

С. В. МЯМЛИН, В. В. ЖИЖКО (ДИИТ), В. И. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ (КВСЗ, Кременчуг)

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ТЕЛЕЖЕК

У статті наведено результати розрахунків з визначення міцнісних характеристик пружин ресорного підвішування візків пасажирських вагонів та їх динамічних характеристик з урахуванням вимог нормативної документації.

В статье представлены результаты расчетов по определению прочностных характеристик пружин ресорного подвешивания тележек пассажирских вагонов и их динамических характеристик с учетом требований нормативной документации.

In the paper the results of calculations on determination of strength features of springs in the spring suspension of passenger coach bogies and their dynamic characteristics with the account of requirements of normative documentation are presented.

При проектировании новых конструкций подвижного состава, как правило, вначале производится оценка основных характеристик элементов и узлов. Одним из основных узлов тележек пассажирских вагонов является ресорное подвешивание, которое состоит из двух комплектов – центрального и буксового. Особенно важно оценить прочностные и динамические характеристики ресорного подвешивания, т.к. именно от этих характеристик зависит надежность работы ходовых частей и динамические качества вагона в целом.

В соответствии с действующей нормативной документацией [1], необходимо выполнить оценку новой конструкции ресорного подвешивания тележки в обязательном порядке.

Настоящий расчет ресорного подвешивания выполнен с целью определения жесткости, прогиба и напряженного состояния пружин ресорного подвешивания тележки модели 68-7007 при нагрузке от колесной пары на рельсы 161,865 кН согласно требованиям «Норм» [1].

Расчет выполнен по I и III расчетному режиму.

По I расчетному режиму рассматривается относительно редкое сочетание экстремальных нагрузок. Основное требование при расчете на прочность по этому режиму – не допустить появления остаточных деформаций (повреждений) в узле или детали.

Допускаемые напряжения по этому режиму выбираются близкими к пределу текучести или пределу прочности материала с учетом характера нагрузки (квазистатическая, ударная и т. п.) и свойств материала.

В эксплуатации I режиму расчета соответствует для пассажирских вагонов – аварийное

соударение при маневрах, или столкновение вагонов в нештатных ситуациях, а также аварийный рывок (толчок) вагона при следовании в грузовом поезде [1].

По III расчетному режиму рассматривается относительно частое возможное сочетание умеренных по величине нагрузок, характерное для нормальной работы вагона в движущемся поезде. Основное требование при расчете по этому режиму – не допустить усталостного разрушения узла или детали.

Допускаемые напряжения по этому режиму выбираются исходя из пределов выносливости материала с учетом совместного действия квазистатических, вибрационных и ударных нагрузок, влияния коррозии и т.п.

В условиях эксплуатации III режиму расчета соответствуют случаи движения вагона в составе поезда по прямым и кривым участкам пути и стрелочным переводам с допускаемой скоростью вплоть до конструкционной при периодических служебных регулировочных торможениях, периодических умеренных рывках и толчках, штатной работе механизмов и узлов вагона [1].

Далее выполним нормативные расчеты для центрального и буксового подвешивания тележки модели 68-7007 [8, 9]. При этом использовались конструкции пассажирских вагонов модели 61-779, в основу которых положены технические решения в соответствии с [3 – 6].

Вначале рассмотрим центральное ресорное подвешивание.

Расчет по I режиму центрального подвешивания и полученные данные приведены в табл. 1.

Расчет пружин центрального подвешивания по I режиму

Формула	Наименование	Расчетные данные
Определение статической нагрузки на одну пружину		
$P_{ст} = \frac{(m_{бр} - m_{тел}) \cdot 981}{k \cdot n}$	$m_{бр} = 66$ т – масса брутто вагона; $m_{тел} = 13,2$ т – масса тележек; $k = 2$ – количество тележек; $n_T = 4$ – число пружин в одной тележке	64745 кН
Характеристики пружин		
	$d = 0,043$ м – диаметр прутка; $D = 0,252$ м – средний диаметр пружины; $n = 8,6$ – число рабочих витков	
$H_{сж} = d \cdot (n + 1) + 0,003$	Высота пружины в сжатом состоянии	0,416 м
$C_b = \frac{G \cdot d^4 \cdot \Psi}{8 \cdot D^3 \cdot n}$	Вертикальная жесткость цилиндрической пружины сжатия: $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига; Ψ – коэффициент, $\Psi \approx \cos^2 \alpha$, где $\alpha = 3,76^\circ$ – угол подъема винтовой линии нагруженной пружины	245,254 кН
$C_n = \frac{D}{d}$	Индекс центральной пружины	5,86
$f_{ст} = \frac{P_{ст}}{C_b}$	Величина прогиба под статической нагрузкой	0,264 м
$f_p = K \cdot f_{ст}$	Наибольший полный расчетный прогиб	0,392 м
$H_{св} = H_{сж} + f_p$	Высота пружины в свободном состоянии	0,812 м
Напряжения в пружине от вертикальной нагрузки		
$\tau_b = \frac{8 \cdot P_p \cdot D \cdot \xi}{\pi \cdot d^3}$	Расчет на прочность пружины центрального рессорного подвешивания от вертикальной нагрузки:	
$P_p = C_b \cdot f_p$	Вертикальная расчетная сила: $C_b = 245,254$ кН/м – вертикальная жесткость пружины; $f_p = 0,396$ м – полный расчетный прогиб пружины	97,121 кН
$\xi = 1 + \frac{1,250}{C_n} + \frac{0,875}{C_n^2}$	Поправочный коэффициент	1,239
τ_b	Напряжения в пружине	971 МПа

$\tau < [\tau] = 1133$ МПа – допускаемые напряжения для материала пружины (сталь 65С2ВА)

$\tau_b = 971$ МПа – расчетные напряжения в пружине

В результате выполнения расчетов на прочность пружин по I режиму получен вывод о том, что условие прочности выполняется.

Далее проведем расчет центрального рессорного подвешивания по III режиму.

Вертикальная расчетная сила, определяемая для III режима на одновременное действие приходящихся на пружину частей сил тяжести брутто вагона по п. 2.2.3, вертикальной динамической нагрузки по п. 2.2.3 и вертикальной

добавки от действия 50 % боковой силы по п. 2.3.2. [1].

Расчет по III режиму центрального подвешивания и полученные данные приведены в табл. 2.

В результате выполнения расчетов на прочность пружин по III режиму получен вывод о том, что условие прочности выполняется.

Выполним расчет пружин центрального рессорного подвешивания на устойчивость.

Расчет пружин центрального подвешивания по III режиму

Формула	Наименование	Расчетные данные
1	2	3
Определение нагрузки, действующей на одну пружину		
$P = P_{ст} + P_{дин} + 0,5P_{бок} / 4$	$P_{ст} = 64,746$ кН – статическая нагрузка на одну пружину	
$P_{дин} = P_{ст} \cdot K_{дв}$	Вертикальная динамическая нагрузка на пружину	12,3 кН
$P_{бок} = 0,1 \cdot P_{ст}$	Часть боковой силы, приходящейся на одну пружину	6,475 кН
$K_{дв} = \frac{\bar{K}_{дв}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi}} \ln \frac{1}{1 - P(K_{дв})}$	Коэффициент вертикальной динамики: β – параметр распределения, для пассажирских вагонов при существующих условиях эксплуатации $\beta = 1$; $P(K_{дв}) = 0,97$ – доверительная вероятность, при расчете на прочность по допускаемым напряжениям	0,19
$\bar{K}_{дв} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{v \cdot 15}{f_{ст}}$	Среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики: a – коэффициент, равный для элементов кузова 0,05; $v = 44,44$ м/с – расчетная скорость движения; $f_{ст} = 0,0479$ м – статический прогиб рессорного подвешивания	0,09
$b = \frac{n + 2}{2 \cdot n}$	Коэффициент, учитывающий влияние числа осей n в тележке	1
$P_{III} = P_{ст} + P_{дин} + P_{бок} / 2$	Нагрузка, приходящаяся на пружину	83,523 кН
Напряжения в пружине от вертикальной нагрузки		
$\tau_b = \frac{8 \cdot P_p \cdot D \cdot \xi}{\pi \cdot d^3}$	Расчет на прочность пружины от вертикальной нагрузки: P_p – вертикальная расчетная сила	
$\xi = 1 + \frac{1,250}{C_{и1}} + \frac{0,875}{C_{и2}^2}$	Поправочный коэффициент	1,239
τ_b	Напряжения в пружине	835 МПа
Определение горизонтальной жесткости пружины		
$C_r = \frac{3Ed^4}{8Dn[H^2(2 + \mu) + 3D^2]}$	Горизонтальная жесткость цилиндрической пружины при одновременном действии на нее горизонтальной и вертикальной сил: $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па – модуль упругости материала пружины; $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона для материала пружины	
$H = H_{св} - d - f_p$	Высота пружины под вертикальной нагрузкой	0,43 м
C_r	Горизонтальная жесткость пружины	201,743 Н/м
$\tau_r = \frac{5 \cdot T}{x \cdot d^3} \cdot \xi' \cdot \operatorname{tg} \frac{x \cdot H}{2}$	Цилиндрическая винтовая пружина от горизонтальной силы: T – расчетная горизонтальная сила, действующая на пружину; определяется как часть 50 % боковой силы вагона по п. 2.3.2, приходящаяся на одну пружину; H – высота пружины под вертикальной нагрузкой	

Таблица 2 (окончание)

Расчет пружин центрального подвешивания по III режиму

1	2	3
Напряжения в пружинах от горизонтальной нагрузки		
$\xi' = 1 + \frac{0,63}{C_{и}} + \frac{0,35}{C_{и}^2}$	Поправочный коэффициент	1,118
$T = \frac{0,1 \cdot (m_{бр} - m_{тел}) \cdot 9,81}{4}$	Расчетная боковая сила, действующая на одну пружину: $m_{бр} = 66$ т – масса брутто вагона; $m_{тел} = 13,2$ т – масса тележек; $n_r = 4$ – число пружин на одной тележке	6,475 кН
$\delta = \frac{T}{C_r}$	Горизонтальный прогиб пружины	0,032 м
$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{\pi D n}$	Угол подъема винтовой линии нагруженной пружины	0,0632 рад
$I = \frac{\pi d^4}{64}$	Момент инерции прутка при изгибе	$1,67 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$
$\eta = \frac{2 + \mu \cos^2 \alpha}{2 \sin \alpha}$	Коэффициент η	18,199
$B = \frac{EI}{\eta}$	Коэффициент B	$1927,03 \text{ м}^2$
$S = \frac{8EI \cdot \operatorname{tg} \alpha}{D^2}$	Коэффициент S	$2,79 \cdot 10^5 \text{ Н}$
$X = \sqrt{\frac{P_p}{B \left(1 - \frac{P_p}{S}\right)}}$	Коэффициент X	7,87 1/м
τ_r	Напряжения в пружине от горизонтальной нагрузки	-475 МПа
$\tau = \tau_b + \tau_r$	Суммарные напряжения в пружине центрального подвешивания по III режиму	360 МПа

$\tau < [\tau] = 1133 \text{ МПа}$ - суммарные допускаемые напряжения для материала пружины (сталь 65С2ВА)
 $\tau_b = 360 \text{ МПа}$ – суммарные расчетные напряжения в пружине

Для обеспечения устойчивости пружин круглого сечения, работающих на сжатие, отношение высоты ненагруженной пружины H_c к ее диаметру D должно быть меньше критического значения, определяемого формулой:

$$\left(\frac{H_c}{D}\right)_{\text{крит}} = \sqrt{\eta \cdot \frac{2 - \frac{1}{1 + \mu}}{1 - \frac{1}{1 + \mu}}}$$

где $\eta = 4\pi^2$ – коэффициент, зависящий от характера закрепления торцевых витков пружины (оба торца жестко закреплены);

$\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона.

$$\left(\frac{H_c}{D}\right)_{\text{крит}} = \sqrt{39,48 \cdot \frac{2 - \frac{1}{1 + 0,3}}{1 + \frac{1}{1 + 0,3}}} = 5,24;$$

$$\left(\frac{H_c}{D}\right) = \frac{0,812}{0,252} = 3,22 \leq \left(\frac{H_c}{D}\right)_{\text{крит}} = 5,24.$$

В результате выполнения расчетов на устойчивость пружин получен вывод о том, что условие устойчивости выполняется.

С учетом технологических неточностей изготовления и сложного характера эксплуатационной нагруженности пружин рессорного подвешивания вагонов следует предусматривать при проектировании достаточный запас устойчивости пружин.

В связи с этим рекомендуется принимать:
 – при жестком закреплении опорных щитков (обычное опирание на жесткое основание):

$$\left(\frac{H_c}{D}\right) \leq 3,5;$$

$$\left(\frac{H_c}{D}\right) = \frac{0,812}{0,252} = 3,22 \leq 3,5.$$

В этом случае также условие устойчивости выполняется.

Рассмотрим прочность и устойчивость пружин буксового подвешивания по I и III режиму.

Расчет по I режиму буксового подвешивания и полученные данные приведены в табл. 3.

Таблица 3

Расчет пружин буксового подвешивания по I режиму

Формула	Наименование	Расчетные данные
1	2	3
Характеристики пружин		
<i>Пружина наружная</i>		
	$d = 0,036$ м – диаметр прутка; $D = 0,216$ м – средний диаметр пружины; $n = 4,81$ – число рабочих витков	
$H_{сж} = d \cdot (n + 1) + 0,003$	Высота пружины в сжатом состоянии	0,2122 м
$C_{в.н} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$	Вертикальная жесткость цилиндрической пружины сжатия: $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига	346,497 кН/м
$C_{ин.н} = \frac{D}{d}$	Индекс наружной пружины	6
<i>Пружина внутренняя</i>		
	$d = 0,025$ м – диаметр прутка; $D = 0,150$ м – средний диаметр пружины; $n = 6,92$ – число рабочих витков	
$H_{сж} = d \cdot (n + 1) - 0,003$	Высота пружины в сжатом состоянии	0,201 м
$C_{в.вн} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$	Вертикальная жесткость цилиндрической пружины сжатия: $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига	167,245 кН/м
$C_{ин.вн} = \frac{D}{d}$	Индекс внутренней пружины	6
$C_{в} = C_{в.н} + C_{в.вн}$	Вертикальная жесткость двойной пружины	513,742 кН/м
$C_{букс.} = 4 \cdot C_{в}$	Вертикальная жесткость буксового подвешивания	2054,968 кН/м
$f_{ст} = \frac{(m_{бр} - m_{необр.}) \cdot 9,81}{k \cdot C_{букс.}}$	Величина прогиба буксового подвешивания под статической нагрузкой: $m_{бр} = 66$ т – масса брутто вагона; $m_{необр.} = 7$ т – масса необресоренных частей тележек; $k = 2$ – количество тележек	0,141 м
$f_p = f_{ст} \cdot k$	Наибольший полный расчетный прогиб	0,2157 м
$H_{св} = H_{сж} + f_p$	Высота пружины в свободном состоянии	<i>наружной</i> 0,428 м <i>внутренней</i> 0,417 м
Напряжения в пружинах от вертикальной нагрузки		
$\tau_{в.нар.} = \frac{8 \cdot P_p \cdot D \cdot \xi}{\pi \cdot d^3}$	Расчет на прочность наружной пружины от вертикальной нагрузки:	
$P_p = C_{в.нар.} \cdot f_p$	Вертикальная расчетная сила	74,739 кН

Таблица 3 (окончание)

Расчет пружин буксового подвешивания по I режиму

1	2	3
$\xi = 1 + \frac{1,250}{C_{и}} + \frac{0,875}{C_{и}^2}$	Поправочный коэффициент	1,233
$\tau_{в.нар.}$	Напряжения в наружной пружине	1086 МПа

$\tau < [\tau] = 1133$ МПа – допускаемые напряжения для материала пружины (сталь 65С2ВА)

$\tau_{в} = 1086$ МПа – расчетные напряжения в наружной пружине

В результате выполнения расчетов на прочность пружин по I режиму получен вывод о том, что условие прочности выполняется.

$\tau_{в.вн.} = \frac{8 \cdot P_p \cdot D \cdot \xi}{\pi \cdot d^3}$	Расчет на прочность внутренней пружины от вертикальной нагрузки	
$P_p = C_{в.вн.} \cdot f_p$	Вертикальная расчетная сила	36,075 кН
$\xi = 1 + \frac{1,250}{C_{и}} + \frac{0,875}{C_{и}^2}$	Поправочный коэффициент	1,233
$\tau_{в.вн.}$	Напряжения во внутренней пружине	1087 МПа

$\tau < [\tau] = 1133$ МПа – допускаемые напряжения для материала пружины (сталь 65С2ВА)

$\tau_{в} = 1087$ МПа – расчетные напряжения во внутренней пружине

В этом случае также условие прочности выполняется.

Выполним расчет пружин буксового подвешивания по III режиму.

В тележке модели 68-7007 связь между буксой и рамой тележки осуществляется поводком, поэтому пружины буксового подвешивания не воспринимают боковую силу, и расчет пружин по III режиму выполняется только от вертикальной нагрузки.

Вертикальная расчетная сила, определяемая

для III режима на одновременное действие приходящихся на пружину частей сил тяжести брутто вагона по п. 2.2.3, вертикальной динамической нагрузки по п. 2.2.3 и вертикальной добавки от действия 50 % боковой силы по п. 2.3.2 [1].

Расчет по III режиму буксового подвешивания и полученные данные приведены в табл. 4.

Таблица 4

Расчет пружин буксового подвешивания по III режиму

Формула	Наименование	Расчетные данные
1	2	3
Определение нагрузки, действующей на двухрядную пружину		
$P = P_{ст} + P_{дин} + 0,5P_{бок} / 4$	$P_{бок} (0,1 \cdot P_{ст}) / (2 \times 4)$ – часть боковой силы, приходящейся на двухрядную пружину	
$P_{ст} = \frac{(m_{бр} - m_{необр.}) \cdot 9,81}{n \cdot k}$	Статическая нагрузка на двухрядную пружину: $k = 2$ – число тележек; $n = 4$ – число комплектов пружин в буксовом подвешивании	72,349 кН
$P_{дин} = P_{ст} \cdot K_{дв}$	Вертикальная динамическая нагрузка на двухрядную пружину	11,648 кН
$P_{бок} = 0,1 \cdot P_{ст}$	Часть боковой силы, приходящейся на двухрядную пружину	7,235 кН

Таблица 4 (продолжение)

Расчет пружин буксового подвешивания по III режиму

1	2	3
$K_{дв} = \frac{\bar{K}_{дв}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi}} \ln \frac{1}{1 - P(K_{дв})}$	Коэффициент вертикальной динамики: $\bar{K}_{дв}$ – среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики; β – параметр распределения, для пассажирских вагонов при существующих условиях эксплуатации $\beta = 1$; $P(K_{дв}) = 0,97$ – доверительная вероятность, при расчете на прочность по допускаемым напряжениям	0,161
$\bar{K}_{дв} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{v \cdot 15}{f_{ст}}$	Среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики: a – коэффициент, равный для элементов кузова 0,05; $v = 44,44$ м/с – расчетная скорость движения	0,076
$f_{ст} = f_{ст.центр.} + f_{ст.букс.}$	Статический прогиб рессорного подвешивания	0,405 м
$b = \frac{n + 2}{2 \cdot n}$	Коэффициент, учитывающий влияние числа осей n в тележке	1
$P_{III} = P_{ст} + P_{дин} + P_{бок} / 2$	Нагрузка, приходящаяся на двухрядную пружину	91,232 кН
$f_{III} = \frac{P_{III}}{C_{в}}$	Прогиб двухрядной пружины от нагрузки P_{III} : $C_{в} = 513,742$ кН/м – вертикальная жесткость двухрядной пружины	0,178 м

Напряжения в пружинах от вертикальной нагрузки

$\tau_{в.нар.} = \frac{8 \cdot P_p \cdot D \cdot \xi}{\pi \cdot d^3}$	Расчет на прочность наружной пружины от вертикальной нагрузки:	
$P_p = C_{в.нар.} \cdot f_p$	Вертикальная расчетная сила: $f_p = 0,178$ м – прогиб двухрядной пружины от нагрузки P_{III}	61,676 кН
$\xi = 1 + \frac{1,250}{C_{и}} + \frac{0,875}{C_{и}^2}$	Поправочный коэффициент	1,233
$\tau_{в.нар.}$	Напряжения в наружной пружине	897 МПа

$\tau < [\tau] = 906$ МПа – допускаемые напряжения для материала пружины (сталь 65С2ВА)

$\tau_{в} = 897$ МПа – расчетные напряжения в пружине

В результате выполнения расчетов на прочность пружин по III режиму получен вывод о том, что условие прочности выполняется.

$\tau_{в.вн.} = \frac{8 \cdot P_p \cdot D \cdot \xi}{\pi \cdot d^3}$	Расчет на прочность внутренней пружины от вертикальной нагрузки	
$P_p = C_{в.вн.} \cdot f_p$	Вертикальная расчетная сила: $f_p = 0,178$ м - прогиб двухрядной пружины от нагрузки P_{III}	29,770 кН
$\xi = 1 + \frac{1,250}{C_{и}} + \frac{0,875}{C_{и}^2}$	Поправочный коэффициент	1,233
$\tau_{в.вн.}$	Напряжения во внутренней пружине	897 МПа

$\tau < [\tau] = 906$ МПа – допускаемые напряжения для материала пружины (сталь 65С2ВА)

$\tau_{в} = 897$ МПа – расчетные напряжения в пружине

В этом случае также условие прочности выполняется.

Расчет пружин буксового подвешивания по III режиму

1	2	3
Определение горизонтальной жесткости рессорного подвешивания		
$C_r = \frac{3Ed^4}{8Dn[H^2(2+\mu)+3D^2]}$	Горизонтальная жесткость цилиндрической пружины при одновременном действии на нее горизонтальной и вертикальной сил: $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па – модуль упругости материала пружины; $\mu=0,3$ – коэффициент Пуассона для материала пружины	
$H = H_{св} - d - f_p$	Высота наружной пружины под вертикальной нагрузкой	0,177 м
$C_{г.нар.} = \frac{3Ed^4}{8Dn[H^2(2+\mu)+3D^2]}$	Горизонтальная жесткость наружной пружины	600,518 кН/м
$H = H_{св} - d - f_p$	Высота внутренней пружины под вертикальной нагрузкой	0,176 м
$C_{г.вн.} = \frac{3Ed^4}{8Dn[H^2(2+\mu)+3D^2]}$	Горизонтальная жесткость внутренней пружины	213,598 кН/м
$C_r = C_{г.нар.} + C_{г.вн.}$	Горизонтальная жесткость двойной пружины	814, 116 кН/м

Произведен расчет пружин буксового подвешивания на устойчивость.

Для обеспечения устойчивости пружин круглого сечения, работающих на сжатие, отношение высоты ненагруженной пружины H_c к ее диаметру D должно быть меньше критического значения, определяемого формулой:

$$\left(\frac{H_c}{D}\right)_{крит} = \sqrt{\eta \cdot \frac{2 - \frac{1}{1+\mu}}{1 + \frac{1}{1+\mu}}}$$

где $\eta = 4\pi^2$ – коэффициент, зависящий от характера закрепления торцевых витков пружины (оба торца жестко закреплены);

$\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона.

$$\left(\frac{H_c}{D}\right)_{крит} = \sqrt{39,48 \cdot \frac{2 - \frac{1}{1+0,3}}{1 + \frac{1}{1+0,3}}} = 5,24.$$

– наружная пружина:

$$\left(\frac{H_c}{D}\right) = \frac{0,428}{0,216} = 1,981 < \left(\frac{H_c}{D}\right)_{крит} = 5,24;$$

– внутренняя пружина:

$$\left(\frac{H_c}{D}\right) = \frac{0,417}{0,150} = 2,78 \leq \left(\frac{H_c}{D}\right)_{крит} = 5,24.$$

В результате выполнения расчетов на устойчивость пружин получен вывод о том, что условие устойчивости выполняется.

С учетом технологических неточностей изготовления и сложного характера эксплуатационной нагруженности пружин рессорного подвешивания вагонов следует предусматривать при проектировании достаточный запас устойчивости пружин.

В связи с этим рекомендуется принимать:
– при жестком закреплении опорных щитков (обычное опирание на жесткое основание):

$$\left(\frac{H_c}{D}\right) \leq 3,5;$$

– наружная пружина

$$\left(\frac{H_c}{D}\right) = \frac{0,428}{0,216} = 1,981 \leq 3,5;$$

– внутренняя пружина

$$\left(\frac{H_c}{D}\right) = \frac{0,417}{0,150} = 2,78 \leq 3,5.$$

В этом случае условие устойчивости также выполняется.

Далее оценим динамические показатели.

Расчет динамических показателей рамы тележки производится для пассажирского вагона модели 61-779.

Коэффициент вертикальной динамики $k_{дв}$ рассматривается п. 2.2.3. [1] как случайная функция с вероятностным распределением вида:

$$P(k_{дв}) = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{k_{дв}^2}{\bar{k}_{дв}^2} \cdot \beta^2\right).$$

Коэффициент $k_{дв}$ определяется как квантиль этой функции при расчетной односторонней вероятности $P(k_{дв})$ по формуле:

$$k_{дв} = \frac{\bar{k}_{дв}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \frac{1}{1 - P(k_{дв})}},$$

где $\bar{k}_{дв}$ – среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики;

$$\bar{k}_{дв} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{V - 15}{f_{ст}},$$

где a – коэффициент, равный для обрессоренных частей тележки 0,1;

b – коэффициент, учитывающий влияние числа осей n в тележке или группе тележек под одним концом экипажа,

$$b = \frac{n + 2}{2 \cdot n} = \frac{2 + 2}{2 \cdot 2} = 1;$$

V – расчетная скорость движения, равная 160 км/ч (44,44 м/с);

$f_{ст1}$ – статический прогиб рессорного подвешивания груженого вагона, 0,405 м.

$f_{ст2}$ – статический прогиб рессорного подвешивания порожнего вагона, 0,374 м.

β – параметр распределения, уточняется по экспериментальным данным, для груженых и порожних пассажирских вагонов при существующих условиях эксплуатации $\beta = 1$;

$P(k_{дв})$ – при расчетах на прочность по допускаемым напряжениям принимается равной 0,97.

Результаты расчетов коэффициента вертикальной динамики сведены в табл. 5.

В соответствии с п. 3.4.2. [1], значение коэффициента динамики обрессоренной рамы тележки:

– для груженого пассажирского вагона равно 0,266, что соответствует оценке хода вагона – отлично;

– для порожнего пассажирского вагона равно 0,27, что также соответствует оценке хода вагона – отлично.

Значения коэффициента вертикальной динамики

Наименование	Для груженого вагона	Для порожнего вагона
$\bar{k}_{дв}$	0,126	0,128
$k_{дв}$	0,266	0,27

Следующим динамическим показателем, который необходимо определить, является боковая (рамная) сила.

Приблизительно боковую (рамную) силу H_p , действующую от колесной пары на раму тележки, можно рассматривать как случайную величину с функцией распределения вида по п. 2.3.1 [1]:

$$P(H_p) = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{H_p^2}{\bar{H}_p^2}\right).$$

Значение рамной силы H_p определяется как квантиль этой функции при расчетной односторонней вероятности $P(H_p)$ по формуле:

$$H_p = \bar{H}_p \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(H_p)}},$$

где \bar{H}_p – среднее вероятное значение рамной силы.

При расчетах на прочность по допускаемым напряжениям принимается $P(H_p) = 0,97$.

Среднее вероятное значение рамной силы определяется по формуле:

$$\bar{H}_p = P_0 \cdot b \cdot \delta \cdot (5 + V),$$

где P_0 – расчетная статическая осевая нагрузка:

– порожний вагон $P_0 = 151,565$ кН;

– груженный вагон $P_0 = 161,865$ кН;

b – коэффициент, учитывающий влияние числа осей n в тележке или группе тележек под одним концом экипажа,

$$b = \frac{n + 2}{2 \cdot n} = \frac{2 + 2}{2 \cdot 2} = 1,$$

δ – коэффициент, учитывающий тип ходовых частей вагона. Принимается как для пассажирских вагонов на тележках с люлькой (т.к. горизонтальные жесткости тележек соизмеримы) $\delta = 0,0015$;

V – расчетная скорость движения, равная 160 км/ч (44,44 м/с).

Полученные расчетные значения рамных сил приведены в табл. 6.

Таблица 6

Значения рамных сил

Наименование	Для груженого вагона	Для порожного вагона
\bar{H}_p	12,004 кН	11,24 кН
H_p	25,64 кН	23,75 кН
P_0 – рамная сила в долях $\frac{H_p}{P_0}$	0,157	0,157

В соответствии с п. 3.4.2 [1], значение рамной силы в долях P_0 для обрессоренной рамы тележки равно:

– для груженого вагона – 0,157, что соответствует оценке качества хода – хорошо,

– для порожнего вагона – 0,157, что также соответствует оценке качества хода – хорошо.

В некоторых научных работах перед проведением теоретических исследований динамических качеств пассажирских вагонов были также выполнены расчеты по оценке характеристик центрального и буксового рессорного подвешивания [2, 7, 10].

Таким образом, выполнены расчеты по определению прочностных характеристик пружин центрального и буксового рессорного подвешивания тележек при использовании их под пассажирскими вагонами модели 61-779 и соответствующих динамических показателей. При этом определено, что конструкционный коэффициент запаса прогиба центрального и буксового подвешивания, прочность пружин центрального и буксового подвешивания, динамические показатели тележки удовлетворяют требованиям нормативной документации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 320 с.
2. Декларационный патент на корисну модель № 3767, Україна, 7 МПК В 61 1/00. Пасажи́рський вагон [Текст] / О. М. Строгов та ін.; ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод». – № 2004031731, заявл. 10.03.2004, опубл. 15.12.2004, бюл. № 12, 2004.
3. Патент на полезную модель № 38144, РФ, 7 МПК В 61 D 1/00. Пассажи́рский вагон [Текст] / А. Н. Строгов и др.; ОАО «Крюковский вагоностроительный завод». – № 2004104257, заявл. 17.02.2004, опубл. 27.05.2004, бюл. № 15, 2004.

4. Патент на промышленный образец № 51871, РФ, МКПО 12-03. Вагон пассажирский купейного типа [Текст] / П. П. Филипп и др.; ОАО «Крюковский вагоностроительный завод». – № 2001501847, заявл. 26.09.2001, опубл. 16.02.2003, бюл. № 2, 2003.
5. Патент на промисловий зразок № 5644, Україна, МКПЗ 12-03. Вагон пасажи́рський купейного типу [Текст] / П. П. Філіпп та ін.; ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод». – № 2001090976, заявл. 24.09.2001, опубл. 15.01.2002, бюл. № 1, 2002.
6. Патент на полезную модель № 32449, РФ, 7 МПК В 61 D 1/00. Пассажи́рский вагон купейного типа [Текст] / В. И. Приходько и др.; ОАО «Крюковский вагоностроительный завод». – № 2002117029, заявл. 25.06.2002, опубл. 20.09.2003, бюл. № 26, 2003.
7. Вибір раціональних параметрів рессорного підвишування візка моделі 68-7007 [Текст] : звіт про НДР (заключ.) / Науково-виробниче підприємство «Укртранскад». – 4-106/ЮР; № ДР 0106U007471; Інв. № 0307U007207. – Д., 2006. – 112 с.
8. Пат. 2256572 РФ, МПК7 В61F 5/12. Тележка пассажирского вагона [Текст] / В. И. Чеботарев и др.; ОАО «Крюковский вагоностроительный завод». – № 2003137014/11; заявл. 24.12.2003; опубл. 20.07.2005; бюл. № 20, 2005.
9. Пат. 74902 Україна, МПК (2006) В61F 3/00, В61F 5/02. Візок пасажи́рського вагона [Текст] / В. І. Чеботарьов та ін.; ОАО «Крюковский вагоностроительный завод». – № 2004010153; заявл. 09.01.2004; опубл. 15.02.2006; Бюл. № 02, 2006.
10. Мямлин, С. В. Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей путем усовершенствования характеристик рессорного подвешивания [Текст] / С. В. Мямлин. – Дис ... докт. техн. наук: 05.22.07. – Д., 2003. – 455 с.
11. Манашкин, Л. А. Гасители колебаний и амортизаторы ударов рельсовых экипажей (математические модели) [Текст] / Л. А. Манашкин, С. В. Мямлин, В. И. Приходько. – М.: АРТ-ПРЕСС, 2007. – 196 с.
12. Мямлин, С. В. Влияние жесткости рессорного подвешивания на динамические показатели качества пассажирского вагона [Текст] / С. В. Мямлин // Транспорт. – 2002. – № 10 – Д.: Изд-во ДИИТа, 2002. – С. 46-50.
13. Жижко, В. В. Совершенствование конструкций систем гашения колебаний рельсовых экипажей [Текст] // 36. наук. пр. – Вип. № 17. – Донецк: ДонІЗТ, 2008. – С. 77-86.
14. Волкова, В. Е. Идентификация динамических характеристик демпфера по экспериментальным данным [Текст] / В. Е. Волкова, В. В. Жижко // Сб. науч. раб. – № 17. – Донецк: ДонІЖТ, 2009. – С. 77-86.

Поступила в редколлегию 18.03.2009.