

УДК 629.113

## ФОРМУЛЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА КРУГЛОГО ПРЕПЯТСТВИЯ, ПРЕОДОЛЕВАЕМОГО КОЛЁСАМИ АВТОМОБИЛЯ

В. И. Песков, к. т. н. / Д. В. Песков

Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

При движении автомобиля в условиях бездорожья вполне вероятны случаи, когда необходимо преодолеть препятствие круглой формы. Такая ситуация может возникнуть, например, если дорогу преграждает упавший столб или ствол упавшего дерева, возможен также случай расположения поперёк дороги незарытого трубопровода. В таких ситуациях для теоретического определения возможностей автомобиля по проходимости может пригодиться формула, позволяющая рассчитать максимальный диаметр круглого препятствия, преодолеваемого колёсами автомобилей различных компоновочных схем и при различных условиях сцепления ведущих колёс с дорожным покрытием и самим препятствием.

При выведении таких аналитических зависимостей полезно использовать имеющийся опыт теоретического анализа подобных ситуаций при преодолении колёсным транспортным средством единичных препятствий прямоугольной формы (эскарпов). В частности, одними из удобных и универсальных являются разработанные в 2009 году В. И. Песковым в монографии «Совершенствование эксплуатационных качеств автомобиля» обобщённые зависимости:

$$h_3^{max} = r_c [1 - (1 - \Delta/r_c) / \sqrt{(K_1)^2 + 1}]; \quad (1)$$

$$K_1 = (\varphi_x - f) G_2 / G_1; \quad (2)$$

$$K_2 = (\varphi_{np} G_1 - f G_2) / (G_1 + f \varphi_{np} G_2); \quad (3)$$

$$K_3 = (\varphi_{np} G_1 + \varphi_x G_2 - f G_2) / (G_1 + f \varphi_{np} G_2 - \varphi_{np} \varphi_x G_2); \quad (4)$$

где  $h_3^{max}$  — максимальная высота преодолеваемого эластичными колёсами порогового препятствия;  $r_c$  — свободный радиус колеса;  $\Delta$  — радиальная деформация шины на ребре порога;  $K_1$  — коэффициент, соответствующий конкретной ситуации движения колеса через неровность ( $K_1$  — колёса ведомой оси автомобиля с колёсной формулой 4 × 2;  $K_2$  — колёса ведущей оси автомобиля с колёсной формулой 4 × 2;  $K_3$  — колёса оси полноприводного автомобиля с колёсной формулой 4 × 4);  $G_1$  — вес, приходящийся на передние колёса;  $G_2$  — вес, приходящийся на задние колёса;  $\varphi_{np}$  — коэффициент сцепления на ребре порога;  $\varphi_x$  — коэффициент сцепления на поверхности дорожного полотна;  $f$  — коэффициент сопротивления качению колеса.

Геометрическое сопоставление ситуаций преодоления порогового и круглого препятствий для случая ведомого

жёсткого колеса с осью вращения  $O$  показано на рис. 1, где применены такие обозначения:  $h_{max}$  — максимальная высота преодолеваемого жёстким колесом порогового препятствия;  $d$  — соответствующий максимальный диаметр круглого препятствия;  $O_1$  — центр окружности круглого препятствия;  $A$  — точка контакта жёсткого колеса с гранью порогового и окружностью круглого препятствий;  $F_x$  — толкающая сила со стороны задних ведущих колёс;  $G_1$  — весовая нагрузка на ведомое колесо;  $R_n$  — реакция со стороны препятствий на колесо;  $r_c$  — свободный радиус колеса.

Для рассматриваемого случая ввиду отсутствия радиальной деформации шины (колесо жёсткое, то есть  $\Delta = 0$ ) максимальная высота преодолеваемого препятствия определяется из соответственно скорректированного выражения (1):

$$h_{max} = r_c [1 - 1 / \sqrt{(K_1)^2 + 1}]. \quad (5)$$

При этом геометрические параметры схемы позволяют вывести такое соотношение:

$$h_{max} = d/2 + (d/2) \cos \alpha = (d/2)(1 + \cos \alpha),$$

откуда максимальный диаметр  $d$  преодолеваемого жёстким колесом круглого препятствия определяется как

$$d = 2h_{max} / (1 + \cos \alpha). \quad (6)$$

Но  $\cos \alpha = \sin \alpha / \operatorname{tg} \alpha$ . Для рассматриваемого случая  $\sin \alpha = F_x / R_n = \varphi_x G_2 / \sqrt{[(\varphi_x - f) G_2]^2 + (G_1)^2}$ ,  $\operatorname{tg} \alpha = K_1 = (\varphi_x - f) G_2 / G_1$  [1], соответственно, после подстановки и преобразований получим  $\cos \alpha = 1 / \sqrt{(K_1)^2 + 1}$ . Теперь

**Таблица 1.** Максимальная высота порогового и максимальный диаметр круглого препятствий, преодолеваемых колёсами ведомой оси автомобиля 4 x 2, имеющего статическую развесовку 0,48/0,52

$\varphi_{np} = \varphi_x$	Динамическая развесовка	$h_s^{max}$	$d_s^{max}$	$h_s^{max}$ при $r_c = 0,35$ м	$d_s^{max}$ при $r_c = 0,35$ м
0,2	0,467/0,533	0,071 $r_c$	1,010 $h_s^{max}$	0,025 м	0,025 м
0,5	0,447/0,553	0,187 $r_c$	1,080 $h_s^{max}$	0,065 м	0,071 м
0,8	0,428/0,572	0,347 $r_c$	1,186 $h_s^{max}$	0,121 м	0,144 м

**Таблица 2.** Максимальная высота порогового и максимальный диаметр круглого препятствий, преодолеваемых колёсами задней ведущей оси автомобиля 4 x 2, имеющего статическую развесовку 0,48/0,52

$\varphi_{np} = \varphi_x$	Динамическая развесовка	$h_s^{max}$	$d_s^{max}$	$h_s^{max}$ при $r_c = 0,35$ м	$d_s^{max}$ при $r_c = 0,35$ м
0,2	0,467/0,533	0,067 $r_c$	1,009 $h_s^{max}$	0,023 м	0,024 м
0,5	0,447/0,553	0,148 $r_c$	1,054 $h_s^{max}$	0,052 м	0,055 м
0,8	0,428/0,572	0,254 $r_c$	1,120 $h_s^{max}$	0,089 м	0,100 м

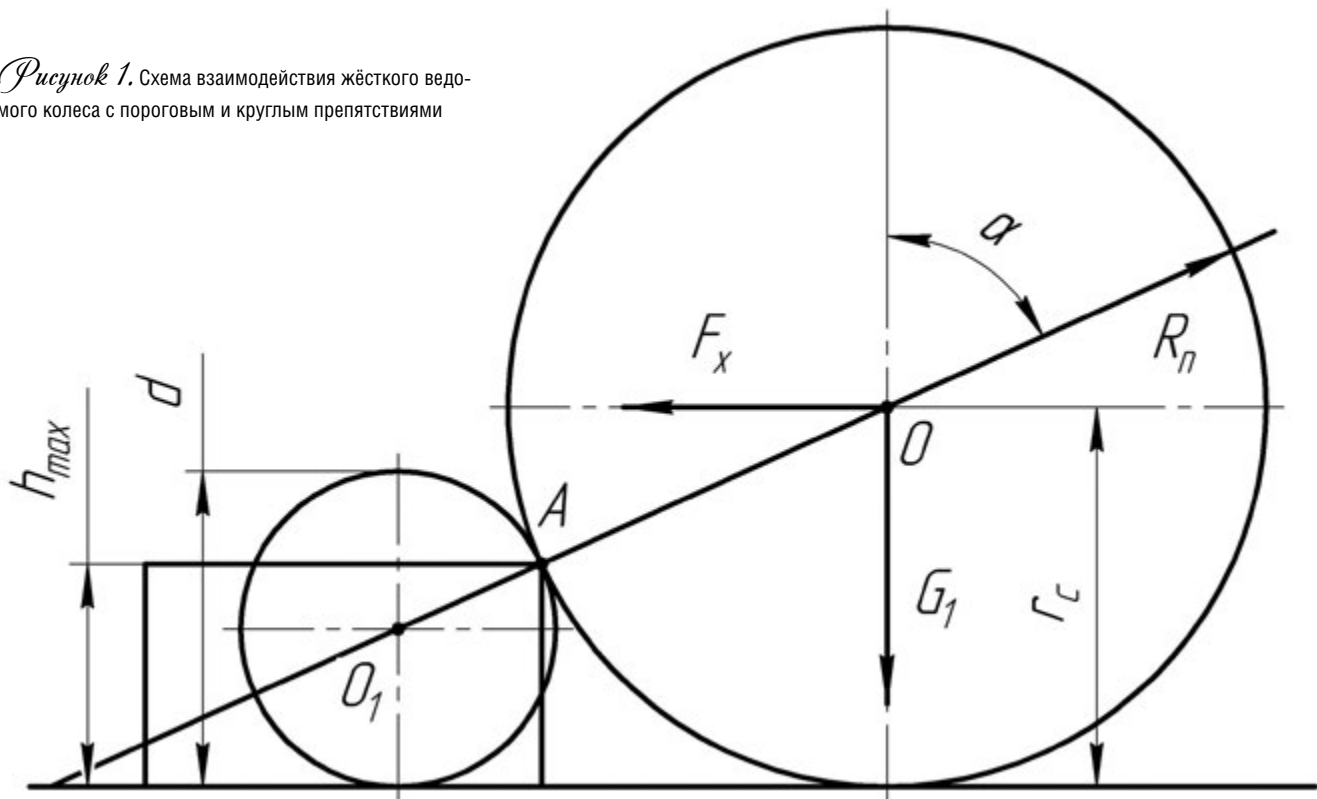
**Таблица 3.** Максимальная высота порогового и максимальный диаметр круглого препятствий, преодолеваемых колёсами ведущей оси переднеприводного автомобиля, имеющего статическую развесовку 0,55/0,45

$\varphi_{np} = \varphi_x$	Динамическая развесовка	$h_s^{max}$	$d_s^{max}$	$h_s^{max}$ при $r_c = 0,35$ м	$d_s^{max}$ при $r_c = 0,35$ м
0,2	0,536/0,464	0,067 $r_c$	1,009 $h_s^{max}$	0,023 м	0,024 м
0,5	0,516/0,484	0,146 $r_c$	1,054 $h_s^{max}$	0,051 м	0,054 м
0,8	0,495/0,505	0,252 $r_c$	1,119 $h_s^{max}$	0,088 м	0,099 м

**Таблица 4.** Максимальная высота порогового и максимальный диаметр круглого препятствий, преодолеваемых ведущими колёсами автомобиля 4 x 4 с динамической развесовкой 0,5/0,5

$\varphi_{np} = \varphi_x$	Динамическая развесовка	$h_s^{max}$	$d_s^{max}$	$h_s^{max}$ при $r_c = 0,35$ м	$d_s^{max}$ при $r_c = 0,35$ м
0,2	0,5/0,5	0,120 $r_c$	1,040 $h_s^{max}$	0,042 м	0,044 м
0,5	0,5/0,5	0,421 $r_c$	1,244 $h_s^{max}$	0,147 м	0,183 м
0,8	0,5/0,5	0,786 $r_c$	1,631 $h_s^{max}$	0,275 м	0,448 м

**Рисунок 1.** Схема взаимодействия жёсткого ведомого колеса с пороговым и круглым препятствиями



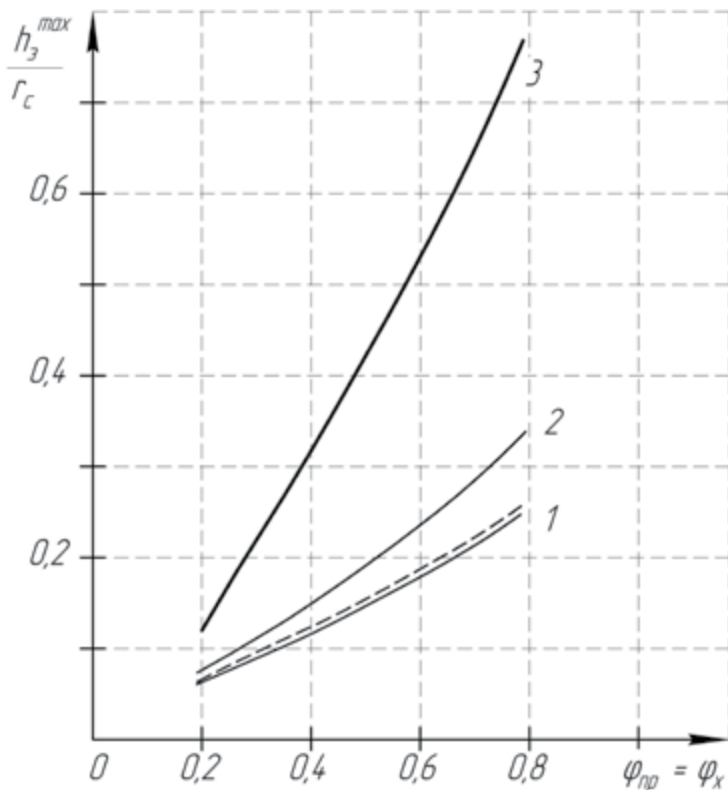


Рисунок 2. Зависимость относительной высоты преодолеваемого порогового препятствия от коэффициентов сцепления  $\varphi_{np} = \varphi_x$  и трансмиссии автомобиля: 1 — ведущие оси передне- и заднеприводного автомобилей; 2 — ведомая ось заднеприводного автомобиля; 3 — ведущие оси автомобиля 4 x 4

можно окончательно записать для максимального диаметра  $d$  преодолеваемого жёстким колесом круглого препятствия:

$$d = 2h_{max} / [1 + 1/\sqrt{(K_1)^2 + 1}]. \quad (7)$$

Оснащённое эластичной шиной колесо реального автомобиля в точке  $A$  контакта с препятствием деформируется на некоторую величину  $\Delta$ , причём эта радиальная деформация происходит в направлении реакции  $R_n$ , что, соответственно, увеличивает высоту  $h_3^{max}$  преодолеваемого порогового препятствия на  $\Delta \cos \alpha$  [1], то есть

$$h_3^{max} = h_{max} + \Delta \cos \alpha.$$

Учёт этой деформации обеспечивает формула (1), необходимо только принимать во внимание то, что в случае переезда круглого препятствия деформация шины  $\Delta$  примерно в два раза меньше соответствующей деформации на пороге прямоугольного препятствия. Соответственно, максимальный диаметр  $d_3^{max}$  определяется из выражения, структурно аналогичного выражению (7):

$$d_3^{max} = 2h_3^{max} / [1 + 1/\sqrt{(K_1)^2 + 1}]. \quad (8)$$

Поскольку прослеживается чёткая связь между  $h_3^{max}$  и  $d_3^{max}$ , можно (по аналогии с решениями в монографии «Совершенствование эксплуатационных качеств автомобиля») использовать формулу (8) для определения максимального диаметра преодолеваемого препятствия, для случаев переднего ведущего колеса

переднеприводного автомобиля и для ведущих колёс полноприводного автомобиля, применив для определения  $h_3^{max}$  коэффициенты  $K_2$  и  $K_3$  согласно формулам (3) и (4) соответственно. В табл. 1, 2, 3 и 4 это сделано для нескольких вариантов компоновок автомобилей, для их ведущих и ведомых колёс (осей) и при разных значениях коэффициентов сцепления  $\varphi_{np} = \varphi_x$ . Кроме того, в расчётах учтена ещё одна особенность процесса — существенное влияние на статическую развесовку автомобилей реактивного момента со стороны ведущих колёс (осей), разгружающего передок автомобиля и догружающего его заднюю часть в момент преодоления препятствия [2]. При этом величина реактивного момента  $T_p$  определена из соотношения

$$T_p = \varphi_x G_s r_\delta$$

где  $G_s$  — вес автомобиля, приходящийся на ведущие колёса;  $r_\delta$  — динамический радиус колеса. Изменение вертикальных реакций  $\Delta G$  на осях автомобиля вычислялось по формуле

$$\Delta G = T_p / L, \text{ где } L \text{ — база автомобиля.}$$

При расчётах отношение базы автомобиля к динамическому радиусу колеса взято для всех расчётных случаев равным восьми, что соответствует или достаточно близко по величине большинству современных легковых автомобилей и кроссоверов.

Результаты расчётов графически представлены на рис. 2 и 3. Хорошо видно из рис. 2, что ведущие ко-

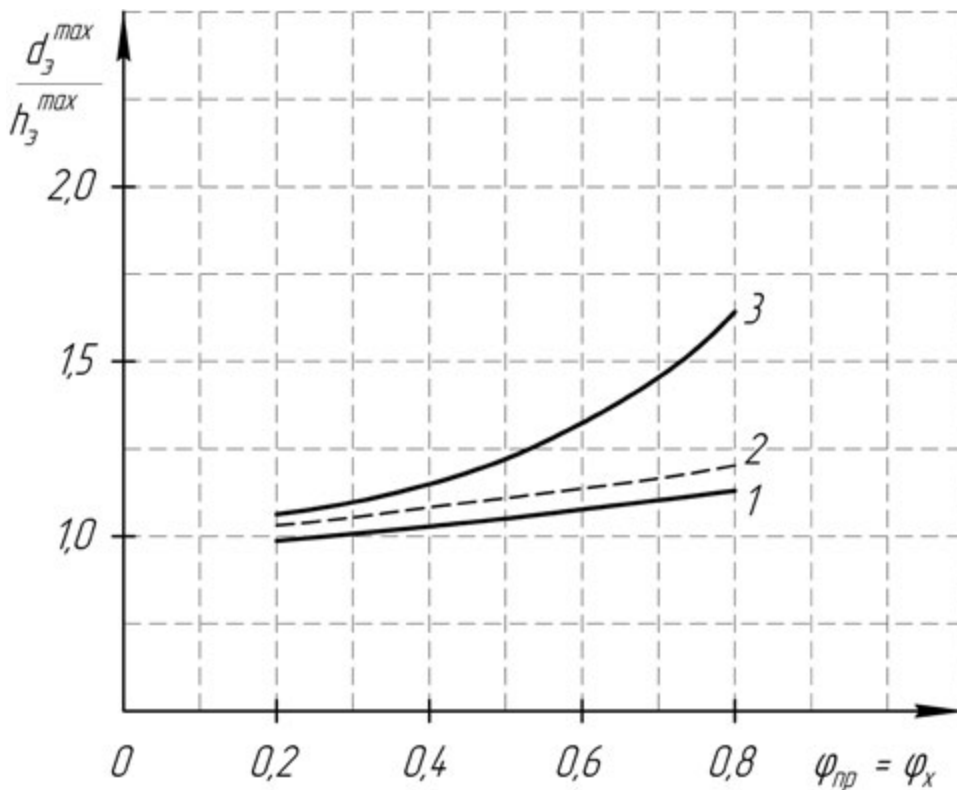


Рисунок 3. Зависимость относительной величины диаметра преодолеваемого круглого препятствия от коэффициентов сцепления  $\varphi_{\text{пр}} = \varphi_x$  и трансмиссии автомобиля: 1 — ведущие оси передне- и заднеприводного автомобилей; 2 — ведомая ось заднеприводного автомобиля; 3 — ведущие оси автомобиля 4 x 4

лёса полноприводного автомобиля во всём диапазоне коэффициентов сцепления по максимальной высоте преодолеваемого порогового препятствия превосходят ведущие колёса автомобилей с компоновкой 4 x 2 в 1,8–3,1 раза (кривая 3 на рис. 2), причём чем выше коэффициент сцепления колёс, тем больше это превосходство. Интересно, что для ведущих осей заднеприводного и переднеприводного автомобилей эти показатели проходимости практически одинаковы (кривая 1 на рис. 2), несмотря на то, что статическая развесовка переднеприводного автомобиля (0,55/0,45) существенно отличается от аналогичного показателя заднеприводного (0,48/0,52). Ведомые колёса переднего моста заднеприводного автомобиля (кривая 2) способны преодолеть более высокие препятствия, чем ведущие колёса задне- и переднеприводного автомобилей (в наших ранних работах это также было выявлено).

Рис. 3 иллюстрирует зависимость размера максимального диаметра круглого препятствия, преодолеваемого колёсами автомобилей различных компоновочных схем, от коэффициентов сцепления  $\varphi_{\text{пр}} = \varphi_x$  этих колёс с препятствием и опорной поверхностью. Видно, что существенное влияние коэффициентов сцепления на диаметр преодолеваемого круглого препятствия проявляется только у полноприводного автомобиля. Так, при  $\varphi_{\text{пр}} = \varphi_x = 0,8$  максимальный диаметр преодолеваемого колёсами бетонного столба, лежащего поперёк пути автомобиля-вездехода с трансмиссией 4 x 4, в 1,6–

1,65 раза превосходит высоту преодолеваемого этим автомобилем порогового препятствия. Для автомобиля УАЗ, имеющего, например, свободный радиус  $r_c$  колеса 0,35 м, эта величина составит 0,448 м. Проблемой будет лишь наличие достаточного зазора между поверхностью дороги и нижней точкой кузова автомобиля, поскольку только в этом случае движение автомобиля будет возможно без задевания препятствия за детали шасси.

У автомобилей с одной ведущей осью способности к преодолению препятствий круглой формы так же малы, как и к преодолению препятствий типа прямоугольного уступа. Максимальное превышение диаметра преодолеваемого препятствия круглой формы над высотой преодолеваемого прямоугольного уступа для автомобилей с колёсной формулой 4 x 2 по расчётам составило 19 % для колёс ведомой оси и 12 % для колёс ведущей оси.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Кравец В. Н. Теория движения автомобиля: учебник. — Н. Новгород: НГТУ, 2014. — 697 с.
2. Песков В. И., Песков Д. В., Безруков А. Л. Уточнение формул расчёта высоты преодолеваемого колесом уступа прямоугольной формы // Проблемы транспортных и технологических комплексов: матер. III междунар. науч.-техн. конф. — Н. Новгород: НГТУ, 2012. — С. 126–128.