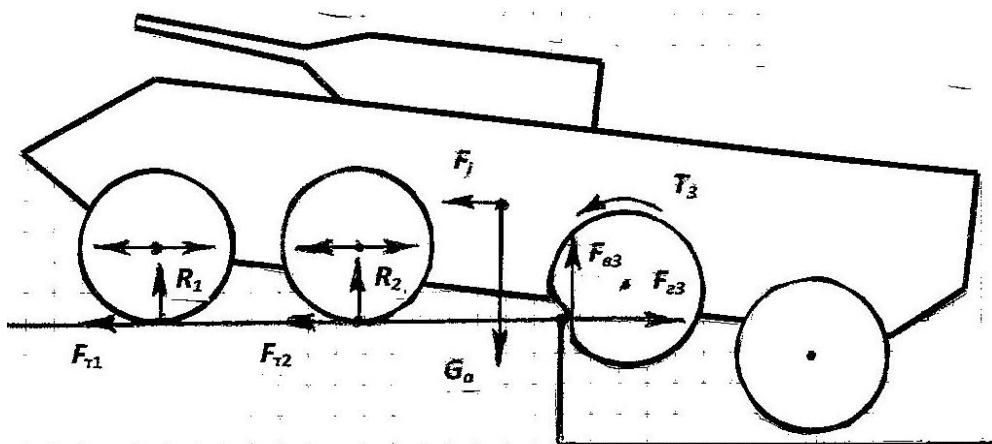


Рис. 6. Схема усилий, действующих на машину с колесной формулой 8x8 в момент прижатия ведущих колес третьей оси к стенке эскарпа

С прижатием колес третьей ведущей оси к вертикальной стенке эскарпа начинается третий этап процесса, схема которого представлена на рис. 6. Скорее всего, колеса третьей оси в указанной ситуации также окажутся в вывешенном состоянии, как это только что было при преодолении эскарпа второй осью. На начальном этапе движения колес третьей оси вверх каких-либо сложностей нет. Практическое отсутствие существенной вертикальной нагрузки на них приводит к достаточно легкому обеспечению их движения вверх по стенке, поскольку прижимной силы  $F_{\Sigma 3}$  от тяговых сил  $F_{\Sigma 1}$ ,  $F_{\Sigma 2}$  и  $F_{\Sigma 4}$  (как было показано на примере колес второй оси) более чем достаточно.



Проблемы возникают при подъеме колес третьей оси до упора в ограничитель вертикального хода подвески из-за их плотного контакта с ребром эскарпа и начинающегося вывешивания колес задней оси (рис. 7). Вертикальная нагрузка на колеса третьей оси при этом приближается к своему возможному максимуму – к  $0,5G_a$ .



**Рис. 7. Схема усилий, действующих на машину с колесной формулой 8x8 при подъеме колес третьей оси до упора в ограничитель вертикального хода подвески**

В этом положении решающее влияние на преодоление препятствия оказывает крутящий момент на колесах третьей оси, который за счет повышенного сцепления этих колес с ребром эскарпа обеспечит существенную прибавку толкающего усилия к тяговым силам  $F_{T1}$  и  $F_{T2}$  со стороны передних ведущих осей. Некоторую добавку дает также инерционное воздействие  $F_j$ , которое явится следствием небольшого снижения скорости движения по препятствию. О том, что в этот момент колеса третьей оси очень нагружены и передают очень большой крутящий момент, говорят случаи поломки полуосей третьей ведущей оси, зафиксированные во время проведения соответствующих полигонных испытаний реальных боевых машин с колесной формулой 8x8.

После въезда колес третьей оси на верхнюю площадку эскарпа въезд на нее колес задней (четвертой) оси особой сложности не представляет, поскольку сумма тяговых усилий  $F_{T1}$ ,  $F_{T2}$  и  $F_{T3}$  на колесах трех передних ведущих осей, находящихся на верхней площадке эскарпа, значительна, а ведущим колесам четвертой оси, находящимся в вывешенном состоянии, предстоит въехать на уступ высотой существенно меньше радиуса колеса.

Результаты представленного теоретического анализа проверены в реальных условиях. Так, прототип машины ГАЗ-5923 на специальном полигоне осуществил въезд на эскарп высотой 1 м со скоростью около 7-10 км/ч (рис. 8-11). Повышенного буксования колес при этом не зафиксировано.



**Рис. 8. Передние колеса машины 8x8 начинают подъем на эскарп высотой 1 м**



**Рис. 9. Передние колеса въехали на верхнюю площадку эскарпа**



**Рис. 10. Колеса второй ведущей оси на верхней площадке эскарпа, колеса передней оси вывешены**



**Рис. 11. Колеса третьей оси заканчивают въезд на верхнюю площадку эскарпа, нагрузка на них максимальная**

Проведенный теоретический анализ и полученные экспериментальные данные позволяют сделать следующие выводы.

1. Восьмиколесные полноприводные машины обладают повышенными возможностями по преодолению больших препятствий типа прямоугольного эскарпа по сравнению с машинами, имеющими колесную формулу 4x4. Вполне реальным является преодоление такими машинами эскарпа высотой в 1,4-1,6 радиуса колеса, что практически вдвое превышает аналогичный показатель для машин с колесной формулой 4x4.

2. Геометрические параметры носовой части полноприводной машины с колесной формулой 8x8 могут оказать существенное влияние на успешность преодоления препятствия, превышающего радиус колеса. Это влияние тем более существенно, чем больший передний свес имеет машина и чем более острый угол имеет наклон выступающей вперед части нижней панели передка корпуса к горизонту. С этих позиций размещение на этой панели

выступающих элементов типа буксирных устройств или осветительных приборов не должно препятствовать скольжению передка машины по верхней кромке эскарпа.

3. Вытекает необходимость в уточнении методики использования известной формулы Я.С. Агейкина (1) [1-3] для расчетов максимальной высоты прямоугольного препятствия (эскарпа), преодолеваемого полноприводными машинами с недеформируемым шасси, имеющими колесные формулы 6х6, 8х8, 10х10 и т.п. Поскольку при выводе формулы расчетная схема предполагала движение колес и машины вперед, она дает правильный результат только, когда высота препятствия не превышает радиус колеса (т.е.,  $h_s^{\max}/r_c \leq 1$ ). Из рис. 1 видно, что только для автомобилей 4х4 (при развесовке 50:50) формула дает правильный результат в диапазоне реальных значений коэффициента сцепления  $\phi_x$ . Для автомобилей 6х6 предельная величина этого коэффициента равна 0,6. Для автомобилей 8х8 правильный результат получается до  $\phi_x^{\max} = 0,4$ , для автомобилей 10х10 – до  $\phi_x^{\max} = 0,3$ .

В случае более высоких величин коэффициента сцепления  $\phi_x$  расчет уходит в область мнимых значений, что приводит к существенному занижению получаемого результата. Поэтому перед расчетами по формуле Я.С. Агейкина следует проверить возможность преодоления эскарпа высотой более  $r_c$  по выведенной автором статьи формуле (2). Необходимо отметить, что полученное для БТР 8х8 экспериментальное значение максимальной высоты преодолеваемого машиной эскарпа  $1,4 \dots 1,6 r_c$  хорошо соответствует (ошибка менее 10 %) виртуальной кривой, естественно продолжающей кривую результатов расчетов в диапазоне  $\phi_x = 0,1 \dots 0,4$ , проведенных по классической формуле Я.С. Агейкина.

### Библиографический список

1. Агейкин, Я.С. Проходимость автомобиля / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Агейкин, Я.С. Проходимость автомобиля / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская, И.В. Чичекин. – М.: МГИУ, 2000. – 141 с.
3. Агейкин, Я.С. Теория автомобиля / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с.
4. Песков, В.И. Повышение способности полноприводных транспортных средств к преодолению единичных препятствий типа прямоугольного уступа / В.И. Песков, Д.В. Песков // Журнал ААИ. – М.: Издат. дом ААИ ПРЕСС. – 2015, – №6 (95). – С.46-50.
5. Песков, В.И. Уточнение формул расчета высоты преодолеваемого колесом уступа прямоугольной формы / В.И. Песков, Д.В. Песков, А.Л. Безруков // Сб. статей III Международ. науч.-технич. конференции «Проблемы транспортных и технологических комплексов». – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2012. – С.126-128.
6. Песков, В.И. Совершенствование эксплуатационных качеств автомобиля: монография / В.И. Песков, В.И. Сердюк, А.Е. Сердюк. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2009. – 135 с.
7. Песков, В.И. Розрахункове визначення експлуатаційних характеристик автомобіля: монографія / В.І. Песков, Г.В. Шкарівський. – Київ, Изд. «Аграр медіа груп», 2017. – 274 с.
8. Песков, В.И. Расчетные исследования эксплуатационных характеристик автомобилей: монография / В.И. Песков, Н.А. Кузьмин. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2018. – 212 с.
9. Peskov, V.I. Overcoming of high escarp by an all-wheel drive machine 8x8 / V.I. Peskov // The 102<sup>nd</sup> International Scientific and Technical Conference «Intelligent Systems of Driver Assistance: Development, Research, Certification» 18–19 April 2018, N. Novgorod, Russian Federation. AAE – IOP Publishing. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 386 (2018). – P. 6.

**V.I. Peskov**

**ELABORATION OF THE AGEYKIN FORMULA USING  
FOR DETERMINATION OF THE ESCARP HEIGHT, OVERCOMING  
BY MULTI-AXEL ALL-DRIVE VEHICLES**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

**Purpose:** Consideration of specific problems in calculations of the escarp height, overcoming by multi-axel all-drive vehicles, and proving of their possibilities to overcome escarp more than wheel radius, what nobody tried before.

**Design/methodology/approach:** A theoretical framework based on new calculation model, which is using for analysis of all-drive vehicles with wheel formulas 4x4, 6x6, 8x8, 10x10.

**Findings:** Calculations with Ageykin formula give good results in limited meanings of the wheel friction coefficient. When this coefficient is equal to 0,6 for vehicle 6x6, or 0,4 for vehicle 8x8, or 0,3 for vehicle 10x10, calculation results become mistaken.

**Conclusions:** The all-drive vehicles with wheel formulas 6x6, 8x8, 10x10 are capable to overcome escarp the height of which is more than wheel radius. This conclusion is confirmed in theoretical and experimental researches.

*Key words:* threshold (escarp), wheel friction coefficient, free wheel radius, wheel schemes, overcoming of escarp more than wheel radius.