

Экспресс-анализ нагрузок при наезде автомобиля на неровности дороги.

08, август 2014

DOI: 10.7463/0814.0724703

Барышников Ю. Н.^{1,a}

УДК 629.114.4

¹Россия, МГТУ им. Баумана

^amhts@list.ru

Разработан инженерный метод расчета вертикальных нагрузок, действующих на автомобиль при наезде на неровности дороги. Получены соотношения между высотами неровностей, наезд на которые разными колесами вызывают равноценные нагрузки. На основе линейной модели установлена взаимосвязь между нагрузками, которые возникают при наезде автомобиля разными колесами на одинаковые неровности дороги. Практическое значение полученных уравнений состоит в возможности определения нагрузок на автомобиль в различных случаях на основании результатов одного испытания. Приведен сравнительный анализ результатов аналитического расчета нагрузок и численных экспериментов на нелинейной модели автомобиля. Предлагаемый метод является эффективным инструментом для экспресс-анализа нагрузок на ранней стадии проектирования автомобиля.

Ключевые слова: автомобиль, нагрузки, несущая система, математические модели, аналитический расчет, численный эксперимент.

Введение

Определение расчетных нагрузок является важной составной частью прочностного анализа любой конструкции. Во многих областях техники этому вопросу уделяется большое внимание. Так, например, для самолетов, судов, железнодорожных вагонов и вагонов метро установлены основные нагрузочные режимы и разработаны методики расчета нагрузок, которые утверждены соответствующими нормативными документами. Аналогичные документы существуют и в строительстве. В автомобильной промышленности таких нормативов пока нет. Это объясняется как многообразием нагрузочных режимов, так и сложностью расчета действующих нагрузок.

Пионерской работой в этом направлении считается работа К.Эрца [1]. В ней автор, исходя из геометрических соотношений, вывел формулы для расчета высоты неровности при наезде на нее различными колесами. Полагая упругие свойства шин и рессор линейными, он предложил линейную зависимость крутящего момента, действующего на авто-

мобиль при наезде на неровность, от ее высоты. Причем все формулы получены для автомобиля с зависимыми рессорными подвесками.

Аналогичные зависимости приведены в книге советских исследователей Д.В. Гельфгата и В.А. Ошнокова [2]. С некоторыми дополнениями формулы К.Эрца вошли в монографии Я.Павловского [3] и Е.Тесера [4].

В последние десятилетия в связи с появлением целого класса новых автомобилей возникла необходимость обобщить накопленный опыт и на его основе разработать общий подход к расчету вертикальных нагрузок.

1. Расчет нагрузок на колеса автомобиля

Традиционно расчет нагрузок начинают с определения реакций на оси автомобиля. Для этого все нагрузки от поддресоренных масс приводят к его центру масс (рис.1) и из уравнений равновесия находят реакции на каждую ось

$$R_1 = P \frac{b}{L}; \quad R_2 = P \frac{a}{L}; \quad (1)$$

где R_1 и R_2 - реакции на переднюю и заднюю ось;

P - суммарная нагрузка от поддресоренных масс;

a и b - расстояние от центра масс до передней и задней оси;

L - колесная база автомобиля.

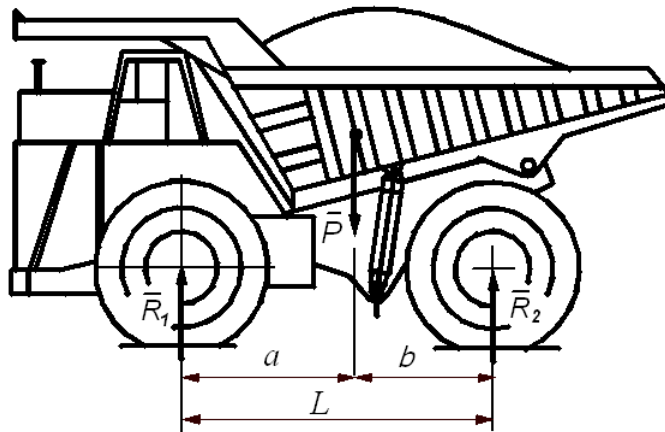


Рис.1. Распределение нагрузок по осям автомобиля.

При движении автомобиля по ровной дороге указанные нагрузки равномерно распределяются на колеса каждой оси, а в случае наезда на неровность эти нагрузки перераспределяются (рис.2).

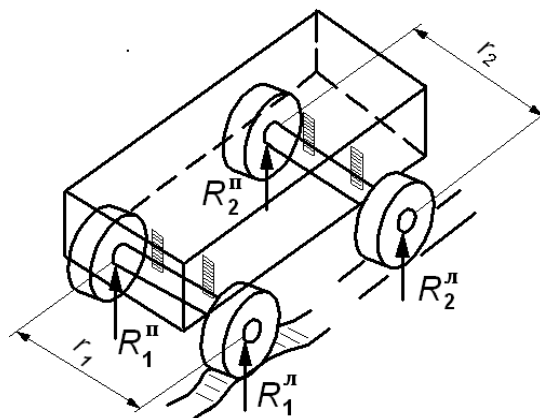


Рис. 2. Нагрузки на колеса автомобиля при наезде на неровность.

В частности, при наезде на неровность предельной высоты, когда одно из передних колес теряет контакт с поверхностью дороги, вся нагрузка на переднюю ось передается на другое колесо. В этом случае нагрузки на колеса также найдем из уравнений равновесия

$$R_1^п = 0; \quad R_1^л = R_1; \quad (2)$$

$$R_2^п = \frac{R_2}{2} + \frac{R_1}{2} \cdot \frac{r_1}{r_2}; \quad R_2^л = \frac{R_2}{2} - \frac{R_1}{2} \cdot \frac{r_1}{r_2}.$$

где r_1 и r_2 - колея передних и задних колес автомобиля;

"п" и "л" - надстрочные индексы, соответствуют правым и левым колесам автомобиля.

Заметим, что при вывешивании переднего правого колеса догружаются переднее левое и диагонально расположенное заднее правое колесо, а разгружаются колеса другой диагонали автомобиля. Такое перераспределение нагрузок вызывает кручение несущей системы, причем крутящий момент достигает максимального значения

$$M_{\text{пвк}} = \frac{R_1}{2} \cdot r_1. \quad (3)$$

Приравнявая нулю нагрузку на заднее левое колесо, из последнего уравнения системы (2) получим условие возникновения другого предельного случая - вывешивание двух диагонально расположенных колес одновременно

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{r_1}{r_2}. \quad (4)$$

В данном случае на автомобиль также действует максимальный крутящий момент. При этом автомобиль балансирует на двух диагонально расположенных колесах и становится неуправляемым.

Если высота неровности меньше предельной, то крутящий момент M меньше максимального и нагрузки на колеса равны

$$R_1^{\text{л}} = \frac{R_1}{2} + \frac{M}{r_1}; \quad R_1^{\text{п}} = \frac{R_1}{2} - \frac{M}{r_1};$$

$$R_2^{\text{л}} = \frac{R_2}{2} - \frac{M}{r_2}; \quad R_2^{\text{п}} = \frac{R_2}{2} + \frac{M}{r_2}.$$
(5)

Определение указанных нагрузок из уравнений равновесия уже не представляется возможным. Однако, если нагрузка на одно из передних колес известна (измерена), то крутящий момент равен

$$M = \left| \frac{R_1}{2} - R_1^{\text{л}} \right| \cdot r_1.$$

(6)

В расчетной практике для оценки крутящего момента, возникающего при наезде на неровность, используют линейную гипотезу К.Эрца:

$$M = M_{\text{пвк}} \frac{h}{H}$$
(7)

где H - высота предельной неровности;
 h - высота преодолеваемой неровности.

Если высота предельной неровности H известна, то из совместного решения уравнений (5) и (7) получим искомые нагрузки на колеса автомобиля.

На основе опыта эксплуатации различных транспортных средств накоплена статистика [3] и установлены высоты предельной неровности (см. табл.1).

Таблица 1. Высоты предельных неровностей для автомобилей

№ п/п	Тип автомобиля	Высота предельной неровности, мм
1	легковой	± 200
2	грузовой	± 300
3	автобус	± 250
4	высокой проходимости	± 400 и более

Однако цифры, приведенные в табл.1, не отражают конструктивных особенностей автомобилей и нуждаются в уточнении. В частности, не ясно, какую подвеску имели упомянутые автомобили, и как ее конструкция влияет на высоту предельной неровности.

2. Влияние типа подвески на высоту предельной неровности

В зависимости от конструкции направляющего устройства различают два типа подвески - зависимая и независимая. Зависимая подвеска объединяет колеса жесткой балкой

и образует, так называемый, мост автомобиля. В независимой подвеске связь между колесами отсутствует, и они перемещаются независимо друг от друга.

Исследуем влияние конструкции направляющего устройства подвески на высоту предельной неровности. Рассмотрим сначала кручение автомобиля с двумя зависимыми подвесками при наезде на неровность передним колесом (рис.3).

Здесь h_1 - высота неровности под передним левым колесом;

$f_{ш}$ и f_p - прогиб шин и упругих элементов подвески (рессор);

z_1 и z_2 - рессорная колея передней и задней осей.

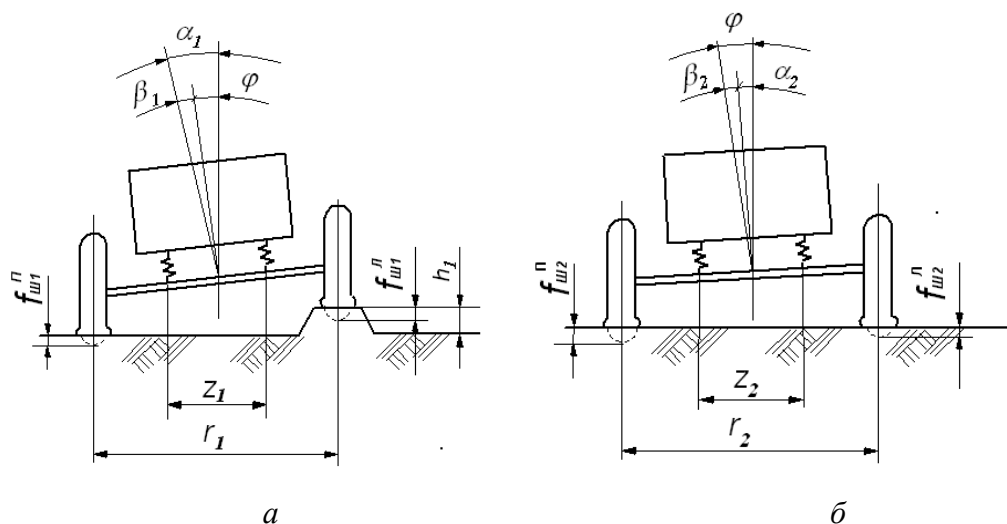


Рис. 3. Схема кручения автомобиля при наезде на неровность: а - сечение по передней оси; б - сечение по задней оси.

Пусть жесткость на кручение несущей системы автомобиля велика. Тогда угол крена φ несущей системы можно представить в виде суммы двух угловых перемещений: угла α за счет прогибов шин, и угла β за счет прогибов упругих элементов подвески. Считая все углы малыми, запишем выражения для угла крена φ несущей системы:

- для передней подвески (рис.3а)

$$\varphi = \alpha_1 - \beta_1 \quad (8)$$

- для задней подвески (рис.3б)

$$\varphi = \alpha_2 + \beta_2 \quad (9)$$

Исключая угол крена φ из уравнений (8) и (9) и выражая угловые перемещения через прогибы шин и рессор подвески, найдем высоту h_1 неровности, преодолеваемой передним колесом

$$h_1 = \Delta_{ш1} + \frac{r_1}{z_1} \Delta_{p1} + \frac{r_1}{r_2} \Delta_{ш2} + \frac{r_1}{z_2} \Delta_{p2}, \quad (10)$$

где $\Delta_{ш} = |f_{ш}^n - f_{ш}^n|$ - относительный прогиб шин;

$\Delta_p = |f_p^n - f_p^n|$ - относительный прогиб упругих элементов подвески.

С учетом податливости несущей системы автомобиля на кручение, формула (10) примет вид:

$$h_1 = \Delta_{ш1} + \frac{r_1}{z_1} \Delta_{p1} + \frac{r_1}{r_2} \Delta_{ш2} + \frac{r_1}{z_2} \Delta_{p2} + r_1 \theta \quad (11)$$

где θ - угол закручивания несущей системы.

Полагая равным нулю прогиб одной из передних шин, из уравнения (11) можно вычислить высоту H предельной неровности

$$H = f_{ш1}^n + \frac{r_1}{z_1} \Delta_{p1} + \frac{r_1}{r_2} \Delta_{ш2} + \frac{r_1}{z_2} \Delta_{p2} + r_1 \theta. \quad (12)$$

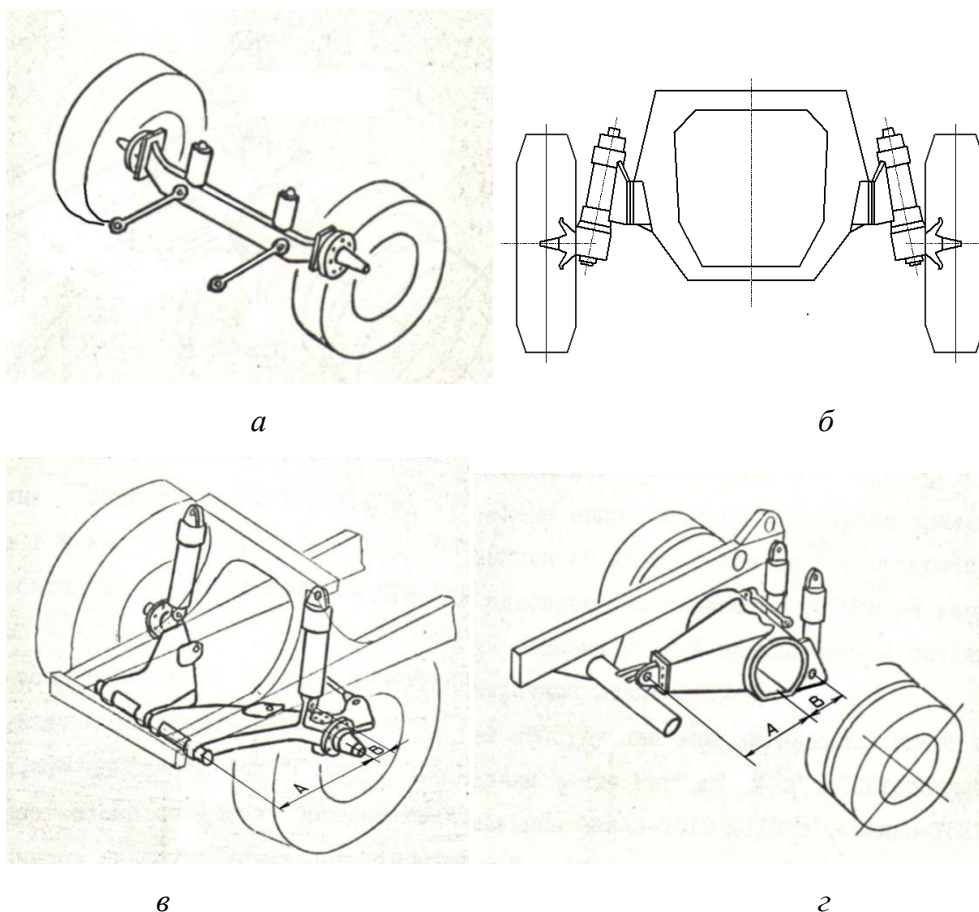


Рис.4. Конструктивные схемы подвесок автомобилей.

Для определения предельной высоты неровности для автомобилей с подвесками других типов (рис.4) сначала приведем прогибы упругих элементов (рессор) подвесок в вертикальную плоскость осей колес, а затем - к колее передних колес.

Тогда коэффициенты во втором и четвертом слагаемом в формуле (12) можно представить в виде произведения двух безразмерных параметров, соответствующих двум этапам приведения прогибов:

$$K_i = k_{1i} \cdot k_{2i} \quad (13)$$

где индекс $i = 1, 2$ - соответствует передней и задней подвеске.

Коэффициенты k_{1i} и k_{2i} для некоторых типов подвесок приведены в табл.2.

Таблица 2. Коэффициенты приведения прогибов амортизаторов подвесок

№ п/п	Тип подвески	№ рисунка	k_{1i}	k_{2i}
1	зависимая	Рис. 4а	1	r_1/z_i
2	независимая свечная	Рис. 4б	1	r_1/r_i
3	независимая на продольных рычагах	Рис. 4в	$\frac{B}{A+B}$	r_1/r_i
4	зависимая на продольных рычагах	Рис. 4г	$\frac{B}{A+B}$	r_1/z_i

Нетрудно убедиться, что максимальные коэффициенты K_i соответствуют автомобилю с двумя зависимым подвескам (рис. 4а). Такой автомобиль способен преодолеть наибольшую неровность и, следовательно, имеет наилучшую проходимость. С учетом (13) высота предельной неровности для автомобилей с подвесками различных типов примет вид

$$H = f_{ш1}^n + K_1 \Delta_{p1} + \frac{r_1}{r_2} \Delta_{ш2} + K_2 \Delta_{p2} + r_1 \theta \quad (14)$$

Следует отметить, что определение высоты предельной неровности связано с предварительным расчетом прогибов всех упругих элементов (рессор, шин и несущей системы). Указанные прогибы могут быть получены из упругих характеристик этих элементов на основании расчета нагрузок в каждом из них. Однако, если упругие характеристики - линейные, то формулу (14) можно преобразовать к виду

$$H = R_1 \left[\frac{1}{C_{ш1}} + K_1^2 \frac{1}{C_{p1}} + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \frac{1}{C_{ш2}} + K_2^2 \frac{1}{C_{p2}} + \frac{r_1^2}{2S} \right] \quad (15)$$

где R_1 - нагрузка на переднюю ось автомобиля;

$C_{ш}$ и C_p - радиальная жесткость шин и амортизаторов подвески;

S - жесткость несущей системы на кручение.

Таким образом, получены общие аналитические зависимости (14) и (15) для расчета высоты предельной неровности при наезде на нее автомобиля с подвеской различного типа.

Воспользуемся формулой (14) для расчета высоты предельной неровности карьерного самосвала БелАЗ, оснащенного нелинейными подвесками различных типов. Результаты расчетов сведены в табл.3.

Таблица 3. Высота предельной неровности для автомобиля БелАЗ

№ п/п	Тип подвески		Высота предельной неровности, мм
	передняя	задняя	
1	зависимая на продольных рычагах	зависимая на продольных рычагах	1350
2	независимая свечная	зависимая на продольных рычагах	1250
3	независимая свечная	независимая на продольных рычагах	600

Анализ полученных результатов показал, что самосвал с зависимой задней подвеской на продольных рычагах способен преодолеть вдвое большую неровность, чем его прототип, оснащенный независимой продольно-рычажной подвеской. Следовательно, при наезде на неровность одной высоты автомобиль с зависимой задней подвеской будет испытывать меньшие нагрузки.

Таким образом, применение зависимых подвесок может являться одним из возможных путей снижения нагрузок на несущую систему автомобиля.

3. Взаимосвязь действующих нагрузок

Исследуем кручение автомобиля при наезде на неровности задним колесом и двумя диагонально расположенными колесами. Используя ту же методику, что при выводе формулы (11), получены формулы для расчета высоты неровности в двух вышеуказанных случаях:

$$h_2 = \frac{r_2}{r_1} \Delta_{\text{ш1}} + \frac{r_2}{z_1} \Delta_{\text{p1}} + \Delta_{\text{ш2}} + \frac{r_2}{z_2} \Delta_{\text{p2}} + r_2 \theta; \quad (16)$$

$$h_3 = \frac{r_2}{r_1 + r_2} \Delta_{\text{ш1}} + \frac{r_1 r_2}{(r_1 + r_2) z_1} \Delta_{\text{p1}} + \frac{r_1}{(r_1 + r_2)} \Delta_{\text{ш2}} + \frac{r_1 r_2}{(r_1 + r_2) z_2} \Delta_{\text{p2}} + \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \theta. \quad (17)$$

Здесь h_2 - высота неровности под задним колесом;

h_3 - высота неровности под каждым из диагонально расположенных колес.

Сравнительный анализ формул (11), (16) и (17) показал следующее. Если прогибы упругих элементов подвески и шин, а также угол закручивания несущей системы во всех трех случаях одинаковые, то указанные высоты неровностей связаны между собой следующими соотношениями

$$h_2 = \frac{r_2}{r_1} h_1; \quad h_3 = \frac{r_2}{r_1 + r_2} h_1 \quad (18)$$

Откуда

$$h_3 = \frac{r_1}{r_1 + r_2} h_2 \quad (19)$$

Поскольку одинаковые прогибы вызваны действием одинаковых нагрузок, то при наезде на неровности, высоты которых связаны уравнениями (18), на автомобиль действуют равные нагрузки. Полученные соотношения справедливы и для предельных высот, так как нагрузки (крутящий момент) во всех трех случаях равны и достигают максимального значения.

Таким образом, используя уравнения (18), можно определить высоты неровностей, наезд на которые различными колесами вызывает равноценные нагрузки.

Кроме того, на основе уравнений (18) можно сделать сравнительный анализ действующих нагрузок. Например, если колея передних и задних колес равны ($r_1 = r_2$), то при наезде любым колесом на неровность высотой h нагрузки будут одинаковыми. Такие же нагрузки будут при наезде на две диагонально расположенные неровности, суммарная высота которых равна h . Если же колея передних колес больше колеи задних ($r_1 > r_2$), то нагрузки на автомобиль будут меньше при наезде на неровность высотой h передним колесом и наоборот.

Отметим, что при выводе уравнений (18) использованы только геометрические соотношения. Поэтому полученные уравнения справедливы для автомобилей с любыми характеристиками подвесок и шин, в том числе с нелинейными.

Особый интерес представляет также сравнительная оценка нагрузок (крутящего момента) при наезде автомобиля различными колесами на одинаковую неровность высотой h . Для этого воспользуемся гипотезой (7) о линейной зависимости между крутящим моментом и высотой преодолеваемой неровности. Запишем уравнения (7) для каждого расчетного случая:

$$M_1 = M_{\text{пвк}} \frac{h}{H_1}; \quad M_2 = M_{\text{пвк}} \frac{h}{H_2}; \quad M_3 = M_{\text{пвк}} \frac{h}{H_3}. \quad (20)$$

где M_1, M_2, M_3 - крутящий момент при наезде на неровность передним, задним и двумя диагонально расположенными колесами соответственно.

Разрешим два последних уравнения (20) относительно M_1 и подставим в них уравнения (18) в форме предельных высот. После преобразований получим уравнения связи крутящих моментов, возникающих в различных расчетных случаях:

$$M_2 = \frac{r_1}{r_2} M_1, \quad M_3 = \frac{r_1 + r_2}{r_2} M_1. \quad (21)$$

Откуда

$$M_3 = \frac{r_1 + r_2}{r_1} M_2, \quad (22)$$

Практическое значение полученных уравнений (21) состоит в возможности определения нагрузок на автомобиль в различных случаях на основании результатов одного испытания. Однако эти уравнения справедливы только для автомобилей с линейными упру-

гими характеристиками подвесок и шин, поскольку получены на основе линейной гипотезы (7).

4. Результаты расчета нагрузок

Для автомобилей с нелинейными характеристиками подвесок и шин уравнения (21) могут быть использованы для приближенной оценки нагрузок на ранней стадии проектирования. Более точный расчет нагрузок связан с разработкой нелинейных математических моделей и применением численных методов решения задачи. В качестве примера на рис.5 представлены результаты расчетов крутящего момента, действующего на несущую систему карьерного самосвала БелАЗ. Здесь прямые линии соответствуют результатам аналитического расчета нагрузок, а кривые линии – результатам численного решения, полученным на нелинейных математических моделях указанных автомобилей [5].

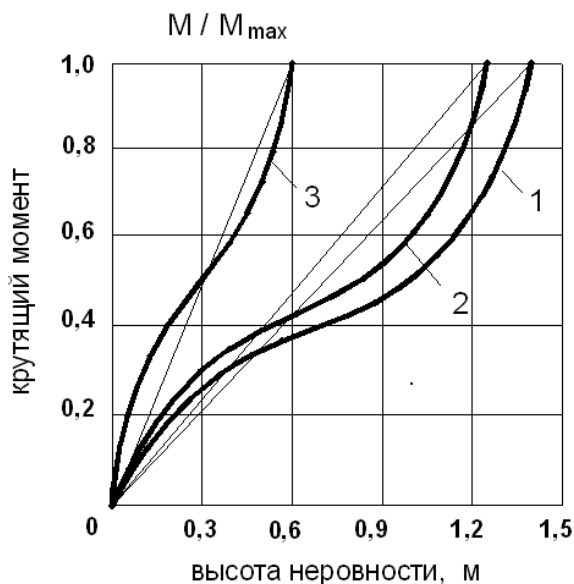


Рис. 5. Зависимость крутящего момента от высоты неровности при наезде: 1- передним колесом; 2- задним колесом; 3- двумя диагональными колесами.

В реальных условиях эксплуатации максимальные высоты неровностей не превышают 300мм [6]. На рис.5 в указанном диапазоне результаты аналитических расчетов и численных экспериментов отличаются не более чем на 25%. Очевидно, что эта погрешность будет тем меньше, чем ближе к линейным будут упругие характеристики амортизаторов подвесок и шин.

Заключение

Таким образом, в статье предложен инженерный метод расчета вертикальных нагрузок, действующих на автомобиль при наезде на неровности дороги. Получены уравнения

связи нагрузок, благодаря которым появилась возможность определения нагрузок в различных расчетных случаях на основании результатов одного испытания. Предлагаемый метод является эффективным инструментом для экспресс-анализа нагрузок и позволяет уже на ранней стадии проектирования автомобиля проводить многовариантные расчеты несущей системы с целью выбора оптимального конструктивного решения. При таком подходе существенно сокращаются сроки доводки автомобилей и затраты на проведение дорогостоящих испытаний.

Список литературы

1. Erz K. Über die durch Unebenheiten der Fahrbahn hervorgerufene Verdrehung von Strassenfahrzeugen // Automobilltechnik Z. 1957. Bd. 59, no. 4. S. 89-96.
2. Гельфгат Д.Б., Ошноков В.А. Рамы грузовых автомобилей. М.: Машгиз, 1959. 232 с.
3. Павловский Я. Автомобильные кузова: пер. с польск. М.: Машиностроение, 1977. 544 с.
4. Тесер Е. Кузова большегрузных автомобилей: пер. с польск. М.: Машиностроение, 1979. 232 с.
5. Барышников Ю.Н. Расчет нагрузок на несущую систему транспортных средств // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. №12. Режим доступа <http://engjournal.ru/catalog/eng/teormech/1141.html> (дата обращения 01.07.2014).
6. Бусел Б.У. Категории карьерных дорог // Автомобильная промышленность. 2003. № 2. С. 17-19.

Load Express Analysis of the Car Running Against the Bumps in the Road

08, August 2014

DOI: 10.7463/0814.0724703

Yu. N. Baryshnikov^{1,a}

¹Bauman Moscow State Technical University, 105005, Moscow, Russian Federation

^amhts@list.ru

Keywords: [car](#), [numerical simulation](#), [carrier system](#)

In many fields of technology when calculating the strength there are options available to choose design cases and loads in compliance with different operating conditions. In the automotive industry there are no such standards yet. This is due to both a variety of operating conditions, and a complexity of calculating the actual loads.

K. Ert's article is considered to be a pioneering work in this regard. There the author makes a hypothesis of the linear dependence of torque acting on the car, and of the height of bumps in the road. All formulas were obtained for vehicles with the leaf spring suspensions. An appearing entire class of new cars made it necessary to generalize the experience.

This paper proposes an engineering method for calculating the vertical loads acting on the car when bumping in the road. We derive general formulas to calculate the height of the road bumps (irregularities) on the way of a running car with various types of suspension. A dump truck BELAZ with various types nonlinear of suspension has been used to test the obtained formulas. The results analysis has shown that under equal conditions a car with dependent rear suspension will bear the lower loads than its prototype with a different type of suspension.

The paper presents the relationships between the heights of bumps, which cause an equivalent load when different wheels bump against them. It shows a relation between the loads acting on the car when bumping against the same road irregularity by different wheels. The practical significance of the equations is the possibility to calculate loads in various cases in the road using the one-test results. A comparative results analysis of analytical calculation of loads and numerical experiments is based on the nonlinear model of the vehicle.

The proposed method is an effective tool for the rapid analysis of loads in the design and fine-tuning the car.

References

1. Erz K. Uber die durch Unebenheiten der Fahrbauhn hervorgerufene Verdrehung von Strassenfahrzeugen. *Automobilltechnik Z.*, 1957, bd. 59, no. 4, ss. 89-96.
2. Gel'fgat D.B., Oshnokov V.A. *Ramy gruzovykh avtomobilei* [Truck frame]. Moscow, Mashgiz Publ., 1959. 232 p. (in Russian).
3. Pavlovskii Ia. *Avtomobil'nye kuzova* [Automobile bodies]. Transl. from Polish. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 544 p. (in Russian).
4. Teser E. *Kuzova bol'shegruznykh avtomobilei* [Heavy duty truck bodies]. Transl. from Polish. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979. 232 p. (in Russian).
5. Baryshnikov Iu.N. Calculation of loads on bearing system of vehicles. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii = Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013, no.12. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/eng/teormech/1141.html> , accessed 01.07.2014. (in Russian).
6. Busel B.U. Categories of quarry road. *Avtomobil'naia promyshlennost'*, 2003, no. 2, pp. 17-19. (in Russian).