

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

Канд. техн. наук ЖДАНОВИЧ Ч. И., инж. ПЛИЩ В. Н.

Белорусский национальный технический университет

Для определения плавности хода, распределения нагрузки по каткам, динамической нагруженности элементов ходовой системы гусеничного трактора необходимо знать характеристику его подвески. Характеристика подвески представляет собой зависимость упругой силы, приведенной к опорному катку, от его вертикального перемещения. Для каждой конкретной конструкции характеристику подвески определяют через упругую характеристику рессоры и кинематическую характеристику подвески, представляющую собой зависимость деформации рессоры от хода катка.

В настоящее время на гусеничных тракторах находят широкое применение индивидуальные торсионные подвески опорных катков. В частности, такой подвеской оснащены гусеничные тракторы «Беларус 1802» и «Беларус 2102» [1–3]. В качестве упругих элементов в них использованы стержни круглого сечения и цапфы, работающие на кручение. Максимальный угол закручивания торсионных валов и цапф, а также полный ход подвески ограничены допустимыми напряжениями кручения.

Целью работы является определение упругой и кинематической характеристик торсионной подвески гусеничных тракторов «Беларус» и напряжений кручения, возникающих в торсионных валах и цапфах.

Рассмотрим схему торсионной подвески гусеничных тракторов «Беларус» (рис. 1). К поперечной балке рамы трактора 1 посредством болтового соединения крепится неподвижно кронштейн каретки 2. Соосно с кронштейном каретки установлена проушина балансира 3, к противоположному концу которого посред-

вом подшипников качения крепятся опорные катки 4, которые, в свою очередь, опираются на резиноармированную гусеницу 5. Упругий элемент подвески, состоящий из последовательно соединенных торсионного вала 6 и цапфы (трубчатого торсиона) 7, установлен между кронштейном каретки и балансиром. Подвески гусеничных тракторов «Беларус 1802» и «Беларус 2102» унифицированы: балансиры, цапфы и другие детали каретки одинаковы, также одинаковы следующие параметры (рис. 1): радиус балансира $R_b = 267$ мм; статический ход опорного катка $h_{st} = 25$ мм; полный ход опорного катка $h_n = 120$ мм. Отличаются диаметры рабочей части торсионных валов D_{t1} и угол наклона β_0 балансира к горизонтали для начального (установочного) положения катка: у трактора «Беларус 1802» – $D_{t1} = 38$ мм; $\beta_0 = 35^\circ$, у трактора «Беларус 2102» – $D_{t1} = 42$ мм; $\beta_0 = 35^\circ 45'$. Это изменение вызвано ростом мощности и массы трактора и, как следствие, увеличением нагрузки на подвеску.

Для построения характеристик торсионной подвески воспользуемся зависимостями, приведенными в [4, с. 34].

Связь между ходом опорного катка h и угловым перемещением балансира α устанавливается зависимостью

$$\alpha = \beta_0 - \arcsin\left(\sin \beta_0 - \frac{h}{R_b}\right), \quad (1)$$

где β_0 – угол наклона балансира к горизонтали для начального (установочного) положения катка; R_b – радиус балансира.

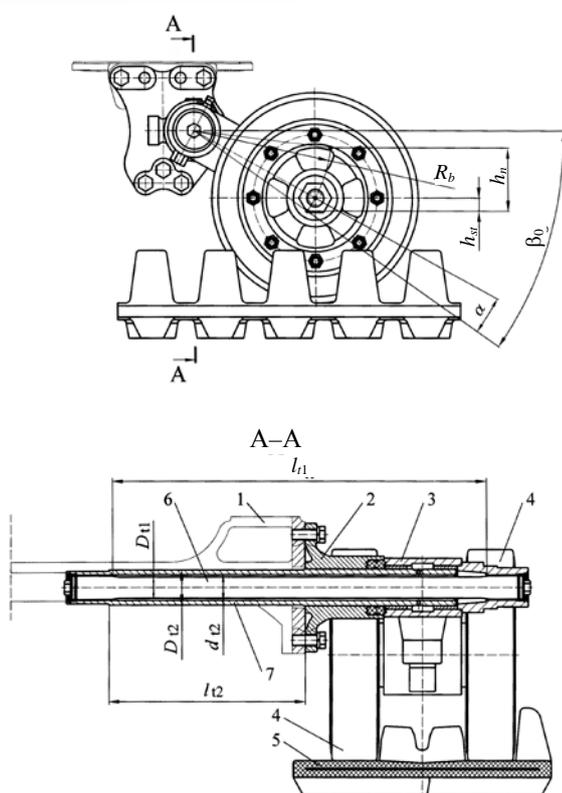


Рис. 1. Схема торсионной подвески

Усилие от подвески F , приведенное к оси опорного катка:

$$F = \frac{m_t \alpha}{R_b \cos(\beta_0 - \alpha)}, \quad (2)$$

где m_t – эквивалентная жесткость упругих элементов подвески.

Жесткость подвески, приведенная к оси опорного катка m_k :

$$m_k = \frac{m_t (\cos(\beta_0 - \alpha) - \alpha \sin(\beta_0 - \alpha))}{R_b^2 \cos^3(\beta_0 - \alpha)}. \quad (3)$$

Для определения эквивалентной жесткости упругих элементов m_t необходимо знать упругие характеристики торсионного вала m_{t1} и цапфы m_{t2} в отдельности.

Жесткость m_{ti} торсионного вала и цапфы (трубчатого торсиона) (рис. 1) определяется известным выражением [4, с. 15]

$$m_{ti} = \frac{J_{pti} G_{\Pi ti}}{L_{ti}}, \quad (4)$$

где i – индекс в выражениях, принимает значения 1 и 2, 1 – торсионный вал, 2 – цапфа; J_{pti} – полярный момент инерции сечения упругого элемента, $J_{pt1} = \pi D_{t1}^4 / 32$; D_{t1} – диаметр торсионного вала; $J_{pt2} = \pi D_{t2}^4 (1 - d_{t2}^4 / D_{t2}^4) / 32$; D_{t2} – наружный диаметр цапфы; d_{t2} – внутренний диаметр цапфы; $G_{\Pi ti}$ – модуль упругости при сдвиге; L_{ti} – приведенная длина упругого элемента, $L_{t1} = l_{t1} + l_{eb1} + l_{em1}$ [5, с. 132]; l_{t1} – конструктивная длина цилиндрической части торсионного вала; l_{eb1} , l_{em1} – эквивалентная длина переходного участка соответственно к большой и малой головкам торсиона; $L_{t2} = l_{t2}$; l_{t2} – рабочая длина цапфы.

Модуль упругости при сдвиге $G_{\Pi ti}$ зависит от качества металла, технологии изготовления и способа упрочнения упругого элемента. Цапфа представляет собой трубу из стали 40Х без заневоливания, $G_{\Pi t2}$ взят из [6, с. 615]. Торсионный вал заневолен, его модуль упругости зависит от параметров процесса заневоливания. Согласно данным [6, с. 616], для незаневоленной стали 45ХН2МФА при температуре 20 °С модуль упругости при сдвиге $G_{\Pi t1}$ составляет 87 ГПа, при 100 °С – 82 ГПа, по данным [4, с. 19] $G_{\Pi t1}$ для незаневоленной стали составляет 81 ГПа, для заневоленной 76,5 ГПа, по данным [4, с. 13], $G_{\Pi t1}$ для торсионных сталей составляет 85 ГПа. В связи с этим модуль упругости при сдвиге $G_{\Pi t1}$ для исследуемых торсионных валов установлен экспериментально [7].

Геометрические параметры, значения модуля упругости при сдвиге и жесткости упругих элементов, рассчитанные по (4), приведены в табл. 1. Величина жесткости подтверждена экспериментально [7].

Таблица 1

Параметры упругих элементов

Упругий элемент	d_{t2} , мм	D_{ti} , мм	J_{pti} , мм ⁴	L_{ti} , мм	$G_{\Pi ti}$, ГПа	m_{ti} , Н·м/град
Торсионный вал	–	38	204707,75	723,404	69,33	342,426
	–	42	305490,04	731,078	71,12	518,687
Цапфа	49	67	1412373,663	380,0	85,0	5513,94

Эквивалентная жесткость m_t упругого элемента, состоящего из последовательно соединенных торсиона и цапфы, определяется выражением $m_t = m_{t1}m_{t2}/(m_{t1} + m_{t2})$ [4, с. 29] и приведена в табл. 2.

Таблица 2

Параметры подвески

Трактор	m_t , Н·м/град	F_{st} , кН	F_n , кН	W , кН·м	m_{knp} , кН/м	h_{stu} , мм	h_{nu} , мм
«Беларус 1802»	322,5	8,699	33,924	2,186	265,54	32,76	127,76
«Беларус 2102»	474,1	12,978	50,181	3,244	391,6	33,14	128,14

В результате расчетов, используя зависимости (1)–(3), построены характеристики торсионных подвесок (рис. 2), определена потенциальная энергия W блока подвески при полном ходе катка (табл. 2). Упругая характеристика нелинейная, жесткость подвески трактора «Беларус 1802» изменяется в пределах от 247 до 386 кН/м, трактора «Беларус 2102» – в пределах от 362 до 579 кН/м.

Для проведения динамических расчетов подвески и определения характеристики обратного хода амортизатора часто действительная характеристика подвески $F = f(h)$ заменяется условной линейной, совпадающей с действительной в двух точках с координатами (F_{st}, h_{st}) и (F_n, h_n) , где F_{st} , F_n – усилия, действующие на опорный каток при статическом h_{st} и полном h_n ходах подвески [8, с. 16–17]. Условная линейная характеристика рассмотренных подвесок приведена на рис. 2 (линии 3 и 4). Приведенный (линейный) модуль упругости m_{knp} , условный статический ход h_{stu} и условный полный ход h_{nu} приведены в табл. 2.

Угловое перемещение балансира α , угол закрутки торсионного вала α_{t1} и угол закрутки цапфы α_{t2} связаны зависимостью [4, с. 29]

$$\alpha = \alpha_{t1} + \alpha_{t2}. \quad (5)$$

Углы закрутки торсионного вала α_{t1} и цапфы α_{t2} [4, с. 33]:

$$\alpha_{t1} = \frac{\alpha\gamma}{1+\gamma}; \quad (6)$$

$$\alpha_{t2} = \frac{\alpha}{1+\gamma}, \quad (7)$$

где γ – коэффициент, учитывающий различную жесткость торсионов и их деформацию, $\gamma = m_{t2}/m_{t1}$.

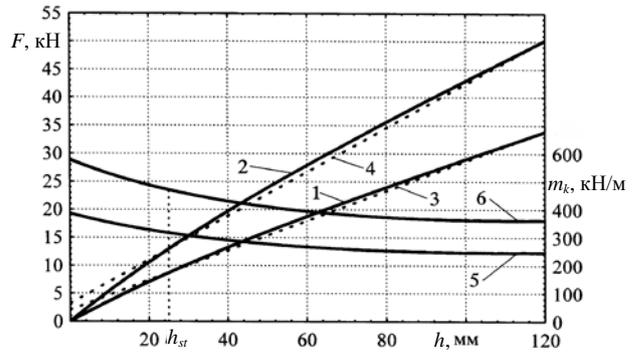


Рис. 2. Характеристики торсионных подвесок: 1 и 2 – упругая характеристика; 3 и 4 – условная линейная характеристика; 5 и 6 – изменение жесткости подвески соответственно с торсионом $\varnothing 38$ мм и $\varnothing 42$ мм

Кинематическая характеристика торсионной подвески, рассчитанная по зависимостям (1), (5)–(7) приведена на рис. 3. При полном ходе опорного катка $h_n = 120$ мм угловое перемещение балансира составило $\alpha = 28^\circ$. Полученные при этом значения углов закрутки α_{tmax} торсионна и цапфы приведены в табл. 3.

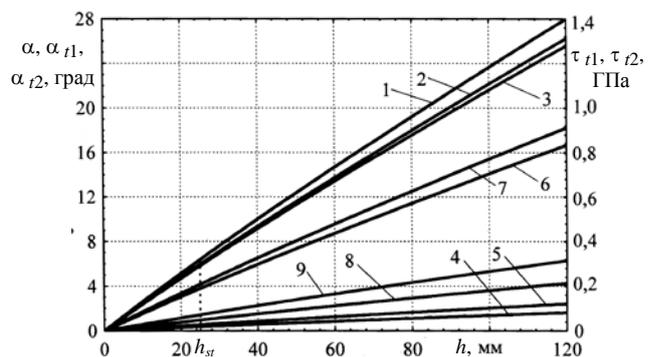


Рис. 3. Зависимость углов закрутки упругих элементов подвески и касательные напряжения в них от хода опорного катка: 1 – угловое перемещение балансира; 2 и 3 – угол закрутки торсионна; 4 и 5 – то же цапфы; 6 и 7 – касательные напряжения в торсионе; 8 и 9 – то же в цапфе соответственно в подвеске с торсионом $\varnothing 38$ мм и $\varnothing 42$ мм

Таблица 3

Максимальные углы закрутки и касательные напряжения упругих элементов

Подвеска	Упругий элемент	μ	α_{\max} , град.	τ_{\max} , МПа		Относительная погрешность, %
				Аналитически	МКЭ	
С торсионным валом $\varnothing 38$ мм	Торсион	0,25	26,36	837,8	809	3,56
	Цапфа	0,265	1,64	214,5	204	5,15
С торсионным валом $\varnothing 42$ мм	Торсион	0,25	25,59	912,5	889,4	2,59
	Цапфа	0,265	2,41	314,8	302	4,24

Напряжения, возникающие в торсионных валах и цапфах при их кручении, можно определить двумя методами:

- аналитически, используя известные положения курса «Сопротивление материалов» о закручивании бруса круглого сечения [9, с. 152–155];

- методом конечных элементов (МКЭ).

Касательные напряжения в торсионе τ_{t1} и цапфе τ_{t2} [4, с. 34]:

$$\tau_{t1} = \frac{16m_{t1}}{\pi D_{t1}^3} \alpha_{t1}; \quad (8)$$

$$\tau_{t2} = \frac{16m_{t2}}{\pi D_{t2}^3 (1 - d_{t2}^4 / D_{t2}^4)} \alpha_{t2}. \quad (9)$$

Зависимость касательных напряжений в наружных слоях торсиона и цапфы от хода катка, рассчитанная по (8) и (9), приведена на рис. 3. Максимальные касательные напряжения τ_{\max} в торсионе и цапфе при полном ходе опорного катка приведены в табл. 3.

Для расчета методом конечных элементов были разработаны трехмерные модели торсионов $\varnothing 38$ и $\varnothing 42$ мм, а также цапфы. Затем эти модели были разбиты на конечные элементы и проведен компьютерный эксперимент. Значения коэффициентов Пуассона μ для сталей приведены в табл. 3, плотность $\rho = 7850$ кг/м³. В качестве примера на рис. 4 показано распределение напряжений в поперечном сечении торсиона $\varnothing 42$ мм при его закрутке на угол $\alpha_{t1} = 25,59^\circ$.

На рис. 5 представлено распределение напряжений в поперечном сечении цапфы при ее закрутке на угол $\alpha_{t2} = 2,41^\circ$. Максимальные касательные напряжения τ_{\max} в торсионе и цапфе при полном ходе опорного катка, полученные методом конечных элементов, приведены в табл. 3.

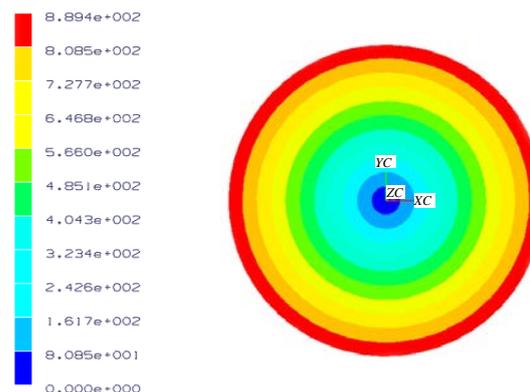


Рис. 4. Распределение напряжений в поперечном сечении торсиона $\varnothing 42$ мм при его закрутке на угол $\alpha_{t1} = 25,59^\circ$

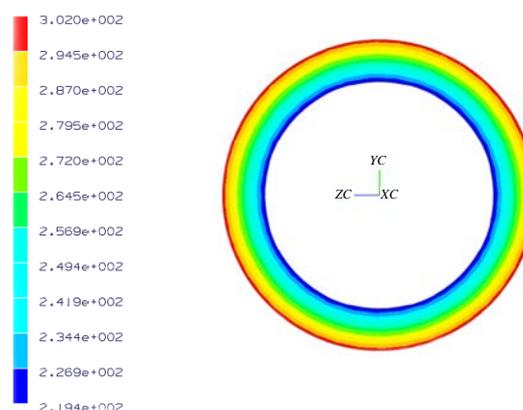


Рис. 5. Распределение напряжений в поперечном сечении цапфы при угле закрутки $\alpha_{t2} = 2,41^\circ$

ВЫВОДЫ

На тракторах «Беларус» используется два типоразмера унифицированных блоков подвески: с диаметрами рабочей части торсионных валов 38 и 42 мм. Упругим элементом подвески кроме торсиона является цапфа (трубчатый торсион), одинаковая для обоих типоразмеров подвески.

Блок подвески с торсионным валом диаметром 38 мм имеет следующие характеристики:

полный ход опорного катка – 120 мм; угловое перемещение балансира $\alpha = 28^\circ$; максимальную нагрузку на опорный каток – 34 кН; потенциальную энергию при полном ходе катка – 2,2 кН·м; жесткость подвески изменяется в пределах от 247 до 386 кН/м; приведенный (линейный) модуль упругости – 265,5 кН/м; максимальный угол закрутки: торсиона – $26,36^\circ$, цапфы – $1,64^\circ$; максимальные касательные напряжения: в торсионе – 838 МПа, в цапфе – 215 МПа.

Блок подвески с торсионным валом диаметром 42 мм имеет следующие характеристики: полный ход опорного катка – 120 мм; угловое перемещение балансира $\alpha = 28^\circ$; максимальную нагрузку на опорный каток – 50 кН; потенциальную энергию при полном ходе катка – 3,2 кН·м; жесткость подвески изменяется в пределах от 362 до 579 кН/м; приведенный (линейный) модуль упругости – 391,6 кН/м; максимальный угол закрутки: торсиона – $25,59^\circ$, цапфы – $2,41^\circ$; максимальные касательные напряжения: в торсионе – 913 МПа, в цапфе – 315 МПа.

Полученные результаты используются для расчета плавности хода, распределения нагрузки по каткам, динамической нагруженности элементов ходовой системы при выборе параметров гусеничных тракторов на стадии проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Коробкин, В. А.** Гусеничный трактор общего назначения «Беларус 1802» / В. А. Коробкин // Международный аграрный журнал. – 2001. – № 9. – С. 46–48.
2. **Бойков, В. П.** Опыт создания гусеничного трактора «Беларус 1802» / В. П. Бойков, Ч. И. Жданович, В. А. Коробкин // Автотракторный факультет на рубеже столетий: сб. докл.; под ред. Н. М. Капустина. – Минск, 2002. – С. 9.
3. **Коробкин, В. А.** Первый отечественный гусеничный трактор «Беларус» / В. А. Коробкин, В. К. Папка // Белорусское сельское хозяйство. – 2006. – № 8. – С. 10–12.
4. **Волков, Ю. П.** Ходовая часть транспортных гусеничных машин. – Ч. 2: Система поддрессирования: учеб. пособие / Ю. П. Волков, В. Е. Ролле, А. Д. Самойлов. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1997. – 142 с.
5. **Автомобили:** Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: учеб. пособие для вузов / А. И. Гришкевич [и др.]; под общ. ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйш. шк., 1987. – 200 с.
6. **Марочник** сталей и сплавов / В. Г. Сорокин [и др.]; под общ. ред. В. Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
7. **Жданович, Ч. И.** Упругие характеристики торсионных валов / Ч. И. Жданович, В. Н. Плищ // Наука – образованию, производству, экономике: материалы V междунар. науч.-техн. конф., Минск, 2007 г.: в 2 т. / Белорус. нац. техн. ун-т; редкол.: Б. М. Хрусталева [и др.]. – Минск, 2007. – Т. 1. – С. 371–374.
8. **Ходовая** часть гусеничных машин: учеб. пособие / В. Д. Гальшев [и др.]; под общ. ред. В. Д. Гальшева. – Л.: Изд-во ЛПИ им. М. И. Калинина, 1976. – 84 с.
9. **Подскребко, М. Д.** Сопrotивление материалов / М. Д. Подскребко. – Минск: ДизайнПРО, 1998. – 592 с.

Поступила 12.12.2007