

## Транспорт

УДК 625.280

DOI: 10.30987/article\_5c6526354ab5f7.29413776

Е.В. Сливинский, С.Ю. Радин

### МОДЕРНИЗАЦИЯ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕПЛОВОЗОВ С ЧЕЛЮСТНЫМИ ТЕЛЕЖКАМИ

Представлены материалы по модернизации рессорного подвешивания для магистральных и промышленных тепловозов, снабжённых челюстными тележками. Разработка рекомендована научно-исследовательским и промышленным структурам в области тяжёлого машиностроения как в нашей стране, так и за рубежом с целью ее даль-

нейшего изучения и возможного внедрения в практику.

**Ключевые слова:** рессорное подвешивание, тепловозы, челюстные тележки, торсион, адаптивный гаситель колебаний.

E. V. Slivinsky, S. Yu. Radin

### MODERNIZATION OF DIESEL LOCOMOTIVE SPRING SUSPENSION WITH JAW TROLLEYS

In designs of modern diesel locomotives equipped with three-axial trolleys there is widely used a spring suspension manufactured as cylindrical helical compression springs with the use of hydraulic shock absorbers.

A considerable drawback in such trolleys is that the spring suspension design mentioned does not allow ensuring a diesel locomotive smooth motion according

to the regulations currently in force. In Bunin State University of Lipetsk there is developed a promising design of a spring suspension excluding this drawback, and a series of computations on the substantiation of its efficient design parameters is carried out.

**Key words:** spring suspension, diesel locomotives, jaw trolleys, torsion, adaptive shock absorber.

#### Введение

Известно, что тележки тепловозов являются их ходовыми частями и при движении испытывают сложные силовые воздействия, передавая силу тяги на автосцепку, силу тяжести на рельсы, силы, возникающие при торможении, а также воспринимают усилия от неровности пути и при движении в его кривых. Поэтому от конструкции тележек в значительной степени зависят плавность хода локомотива и другие его динамические характеристики. Тележки локомотивов классифицируют по выполнению рабочих функций, числу осей, типу рам, конструкции рессорного подвешивания, способу передачи крутящего момента на колёсные пары, конструкции опорно-возвращающих и тяговых устройств и т.д. Одним из ответственных устройств, направленных на снижение динамического воздействия колёс на рельсы и повышение

плавности хода тепловозов, является рессорное подвешивание. Рессорное подвешивание локомотивов классифицируют по следующим основным признакам: по числу степеней подвешивания (одно- или двухступенчатое); по числу точек подвешивания экипажных частей или тележек; по материалу упругих элементов (сталь, резина); по функциям, выполняемым элементами подвешивания (упругие элементы - спиральные, тарельчатые пружины, торсионы; упруго деформируемые элементы - листовые рессоры, пневмобаллоны, резинOMETаллические элементы; элементы, поглощающие энергию колебаний, - фрикционные, гидравлические демпферы; элементы, распределяющие усилия в системе, - балансиры, подвески, валики и т.д.) [1; 4].

Анализ изложенного показывает, что в настоящее время существующие конструкции рессорного подвешивания локомотивов еще далеки до совершенства, так как достаточно сложны в устройстве, изготовлении, имеют значительную

собственную массу, а следовательно, и высокую стоимость. Поэтому одним из перспективных направлений их модернизации является использование торсионных рессор и эффективных гидравлических гасителей колебаний.

### Описание перспективной конструкции челюстной тепловозной тележки

В СКБ ЕГУ им. И.А. Бунина в течение 2013-2015гг. по заказу локомотивного депо Елец-Северный Юго-Восточной железной дороги (филиала ОАО «РЖД») проводилась НИР, направленная на совершенствование конструкции железнодорожного подвижного состава. По одному из ее разделов по линии НИРС и СКБ университета выполняются работы, связанные с упрощением конструкции и повышением эффективности использования рессорного подвешивания локомотивов. По результа-

там проведенного анализа значительного числа литературных источников, отечественных и зарубежных патентов университетом получены патенты РФ на изобретения (RU2240929, RU2301363), связанные с созданием перспективного рессорного подвешивания для тепловозов, снабжённых челюстными тележками. На рис. 1 показан общий вид такого рессорного подвешивания, привязанного, например, к тележке тепловоза 2ТЭ10Л.

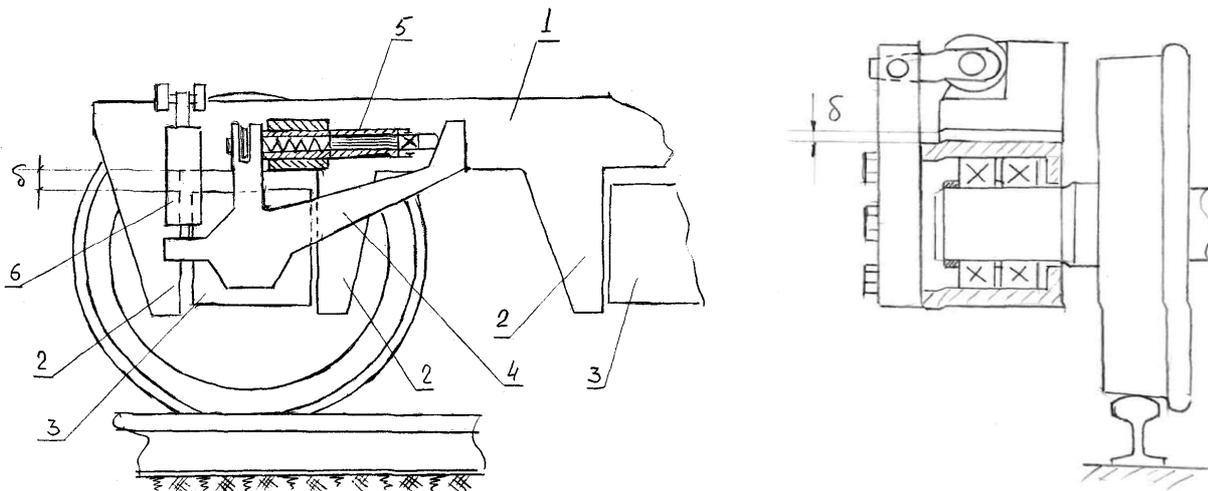


Рис. 1. Конструкция рессорного подвешивания (пат. RU2240929 и RU2301363)

Рессорная подвеска такого тепловоза смонтирована на его тележке 1, на которой в челюстях 2 в вертикальной плоскости подвижно размещена букса 3. На буксе 3

жёстко закреплён кронштейн 4, связанный с торсионом 5 и гидравлическим гасителем колебаний 6, установленными на тележке 1.

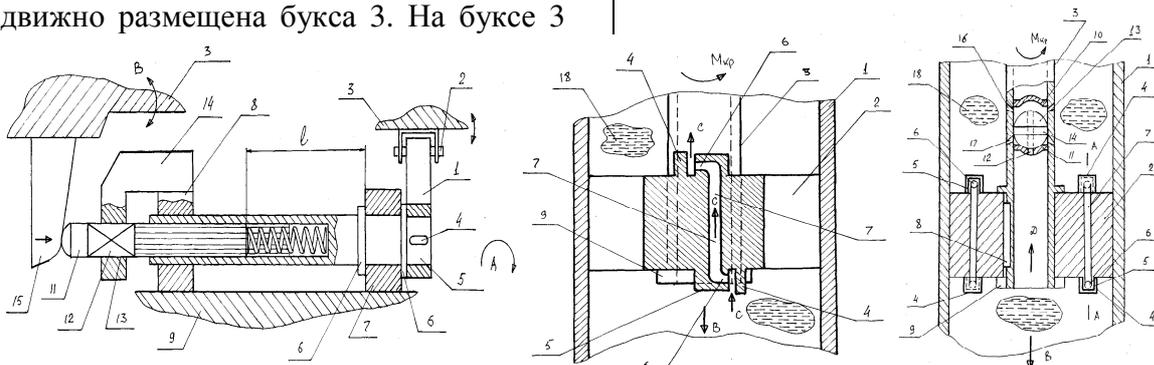


Рис. 2. Отдельные узлы в конструкции подвески (пат. RU2240929 и RU2301363)

На рис. 2 показаны описанные устройства в отдельности и смонтированные на тележке локомотива, соответственно представляющие собой торсионную рессору и гидравлический гаситель колебаний. Торсионная рессора состоит из рычага 1, при помощи шарнира связанного с буксой 3 локомотива. Он закреплён с использованием шпонки 4 на пустотелом стержне 5. Пустотелый стержень 5 снабжён упорами 6 и подвижно размещён в подшипниках 7, жёстко установленных на тележке 9 локомотива. В пустотелом стержне 5 находится пружина сжатия, контактирующая с дополнительным стержнем 11, который имеет квадратное сечение 12. Этот участок расположен в таком же отверстии 13, выполненном в кронштейне 14, жёстко закреплённом на подшипнике 8. Дополнительный стержень 11 примыкает к дугообразной формы направляющей 15, жёстко установленной на кузове 3 локомотива. Внутренняя поверхность пустотелого стержня 5 снабжена шлицами, взаимосвязанными со шлицами, выполненными на внешней поверхности дополнительного стержня 11.

При движении локомотива по рельсовому пути из-за наличия его неровностей, пучин, стыков и т.д. возникают поперечные колебания кузова по стрелке *B*, что способствует угловому повороту рычага 1. Так как он жёстко связан с пустотелым стержнем 5, то последний получает, например, закрутку относительно его продольной оси по стрелке *A*. Закрутка пустотелого стержня происходит относительно дополнительного стержня 11 за счёт того, что он не может получить угловой поворот относительно продольной оси из-за наличия его квадратного сечения 12, расположенного в отверстии, выполненном в кронштейне 14. Одновременно с угловым поворотом пустотелого стержня 5 происходит линейное перемещение дополнительного стержня 11 по стрелке *C*, так как последний касается дугообразной формы направляющей 15, которая получает угловой поворот совместно с кузовом 3 локомотива по стрелке *B*. Двигаясь в отверстии 13 и шлицах, выполненных в пустотелом

стержне 5, дополнительный стержень 11 упруго деформирует (по этой же стрелке *C*) его пружину сжатия. Такое поступательное движение дополнительного стержня 11 приводит к уменьшению длины участка *l* пустотелого стержня 5, который подвержен угловой упругой деформации. Так как эта длина становится меньше, то жёсткость пустотелого стержня увеличивается, что способствует эффективному демпфированию колебаний. После исчезновения динамической нагрузки, вызвавшей угловой поворот кузова 3 по стрелке *B*, последний возвращается в исходное положение, а пустотелый стержень 5 под действием упругих сил сопротивления получает угловое перемещение в противоположном стрелке *A* направлении. В то же время дугообразной формы направляющая 15 занимает положение, показанное на рис. 2, а дополнительный стержень 11 под действием сжатой пружины перемещается в направлении, обратном стрелке *C*, и также занимает положение, показанное на рис. 2. Далее процесс линейного перемещения по стрелке *C* дополнительного стержня 11 происходит неоднократно, что способствует постоянному изменению длины участка *l*, а следовательно, и изменению крутильной жёсткости стержня торсиона.

Гидравлический гаситель колебаний (рис. 2) состоит из цилиндра 1 с установленным в нём поршнем 2 и полым штоком 3. Поршень 2 снабжён радиальными рёбрами 4 и примыкающими к ним с зазором выступами 5. Выступы 5 снабжены горизонтальными каналами 6, переходящими в вертикальные каналы 7. Полый шток 3 связан с поршнем 2 шпонкой 8 и фиксирован гайкой 9. В полой штоке 3 жёстко закреплены диафрагмы 10 и 11, а последняя имеет сквозное отверстие 12. В пространстве между диафрагмами 10 и 11 в вертикальной плоскости полого штока 3 подвижно размещено сферическое тело качения 13, снабжённое круговой лыской 14 и вертикальным осевым сквозным каналом 15, а в стенках полого штока 3 выполнены верхние конусные каналы 16 и нижние конусные каналы 17. Цилиндр 1 заполнен рабочей жидкостью 18.

Работает демпфер следующим образом. В статике, когда тепловоз неподвижен, детали демпфера находятся в положении, показанном на рисунках. При движении тепловоза поршень 2 совместно с полым штоком 3 совершает рабочий ход по стрелке *B*. При этом находящаяся в подпоршневой полости рабочая жидкость 18 поступает по стрелке *C* в горизонтальные каналы 6 выступов 5, проходит через вертикальные каналы 7 и контактирует с радиальными рёбрами 4, создавая крутящий момент  $M_{кр}$  на полым штоке, который закручивается на определённый угол, поглощая поступательную энергию хода поршня 2. Обратный ход поршня 2 происходит также с сопротивлением, но при этом рабочая жидкость протекает по каналам 6 и 7 в противоположном стрелке *C* направлении. В случае же резкого возникновения динамической нагрузки при рабочем ходе поршня 2, когда его скорость  $V_{РХ}$  мгновенно возрастает, рабочая жидкость 18 получает движение по стрелке *D* в полости штока 3, проходит через сквозное отверстие 12, выполненное в диафрагме 11, и перемещает с некоторым сопротивлением сферическое тело качения 13 в направлении стрелки *E* (за счёт наличия круговой лыски 14, выполненной на сферическом теле качения 13, например, по 4-му качеству, образующей с внутренней поверхностью полого штока 3 поступательную кинематическую пару высокой точности сопряжения) до тех пор, пока оно не упрётся в диафрагму 10. После этого рабочая жидкость 18 уже не сможет протекать по вертикальному осевому сквозному

каналу 15 и поэтому поступит по стрелкам *F* в нижние конусные каналы 17, истекая из них со значительной скоростью и создавая сопротивление движению поршня 2 по стрелке *B*. (Следует отметить, что скорость истекания рабочей жидкости 18 из каналов 17 возрастает за счёт того, что на выходе каналы 17 имеют диаметр отверстия меньше, чем на входе.) Чем выше скорость  $V_{РХ}$  движения поршня 2 при рабочем ходе, тем выше будет демпфирующая способность гидравлического демпфера. В то же время в верхние конусные каналы 16 рабочая жидкость попасть не может, так как они закрыты сферическим телом качения 13. При обратном ходе поршня 2, то есть отдаче демпфера, он вместе с полым штоком 3 будет перемещаться в направлении, обратном стрелке *B*, со скоростью движения  $V_{ОХ}$ . Тогда под действием тока рабочей жидкости 18 по стрелке *K* сферическое тело качения 13 переместится по стрелке *L*. Жидкость поступит в вертикальный осевой сквозной канал 15 по стрелке *K* и будет транспортироваться в дальнейшем по полному штоку 3 в подпоршневую полость демпфера, также демпфируя этот вид динамического нагружения. В дальнейшем описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Для оценки работоспособности предложенной конструкции рессорной подвески, в частности её составляющей элементной базы, и определения основных геометрических и кинематических параметров разработаны расчётные схемы (рис. 3) и методики расчёта.

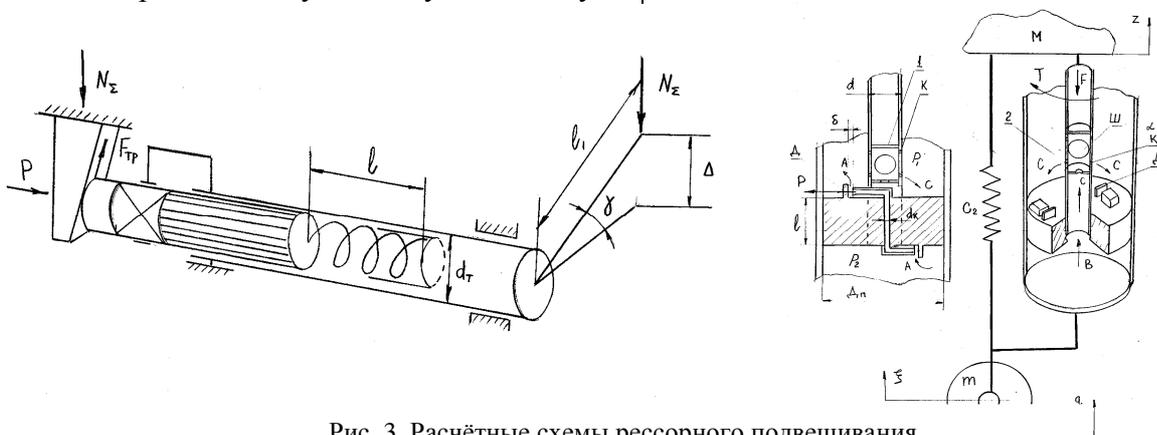


Рис. 3. Расчётные схемы рессорного подвешивания

Приведем пример численного расчета геометрических и кинематических параметров торсионной рессоры. Так как на одну колесную пару тепловоза действует реальная статическая нагрузка 212 кН, то к рычагу одной торсионной рессоры будет приложена сила  $N_{ст} = 212/4 = 53$  кН. Известно [1], что рабочая нагрузка  $N_{\delta}$  (динамическая) на рессорный комплект при

скорости  $V = 100$  км/ч не превышает 0,25 % от статической нагрузки, т.е. в данном случае 13,25 кН. Тогда суммарная нагрузка на рессору составит  $N_{\Sigma} = N_{ст} + N_{\delta} = 53 + 13,25 = 66,25$  кН, а момент, приложенный к стержню торсиона, определится как  $M_{кр} = N_{\Sigma} l = 66,25 \cdot 0,3 = 19,8$  кН·м. Вычислим диаметр стержня торсиона по известной зависимости:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 19,8 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 600}} = 55,2 \text{ мм},$$

где  $[\tau] = 600$  МПа для стали 65С2ВА (согласно ГОСТ 14959-79).

$l_1$  - длина приводного рычага торсиона - принята равной 300 мм.

Согласно сортаменту на прокат (ГОСТ 23360-78), для изготовления стержня торсиона окончательно назначим его

диаметр равным 60 мм. Исходя из конструктивных соображений, зададимся длиной рабочей части торсиона (пустотелый стержень на рис. 2 и 3)  $l = 600$  мм. Тогда угол закручивания торсиона при статическом нагружении составит:

$$\gamma_c = \frac{2l[\tau]}{Gd_T} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 600}{8 \cdot 10^4 \cdot 60} = 0,15 \text{ рад} = 8,55^\circ.$$

Проверим торсион по условию прочности на кручение:

$$\tau = \frac{16M_{кр}}{\pi d_T^3} = \frac{16 \cdot 19,8 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 60^3} = 467 \text{ МПа} \leq 600 \text{ МПа}.$$

$\tau \leq [\tau]$ , следовательно, прочность торсиона обеспечена.

Теперь определим перемещение рычага торсиона, а следовательно, и экипаж-

ной части тепловоза от действия статической нагрузки торсиона:

$$\Delta_c = 2l_1 \sin \frac{\gamma_c}{2} = 2 \cdot 300 \cdot \sin \frac{9^\circ}{2} = 600 \cdot 0,0784 = 47 \text{ мм}.$$

Как было отмечено выше, движение тепловоза 2ТЭ10Л (с учетом неровностей пути) со скоростью 100 км/ч вызывает дополнительную нагрузку  $N_{\Sigma} = 66,25$  кН на торсион, сопровождающуюся колебаниями буксы. При этом за счёт контакта торца

стержня торсиона с криволинейной поверхностью направляющей (рис. 2 и 3) длина торсиона снизится с 600 мм, например, до 550 мм. Угол закручивания торсиона в этом случае составит:

$$\gamma_{\delta} = \frac{2l[\tau]}{Gd_T} = \frac{2 \cdot 550 \cdot 600}{8 \cdot 10^4 \cdot 60} = 0,1375 \text{ рад} = 7,01^\circ.$$

Перемещения от такого динамического нагружения будут равны:

$$\Delta_{\delta} = 2l_1 \sin \frac{\gamma_{\delta}}{2} = 2 \cdot 300 \cdot \sin \frac{7,01^\circ}{2} = 600 \cdot 0,0612 = 36,7 \text{ мм}.$$

Видно, что перемещения буксы тепловоза в динамике снизились на 10,3 мм. Это произошло за счёт увеличения кру-

тильной жёсткости стержня торсиона, которая увеличилась с  $J_c$  до  $J_{\delta}$  - в 1,6 раза, что видно из формул

$$Ж_c = \frac{N_{cm}}{\Delta_c} = \frac{53000}{47} = 1127,6 \text{ Н/мм} , \quad Ж_\delta = \frac{N_\Sigma}{\Delta_\delta} = \frac{66250}{36,7} = 1805 \text{ Н/мм} .$$

Для возврата в исходное положение дополнительного стержня (рис. 2) подобраны геометрические характеристики возвратной пружины, которые соответственно равны и выбраны из известного источника [4]: рабочая нагрузка пружины  $P_{np} = 800$  Н; наружный диаметр пружины  $D_{np} = 20$  мм; диаметр витка пружины  $d_e = 4$  мм; длина пружины  $h = 200$  мм; шаг пружины  $t = 8$  мм; материал пружины – сталь 60С2, прутки по ГОСТ 14959-79.

Для определения параметров гасителя колебаний, в частности силы давления  $P$  струи рабочей жидкости на ребра  $D$  поршня, а также сил сопротивления его движению  $F$ , в качестве примера для описанного рессорного подвешивания тепловоза 2ТЭ10Л примем следующие исходные данные. Рабочим телом является жидкость АМГ с плотностью  $\gamma = 86,0$  кгс·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>, кинематической вязкостью  $\nu = 14$  ССТ =  $14 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с и динамической вязкостью  $\mu = 866 \cdot 10^{-6}$  кгс·с/м<sup>2</sup>. Диаметр поршня, как и

у серийного гасителя,  $D_n = 80$  мм, высота поршня  $L_o = 94$  мм, длина штока  $l = 150$  мм, число каналов в поршне  $n = 4$ , диаметр канала  $d_K = 1,5$  мм. Усилие сопротивления, создаваемое амортизатором, в практике проектирования рельсовых и безрельсовых транспортных средств обычно привязывают к поступательной скорости поршня  $V_{II} = 0,52$  м/с (100 кол/мин при ходе штока 100 мм), которая, по данным ряда отечественных и зарубежных источников [2; 3], является одним из основных режимов при их контрольном испытании в стендовых и эксплуатационных условиях. Поэтому усилие сопротивления предлагаемого амортизатора для указанных его геометрических параметров при давлении 5,0 МПа при сжатии может достигать значений  $P_{сж} = 250$  кгс и более [2]. Определим коэффициент гашения колебаний  $\alpha$ .

$$\alpha = \frac{128 \mu S^2}{\pi d^4 z} = \frac{128 \cdot 866 \cdot 10^{-6} \cdot 0,086 \cdot 0,005^2}{3,14 \cdot 0,0015^4 \cdot 4} = 3748 \text{ кгс} \cdot \text{с} / \text{м} = 374,8 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{см} .$$

Тогда сила сопротивления движению поршня будет равна:

$$R = -\alpha V_{II} = -3748 \cdot 0,52 = -1949 \text{ кгс} .$$

Рабочая жидкость будет перемещаться по стрелке  $B$  в штоке и за счёт создаваемого тока по этой же стрелке (через отверстие в диафрагме) переместит шарик  $Ш$ , который откроет нижние дроссельные каналы  $K$ , выполненные в стенках штока, но закроет верхние. Такой ток рабочей жидкости также создаст дополнительную силу сопротивления перемещению поршня.

Для определения силы давления  $P$  струи рабочей жидкости на ребра  $D$  поршня считаем, что к поршню приложена динамическая нагрузка  $N = 2000$  кгс, вызванная вертикальными колебаниями тележки тепловоза относительно его колёсной пары за счет имеющегося зазора  $\delta$  между буксой и рамой тележки (рис. 1 и 2). Тогда силу давления рабочей жидкости на ребро  $D$  поршня определим по известной зависимости:

$$p = \frac{\gamma v_1 w_1}{g} = \frac{860 \cdot 708 \cdot 485,5 \cdot 10^{-6}}{9,8} = 30,16 \text{ кгс} ,$$

где  $v_1$  – скорость струи рабочей жидкости при ее подходе к ребру  $D$ , м/с;  $w_1$  – мгновенный расход жидкости, см<sup>3</sup>/с.

$$v_1 = \frac{f_{OTB} \cdot v_{CP}}{f_0} = \frac{4,91 \cdot 10^{-6} \cdot 461}{3,19 \cdot 10^{-6}} = 708 \text{ м / с};$$

$$W_1 = \mu f_{OTB} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\Delta p} = 0,63 \cdot 4,9 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8}{860}} \cdot \sqrt{10,9 \cdot 10^5} = 485 \text{ см}^3 / \text{с}.$$

Вычислим крутящий момент на поршне  $T$ , который жестко присоединен к полуму штоку  $d_H$ :

$$T = 4p \cdot \frac{d_0}{2} = 4 \cdot 30,2 \cdot 0,035 = 4,0 \text{ кГ} \cdot \text{м} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $d_0$  – диаметр, на котором выполнены дроссельные каналы, равный 70 мм.

В итоге можно определить суммарную силу сопротивления движению поршня:

$$P_{\Sigma} = 4p + R = 4 \cdot 30,16 + 1949 = 2069,64 \text{ кгс}.$$

Такое значение силы сопротивления перспективного амортизатора, работающего на сжатие, близко к серийному амортизатору, устанавливаемому в рессорном подвешивании отечественных локомотивов и пассажирских вагонов.

Выберем материал штока Ст65Г с

$\sigma_B = 981$  МПа, считая, что он работает в области циклического нагружения по симметричному циклу. Определим усталостные напряжения:  
 $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_B = 0,4 \cdot 981 = 392$  МПа.

Величина касательных напряжений в этом случае составит

$$t_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 392 = 227 \text{ МПа}.$$

Определим допускаемые касательные напряжения для штока, считая, что запас прочности  $n = 7,5$ :

$$[t_{-1}] = \frac{t_{-1}}{n} = \frac{227}{7,5} = 30,2 \text{ МПа}.$$

Расчётное значение касательных напряжений не превышает 22,5 МПа.

Вычислим значение диаметра штока  $d_{ш}$  по известной зависимости:

$$d_{ш} = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[t](1-C^4)}} = \sqrt[3]{\frac{40 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30,2(1-0,5^4)}} = 19,2 \text{ мм},$$

где  $C$  – коэффициент, характеризующий отношение его внутреннего диаметра к наружному (примем его равным 0,5).

Окончательно примем  $d_{ш} = 20$  мм.

Проверка полученного диаметра штока на продольный изгиб с использованием формулы Ясинского показала, что диаметр  $d_{ш} = 20$  мм не отвечает требовани-

ям устойчивости. Поэтому исходя из конструктивных параметров, соответствующих серийному гасителю (изготовитель – Калининский вагоностроительный завод), был принят диаметр штока  $d_{ш} = 32$  мм, который при проверке расчётом отвечает условию прочности при его продольном изгибе.

## Заключение

Результаты исследования переданы в качестве экспресс-отчёта службе технической политики Управления ЮВЖД и рекомендованы как отечественным, так и зарубежным НИИ, конструкторским и про-

изводственным структурам локомотивостроения, вагоностроения для дальнейшего изучения и доработки предложенного амортизатора с целью возможного внедрения его в практику.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Железнодорожный транспорт: энциклопедия / гл. ред. Н.С. Конарев. - М.: Большая Рос. энцикл., 1994. - 559 с.
2. Челноков, И.И. Гасители колебаний вагонов / И.И. Челноков [и др.]. - М.: Трансжелдориздат, 1963. - 165 с.

3. Динамика вагона / С.В. Вершинский, Д.Н. Данилов, И.И. Челноков. - М.: Транспорт, 1972. - 304 с.
4. Повышение надёжности экипажной части тепловозов / А.И. Беляев [и др.]; под ред. Л.К. Добрынина. - М.: Транспорт, 1984. - 248 с.
1. Railway Transport: encyclopedia / editor-in-chief N.S. Konaryov. – М.: Great Russian Encyclopedia, 1994. - pp. 559.
2. Chelnokov, I.I. *Car Shock Absorbers* / I.I. Chelnokov [et al.]. – Railway Transport Publishing House, 1963. – pp. 165.
3. *Car Dynamics* / S.V. Vershinsky, D.N. Danilov, I.I. Chelnokov. – М.: Transport, 1972. – pp. 304.
5. Сливинский, Е.В. Перспективная конструкция гидравлического гасителя / Е.В. Сливинский, А.А. Зайцев, С.Ю. Радин // Локомотив. - М.: Транспорт, 2007. - № 10. - 15 с.
4. *Reliability Increase in Crew Section of Diesel Locomotives* / A.I. Belyaev [et al.]; under the editorship of L.K. Dobrynin. – М.: Transport, 1984. – pp. 248.
5. Slivinsky, E.V. Promising design of hydraulic absorber / E.V. Slivinsky, A.A. Zaitsev, S.Yu. Radin // *Diesel Locomotive*. – М.: Transport, 2007. – No.10. – pp. 15.

*Статья поступила в редакцию 20.11.18.*

*Рецензент: к.т.н., доцент Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина  
Елецких С.В.*

*Статья принята к публикации 25.01.19.*

#### Сведения об авторах:

**Сливинский Евгений Васильевич**, д.т.н., профессор кафедры механики и технологических процессов Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина, e-mail: [evgeni\\_sl@mailo.ru](mailto:evgeni_sl@mailo.ru).

**Slivinsky Evgeny Vasilievich**, Dr. Sc. Tech., Prof. of the Dep. "Mechanics and Engineering Processes", Bunin State University of Yelets, e-mail: [evgeni\\_sl@mailo.ru](mailto:evgeni_sl@mailo.ru).

**Радин Сергей Юрьевич**, к.т.н., доцент кафедры механики и технологических процессов Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина, тел.: 8 910 251 36 55.

**Radin Sergey Yurievich**, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. "Mechanics and Engineering Processes", Bunin State University of Yelets, тел.: 8 910 251 36 55.