



Адаптивное рессорное подвешивание локомотивов



Евгений СЛИВИНСКИЙ
Evgeny V. SLIVINSKY

Дмитрий КЛИМОВ
Dmitry N. KLIMOV



Сливинский Евгений Васильевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Прикладная механика и инженерная графика» Елецкого государственного университета им. И. А. Бунина, Елец, Россия.

Климов Дмитрий Николаевич — ассистент кафедры «Прикладная механика и инженерная графика» Елецкого государственного университета им. И. А. Бунина, Елец, Россия.

Представлена конструкция адаптивного торсионного рессорного подвешивания, снабжённого адаптивным гидромеханическим демпфером. Описана методика оценки кинематических параметров прямолинейного движения тележки тепловоза, которая обеспечена таким рессорным подвешиванием. Как показывают результаты аналитического исследования, при использовании предложенной конструкции амплитуды колебаний кузова и скорости его перемещения в вертикальной плоскости значительно ниже, чем в серийных аналогах.

Ключевые слова: локомотив, адаптивная торсионная рессора, адаптивный гидромеханический демпфер, жесткость, коэффициент демпфирования, методика оценки, сравнительный анализ конструкций.

Анализ известных конструкций элементов ходовых частей железнодорожного подвижного состава показывает, что основным недостатком большинства таких устройств является невозможность изменять эксплуатационные характеристики при нестационарных режимах их нагружения. Поэтому одним из путей модернизации и повышения эффективности работы локомотивов становится создание и использование адаптивных элементов их рессорного подвешивания, в частности торсионных рессор и адаптивных гидромеханических гасителей колебаний.

Рассмотрим подобный вариант рессорного подвешивания применительно к современным тепловозам (рис. 1). Предлагаемая конструкция содержит адаптивную торсионную рессору (патент RU2299823) и адаптивный гидромеханический демпфер (патент RU2461752).

Работа адаптивного торсионного подвешивания происходит следующим образом. Когда локомотив неподвижен, к торсионной рессоре приложена лишь статическая нагрузка, действующая по стрелке А. Причём такая нагрузка вызывает закру-

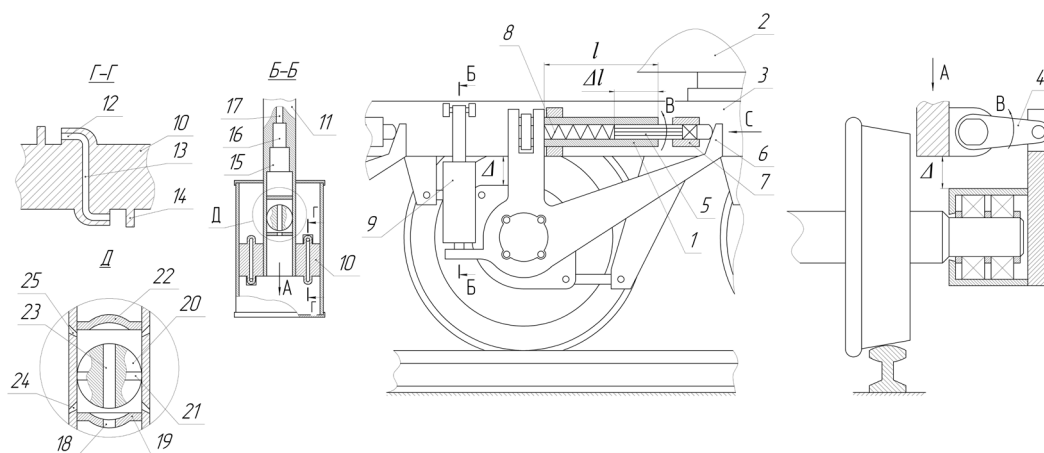


Рис. 1. Принципиальная схема адаптивного торсионного рессорного подвешивания.

ку стержня 1 по стрелке В. В случае движения локомотива под действием динамических составляющих сил, вызвавших колебания кузова 2 локомотива и его тележки 3, осуществляется не только угловое перемещение стержня 1 при повороте рычага 4, но и поступательное движение по стрелке С стержня 5, контактирующего своим торцом с поверхностью направляющей 6. Перемещаясь в шлицах пустотелого стержня торсиона 1, стержень 5 изменяет его рабочую длину l на величину Δl , увеличивая жёсткость и демпфирующую способность торсионной рессоры. Сам же стержень 5 имеет незначительные крутильные деформации за счёт участка прямоугольного сечения, перемещающегося в кронштейне 7, жёстко закреплённом на тележке тепловоза. При исчезновении динамической нагрузки или её уменьшении стержень 5 переместится в направлении, обратном стрелке С, под действием пружины сжатия 8, размещённой также внутри пустотелого стержня торсиона 1.

Что касается адаптивного гидромеханического демпфера 9, то в статике его детали находятся в таком положении, как это показано на рис. 1. При движении локомотива поршень 10 и полый шток 11 совершают перемещение по стрелке А, при этом находящаяся в подпоршневой полости рабочая жидкость поступает в горизонтальные каналы 12, проходит через вертикальные каналы 13 и контактирует с радиальными рёбрами 14, создавая крутящий момент $M_{кр}$ на штоке, который по своей длине имеет осевые каналы 15, 16, 17 различного

диаметра и соответственно переменную крутильную жёсткость. Изменение динамической нагрузки и, следовательно, крутящего момента $M_{кр}$ вызывает упругую крутильную деформацию штока, что способствует поглощению поступательной энергии хода поршня 10 и её рассеиванию в окружающую среду, заполненную рабочей жидкостью.

При рабочем ходе поршня 10 рабочая жидкость получает движение внутри полового штока 11, проходит через сквозное отверстие 18, выполненное в диафрагме 19, и перемещается с некоторым сопротивлением сферическое тело качения 20, снабжённое круговой лыской 21, до тех пор, пока оно не упрётся в диафрагму 22. После этого рабочая жидкость уже не сможет протекать по вертикальному осевому сквозному каналу 23 и поэтому поступит в нижние конусные каналы 24, истекая из них со значительной скоростью и создавая сопротивление движению поршня 10. Чем выше поступательная скорость движения поршня при рабочем ходе, тем выше будет демпфирующая способность гидравлического демпфера. В то же время в верхние конусные каналы 25 рабочая жидкость попасть не может, так как они прикрыты сферическим телом качения 20.

При обратном ходе поршня 10, то есть отдаче демпфера, последний вместе с полым штоком 11 будет перемещаться в обратном направлении и тогда под действием тока рабочей жидкости сферическое тело качения 20 переместится и жидкость поступит в его вертикальный осевой



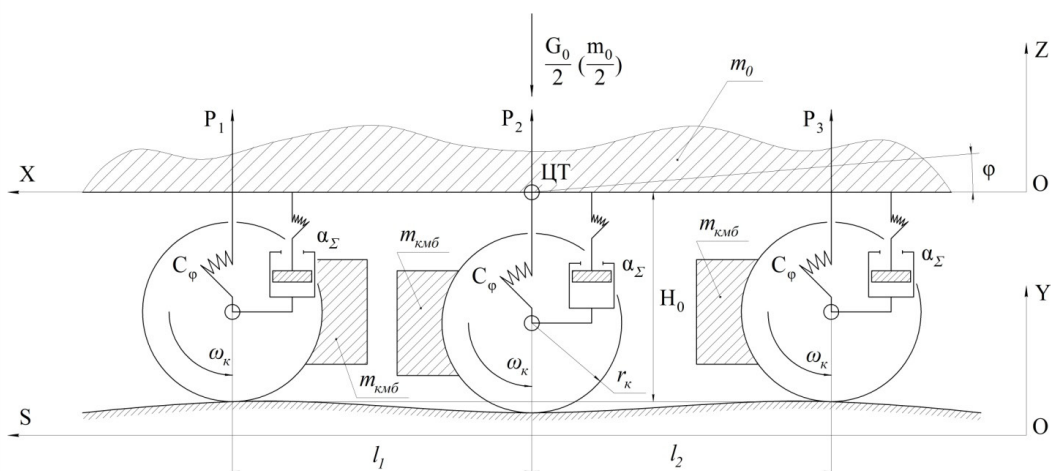


Рис. 2. Расчётная схема торсионного рессорного подвешивания.

сквозной канал 23 и будет транспортироваться в дальнейшем по полуму штоку в подпоршневую полость демпфера, так же демпфируя этот вид динамического нагружения.

Рассматриваемая конструкция рессорного подвешивания позволяет изменять свои демпфирующие характеристики в автоматическом режиме в зависимости от величины динамического воздействия на них, возникающего от неровности пути. Такая адаптация повышает плавность хода локомотива во всех режимах его движения.

Для аналитического исследования силового нагружения и колебаний, например, тепловоза 2ТЭ116, снабжённого бесчелюстной трёхосной тележкой с учетом предложенного технического решения, и сравнения такой конструкции с серийным рессорным подвешиванием разработана расчётная схема (рис. 2).

При составлении расчетной схемы приняты следующие допущения:

- движение тепловоза происходит по прямолинейному отрезку пути;
- профиль пути под обоими колёсами каждой колёсной пары одинаков;
- уклон пути отсутствует;
- обе тележки секции тепловоза имеют идентичный характер нагружения.

Для описания поступательного движения тележки тепловоза выберем обобщённые координаты: перемещение X центра тяжести тепловоза в направлении движения; вертикальное перемещение Z центра

тяжести тепловоза; угловое перемещение ϕ экипажа тепловоза в вертикальной плоскости относительно поперечной оси, проходящей через его центр тяжести. Систему обобщённых координат примем как декартову, левую.

В этом случае использована известная методика линеаризации уравнений колебаний экипажной части рельсовых транспортных средств, что даёт возможность проводить как качественное, так и количественное исследование нелинейных систем поддрессирования с достаточной для практических расчётов степенью точности. Такой метод основан на решении уравнений колебаний экипажной части тепловоза 2ТЭ116, которые могут быть записаны в виде:

$$m_0 \ddot{z} = \sum P_i(f_i, \dot{f}_i) - G_0 \quad (1)$$

$$J_i \ddot{\phi} = \sum l_i P_i(f_i, \dot{f}_i). \quad (2)$$

где $P_i = P_{yi}(f) + P_{ГДМ}(f)$;

P_{yi} – сила, вызванная перемещением рессорной подвески и характеризуемая крутильной жёсткостью стержня торсиона; $P_{ГДМ}$ – сила, вызванная сопротивлением гидромеханического демпфера.

Видно, что силы P_i , приложенные к КМБ от неровностей пути, могут быть выражены через обобщённые координаты ϕ, z, y и частоту внешнего возмущения $p = 2\pi\nu/\alpha$, где α – безразмерная переменная, связанная со временем t линейной зависимостью $\alpha = pt$.

Тогда уравнения (1, 2) можно записать следующим образом:

$$m_0 \ddot{z} + \sum_{i=1}^{i=3} \alpha_{\Sigma} \dot{z} + \sum_{i=1}^{i=3} c_{\phi i} z = \sum_{i=1}^{i=3} F_0 \sin pt \quad (3)$$

$$J_0 \ddot{\phi} + \sum_{i=1}^{i=3} \alpha_{\Sigma} l_i \dot{\phi} + \sum_{i=1}^{i=2} c_{\phi i} \phi = \sum_{i=1}^{i=3} M$$

(4)

где $F_0 = P_i + G_0$;

$M = P_i l_i$;

α_{Σ} – суммарный коэффициент демпфирования гидромеханического демпфера (см. рис. 1), который можно определить по формуле:

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha(t) + \alpha_m(t) = \frac{128 \cdot \mu \cdot K \cdot l \cdot S^2 \cdot \zeta}{\pi \cdot d^4} + \frac{P_{\phi} k_{\phi}}{V_0 \phi_{\text{рад}}} \quad (5)$$

где μ – коэффициент расхода рабочей жидкости, зависящий от её вязкости;

$l = l_g + l_z$ – суммарная длина канала дросселя, включающая длины вертикальных и горизонтальных участков;

S – приведенная площадь поршня; d – эквивалентный диаметр канала;

ζ – коэффициент гидравлических потерь в дроссельном канале, учитывающий потери на входе, в колене и по длине тракта;

P_i – окружное усилие на поршне;

k_{ϕ} – динамический коэффициент;

V_0 – окружная скорость поршня;

$\phi_{\text{рад}}$ – угол поворота поршня.

c_{ϕ} – крутильная жёсткость стержня торсиона.

Анализируя формулу (5), видно, что переменный суммарный гидромеханический коэффициент демпфирования α предложенного гидромеханического гасителя будет зависеть как от гидравлических сопротивлений в канале, вязкости рабочей жидкости и турбулентности потока $\alpha(t)$, возникающих в каналах поршня и штока, так и от механических $\alpha_m(t)$, характеризующихся крутильной жёсткостью C_{ϕ} переменного сечения штока поршня. Такая комплексная его конструктивная характеристика позволяет эффективно в автоматическом режиме и широком диапазоне воздействия динамических нагрузок, возникающих в рессорной подвеске рельсового экипажа, производить гашение колебаний экипажной части локомотива.

Общее решение уравнений (3, 4) ищется в форме:

$$z = e^{-nt} (C_1 \cos kt + C_2 \sin kt);$$

$$\phi = e^{-nt} (C_1 \cos kt + C_2 \sin kt).$$

Решая уравнения (3, 4), можно определить амплитуды установившихся колебаний подрессоренной массы: z_0 и ϕ_0 соответственно по зависимостям:

$$z_0 = \frac{P_i - G_0}{\sqrt{(c - m_0 \omega^2)^2 + (\alpha_{\Sigma} \omega)^2}}; \quad (6)$$

$$\phi_0 = \varphi_{cm} D_{\phi} = \varphi_{cm} \left\{ \left[1 - \left(\frac{\omega_B}{\omega_{\phi}} \right)^2 \right]^2 + \left(\gamma_{\phi} \frac{\omega_B}{\omega_{\phi}} \right)^2 \right\}^{-\frac{1}{2}},$$

(7)

где ω_B – круговая частота возмущения;

ϕ_{cm} – перемещение экипажа при статическом действии момента $P_i l_i$;

ω_{ϕ} – круговая частота вынужденных колебаний;

γ_{ϕ} – угол поворота стержня торсиона;

D_{ϕ} – коэффициент динамичности угловых колебаний.

Для резонансных режимов зависимости имеют вид:

$$z_0^{рез} = \frac{(P_i - G_0) \sqrt{m_0}}{\alpha_{\Sigma} \sqrt{c}}. \quad (8)$$

При определении рациональных геометрических параметров предложенного адаптивного торсионного рессорного подвешивания тепловоза необходимо найти численные значения крутящих моментов $M_{кр}$, возникающих на штоке гасителя и стержне торсиона, а следовательно, дать оценку его прочностных характеристик. Для установления такой силовой характеристики использованы известные методики [1, 2], позволяющие получить не только рациональные размеры диаметров стержня торсиона и штока гидромеханического демпфера, но и произвести проверку их на прочность, жёсткость и устойчивость.

Учитывая конструктивную особенность тележки тепловоза 2ТЭ116 и его буксового узла, проведены численные расчёты по указанной методике, которые показали эффективность использования предложенного технического решения в сравнении с конструкцией серийного рессорного подвешивания.



Рис. 3. Графики зависимости значений $\mu = f(n/p)$.

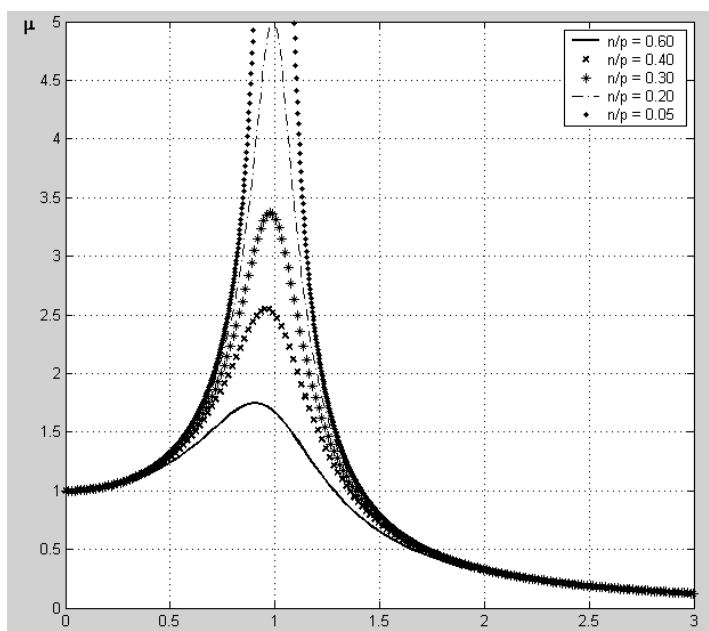
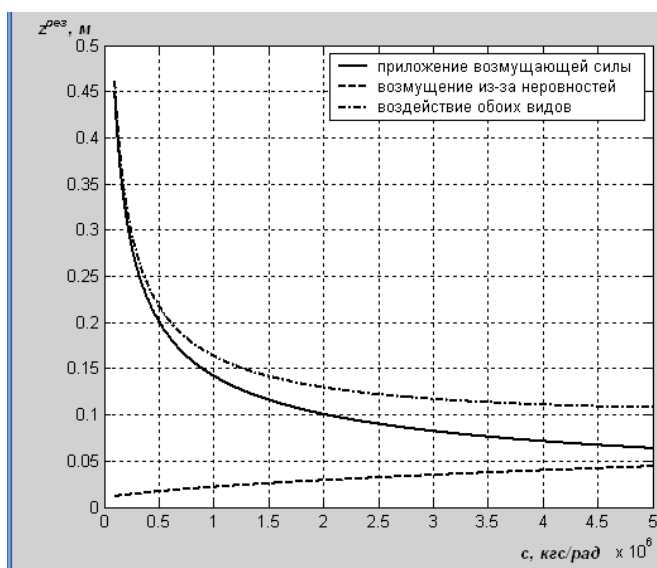


Рис. 4. Графики зависимости $z^{рез} = f(c)$.



Предварительные расчёты показали, что геометрические характеристики применительно к тележке тепловоза 2ТЭ116 должны иметь следующие параметры: диаметр стержня торсиона $d_T = 56,8$ мм, длина стержня торсиона $l_{T(раб)} = 600$ мм, диаметр штока гидромеханического демпфера $d_{ш} = 30,0$ мм.

Для изучения колебательного процесса рессорного подвешивания и установления его резонансных областей, с учётом коэффициента динамичности построено семейство кривых, принимающее различные значения отношений n/p . Семейство таких кривых представлено на рис. 3.

Графики, построенные для перспективного адаптивного торсионного подвешивания, показывают, что при приближении частоты возмущения ω к частоте собственных колебаний p коэффициент динамичности возрастает и максимум амплитуды колебаний достигается приблизительно при отношении $\omega/p = 1$. При этом из пяти представленных на рис. 3 графиков наиболее удален от резонансной зоны график с соотношением $n/p = 0.6$ и максимумом коэффициента динамичности, равным 1,7, что характерно для предложенной конструкции адаптивного торсионного рес-

сорного подвешивания с адаптивными демпферами при суммарном коэффициенте демпфирования $\alpha = 420,0 \text{ кН·с/м}$. Тогда как при снижении последнего возможен вход рессорного подвешивания в резонанс.

Для определения резонансных режимов амплитуды установившихся колебаний были использованы известная методика и файл-программа, показывающая зависимость резонансных амплитуд от жесткости подвески при различных способах возмущений. Полученные графики приведены на рис. 4.

Анализ графиков, характеризующих резонансные режимы колебаний тележки $z_{0F}^{рез}$ и $z_{0h}^{рез}$ в зависимости от крутильной жесткости предложенного торсионного рессорного подвешивания, показывает, что наименьшие колебания получаются в том случае, когда крутильная жесткость торсионного рессорного подвешивания находится в границах от $3,5 \cdot 10^7$ до $5 \cdot 10^7 \text{ Н/рад}$.

В целях более полного изучения колебательного процесса тележки тепловоза 2ТЭ116 с использованием разработанной физической и математической модели были рассчитаны основные параметры, характе-

ризующие динамику его движения при различных значениях F_0 , α и c_ϕ , которые, в частности, отражают изменения вертикального перемещения кузова z и скорости этого перемещения z' . В результате установлено, что при использовании предложенной конструкции рессорного подвешивания амплитуды колебаний кузова и скорости его перемещения в вертикальной плоскости значительно ниже в сравнении с показателями серийных аналогов.

Полученные данные могут служить основанием для внедрения конструкции в практику, хотя она еще требует дополнительного изучения и доработки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теория и конструкция локомотивов: Учебник / Г. С. Михальченко, В. Н. Кашников, В. С. Коссов, В. А. Симонов; под ред. Г. С. Михальченко. — М.: Маршрут, 2006. — 584 с.
2. Конструкция и динамика тепловозов. — Изд. 2-е, перераб. и доп., под ред. В. Н. Иванова — М.: Транспорт, 1974. — 260 с.
3. Тепловоз 2ТЭ116 / С. П. Филонов, А. И. Гибалов, Е. А. Никитин и др. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1996. — 334 с.
4. Ильин М. М., Колесников К. С., Саратов Ю. С. Теория колебаний: Учебник — 2-е изд., стереотип. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. — 272 с

ADAPTIVE SPRING SUSPENSION OF LOCOMOTIVES

Slivinsky, Evgeny V. — D. Sc. (Tech), professor, head of the department of applied mathematics and engineering graphics of Elets Ivan Bunin State University, Elets. Russia.

Klimov, Dmitry N. — assistant lecturer at the department of applied mathematics and engineering graphics of Elets Ivan Bunin State University, Elets. Russia.

The authors describe the design of adaptive torsion spring suspension equipped with adaptive hydro mechanical damper, technique to assess kinematics of straight motion of diesel locomotive bogie equipped with such a spring suspension. According to the

results of analytic study conducted by the authors, the use of suggested model allows to considerably reduce amplitudes of car body oscillations and velocity of its drift in vertical plain, as compared to similar production units.

Key words: locomotive, adaptive torsion spring, adaptive hydraulic and mechanical damper, rigidity, damping rate, assessment method, comparative analysis of designs.

REFERENCES

1. Theory and design of locomotives [Teoriya i konstruktsiya lokomotivov: Uchebnik]. G. S. Mihal'chenko, V. N. Kashnikov, V. S. Kossov, V. A. Simonov; textbook ed. by G. S. Mihal'chenko. Moscow, Marshrut publ., 2006, 584 p.
2. Design and dynamics of diesel locomotives [Konstruktsiya i dinamika teplovozoov]. 2d ed., rev. and enlarg. Ed. by V. N. Ivanov. Moscow, Transport publ., 1974, 260 p.

3. Diesel locomotive 2TE116 [Teplovoz 2TE116]. S. P. Filonov, A. I. Gibalov, E. A. Nikitin et al. 3d ed., rev. and enlarg. Moscow, Transport publ., 1996, 334 p.
4. Il'in M. M., Kolesnikov K. S., Saratov Yu. S. Oscillation theory [Teoriya kolebaniy]. Handbook. 2d ed. Moscow, MGTU im. N. E. Bauman publ., 2003, 272 p.

Координаты авторов (contact information): Сливинский Е. В. (Slivinsky E. V.) — evgeni_sl@mail.ru, Климов Д. Н. (Klimov D. N.) — klimov_d_n@bk.ru.

Статья поступила в редакцию / article received 28.01.2013
Принята к публикации / article accepted 15.02.2013.

