

УДК 629.113

Р.Б. Борисов

канд. техн. наук, доц., МАДИ,

тел.: 8(499)155-01-45,

e-mail: brb777@rambler.ru

**РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ И
ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕСНЫХ
ДВИЖИТЕЛЕЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ПОДВИЖНОГО
АГРЕГАТА ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОГО И
ТРАНСПОРТНО-УСТАНОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ
РАКЕТНОГО КОМПЛЕКСА С ПРИМЕНЕНИЕМ МОДУЛЬНОГО
ПРИНЦИПА СОЗДАНИЯ НА БАЗЕ САМОХОДНЫХ ПЛАТФОРМ,
СОЧЛЕНЕННЫХ ПРИЦЕПОВ, МОНОПРИЦЕПОВ И
ПОЛУПРИЦЕПОВ**

Аннотация. В статье представлены результаты моделирования и оценки полного хода колесных движителей многоопорных большегрузных транспортных средств в зависимости от их геометрических размеров и конструктивных схем с учетом различных условий движения, выполнены и приведены оценки вертикальных перемещений колес многоопорных транспортных средств, геометрических характеристик колесных опор, геометрических характеристик большегрузных транспортных средств: моноплатформ, самоходных платформ и моноприцепов, сочлененных прицепов, полуприцепов.

Ключевые слова: оценка, вертикальные перемещения, геометрическая характеристика, колесные движители, подвижные агрегаты, оборудование, транспорт, транспортно-перегрузочное оборудование, транспортно-установочное оборудование, РК, ракетный

комплекс, модульный принцип, платформа, прицеп, моноприцеп, полуприцеп, создание, дороги, анализ, колёсная опора, колесо, ход, математическая модель, методика, большегрузное транспортное средство, БТС, транспортное средство, поверхность, крупногабаритный тяжеловесный груз, характеристика.

Введение

Одним из основных аспектов создания экспериментальных моделей большегрузных транспортных средств (БТС) для перевозки крупногабаритных тяжеловесных грузов (КТГ) является оценка геометрических характеристик колесных опор БТС на базе самоходных платформ и моноприцепов, сочлененных прицепов и полуприцепов. В связи с этим необходимо решение задачи обоснования и разработки методики, позволяющей оценить полный ход колес многоопорного БТС в зависимости от его геометрических размеров для различных конструктивных схем БТС с учетом различных условий движения.

Вертикальные перемещения колес многоопорных транспортных средств

В работе предложена классификация продольного профиля автомобильных дорог по уровню спектральной плотности (СП). На рисунке 1 СП автодорог представлена в логарифмических координатах.

По частоте выделено 4 области [1, 3, 5]:

- длинные неровности;
- средние неровности;
- короткие неровности;
- микропрофиль.

По уровню выделено 5 диапазонов:

- очень малого уровня;

- малого уровня;
- среднего уровня;
- большого уровня;
- очень большого уровня.

Таблица 1

Связь между рельефом местности, типом дороги
и уровнем спектральной плотности её профиля

Уровень СП	Длинные неровности	Короткие неровности	K_h , м
	Рельеф местности	Тип дороги	
1	Очень ровный	Скоростные автомагистрали	10^{-4}
2	Равнинный	Автомагистрали	10^{-3}
3	Слабо холмистый	Гравийные дороги	10^{-2}
4	Пересеченный	Грунтовые дороги	10^{-1}
5	Горный	Бездорожье	10^0

На рисунке 1 уровни обозначены цифрами в порядке возрастания уровня СП. Связь между длиной неровности, уровнем СП, рельефом местности и типом дороги устанавливается (табл. 1), из которой следует, что СП большинства автомобильных дорог расположена в области, выделенной (рис. 1) штриховкой.

В заштрихованной области (рис.1) СП удовлетворительно аппроксимируется выражением [2, 4, 5]:

$$S_h(\omega) = \frac{K_h}{\omega^2}. \quad (1)$$

Значения константы K_h для всех уровней, предложенные в работе, приведены в (табл. 1). Для заштрихованной области можно принять $K_h = 3 \cdot 10^{-4}$ м.

Расчетная схема для перемещения колес многоопорного БТС приведена на рис. 2. Профиль дороги изображен кривой $h(t)$. По ней скользит отрезок AB длиной T , равной опорной длине БТС. Расстояние Δ между отрезком AB и кривой $h(t)$ может служить оценкой перемещения

колеса, расположенного в сечении с координатой τ [1, 3, 4].

Из рисунка 2 следует:

$$\Delta(t - \tau) = h_1(t - \tau) - h(t - \tau), \quad (2)$$

$$h_1(t - \tau) = h(t) - \frac{\tau}{T} [h(t) - h(t - \tau)]. \quad (3)$$

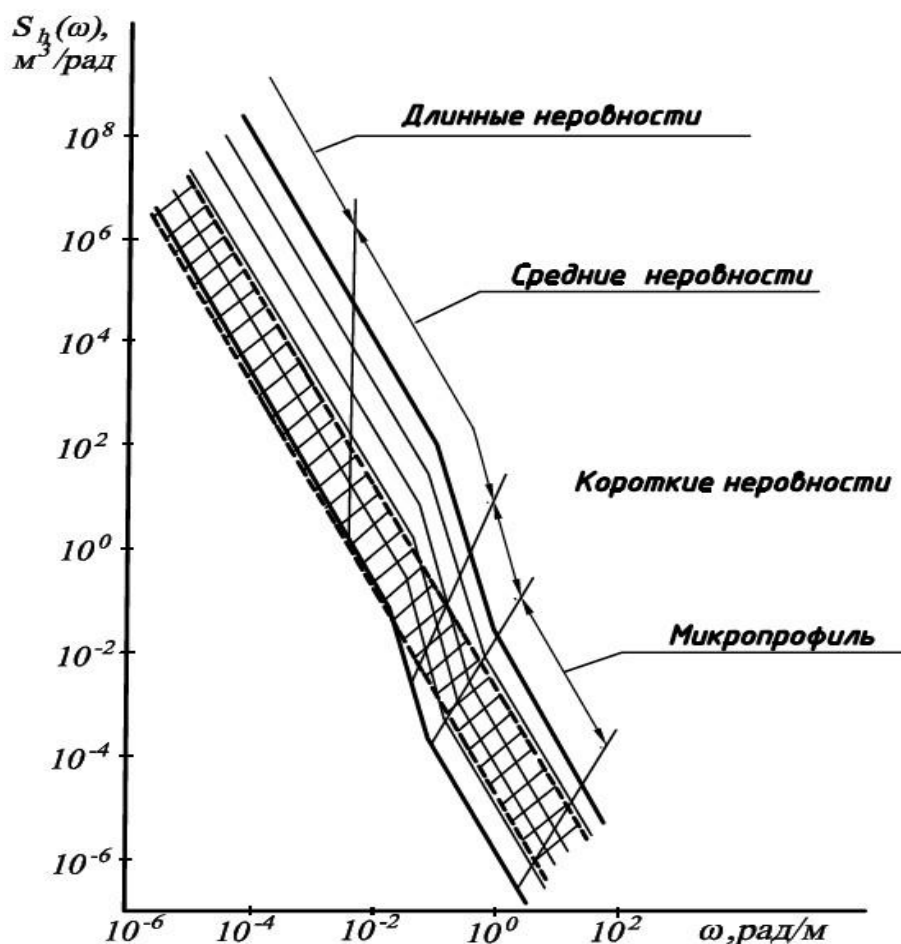


Рис. 1. Спектральная плотность профиля автомобильных дорог

Выполнив преобразования, получим:

$$\Delta(t - \tau) = \left(1 - \frac{\tau}{T}\right) h(t) + \frac{\tau}{T} \cdot h(t - \tau) - h(t - \tau). \quad (4)$$

Представив случайную функцию профиля дороги $h(t)$ в виде разложения по элементарным функциям, получим [1, 2]:

$$\Delta(t - \tau) = \sum_{K=-\infty}^{\infty} \left[\left(1 - \frac{\tau}{T}\right) e^{i\omega_k \tau} + \frac{\tau}{T} e^{i\omega_k (\tau - T)} - 1 \right] H_k e^{i\omega_k t}, \quad (5)$$

где

$$h(t) = \sum_{K=-\infty}^{\infty} H_k e^{i\omega_k t}. \quad (6)$$

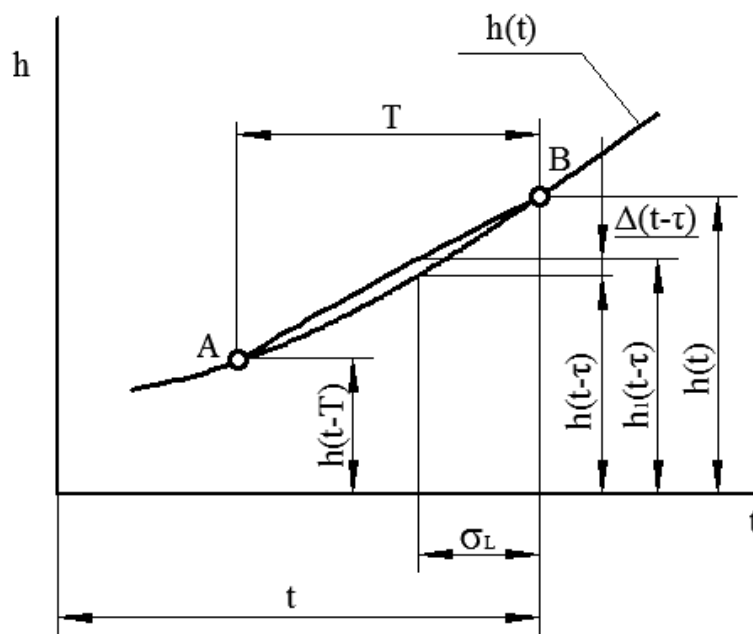


Рис. 2. Расчетная схема для оценки перемещения колес многоопорного БТС

Выражение в квадратных скобках представляет собой амплитудно-фазовую частотную характеристику (АФЧХ) преобразования, связывающего $\Delta(t-\tau)$ и $h(t)$ [2]:

$$W(i\omega) = \left(1 - \frac{\tau}{T}\right) e^{i\omega\tau} + \frac{\tau}{T} e^{i\omega(t-\tau)} - 1. \quad (7)$$

Известно, что спектральные плотности выходного и входного сигналов системы, имеющей АФЧХ $W(i\omega)$, связаны соотношением [2]:

$$S_{\Delta}(\omega) = |W(i\omega)|^2 \cdot S_h(\omega), \quad (8)$$

где $S_{\Delta}(\omega)$ – спектральная плотность параметра; $|W(i\omega)|^2$ – квадрат модуля АФЧХ, а дисперсия параметра Δ определяется из соотношения [2]:

$$D_{\Delta} = \int_{-\infty}^{\infty} S_{\Delta}(\omega) d\omega. \quad (9)$$

Выполнив необходимые преобразования, получим

$$D_{\Delta} = 2\pi K_h \tau \left(1 - \frac{\tau}{T}\right). \quad (10)$$

В качестве оценки перемещения колеса примем максимальное значение параметра Δ , которое в предположении нормальности распределения плотности вероятностей может быть оценено формулой [2]:

$$\Delta m = 3\sqrt{D_{\Delta}} = 3\sqrt{2\pi K_h \tau \left(1 - \frac{\tau}{T}\right)}. \quad (11)$$

Графическая интерпретация формулы (11) представлена на рис. 3 сплошной линией. При расчёте кривой приняты следующие значения параметров

$$K_h = 3 \cdot 10^{-4}, \tau = \frac{1}{2} T. \quad (12)$$

Формула (11) получена в результате решения плоской задачи. Для учёта влияния ширины БТС на перемещение колес рассмотрим случайную величину

$$\Delta b = h_b - h, \quad (13)$$

где h – ордината поверхностей дороги под колесом одного борта БТС; h_b – ордината поверхности дороги под колесом второго борта, при расстоянии между рядами колес b .

Дисперсия Δb связана с дисперсией высоты профиля D_h соотношением

$$D_{\Delta b} = 2D_h(1 - \rho_b), \quad (14)$$

где ρ_b – коэффициент корреляции между h и h_b .

Переходя к спектральной плотности, получим [2]:

$$S_{\Delta b}(\omega) = 2[1 - \rho_b(\omega)]S(\omega), \quad (15)$$

$S_{\Delta b}(\omega)$ – спектральная плотность относительного перемещения колес, расположенных на расстоянии « b » по ширине БТС; $\rho_b(\omega)$ – коэффициент корреляции Δb и h на частоте ω ; $\rho_b(\omega)$ – в работе предлагается выражение

$$\rho_b(\omega) = \frac{1}{1 + (b\omega)^2}. \quad (16)$$

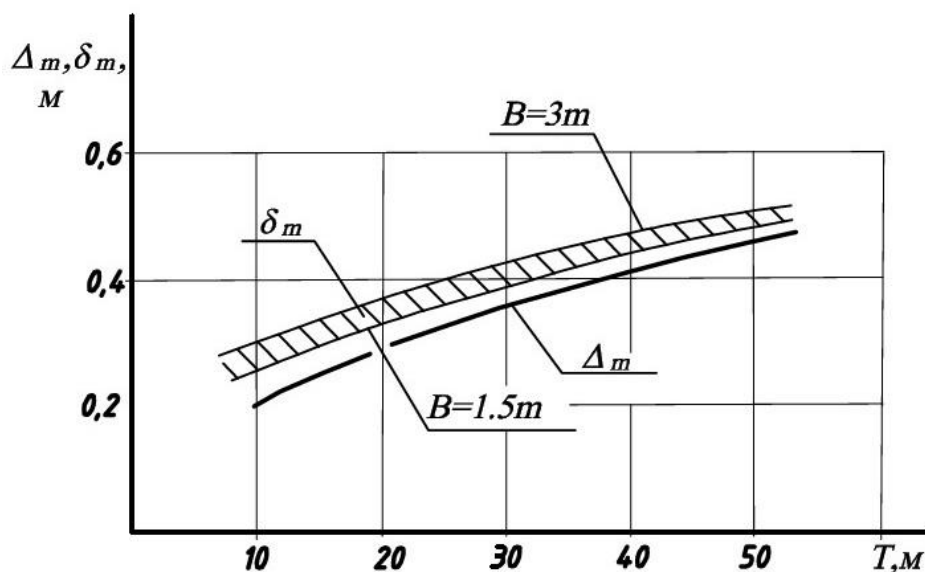


Рис. 3. Влияние геометрических размеров БТС на ход колеса

Выполнив необходимые преобразования, получим:

$$D_{\Delta b} = 2\pi K_{hb}. \quad (17)$$

Дисперсию полного хода колеса определим по формуле:

$$D_{\delta} = D_{\Delta} + D_{\Delta b}, \quad (18)$$

а максимальный полный ход колеса из соотношения:

$$\delta_m = 3\sqrt{D_{\delta}}. \quad (19)$$

Окончательное выражение для оценки максимального полного хода колеса имеет вид:

$$\delta_m = 3\sqrt{2\pi K_h \left[\tau \left(1 - \frac{\tau}{T} \right) + b \right]}. \quad (20)$$

Зависимость (20) при изменении «b» в пределах от 1,5 до 3 м показана на рис. 3 заштрихованной областью.

Формула (20) позволяет оценить полный ход колес многоопорного БТС в зависимости от его геометрических размеров для различных конструктивных схем БТС.

Геометрические характеристики колесных опор

Облик и параметры БТС в значительной степени определяются характеристиками применяемых шин [1, 4, 5].

Схема колесной опоры представлена на рис. 4. Основным параметром, определяющим размеры колесной опоры в направлении поперечной оси БТС, является ширина шины – B_s . Вертикальный и продольный размеры колесной опоры в основном зависят от диаметра шины – D . На поперечный размер влияет также размер деталей подвески – B_c .

Зазор между сдвоенными шинами – Δ_s , необходимый для исключения контакта между боковинами шин в зоне деформации можно оценить, приняв допущение о постоянстве периметра профиля шины.

$$\pi H_s + 2(B_s - H_s) = \pi H'_s + 2(B'_s - H'_s), \quad (21)$$

где H_s – высота профиля шины.

Штрихом в выражении (21) отмечены размеры профиля шины в зоне деформации. Обозначив радиальную деформацию шины h_r и выполнив преобразования, получим

$$\Delta_s \geq \left(\frac{\pi}{2} - 1\right) h_r. \quad (22)$$

Относительная радиальная деформация шины является стабильной величиной и не превышает обычно

$$\frac{h_r}{H_s} \leq 0,2. \quad (23)$$

Таким образом, можно принять

$$\Delta_s = 0,15 H_s. \quad (24)$$

Пользуясь соотношением (24), следует иметь в виду, что для обычных тороидальных шин справедливо соотношение

$$H_s \approx B_s. \quad (25)$$

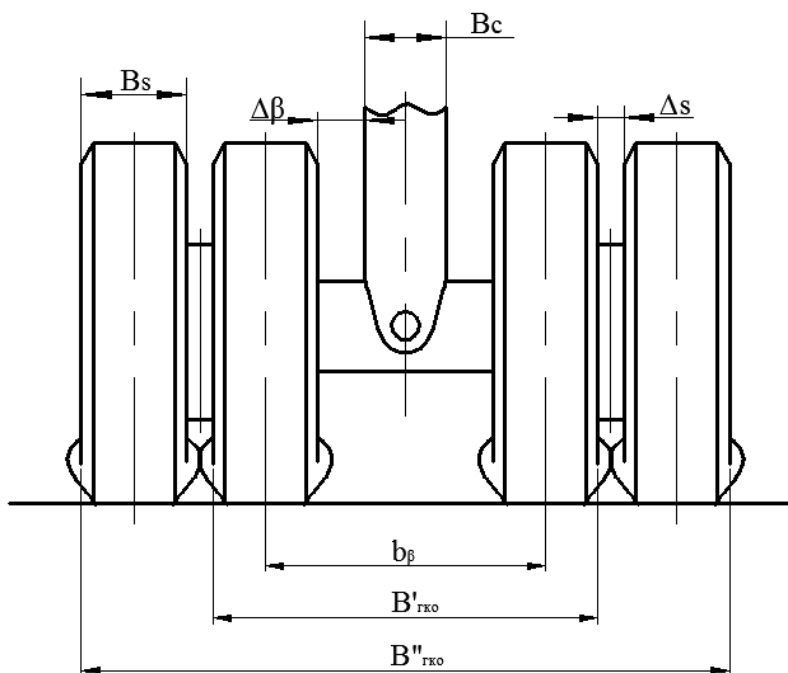


Рис. 4. Схема колесной опоры

Ширину несущей стойки колесной опоры – B_c оценим из условия прочности. Примем, что изгибающий момент в основании стойки пропорционален нагрузке на колесную опору и диаметру колеса

$$M_u = K_1 G_{ko} D, \quad (26)$$

где G_{ko} – вертикальная нагрузка на колесную опору; K_1 – коэффициент пропорциональности.

Будем считать, что момент сопротивления изгибу пропорционален кубу размера B_c :

$$W_u = K_2 B_c^3. \quad (27)$$

Введя постоянные коэффициенты K_1, K_2 в допустимые напряжения, получим

$$B_c = \sqrt[3]{\frac{G_{ko} \cdot D}{[\delta]}}. \quad (28)$$

Значения допускаемых напряжений $[\delta]$ можно получить, обработав данные по зарубежным конструкциям с использованием формулы (28). В результате получим $[\delta] = 6500$ кПа.

Зазор $\Delta\beta$ между шиной и несущей стойкой колесной опоры должен быть достаточным для обеспечения перемещения колес на поперечных неровностях дороги. Перемещение колеса Δb_m можно оценить по формуле:

$$\Delta b_m = \sqrt[3]{2\pi K_h b_\beta}, \quad (29)$$

а зазор получить из очередного соотношения

$$\Delta\beta = \Delta b_m \frac{D}{2b_\beta}. \quad (30)$$

Из рисунка 4 следует:

$$b_\beta = B_c + B_s + 2\Delta\beta. \quad (31)$$

Выполнив необходимые преобразования, получим уравнение

$$b_\beta = (B_c + B_s) = \sqrt[3]{2\pi K_h b_\beta \frac{D}{2b_\beta}}, \quad (32)$$

для решения которого удобно воспользоваться номограммой, приведенной на рис. 5 видно, что габаритная ширина колесной опоры определяется следующими соотношениями:

для двухколесной опоры

$$B'_{\text{ГКО}} = B_c + 2(B_s + \Delta\beta), \quad (33)$$

для четырёхколесной опоры

$$B''_{\text{ГКО}} = B_c + 2(B_s + \Delta\beta) + 2(B_s + \Delta_s). \quad (34)$$

«Габаритный диаметр» колесной опоры (диаметр воображаемого цилиндра, ось которого совпадает с осью поворота колесной опоры) определяется соотношением:

$$D_{\text{ГКО}} = \sqrt{D^2 + B_{\text{ГКО}}^2}. \quad (35)$$

Минимальное расстояние между соседними колесными опорами можно принимать:

по длине БТС

$$l_o = 1,05 D_{\text{ГКО}}; \quad (36)$$

по ширине БТС

$$b_o = l_o + B_c. \quad (37)$$

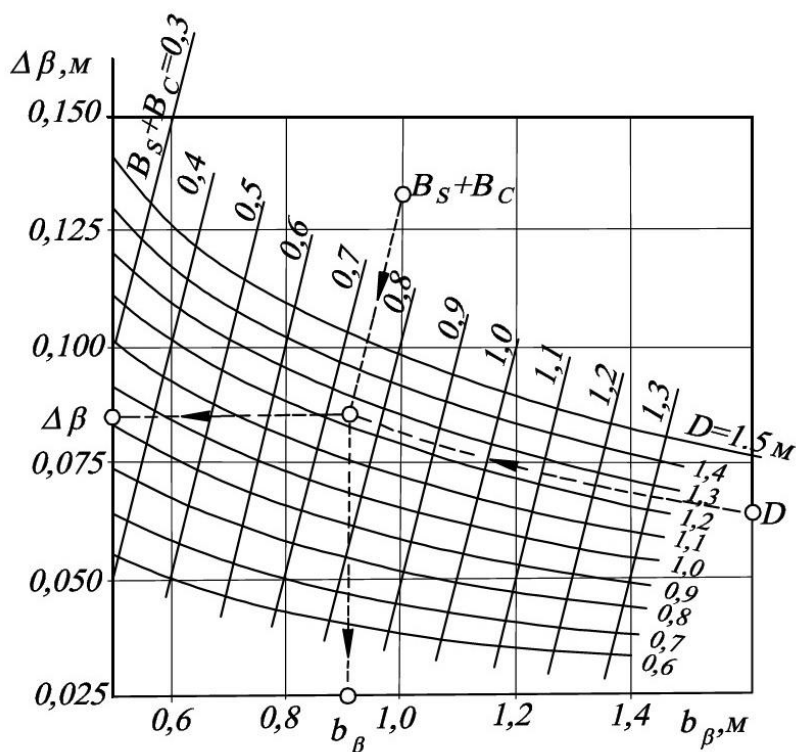


Рис. 5. Номограмма для определения зазора между шиной и стойкой колесной опоры

Полученные соотношения позволяют оценить основные геометрические размеры колесной опоры и требования по их взаимному расположению. Допустимая вертикальная нагрузка на колесную опору определяется грузоподъемностью шины и их количеством.

В таблице 2 в качестве примера приведены геометрические характеристики колесных опор, определенные по изложенной методике, при использовании некоторых отечественных шин большой грузоподъемности.

Ход колеса для колесных опор с шинами 8,25–15 достаточно обеспечить около 0,5 м, а для шин большего диаметра 0,6 м. Угол поворота колесной опоры при механическом групповом приводе поворота должен быть $\pm 45^\circ$, а при индивидуальном приводе $\pm 90^\circ$.

Таблица 2

Характеристики колесных опор

Наименование параметра	Размер шин				
	8,25 –15		12,00 –20		1300×530 –533
Количество колес	2	4	2	4	2
Макс. вертикальная нагрузка, кН	62	112	144	260	120
Диаметр колеса, м	0,84	0,84	1,12	1,12	1,30
Ширина шины, м	0,22	0,22	0,31	0,31	0,53
Ширина стойки, м	0,20	0,25	0,30	0,36	0,29
Зазор Δ_s , м	–	0,04	–	0,05	–
Зазор Δ_β , м	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08
Габаритная ширина, м	0,80	1,25	1,10	1,90	1,60
Габаритный диаметр, м	1,15	1,55	1,56	2,12	2,00
Расстояние между колесными опорами, м					
по длине БТС	1,20	1,60	1,70	2,20	2,10
по ширине БТС	1,40	1,85	1,90	2,6	2,40

Геометрические характеристики БТС

Непрерывной составной частью модульного БТС является моноплатформа, составленная из модулей типа «колесный ход», которые стыкуются между собой в продольном направлении, поперечном направлении или одновременно в обоих направлениях. Такая составная моноплатформа может выполнять роль самостоятельного БТС, например, самоходная платформа или прицеп, а также являться элементом БТС, например, поворотная тележка сочлененного прицепа или опорная тележка полуприцепа.

Конструктивная схема моноплатформы представлена на рис. 6, из которого следует соотношения:

$$L = (N_1 - 1)l_0, \quad (38)$$

$$B_0 = \frac{M}{2}b_0 + \left(\frac{M}{2} - 1\right)l_0, \quad (39)$$

$$L_r = L + l_0, \quad (40)$$

$$B_r = B_0 + B_{\text{ГКО}}, \quad (41)$$

$$H = D + \frac{\Delta\delta}{2} + h_n, \quad (42)$$

L, B_0 – соответственно база и колея моноплатформы; L_r, B_r – габаритные, соответственно, длина и ширина моноплатформы; H – номинальная погрузочная высота моноплатформы; N_1 – полное количество осей моноплатформы; M – количество колесных опор на оси моноплатформы; $\Delta\delta$ – полный ход колеса колесных опор, используемых в составе платформы; h_n – расстояние от верхней плоскости платформы до самой верхней точки колеса при его максимальном ходе вверх.

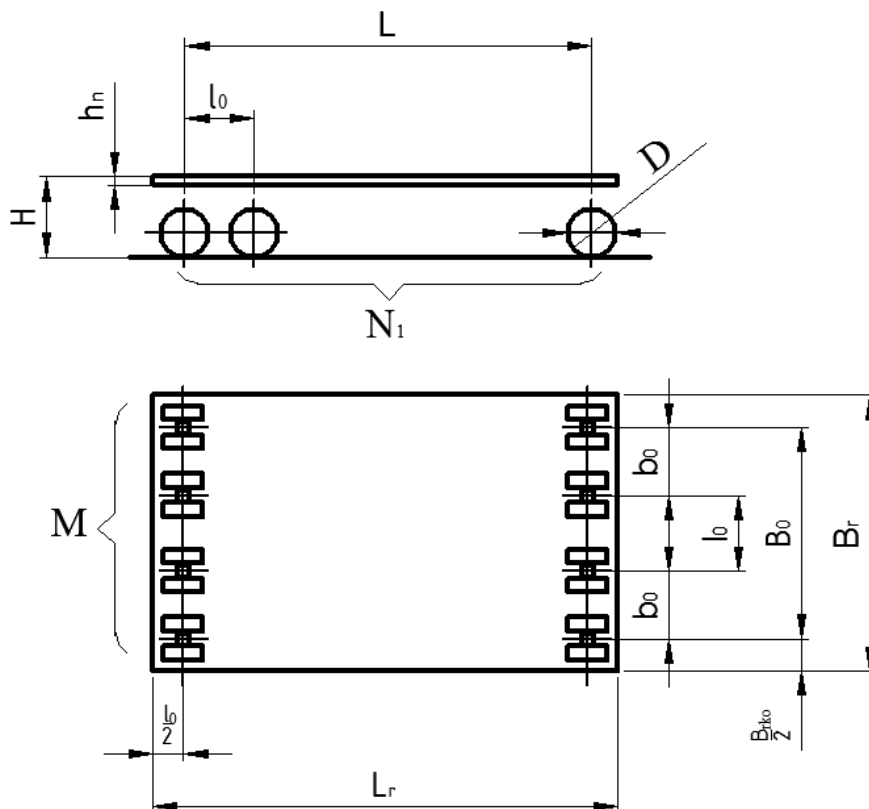


Рис. 6. Конструктивная схема моноплатформы

Размер h_n должен учитывать размеры элементов рамы платформы и поперечный наклон колес колесной опоры. Для оценки можно воспользоваться соотношением:

$$h_n = 0,1D + \Delta_\beta \frac{B_{\text{ГКО}}}{D}. \quad (43)$$

Самоходные платформы и моноприцепы

Кроме приведенных выше параметров часто необходимо знать достаточную величину хода колеса или при известном ходе колеса следует определить допустимое количество осей. Обе эти задачи решаются на основе соотношений, полученных ранее. Подставив в формулу вместо T базу платформы, вместо τ – половину базы, а вместо b – колею платформы, после преобразований получим:

$$\Delta_{\delta} = 3 \sqrt{\frac{\pi}{2} K_h [(N_1 + 2M - 5)l_o + 2Mb_o]}, \quad (44)$$

а решив выражение (44) относительно N_1 , получим:

$$N_1 = \frac{2\Delta_{\delta}^2}{9\pi K_h l_o} + 5 - 2 \left(1 + \frac{b_o}{l_o} \right) M. \quad (45)$$

Выражение (44) позволяет определить ход колеса по известному числу осей моноплатформы, а формула (45) решает обратную задачу – определение допустимого количества осей при заданном ходе колеса.

Формулы (44) и (45) применимы в случае «плотной» стыковки модулей. В случае если для размещения крупногабаритного груза модули собираются в моноплатформу с помощью промежуточной рамы и находятся на удалении друг от друга, не следует выражать базу и колею через количество осей и количество опор.

При этом формулы будут иметь вид:

$$\Delta_{\delta} = 3 \sqrt{\frac{\pi}{2} K_h (L + 4B_o)}, \quad (46)$$

$$L = \frac{2\Delta_{\delta}^2}{9\pi K_h} 4B_o, \quad (47)$$

где L – максимальная база составной моноплатформы, при которой обеспечивается сохранение контакта всех колес с дорогой.

Из формулы (47) следует также:

$$B_o = \frac{\Delta_{\delta}^2}{18\pi K_h} - \frac{L}{4}, \quad (48)$$

где B_0 – максимальная колея составной платформы, имеющей базу L , при которой гарантирован контакт всех колес с дорогой.

Сочлененные прицепы

Полученные соотношения применимы для прицепов, выполненных в виде моноплатформы и для тележек сочлененного прицепа, схема которого представлена на рис. 7. Для прицепа в целом представляет интерес оценка длины соединительной рамы L_p , необходимого зазора между рамой и тележкой Δ_1 , просвета между рамой и поверхностью дороги Δ_p .

Из схемы рис. 7 следует, что длина соединительной рамы не может быть менее L_i , т.е.:

$$L_p > L_i, \quad (49)$$

где

$$L_i = \sqrt{L_r^2 + B_r^2}. \quad (50)$$

Зазор между рамой и тележкой Δ_1 можно определить, воспользовавшись формулой, подставив в неё:

$$\tau = L_i, \quad (51)$$

$$T = L_p, \quad (52)$$

а дорожный просвет под рамой определяется подстановкой:

$$\tau = \frac{L_p}{2}, \quad (53)$$

$$T = L_p. \quad (54)$$

В результате получим:

$$\Delta_1 = 3 \sqrt{2\pi K_h L_i \left(1 - \frac{L_i}{L_p}\right)}, \quad (55)$$

$$\Delta_p = 3 \sqrt{\frac{\pi}{2} K_h L_p}. \quad (56)$$

В случае плоской соединительной рамы очевидно соотношение:

$$\Delta_p = H + \Delta_1. \quad (57)$$

Введя относительный параметр:

$$\bar{L}_p = \frac{L_p}{L_i}, \quad (58)$$

и используя формулы (55) и (56), получим уравнение:

$$\sqrt{\bar{L}_p} - 2 \sqrt{\frac{\bar{L}_p - 1}{\bar{L}_p}} = \frac{H}{3 \sqrt{\frac{\pi}{2} K_h L_i}}, \quad (59)$$

графическая интерпретация решения которого представлена на рис. 8.

Вычислив правую часть уравнения (59) и определив по рис. 8 величину $\bar{L}_p$, допустимую максимальную длину рамы L_a определим по формуле:

$$L_a = \bar{L}_p \cdot L_i. \quad (60)$$

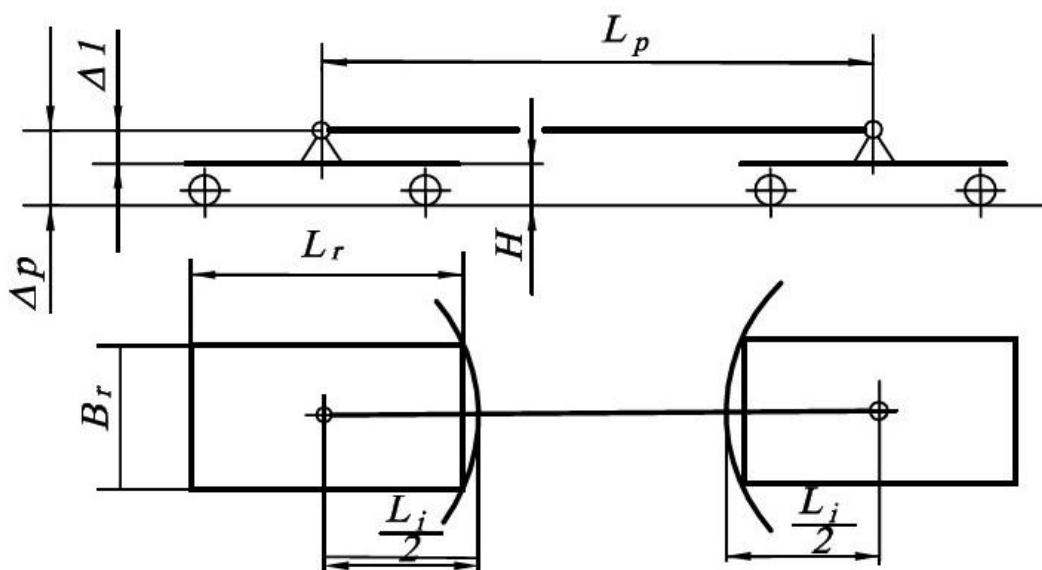


Рис. 7. Конструктивная схема сочлененного прицепа

Кривую рис. 8 без существенной погрешности можно заменить прямой (показана штриховой линией), а L_a определять по формуле:

$$L_a = 1,77H \sqrt{\frac{L_i}{K_h}} + 2L_i. \quad (61)$$

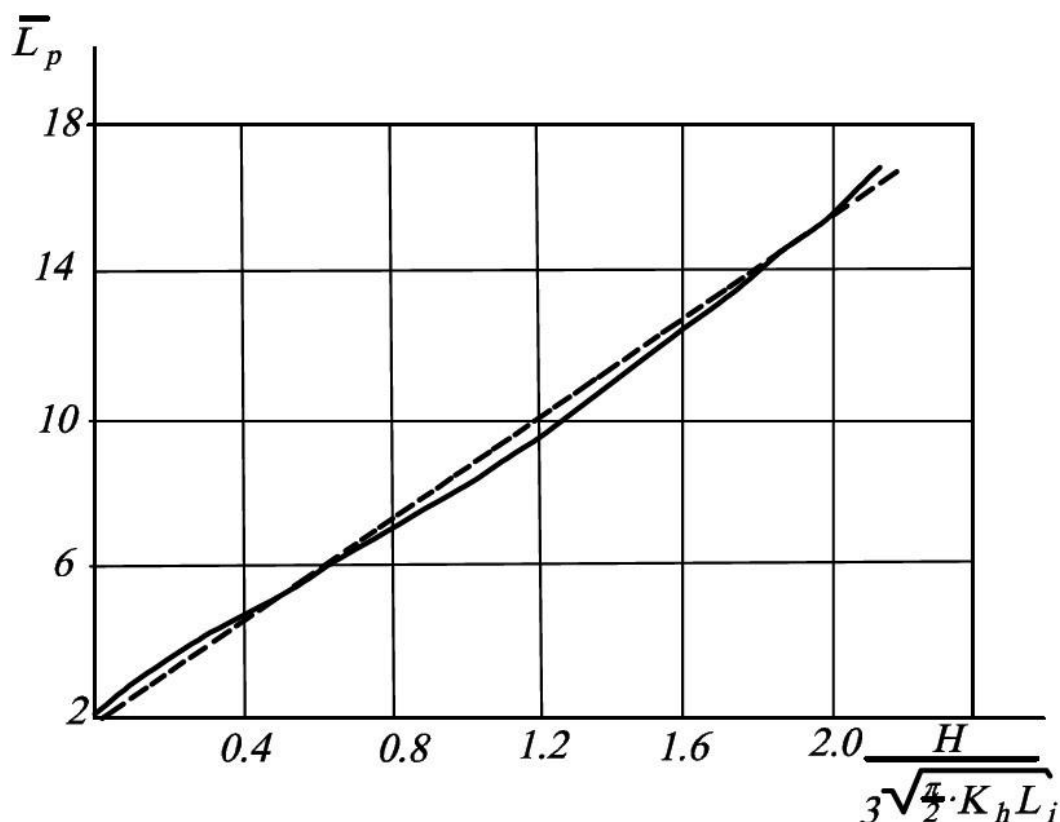


Рис. 8. График для определения максимальной допустимой длины соединительной рамы сочлененного прицепа

Полученные зависимости позволяют обеспечить «вписываемость» сочлененного прицепа в продольный профиль дороги. Условием вписываемости являются соотношения

$$L_i < L_p < L_a. \quad (62)$$

Полуприцепы

Расчетная схема, позволяющая оценить геометрические характеристики полуприцепов, приведена на рис. 9. Основным геометрическим параметром полуприцепа является база полуприцепа L_c (расстояние от опорно-седельного устройства (ОСУ) до задней оси). Существенным параметром является также размер l_c – расстояние от оси спектральной плотности (ОСУ) до начала грузовой платформы или до первой оси передней группы колес полуприцепа (при двухопорной схеме).

Размер l_c можно оценить, пользуясь соотношением:

$$l_c = \sqrt{(L_T - L_{TC} + D_{KT}/2)^2 + B_{TK}^2/4} + D_K. \quad (63)$$

Для определения базы полуприцепа примем следующие условия:

- полное использование грузоподъёмности тягача (нагрузка на ОСУ соответствует номинальному значению);
- полное использование грузоподъёмности полуприцепа (нагрузка на все оси полуприцепа соответствует максимальным допустимым значениям);
- центр масс груза расположен в середине длины грузовой платформы.

При одновременном выполнении перечисленных условий уравнение моментов относительно оси ОСУ имеет вид:

$$\begin{aligned} (NG_o + G_c) \frac{L_c + l_c}{2} = N_o G_o \left[l_c + \frac{1}{2} (N_o - 1) l_o \right] + \\ + (N - 2N_o) G_o \left[L_c - \frac{1}{2} (N - N_o - 1) l_o \right]. \end{aligned} \quad (64)$$

Выполнив необходимые преобразования, получим:

$$L_c = \frac{\left(N - 2N_o + \frac{G_c}{G_o} \right) l_c + N(N - 2N_o + 1) l_o}{N - 2N_o - \frac{G_c}{G_o}}, \quad (65)$$

где G_c – нагрузка на ОСУ тягача; G_o – нагрузка на ось полуприцепа.

Выражение (65) удовлетворяет требованию совпадения продольной координаты центра масс груза с серединой длины грузовой платформы. Влияние смещения центра масс от центра платформы можно учесть относительным параметром:

$$\varepsilon = \frac{2\Delta_c}{L_c + l_c}, \quad (66)$$

где Δ_c – абсолютная величина смещения центра масс.

Будем считать положительным смещение центра в направлении задней оси полуприцепа. С учётом соотношения (65) формула (66) принимает вид:

$$L_c = \frac{\left[(1 + \varepsilon)N - 2N_0 + (1 + \varepsilon) \frac{G_c}{G_0} \right] l_c + N(N - 2N_0 + 1) l_0}{(1 - \varepsilon)N - 2N_0 - (1 - \varepsilon) \frac{G_c}{G_0}}. \quad (67)$$

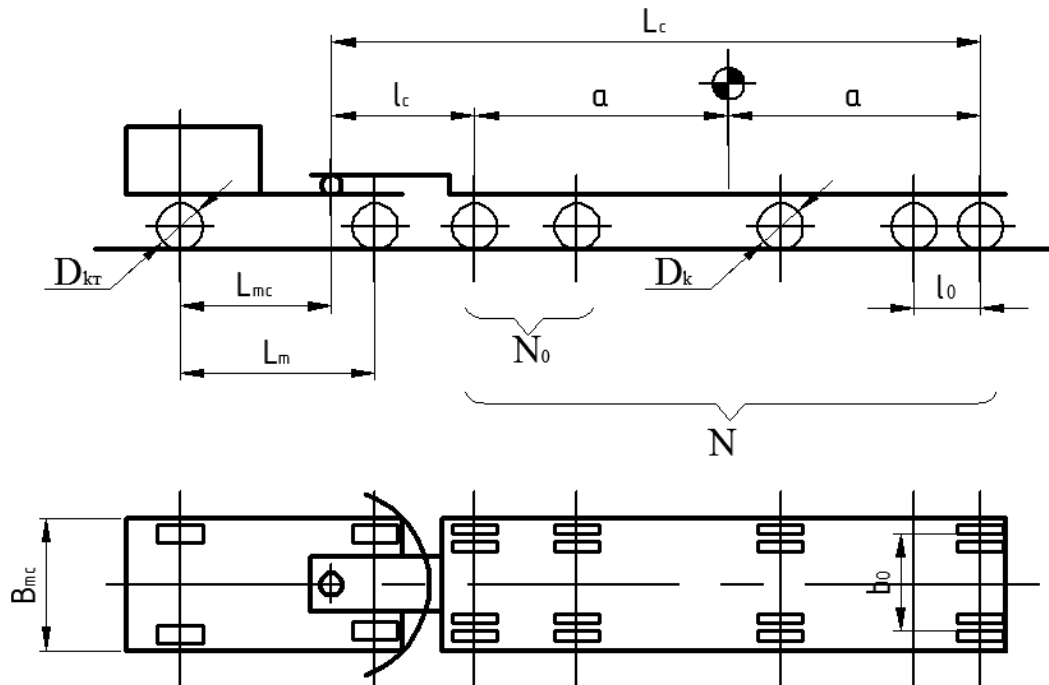


Рис. 9. Схема для расчета геометрических размеров полуприцепа

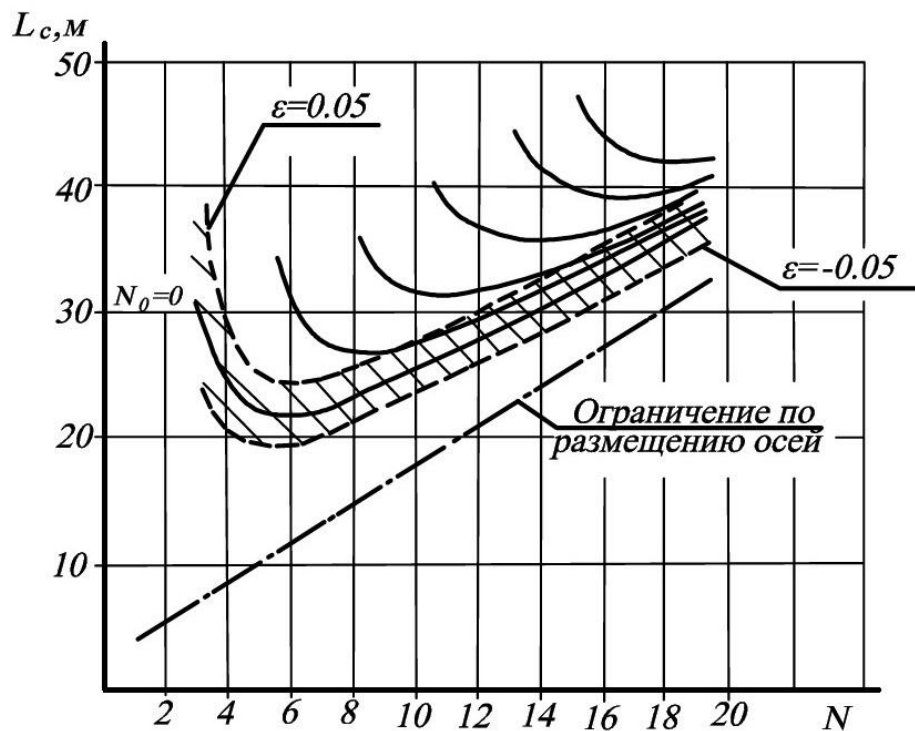


Рис. 10. Связь между массовыми и габаритными характеристиками полуприцепа

Графическая интерпретация формулы (67) представлена на рис. 10. Штриховкой выделена область, соответствующая относительному смещению центра масс в пределах $\pm 5\%$.

Для определения хода колеса, при котором обеспечивается сохранение контакта всех колес полуприцепа с поверхностью дороги можно пользоваться формулой (20), при этом следует подставлять:

$$T = L_c, b = b_o, \quad (68)$$

а в качестве τ использовать расстояние от ОСУ или задней оси полуприцепа до оси, ближайшей к середине базы полуприцепа, что выражается формулой:

$$\tau = \min \left\{ \frac{L_c}{2}, \max[(N - N_o - 1)l_o, l_c + (N_o - 1)l_o] \right\}. \quad (69)$$

Заключение

Облик, технические и эксплуатационные характеристики и, прежде всего, геометрические характеристики БТС существенно зависят от геометрических характеристик их колесных опор. Разработанный научно-методический аппарат позволяет учесть зависимость массовых и геометрических характеристик самоходных платформ, моноприцепов и сочлененных прицепов от геометрических характеристик их колесных опор при их создании. Полученные зависимости позволяют обеспечить «вписываемость» сочлененного прицепа в продольный профиль дороги, а также определить ход колеса, при котором обеспечивается сохранение контакта всех колес полуприцепа с поверхностью дороги.

Литература

1. Хачатуров А.А. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. М.: Машиностроение, 1976.
2. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1969.

3. Гришкевич А.И. Автомобиль. Теория: учебник для вузов. Мн., Выш. шк., 1986. 208 с.

4. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колёса / пер. с нем. В.П. Агапова; под ред. О.Д. Златовратского. М.: Машиностроение, 1986. 320 с.

5. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 727 с.

References

1. Nachaturov A.A. *Dinamika sistemy doroga-shina-avtomobil'-voditel'*. (The dynamics of the system road-tyre-vehicle-driver), Moscow, Mashinostroenie, 1976.

2. Ventcel' E.S. *Teoriya veroyatnostej* (Probability theory), Moscow, Nauka, 1969.

3. Grishkevich A.I. *Avtomobil'. Teoriya* (Car. Theory), uchebnyk dlja vuzov, Minsk, Vyshaya shkola, 1986, 208 p.

4. Rajmpel' J. *Shassi avtomobilja. Amortizatory, shiny i koljosa* (The chassis of the vehicle. Shock absorbers, tires and wheels), Moscow, Mashinostroenie, 1986, 320 p.

5. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoj gruzopodemnosti* (Wheeled vehicles especially heavy-duty), Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2006, 727 p.

R. Borisov

Evaluation results of vertical movement and geometric characteristics of paddle wheels experimental freight rolling stock unit transshipment and transport-mounting equipment missile system with a modular principle of creating based automatic platforms, articulated trailers, and semitrailers monotrailers

Abstract. The article presents the results of modeling and evaluation full speed paddle wheels multibasic heavy vehicles, depending on their dimensions and design schemes to suit different driving conditions are fulfilled and estimates of vertical movement of the wheel multibasic vehicles geometric characteristics of the wheel supports, the geometric characteristics of heavy vehicles means: monoplatform, self-propelled platforms and monopritysekov, articulated trailers, semitrailers.

Key words: assessment, vertical movements, geometrical characteristic, wheel propellers, mobile units, equipment, transport, transport and reloading equipment, transport and adjusting equipment, RK, missile system, modular principle, platform, trailer, monotrailer, semi-trailer, creation, roads, analysis, wheel support, wheel, course, mathematical model, technique, heavy-load vehicle, BTS, vehicle, surface, large-size heavy freight, characteristic.