

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ НА ЕЕ УПРУГУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ

А.А. Кузьмин

А.Ю. Осипов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

### Аннотация

Рассмотрен актуальный вопрос при разработке торсионной подвески быстроходной гусеничной машины: выбор оптимального соотношения длины балансира и радиуса опорного катка. Показано, что при изменении длины балансира изменяются параметры торсионной подвески: диаметр торсионного вала, жесткость подвески, удельная потенциальная энергия подвески, период продольно-угловых колебаний и допускаемые касательные напряжения. Исследовали гусеничную машину полной массой 14 т с 12 опорными катками радиусом 0,335 м. Длина балансира изменялась от 0,24 до 0,4 м. В ходе исследований диаметр торсионного вала определяли по критерию максимума динамического хода, а максимальные допустимые касательные напряжения в торсионном валу подбирали таким образом, чтобы обеспечить полный ход подвески, равный клиренсу машины. Установлено, что единственным отрицательным фактом использования коротких балансиров является требование высоких допустимых касательных напряжений. Поэтому при проектировании торсионной подвески, задавая допустимые касательные напряжения, определяемые технологией изготовления торсионных валов, необходимо выбирать наиболее короткие допустимые конструкции балансиров. При этом необходимо следить, чтобы период продольно-угловых колебаний корпуса машины был в пределах нормы.

### Ключевые слова

Гусеничная машина, торсионная подвеска, длина балансира, упругая характеристика, удельная потенциальная энергия подвески, диаметр торсиона, жесткость подвески, допускаемые касательные напряжения

Поступила в редакцию 22.04.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

В современных быстроходных гусеничных машинах (БГМ) в подвесках используются торсионные упругие элементы и балансиры. Балансир, передавая усилие от опорного катка, закручивает торсионный вал. В результате создаются вертикальные силы, воспринимающие вес машины. Также через подвеску передаются на корпус воздействия со стороны неровностей дороги.

Анализируя конструкции независимых торсионных подвесок БГМ [1–3], можно отметить значительный диапазон отношений длины балансира к радиусу опорного катка. Например, у БГМ БМД-1 и БМП-3, имеющих длинный балансир и не-

большой опорный каток, это отношение больше единицы и равно соответственно 1,46 и 1,37. Напротив, у Т-72 и Т-62 катки большие, а балансиры короткие. Для этих машин отношение длины балансира к радиусу опорного катка меньше единицы и составляет соответственно 0,74 и 0,58. У некоторых БГМ это отношение близко к единице (Т-80, ГМ-569, БМП-2).

При разработке подвески БГМ актуальным является вопрос оптимального соотношения длины балансира и радиуса опорного катка, а также определение ограничений, накладываемых на это соотношение. Решению этих вопросов посвящена данная статья.

Исходными данными для расчетов является задание на курсовой проект «Проектирование торсионной подвески» (табл. 1).

Таблица 1

## Исходные данные для расчетов

Параметр	Обозначение	Значение	Размерность
Вес машины	$G_0$	$1,4 \cdot 10^5$	Н
Координаты опорных катков относительно продольной оси, проходящей через центр масс машины	$l_1$	2,112	м
	$l_2$	1,272	
	$l_3$	0,442	
Координаты опорных катков относительно продольной оси, проходящей через центр масс машины	$l_4$	-0,398	м
	$l_5$	-1,198	
	$l_6$	-2,108	
Угол наклона ветви гусеницы у ведущего колеса	$\alpha_{н,к}$	26	град.
Угол наклона ветви гусеницы у направляющего колеса	$\alpha_{в,к}$	28	град.
Статическое натяжение гусеницы	$P_T$	$2 \cdot 10^4$	Н
Длина корпуса машины	$L_k$	6,91	м
Ширина корпуса машины	$B_k$	2,4	м
Высота корпуса машины	$H_k$	2,225	м
Высота клиренса машины	$H_{кл}$	0,37	м
Толщина гусеницы	$h_{гус}$	0,072	м
Радиус опорного катка	$R_{ок}$	0,335	м
Радиус балансира	$R_б$	0,3	м

Определение характеристик торсионной подвески проводим в соответствии с учебным пособием [1]. Получим упругую и демпфирующую характеристики подвески.

Момент инерции подрессоренного корпуса относительно горизонтальной оси, проходящей через центр масс (Y), определим по эмпирической формуле:

$$I_Y = \alpha_k \frac{G_n}{g} (0,06\beta_{об}L_k^2 + H_k^2), \quad (1)$$

где  $\alpha_k = 0,6$  — коэффициент влияния массы корпуса;  $G_n = 0,93G_0$  — вес подрессоренного корпуса, составляет 93 % веса машины;  $\beta_{об} = 1,08$  — коэффициент распределения масс оборудования.

Жесткость упругих элементов находится из рекомендуемых значений периода продольно-угловых колебаний корпуса  $T_\varphi$ , который для нормального самочувствия экипажа должен находиться в диапазоне 0,5...1,8 с:

$$T_\varphi = 2\pi \sqrt{\frac{I_Y}{2\sum_{i=1}^n c_i l_i^2}}, \quad (2)$$

где  $c_i$  — жесткость упругого элемента  $i$ -й подвески;  $l_i$  — продольная координата  $i$ -й подвески относительно центра масс корпуса (см. табл. 1);  $n = 6$  — число опорных катков по одному борту машины.

Положим, что жесткости всех подвесок равны и определяются согласно выражению

$$c = c_i = \frac{2\pi^2 I_Y}{T_\varphi^2 \sum_{i=1}^n l_i^2}. \quad (3)$$

Предельным допускаемым значениям периода продольно-угловых колебаний соответствуют максимальное  $c_{\max}$  и минимальное  $c_{\min}$  значения жесткости подвески вблизи статического хода.

Статическая нагрузка на один каток

$$P_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{п}} + \Delta P_{\text{г}}}{2n}, \quad (4)$$

где  $\Delta P_{\text{г}} = P_{\text{г}} (\sin \alpha_{\text{н.к}} + \sin \alpha_{\text{в.к}})$  — составляющая силы статического натяжения гусеницы, воздействующей на крайние катки;  $\alpha_{\text{н.к}}$  и  $\alpha_{\text{в.к}}$  — углы наклона ветвей гусеницы у направляющего и ведущего колес соответственно.

Статическое угловое положение балансира (рис. 1) определим по формуле:

$$\beta_{\text{ст}} = \arccos \left( \frac{H_{\text{кл}} + H - h_{\text{гус}} - R_{\text{о.к}}}{R_{\text{б}}} \right), \quad (5)$$

где  $H = 0,1$  м — расстояние от оси торсиона до днища машины.

Определим диаметр торсионного вала. Поскольку для гусеничных машин принципиально важен как можно больший динамический ход катка, а статический ход имеет второстепенное значение, определим диаметр торсионного вала, при котором обеспечивается максимум динамического хода катка:

$$d_{\text{т}}^{\text{дин}} = \sqrt[3]{\frac{64P_{\text{ст}} R_{\text{б}} \sin \beta_{\text{ст}}}{\pi [\tau]_{\text{max}}}}, \quad (6)$$

где  $[\tau]_{\text{max}}$  — максимальные допустимые касательные напряжения в торсионе.

Как видно, данная формула включает в себя величины, учитывающие все основные параметры подвески: нагрузку на каток ( $P_{\text{ст}}$ ), кинематические характеристики ( $R_{\text{б}}$  и  $\beta_{\text{ст}}$ ), а также свойства материала торсиона ( $[\tau]_{\text{max}}$ ). Однако в ней никак не учитываются ограничения, накладываемые на жесткость подвески допустимыми значениями периода продольно-угловых колебаний.



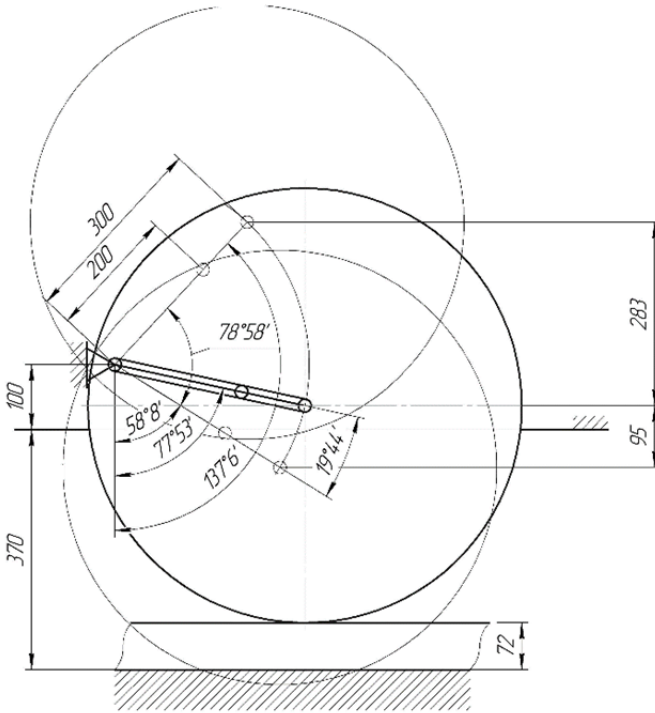


Рис. 2. Кинематическая схема подвески

Угловое положение балансира при нулевой закрутке торсиона (установочный угол):

$$\beta_0 = \beta_{ст} - \gamma_{ст}. \tag{11}$$

Угловое положение балансира при максимальной закрутке торсиона (угол установки отбойника):

$$\beta_T = \beta_0 + \gamma_T. \tag{12}$$

Статический ход подвески:

$$f_{ст} = R_0 (\cos\beta_0 - \cos\beta_{ст}). \tag{13}$$

Полный ход опорного катка:

$$f_{полн} = R_0 [\cos\beta_0 - \cos(\beta_0 + \gamma_T)]. \tag{14}$$

Динамический ход:

$$f_{дин} = f_{полн} - f_{ст}. \tag{15}$$

Приведенная к катку упругая характеристика торсионной подвески определяется из системы выражений как  $P(f)$ , где  $f(\beta)$ ,  $P(\beta)$ , т. е.

$$\begin{aligned}
 f &= R_6(\cos\beta_0 - \cos\beta); \\
 P &= \frac{GI_p}{L_r}(\beta - \beta_0) \frac{1}{R_6 \sin\beta}; \\
 \beta_0 &\leq \beta \leq \beta_{\max},
 \end{aligned}
 \tag{16}$$

где  $I_p = \frac{\pi d_r^4}{32}$  — полярный момент инерции торсионного вала.

Удельная потенциальная энергия (УПЭ) подвески  $\lambda$  является важным показателем качества системы поддрессоривания. Для современных БГМ достаточным считается  $\lambda = 0,6 \dots 0,8$  м. УЭП можно определить, исходя из свойств материала торсиона и его геометрических размеров:

$$\lambda = \frac{\pi d_r^2 [\tau]_{\max}^2 L_r}{16 P_{ct} G}.
 \tag{17}$$

Подставляя исходные данные (см. табл. 1) и подбирая  $[\tau]_{\max}$  таким образом, чтобы полный ход подвески равнялся клиренсу ( $[\tau]_{\max} = 1\ 000$  МПа), получим следующие значения для выбранного варианта подвески (табл. 2, выделены жирным шрифтом).

Таблица 2

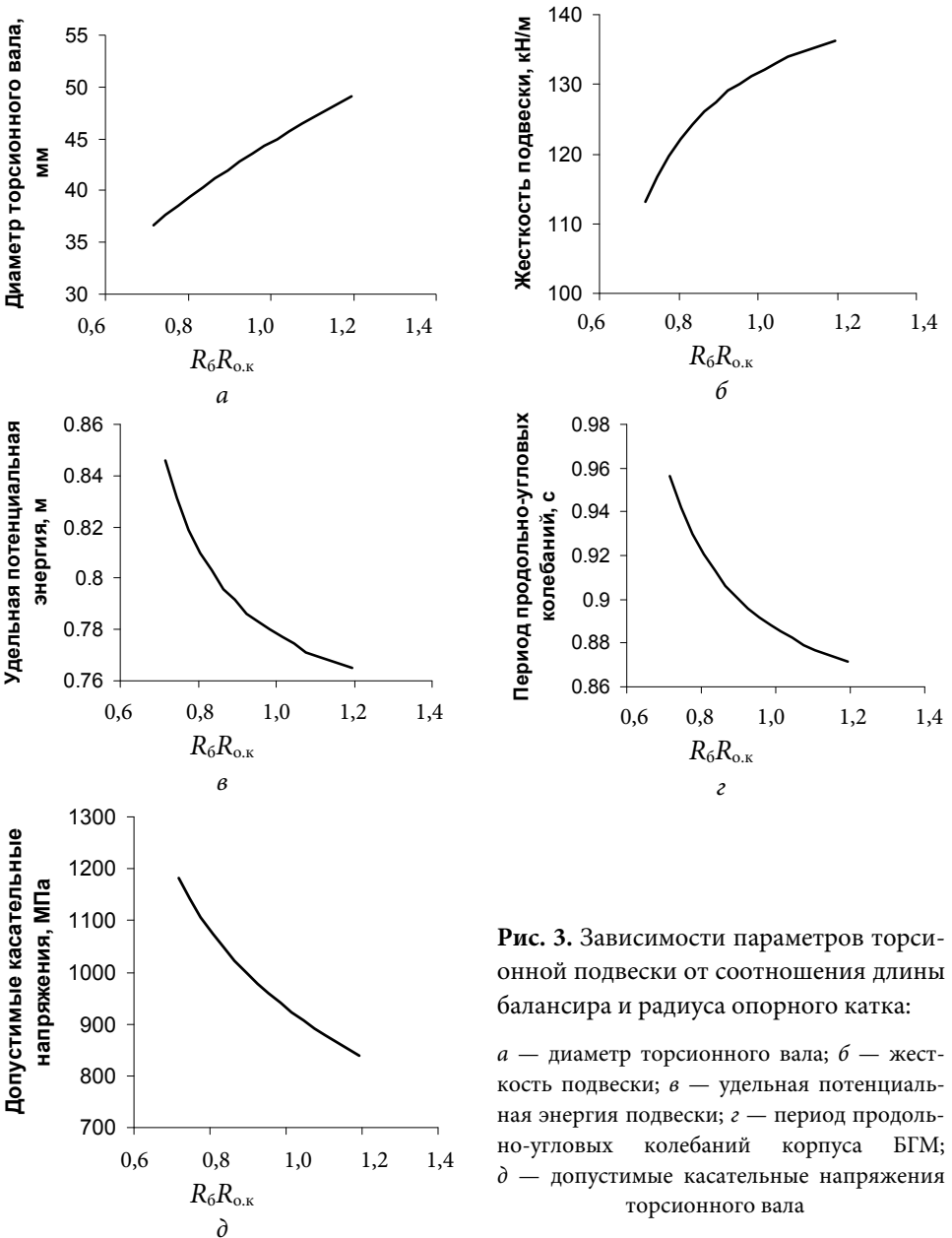
**Параметры торсионной подвески**

$R_6$ , м	$R_6/R_{0,к}$	$[\tau]_{\max}$ , МПа	УПЭ, м	$d_r$ , мм	$T_\phi$ , с	$C$ , кН/м
0,24	0,7164	1183	0,8461	36,66	0,956	113,2
0,25	0,7462	1142	0,8311	37,64	0,941	116,7
0,26	0,7761	1106	0,8188	38,58	0,929	119,7
0,27	0,8059	1075	0,8097	39,47	0,920	122,2
0,28	0,8358	1048	0,8030	40,32	0,913	124,1
0,29	0,8656	1022	0,7959	41,16	0,906	126,1
<b>0,3</b>	<b>0,8955</b>	<b>1000</b>	<b>0,7916</b>	<b>41,95</b>	<b>0,901</b>	<b>127,4</b>
0,31	0,9253	978	0,7862	42,75	0,895	129,0
0,32	0,9552	959	0,7830	43,51	0,892	130,1
0,33	0,9850	941	0,7799	44,25	0,888	131,1
0,34	1,014	924	0,7771	44,99	0,885	132,1
0,35	1,044	908	0,7745	45,70	0,882	132,9
0,36	1,074	892	0,7712	46,42	0,879	133,9
0,37	1,104	878	0,7694	47,11	0,877	134,6
0,4	1,194	840	0,7651	49,10	0,871	136,2

Рассмотрим, как влияет на характеристики торсионной подвески соотношение длины балансира и радиуса опорного катка. Для этого будем изменять длину балансира с шагом 0,01 м, увеличивая и уменьшая ее. При этом, как и ранее, диаметр торсионного вала определяется по критерию максимума динами-

ческого хода, а максимальные допустимые касательные напряжения в торсионном валу  $[\tau]_{\max}$  позволяют обеспечить полный ход подвески, равный клиренсу машины. Результаты расчетов, проводимых с использованием программного продукта Microsoft Office Excel 2003, приведены в табл. 2.

На рис. 3 представлены графики зависимостей параметров торсионной подвески от соотношения длины балансира и радиуса опорного катка, на рис. 4 — графики упругой характеристики подвески для исходного ( $R_6 = 0,3$ ) и крайних вариантов ( $R_6$  равно 0,24 и 0,4).



**Рис. 3.** Зависимости параметров торсионной подвески от соотношения длины балансира и радиуса опорного катка:

*a* — диаметр торсионного вала; *б* — жесткость подвески; *в* — удельная потенциальная энергия подвески; *з* — период продольно-угловых колебаний корпуса БГМ; *д* — допустимые касательные напряжения торсионного вала

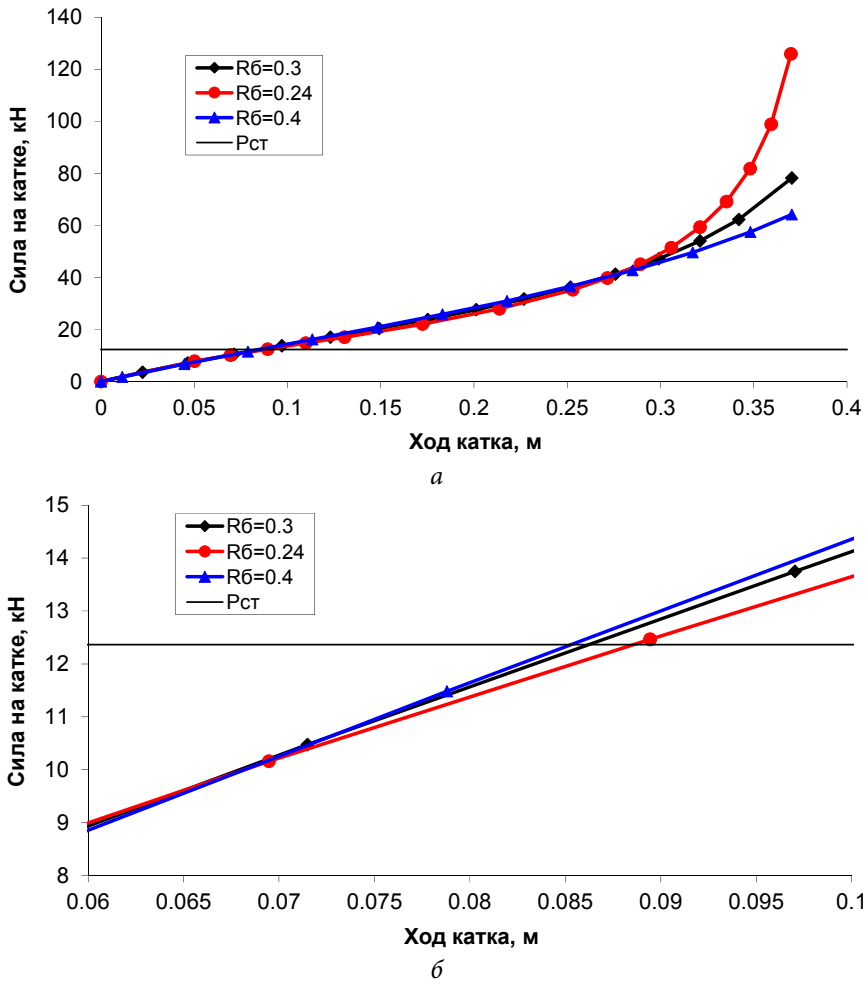


Рис. 4. Упругая характеристика подвески:

*a* — полная; *б* — фрагмент в районе статического хода

Анализируя графики, можно сделать следующие выводы.

1. Диаметр торсионного вала возрастает с увеличением длины балансира (рис. 3, *a*). Это происходит вследствие того, что плечо действия силы увеличивается. Таким образом, при одинаковой длине торсиона, вес его также будет увеличиваться, что нежелательно из-за сложности замены торсиона силами одного члена экипажа.

2. Жесткость подвески в районе статического хода увеличивается с увеличением длины балансира (рис. 3, *б* и 4, *б*), но функция явно имеет насыщение (рис. 3, *б*). Поскольку период продольно угловых колебаний для исследуемого диапазона длин балансира находится в пределах нормы (рис. 3, *з*), оптимизировать по этому параметру неудобно. Однако в районе больших ходов подвески с коротким балансиrom жесткость ее резко возрастает (рис. 4, *a*). Это благоприятно влияет на потенциальную энергию (рис. 3, *в*).



3. Требуемые допустимые касательные напряжения с увеличением длины балансира снижаются вследствие уменьшения угла закрутки торсиона (рис. 3, д). Это упрощает технологию изготовления торсионных валов.

Таким образом, данные исследования показывают, что единственным отрицательным фактором использования коротких балансиров является требование высоких допустимых касательных напряжений. Поэтому при проектировании торсионной подвески, задавая допустимые касательные напряжения, определяемые технологией изготовления торсионных валов, необходимо выбирать наиболее короткие допустимые конструкцией балансиры. При этом необходимо следить, чтобы значения периода продольно-угловых колебаний корпуса машины были в пределах нормы.

Полученную систему подрессоривания в дальнейшем целесообразно исследовать на плавность хода аналитическим методом [4] или с использованием имитационного математического моделирования [5, 6]. Для этой цели на кафедре «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана широко используется программный комплекс WinTrak, разработанный коллективом кафедры [5].

## Литература

- [1] Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. *Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, 40 с.
- [2] Носов Н.А., ред. *Расчет и конструирование гусеничных машин*. Ленинград, Машиностроение, 1972, 559 с.
- [3] Исаков П.П., ред. *Теория и конструкция танка. Т. 6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин*. Москва, Машиностроение, 1985, 244 с.
- [4] Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. *Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин*. Москва, Машиностроение, 1976, 207 с.
- [5] Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Наумов В.Н. *Основы расчета систем подрессоривания гусеничных машин на ЭВМ*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 52 с.
- [6] Котиев Г.О., Сарач Е.Б. *Комплексное подрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, 184 с.

**Кузьмин Артем Алексеевич** — студент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильный роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Осипов Александр Юрьевич** — студент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильный роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Научный руководитель** — Е.Б. Сарач, д-р техн. наук, профессор кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильный роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

## INVESTIGATING THE EFFECT OF STRUCTURAL PARAMETERS OF A TRACK-LAYING VEHICLE SUSPENSION ON ITS ELASTIC RESPONSE

A.A. Kuzmin

A.Yu. Osipov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

### Abstract

*The article deals with a question relevant to designing a torsion bar suspension for a high-speed track-laying vehicle, that is, selecting the optimum ratio of rocker arm length to the road wheel radius. We show that when the rocker arm length changes, the following parameters of the torsion bar suspension change as well: torsion bar diameter, suspension rigidity, specific potential energy of the suspension, period of longitudinal and angular vibrations, and admissible shear stresses. We studied a track-laying vehicle with a fully loaded mass of 12 tons, featuring 12 road wheels each 0.335 m in radius. Rocker arm length varied from 0.24 to 0.4 m. We determined the torsion bar diameter employing the maximum dynamic travel criterion and selected maximum admissible shear stresses in the torsion bar so as to enable the full suspension travel to equal the machine's road clearance. We discovered that the only disadvantage of using short rocker arms is that admissible shear stresses must be high in that case. Consequently, when designing a torsion bar suspension and specifying admissible shear stresses, one should select the shortest rocker arms that the design allows for. Admissible shear stresses will depend on the technology of torsion bar manufacturing. Simultaneously it is necessary to verify that the period of longitudinal and angular vibrations in the machine body remains within normal range.*

### Keywords

*Track-laying vehicle, torsion bar suspension, rocker arm length, elastic response, specific potential energy of the suspension, torsion bar diameter, suspension rigidity, admissible shear stresses*

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

### References

- [1] Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Sarach E.B. Konstruktsiya i raschet podvesok bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Construction and calculation of fast track vehicle suspension]. Moscow, Bauman Press, 2007, 40 p.
- [2] Nosov N.A., ed. Raschet i konstruirovanie gusenichnykh mashin [Calculation and designing of track vehicle]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1972, 559 p.
- [3] Isakov P.P., ed. Teoriya i konstruktsiya tanka. T. 6. Voprosy proektirovaniya khodovoy chasti voennykh gusenichnykh mashin [Tank theory and construction. Vol. 6. Problems of traction elements designing for tracked military vehicle]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1985, 244 p.
- [4] Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. Teoriya i raschet nelineynykh sistem podresorivaniya gusenichnykh mashin [Theory and calculation of track unit nonlinear cushion system]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976, 207 p.

- [5] Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Naumov V.N. Osnovy rascheta sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin na EVM [Computer calculation fundamentals of track vehicle cushion system]. Moscow, Bauman Press, 2002, 52 p.
- [6] Kotiev G.O., Sarach E.B. Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin [Complex cushioning of highly-mobile two-section track vehicle]. Moscow, Bauman Press, 2010, 184 p.

**Kuzmin A.A.** — student, Department of Multi-purpose Track-laying Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Osipov A.Yu.** — student, Department of Multi-purpose Track-laying Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Scientific advisor** — E.B. Sarach, Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Multi-purpose Track-laying Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.