

ной, ШИМ или последовательным протоколом. Аналоговые выходные сигналы  $U_x$  и  $U_y$  преобразованные АЦП реализуют функцию:

$$\alpha = \text{ATAN}(U_x/U_y)$$

Выходной сигнал зависит не от абсолютных значений  $U_x$  и  $U_y$ , а от их отношений, что обязательно нужно учитывать при конструировании магнитных цепей датчиков.

Чувствительность элемента Холла без усилителя составляет около 3 мкВ/мТл при напряжении питания 3,5...12 В. Рекомендуемые магниты из материала NdFeB дисковой формы диаметрально намагниченные ( $\varnothing 6$  мм;  $h = 2,5$  мм.) или призматические ( $b = 2$  мм;  $l = 3$  мм и  $h = 2$  мм).

Как показывают экспериментальные исследования, данные размеры магнитов для магнитной системы с открытой цепью не являются оптимальными. Поэтому при создании конкретной конструкции датчика приходится проводить измерения величины индукции для создания картины поля с целью обеспечения работоспособности чувствительного элемента. В качестве примера можно привести размеры магнитной цепи бесконтактного датчика положения дроссельной заслонки 42.3855 разработки ЗАО «МЗАТЭ-2» (Москва) для автомобилей ВАЗ2110, Лада «Калина». Датчик выполнен на микросхеме КМА200 фирмы «Philips» и имеет призматический магнит (рисунок 4) из материала NdFeB с размерами  $b = 3,7$  мм;  $l = 5,1$  мм;  $h = 1,7$  мм. И магнитом не более 1,5мм.

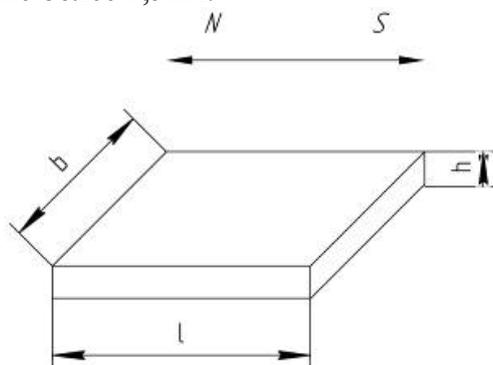


Рисунок 4 – Размеры призматического постоянного магнита

### **Снижение шума дизельного автопогрузчика**

Калабухов Г.И., к.т.н. проф. Айрбабамян С.А.  
МГТУ «МАМИ»  
(495) 223-05-23, доб. 1313

*Аннотация.* Сегодня в условиях ужесточения экологических норм и возросшей конкуренции с зарубежными производителями транспортных машин разработка методов совершенствования акустических характеристик систем выпуска дизелей как одного из основных источников шума, например, автопогрузчика, является чрезвычайно важной. Этой теме и посвящена данная статья. В ней обосновывается необходимость разработки высокоэффективного глушителя выпуска ДВС дизельного погрузчика и предлагаются пути усовершенствования конструкции глушителей, приводящие к улучшению как акустических показателей, так и мощностных характеристик двигателя.

*Ключевые слова:* высокоэффективный глушитель шума ДВС, акустические показатели.

Ужесточение ограничений негативного воздействия шума транспортных машин (ТМ) на окружающую среду, повышение требований к условиям работы водителей наряду с возросшей конкуренцией с иностранными производителями этой техники побуждают отечественных производителей уделять значительное внимание исследованиям по разработке мето-

дов и средств снижения шума и вибрации как производимых, так и вновь разрабатываемых моделей ТМ. Так, за последние 30 лет в России наблюдается ужесточение нормативных требований к «внутреннему» шуму (на рабочем месте водителей) на 10 дБА и внешнему шуму ТМ на 10-14 дБА. Большинство эксплуатируемых в России погрузчиков оснащены дизельными и газобензиновыми двигателями (например, в Москве их парк составляет более 70% от числа всех погрузчиков). Проведенные исследования показали, что автопогрузчики, особенно с дизельными двигателями, значительно превышают по шумовым показателям действующие нормы. Наиболее активным источником шума дизельного двигателя, как, впрочем, и газобензинового ДВС, является процесс выпуска отработавших газов (ОГ), а основным средством борьбы с шумом - глушители, устанавливаемые в системе выпуска двигателя.

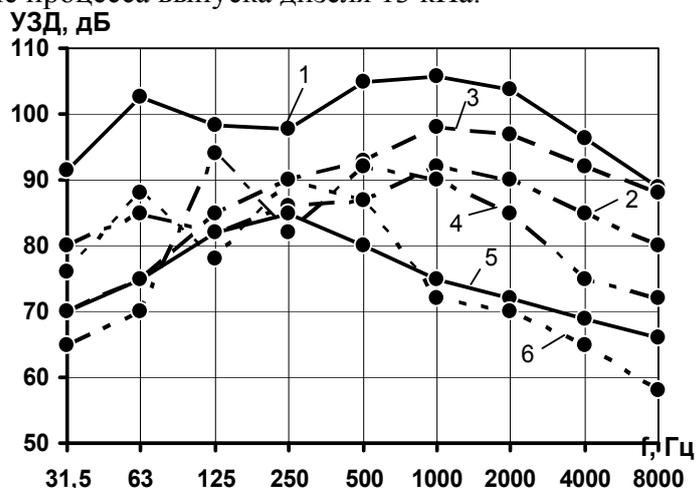
Поэтому разработка методов дальнейшего совершенствования акустических характеристик систем выпуска дизелей как одного из основных источников, формирующих звуковое поле автопогрузчика, является важной народнохозяйственной задачей.

На дизельных автопогрузчиках различают шумы ударного, механического, магнитного, аэродинамического и гидромеханического происхождения. Характерные спектры некоторых источников шума исследуемого автопогрузчика, измерение которых проводилось методом разделения источников, показаны на рисунке 1.

Результатами исследования выявлено, что наиболее активным источником шума дизельного двигателя является процесс выпуска ОГ.

Для оценки акустической эффективности штатного глушителя предложен метод получения УЗД шума выпуска в «чистом виде» на фоне помех путем присоединения к штатному глушителю специального высокоэффективного глушителя, либо трубопровода, отводящего шум выпуска на расстояние, обеспечивающее его снижение на 6 и более дБА относительно уровня шума помех. Методом энергетического вычитания из замеренных уровней шума автопогрузчика шума помех определяют в контрольных точках УЗД (УЗ) выпуска в «чистом виде», которые затем сопоставляют с  $L_{\text{вып. доп.}} (L_{\text{А вып. доп.}})$ . В случае их превышения принимают решение о модернизации глушителя или проектировании нового.

Наряду с акустической эффективностью глушителя, к основным регламентируемым параметрам относится допустимое противодавление ( $\Delta P_{\text{пл. доп.}}$ ), создаваемое им в выпускной системе. Многочисленные исследования зависимости потерь мощности от противодавления в системах выпуска дизельных и бензиновых двигателей выявили приемлемость снижения максимальной мощности при установке глушителя до 2,5%. Используя эти данные применительно к условиям автопогрузчиков, можно рекомендовать предельно допустимые потери давления в глушителе процесса выпуска дизеля 13 кПа.



**Рисунок 1 - Спектры шума основных источников автопогрузчика при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1800 об/мин (на расстоянии 0,5 м): 1 – процесс выпуска ДВС (без глушителя), 2 – корпус ДВС, 3 – гидронасос, 4 – вентилятор, 5 – трансмиссия, 6 – процесс впуска ДВС (без фильтра)**

Звуковая энергия распространяется в выпускном тракте по газовой среде и частично по его конструкции. Передача энергии по второму пути незначительна вследствие различия волновых импедансов газовой среды и материала конструкции, а также использования виброакустической развязки деталей выпускной системы ДВС. Для снижения звуковых колебаний в газовой среде служат глушители шума. К этим глушителям предъявляются жесткие и противоречивые требования. Они должны обладать высокой эффективностью шумоглушения в широком диапазоне частот, малым сопротивлением движению ОГ, небольшими размерами и массой, определенной конфигурацией для размещения на машине, высокой коррозионной стойкостью, приемлемой технологичностью, удобством эксплуатационного обслуживания и длительным сроком службы без существенного ухудшения исходных характеристик.

Благодаря присоединению к штатному глушителю трубы длиной 6 м удалось снизить шум выпуска на 15 дБА ниже шума помех (суммарного шума остальных источников шума) на измерительной сфере и получить уровень шума выпуска «в чистом виде» в соответствии с описанной выше методикой акустических измерений. В результате установлено, что уровни шума выпуска с штатным глушителем превышают ПДУ ( $L_{вып., доп}$ ) в диапазоне 63...8000Гц ( $\Delta L_A = 14,9 дБА$ ), а при  $n_e = 2500 об / мин$   $\Delta L_A$  выросло на 7 дБА и составило 21,9 дБА.

Эффект установки штатного глушителя:  $\Delta L_{ГЛ} = 18 дБА$ .

Повысить  $\Delta L_{ГЛ}$  на 21,9 дБА без кардинального изменения конструкции глушителя невозможно. Таким образом, выявлена необходимость разработки высокоэффективного глушителя выпуска для ДВС дизельного автопогрузчика.

Разработка нового глушителя осуществлялась на основе изложенной выше методики расчетного проектирования глушителей выпуска ДВС этого типа.

В работах Айрбабамяна С.А. и Бангояна Э.Г. ставилась аналогичная задача. Однако недостатком конструкции являлись значительные пульсации давления.

Эта конструкция была нами усовершенствована за счет введения поперечных перегородок, снижающих пульсации давления.

Уровни шума выпуска на рабочем месте водителя автопогрузчика ДВ – 1792М с разработанным глушителем при  $n_e = 2500 об / мин$  представлены в таблице 1.

Таблица 1

Уровни шума выпуска на рабочем месте водителя автопогрузчика ДВ – 1792М

$f_{cp}, Гц$	31,5	63	125	250	500	1000
$L_{W, незагл.}$	102	113,9	111	110,8	116,3	115,1
$L_{W, струи, незагл.}$	-	-	62,1	71,5	81,1	83,1
$L_{W, ГЛ}^X$	88	93,3	86,7	83,7	81,4	76,0
$L_{W, ГЛ}^K$	86,4	92,4	85,7	84,2	81,2	76,2
$L_{W, струи, ГЛ.}$	-	51,6	59	66,8	67,3	65,2
$L_{P.M.}^X$	73,4	81,3	74,7	71,7	69,4	64,0
$L_{P.M.}^K$	74,4	80,4	73,7	72,2	71,4	64,2
$L_{струи, P.M.}$	-	40,6	49,8	57,8	58,3	56,2
$L_{P.M., \Sigma}^X$	73,4	81,3	74,7	71,9	69,7	64,6
$L_{P.M., \Sigma}^K$	77	81	74,2	72,4	71,2	64,8
$L_{вып., доп.}$	100	88	80	75	71	68

Таким образом, разработанная конструкция является более эффективной с точки зрения как акустики, так и мощностных характеристик дизеля.

На основе расчетной схемы проектируемого глушителя в первом приближении вычисляют потери давления за счет трения и на местных сопротивлениях  $\Delta P_i$  начиная с концевое отверстия глушителя, вне которого принимают  $P_0 = 101325 \text{ Па}$ . Среднюю скорость ОГ и число Маха в каждом элементе глушителя определяют по формулам:

$$V = V_M / (\rho \cdot S); \quad M = V_{cp} / c,$$

где:  $V_M \approx \rho_e V_{h, \text{об}} f_1$  – массовый расход ОГ  $\rho_e \approx 1,2 \text{ кг/м}^3$ ;

$S, \rho, c$  – площадь проходного сечения рассматриваемого элемента, плотность ОГ и скорость звука в нем;  $V_{h, \text{об}}$  – рабочий объем двигателя,  $\text{м}^3$ .

Таким образом, находят значения статического давления в каждом  $i$ -м элементе глушителя:

$$P_i = P_0 + \sum_{i=1}^{i-1} \Delta P_i,$$

где второй член – это падение давления на элементах, расположенных за  $i$ -ым элементом на ходу ОГ в глушителе.

Отсюда противодействие, создаваемое глушителем, состоящим из  $N$  элементов:

$$\Delta P_{\text{ГЛ}} = \sum_{i=1}^N \Delta P_i.$$

Если  $\Delta P_{\text{ГЛ}} \leq \Delta P_{\text{ГЛ, доп}}$  (1), то коррекция расчетной схемы глушителя не требуется и можно переходить к расчету матриц элементов глушителя, используя найденные параметры ОГ. В противном случае вносится необходимая коррекция в схему и гидравлический расчет глушителя до выполнения условия (1).

На основании результатов ряда экспериментальных исследований и учета влияния стационарного потока на коэффициент отражения плоских акустических волн от концевое отверстия выпускной системы получены аналитические зависимости для расчета аэроакустического импеданса этого отверстия при наличии глушителя ( $Z_{C,r}$ ) и без него ( $Z_{C,r,n}$ ):

$$Z_{C,r} = Z_T \left[ \frac{1 + |R_C| \exp(j\varphi_{C,R})}{1 - |R_C| \exp(j\varphi_{C,R})} \right],$$

где:  $|R_C| = |R| (1 + 2.5M^2)(1 - M) / (1 + M)$ ;

$$|R| \approx 1 + 0.01336ka - 0.59079(ka)^2 + 0.33576(ka)^3 - 0.06432(ka)^4 \quad \text{при } ka < 1.5;$$

$$\varphi_{C,R} = \pi - 2ka \{ 0.6133 - 0.1168(ka)^2 \} / (1 - M^2) \quad \text{при } ka \leq 0.5;$$

$$\varphi_{C,R} = \pi - 2ka \{ 0.6393 - 0.1104ka \} / (1 - M^2) \quad \text{при } 0.5 < ka < 2.$$

$$P = 2\pi a; \quad P < \lambda_{\min}; \quad a - \text{радиус концевое отверстия.}$$

Импеданс  $Z_{C,r,n}$  можно рассчитывать по этим же формулам, используя параметры, характерные для выпускной системы без глушителя.

Импеданс источника представляется обычно в виде трех вариантов:  $Z_e = \infty$ ,  $Z_e = 0$  или  $Z_e = c_e / S_e$ , где  $S_e$  – площадь его проходного сечения коллектора двигателя, а  $c_e$  – скорость звука в нем. Импеданс реального источника шума выпуска ДВС отличается от этих значений, однако приближается к  $c_e / S_e$ . Рассчитана математическая модель источника, учиты-

вающая существующие в коллекторе колебательные процессы.

Проведенные измерения УЗД и УЗ на рабочем месте (р.м.) водителя дизельного автопогрузчика «ВІЛО» ДВ – 1792М без кабины показали существенное превышение предельно допустимых уровней (ПДУ), указанных в ГОСТ 12.1.003 и СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Измерения шума выпуска проводились на неподвижном автопогрузчике по методике, указанной в ГОСТ Р 41.51-99 и ГОСТ 52231 – 2004 для оценки шума выпуска.

На этапе проектирования для оценки снижения шума отдельными элементами глушителя используют характеристику «трансмиссионные потери» (TL), которая не зависит от влияния смежных элементов системы и определяется через звуковую мощность в падающей волне  $W_{над.}$  на входе в исследуемый элемент и в прошедшей волне  $W_{прош.}$  на его выходе:

$$TL = 10 \lg \left( \frac{W_{над.}}{W_{прош.}} \right), \text{ дБ}$$

Экспериментально значения TL определяют в лабораторных условиях, когда на входе и выходе исследуемого элемента установлены неотражающие звук нагрузки. При этом в элементе отсутствует газовый поток, не учитываются градиент температур и потери звуковой энергии. С учетом этого зависимость TL трансформируется в формулу для расчета TL:

$$TL = 20 \lg \left\{ 0.5 \left[ A \sqrt{\frac{Z_{02}}{Z_{01}}} + \frac{B}{\sqrt{Z_{01} \cdot Z_{02}}} + C \sqrt{Z_{01} \cdot Z_{02}} + D \sqrt{\frac{Z_{01}}{Z_{02}}} \right] \right\},$$

где:  $Z_{01} = c/S_1$  и  $Z_{02} = c/S_2$  - характеристические импедансы каналов на входе и выходе элемента, у которых площади проходного сечения  $S_1$  и  $S_2$ ;  
 $c$  – скорость звука в каналах.

Исследованиями TL различных элементов установлено, что существенное ослабление шума в широком диапазоне частот можно получить, например, подбором камерных элементов, у которых области заглушения одних из них перекрывают полосы пропускания звука других. Для ослабления узкополосного пропускания глушителем низкочастотного шума обычно применяют резонансные элементы.

Трансмиссионные потери полей расширительной камеры с внешними трубами в режиме распространения плоских волн:

$$TL = 10 \lg \left\{ 1 + 0.25(m - 1/m)^2 \sin^2(k\ell) \right\}, \text{ дБ},$$

где:  $m = S/S_T$  - степень расширения, определяемая отношением площадей проходного сечения камеры и труб;

$k = \omega/c$  - волновое число;

$\ell$  - длина полости камеры.

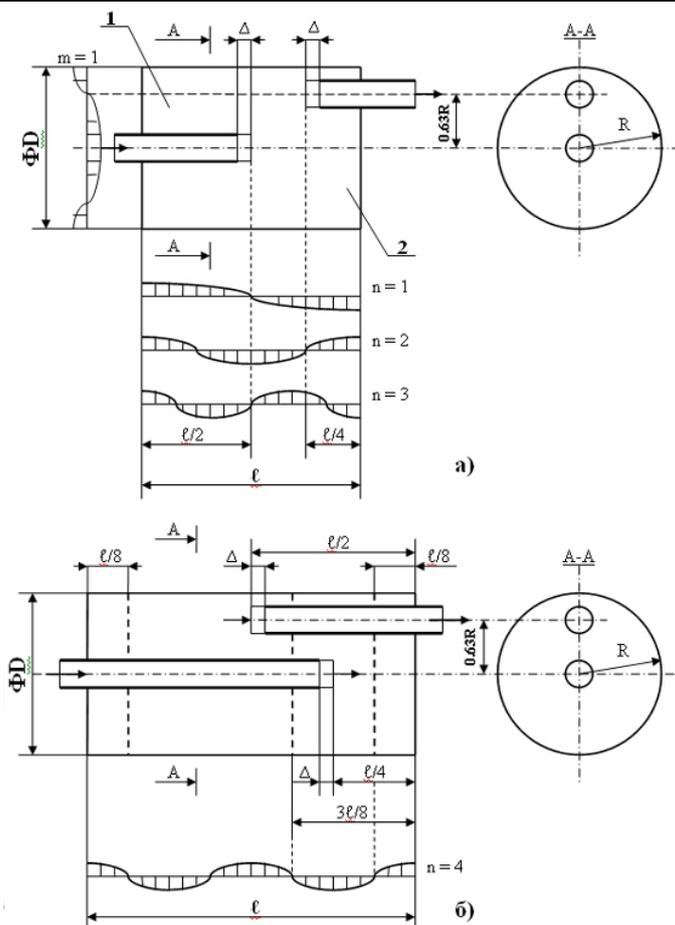
Анализ этой формулы показывает, что широкие полосы заглушения такой камеры чередуются с узкими зонами пропускания звука на частотах мод продольных собственных колебаний среды в ее полости:

$$f_n = nc/2\ell,$$

где  $n = 1, 2, 3, \dots$

В соосной цилиндрической камере при частотах  $f_{010} = 1.22c/D$  и выше и в несоосной при  $f \geq f_{001} = 0.586c/D$  возбуждаются продольные и поперечные моды, поэтому число полос пропускания резко увеличивается, вследствие чего шумоглушащие качества камеры ухудшаются.

Использование в глушителе камер с внутренними трубами, срезы которых размещены в узлах давления продольных и поперечных мод является эффективным средством уменьшения пропускания звука.



**Рисунок 2 - Цилиндрические камеры с внутренними трубами:**

**а) размеры  $D/l = 0.9$ ; б) размеры  $l/D = 1.8$  с перфорированной перегородкой и реверсированием потока. 1 и 2 – четвертьволновые резонаторы**

В качестве иллюстрации этого эффекта на рис. 2 показаны две конструктивные схемы камер, у которых подавлено несколько низших мод колебаний (эпюры изменения давления этих мод приведены рядом). Если выбрать размеры  $l/D = 0.9$ , то  $f_{020} = f_{400}$  и пропускание будет не на двух, а на одной частоте. Ослабление моды 4.0.0 можно получить, установив перфорированные перегородки в пучностях колебательной скорости этой моды [см. схему (б) и эпюру давления над ней]. В этой схеме желательно выбрать размеры  $l/D = 1.8$ , чтобы  $f_{020} = f_{800}$ . Для эффективной работы проходной для потока перегородки ее коэффициент перфорации ( $\varepsilon$ ) следует выбрать, равным числу Маха (М) в отверстиях. Активное сопротивление торцевых перфорированных перегородок следует принять близким к волновому сопротивлению среды в камере.

Применительно к резонансным элементам глушителей получены аналитические зависимости для расчета собственных частот и матриц передачи при отсутствии и наличии потока ОГ, а также рекомендации по оптимизации их конструкции для использования при проектировании глушителей ДВС, содержащих ответвленные, концентрические и четвертьволновые резонаторы.

### Литература

1. Айрбабамян С.А., Бангоян Э.Г. Решения актуальных проблем виброзащиты на автопогрузчиках // Сборник статей II Международной научно-технической конференции «Проблемы исследования и проектирования машин». – Пенза, 2006, – 194с.
2. Айрбабамян С.А., Бангоян Э.Г. Снижение шума автопогрузчиков // Сборник материалов Второй Всероссийской студенческой научно-технической конференции «Экология и безопасность». – Тула: Изд-во ТулГУ, 2006, – 120с.

3. Айрбабамян С.А., Бангоян Э.Г. Шум дизельных автопогрузчиков и методы его снижения // Сборник статей IX Международной научно-практической конференции «Экология и жизнь». – Пенза, 2006, – 326с.
4. Бекмейер Р.Дж., Соди Д.Т. Граничные условия при исследовании сложных акустических полей в каналах методом согласования мод (пер. с англ.). Ракетная техника и космонавтика, 1978, № 9, с. 64 – 71.

### **Влияние выбора схемы рулевого привода и расположения осей полноприводных автомобилей на разрушение грунта**

к.т.н. Коркин С.Н., к.т.н. Переладов А.С.  
ОАО «Инновационная фирма «НАМИ-Сервис»  
(499) 153-74-16

*Аннотация.* В статье приведена методика оценки разрушающего воздействия многоосных полноприводных автомобилей на грунт, учитывающая основные разрушающие факторы: уплотнение и сдвиг грунта. Проведен анализ основных конструктивных особенностей автомобиля, влияющих на образование колеи. Проанализированы компоновочные решения четырехосных автомобилей на степень разрушающего воздействия на грунт.

*Ключевые слова:* грунт, полноприводный автомобиль, методика, разрушающее воздействие на грунт, колея, конструкция автомобиля.

Для полноприводных внедорожных автомобилей одним из основных направлений является повышение проходимости на грунтах с низкой несущей способностью. Тем не менее, известно, что повышение проходимости приводит к тому, что при движении колесных машин вне дорог наносится существенный урон экологии почвы за счет разрушения покрова и уплотнения нижележащих слоев. Поэтому многие конструктивные решения полноприводных автомобилей должны также оцениваться с точки зрения экологической безопасности.

В рамках данного направления исследований в ОАО «Инновационная Фирма «НАМИ-Сервис» был разработан методический документ РД 37.083.002-2004 «Разрушающее воздействие полноприводного автомобиля на грунт. Критерии оценки. Методы определения», который содержит комплексный критерий оценки воздействия движителя автомобиля на почву (Кпчв).

Зависимость для расчета критерия разрушающего воздействия на грунт с учетом суммарного следа за автомобилем как при прямолинейном, так и при движении на повороте имеет вид:

$$K_{пчв} = \sum_{i=1}^N \left( 1 - \left[ (1 - A_{н1} (c \cdot h_i^\mu)^\beta) \cdot \left( 1 - \frac{s_i^2 - s_i s_o}{s_m (s_m - s_o)} \right) \right] \right) \frac{b_i}{2B}, \quad (1)$$

- где:  $h_i$  - значение глубины доли суммарного следа от недеформированного уровня;  
 $s_i$  - максимальное буксование среди колес, участвовавших в формировании доли суммарного следа;  
 $b_i$  - доля ширины суммарного следа за автомобилем с постоянными значениями  $h_i$  и  $s_i$ ;  
 $c$  и  $\mu$  - коэффициенты, характеризующие деформационные свойства грунта;  
 $s_o$ ,  $s_m$  - нормируемое (обеспечивающее сохранность агроценоза почвогрунта) и максимальное (соответствующее 100%-ному срезу слоев грунта грунтозацепами) буксования движителя;  
 $B$  – ширина колеса.

Критерий  $K_{пчв}$  учитывает режимы работы автомобильного колеса, оценивая влияние величины буксования на степень разрушающего воздействия на грунт как при прямолинейном, так и при повороте автомобиля с учетом бокового уширения и сдвига грунта.

Величина бокового сдвига грунта определяется прежде всего конструкцией шасси