



ALGORITHM FOR CALCULATION OF CYLINDRICAL HELICAL SPRINGS OF AXLEBOX SPRING SUSPENSION OF HIGH-SPEED ELECTRIC TRAINS

Khromova Galina Alekseevna¹

Камалов Икрам Саидакбарович²

Омонов Шохжахон Алишер угли³

¹doctor tech. sciences, professor, ²associate professor, ³master's student of the Department of "Electric rolling stock", State Transport University, Uzbekistan, Tashkent
<https://doi.org/10.5281/zenodo.19401753>

ARTICLE INFO

Received: 24th March 2026
Accepted: 30th March 2026
Online: 31st March 2026

KEYWORDS

Electric rolling stock, high-speed electric train, axle box spring suspension, coil springs, vibrations, stress-strain state, calculation method for dynamic strength of coil springs, algorithm, program, MATHCAD 15.

ABSTRACT

The article presents an algorithm for calculating the dynamic strength of cylindrical helical springs of axle box spring suspension of high-speed electric trains; the calculation program is compiled for the MATHCAD 15 programming environment.

АЛГОРИТМ ДЛЯ РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВИНТОВЫХ ПРУЖИН БУКСОВОГО РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ

Хромова Галина Алексеевна¹

Камалов Икрам Саидакбарович²

Омонов Шохжахон Алишер угли³

¹доктор технических наук, профессор, ²доцент, ³магистрант кафедры «Электроподвижной состав», Ташкентский государственный транспортный университет, Узбекистан
<https://doi.org/10.5281/zenodo.19401753>

ARTICLE INFO

Received: 24th March 2026
Accepted: 30th March 2026
Online: 31st March 2026

KEYWORDS

Электроподвижной состав, высокоскоростной электропоезд, буксовое рессорное подвешивание, винтовые пружины,

ABSTRACT

В статье представлен алгоритм для расчета цилиндрических винтовых пружин буксового рессорного подвешивания высокоскоростных электропоездов на динамическую прочность, расчетная программа составлена для среды программирования MATHCAD 15.



вибрации, напряженно-деформированное состояние, метод расчета динамической прочности винтовых пружин, алгоритм, программа, MATHCAD 15.

Обзор работ по исследованию прочности винтовых пружин буксового рессорного подвешивания высокоскоростных электропоездов, показывает, что неравномерность распределения внутренних силовых факторов по винтовой линии пружины, а также учет переменности сечения витков не учитываются при проектировании винтовых пружин [1,2]. Это приводит к тому, что в пружинах имеются зоны, являющиеся местами концентрации напряжений, амплитуды которых превышают максимально допустимые величины.

В целом конструкции рессорного подвешивания зарубежных транспортных средств, эксплуатирующиеся в Республике Узбекистан и странах СНГ, включающих винтовые пружины, отличаются большим многообразием

[3,4] (рисунок 1). В связи с этим каждый из их видов, так, к примеру, буксовое рессорное подвешивание, отличается рядом специфических особенностей, которые необходимо учесть при разработке нового численно-аналитического метода продления срока полезного использования буксового рессорного подвешивания электропоездов.

По данным работ профессоров Савоськина А.Н. и Ибрагимова М.А. (МИИТ) [1,3,4] винтовые пружины буксового рессорного подвешивания железнодорожных транспортных средств должны надежно работать 32 года. Однако, на практике происходит их разрушение (чаще всего в опорных витках), что вызывает общий отказ системы и может служить причиной серьезных аварий исходов поездов.

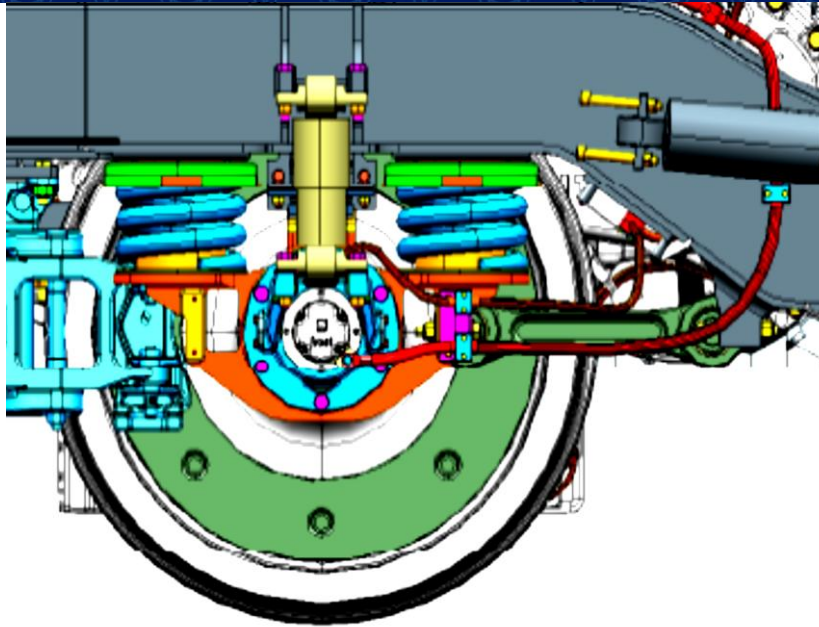


Рисунок 1. Буксовое рессорное подвешивание головного вагона высокоскоростного электропоезда АФРОСИАБ.

Исследования ряда авторов [1,3,4] показали, что особенности опорных витков винтовых цилиндрических пружин: переменное сечение; несимметричность; длина, равная 0,75 длины полного витка – приводят к тому, что точки приложения равнодействующей силы и равнодействующей на опорных поверхностях лежат на осевой линии пружины (рисунок 2). Величина эксцентриситета внешней нагрузки, при прочих равных условиях, зависит

от точности изготовления торцовых витков пружины.

При относительном горизонтальном перемещении верхней и нижней опорных поверхностей винтовой пружины появляется значительный эксцентриситет нагрузки, который необходимо учесть при расчетах прочности. Разработка алгоритма для расчета цилиндрических винтовых пружин на динамическую прочность производилась на основании расчетных формул, представленных в научных работах [5,6,7,8]. Численные исследования производились в среде программирования MathCad 2015.

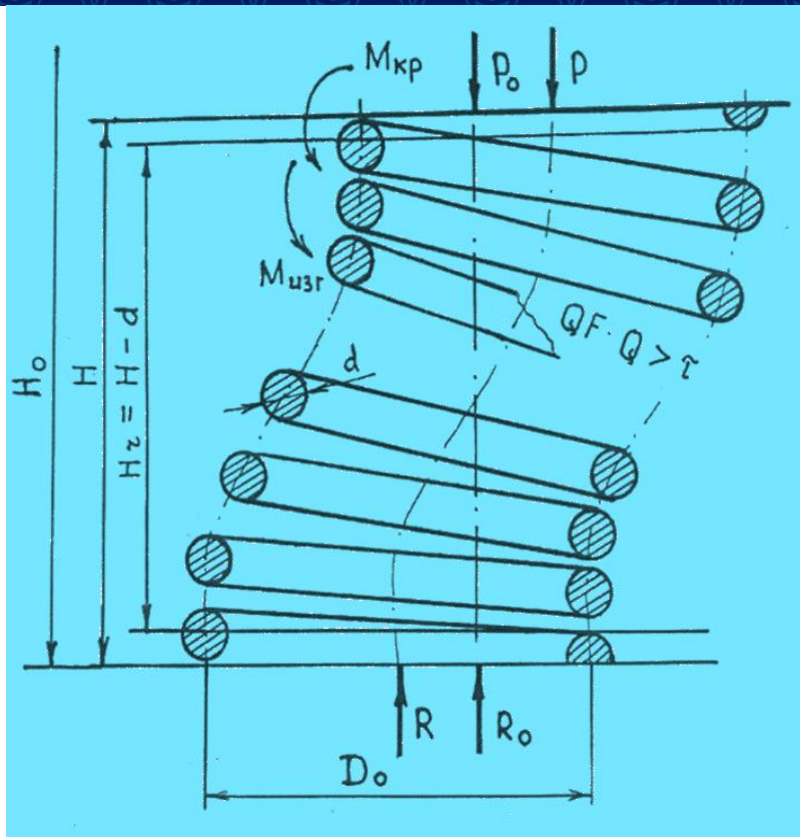


Рисунок 2. Расчетная схема для винтовой пружины буксового рессорного подвешивания при действии комбинированных нагрузок.

Алгоритм для расчета цилиндрических винтовых пружин на динамическую прочность состоит из 6 этапов:

1 этап – вычисление частот собственных колебаний для цилиндрических винтовых пружин буксового рессорного подвешивания электровозов согласно данным методики работ [5,6] с учетом их специфических особенностей по конфигурации (цилиндрические, конические, фасонные, призматические и т.п.) и условиям эксплуатации.

2 этап – вычисление динамических деформаций – изгибных $Y_{дин}(\ell, t)$, $X_{дин}(\ell, t)$ и

кручения $\theta(\ell, t)$ по формулам, представленным в научных статьях [7,8]. Продольные деформации (вдоль прутка пружины) считаются малыми в соответствии с данными экспериментальных исследований [3,4] и данными эксплуатации [1,2] и не превышают 0.5 – 1 %.

При определении напряжения в поперечных сечениях прутка принимают во внимание, что обычно применяющиеся в рессорном подвешивании локомотивов пружины имеют малый шаг витка и можно считать, что витки расположены в плоскостях, перпендикулярных оси пружины. Исходя из этого принимают, что в плоскости поперечного сечения витка возникают касательные напряжения от сдвига силой P и кручения моментом $M_k = \frac{PD}{2}$



$$(1) \quad \tau = \frac{M_k}{W_p} + \frac{P}{S} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{2D}\right).$$

Более точные расчёты показывают, что напряжения во внутренних точках пружины возрастают вследствие кривизны витка по сравнению с напряжениями в прямом стержне, закручиваемом моментом $M_k = \frac{PD}{2}$. Наибольшие касательные напряжения во внутренних точках витков

$$(2) \quad \tau_{max} = k_k \frac{8PD}{\pi d^3},$$

где k_k – коэффициент концентрации напряжений [1]

$$k_k = 1 + \frac{1,25}{m} + \frac{0,875}{m^2} + \frac{1}{m^3}.$$

При расчёте пружин на прочность исходя из того, что максимальное касательное напряжение τ_{max} от статического действия нагрузки не должно превышать допускаемое касательное напряжение $[\tau]$, делённое на коэффициент запаса k_τ , т.е. $\tau_{max} \leq \frac{[\tau]}{k_\tau}$.

Коэффициент k_τ рекомендуется принимать не менее 1,7–1,8 для буксовой ступени подвешивания и не менее 1,5–1,6 для кузовной; $[\tau] = 750$ МПа.

3 этап – вычисление напряжений $\sigma_{стат}$ – для статики и $\sigma_{дин}$ – для динамики.

3.1. Вычисление амплитуд динамических напряжений:

- нормальных от сил сжатия сечений

$$(3) \quad \sigma_{ac} = \frac{4P_a \sin \lambda}{\pi d_c^2};$$

- среза (касательных)

$$(4) \quad \tau_{ac} = \frac{4P_a \cos \lambda}{\pi d_c^2}.$$

3.2. Вычисление динамических касательных, обусловленных воздействием перерезывающих сил

$$(5) \quad \tau_{ax} = \frac{16P \cos \lambda}{3\pi d^2}, \quad \tau_{ay} = \frac{16P \sin \lambda}{3\pi d^2}.$$

3.3. Расчет максимальных и минимальных значений приведенных нормальных напряжений

$$\sigma_{My} = \sigma_{ay} + \sigma_{ac}, \quad \sigma_{Hy} = \sigma_{ay} - \sigma_{ac}, \quad \sigma_{Mx} = \sigma_{ax} + \sigma_{ac}, \quad \sigma_{Hx} = \sigma_{ax} - \sigma_{ac}.$$

3.4. Расчет максимальных и минимальных значений приведенных динамических касательных напряжений

$$(7) \quad \tau_{a1} = \sqrt{(\tau_{ак} - \tau_{ac})^2 + \tau_{ax}^2},$$

$$(8) \quad \tau_{a2} = \sqrt{(\tau_{ay} + \tau_{ac})^2 + \tau_{ax}^2},$$

$$(9) \quad \tau_{a3} = \sqrt{(\tau_{ак} + \tau_{ac})^2 + \tau_{ax}^2},$$

$$(10) \quad \tau_{a4} = \sqrt{(\tau_{ay} - \tau_{ac})^2 + \tau_{ак}^2}.$$

3.5. Вычисление максимальных и минимальных приведенных нормальных напряжений

$$(11) \quad \sigma_{ам} = \sqrt{\sigma_{My}^2 + \tau_{a3}^2},$$

$$(12) \quad \sigma_{ан} = \sqrt{\sigma_{Hy}^2 + \tau_{a2}^2},$$

$$(13) \quad \sigma_{ам}' = \sqrt{\sigma_{Mx}^2 + \tau_{a2}^2},$$

$$(14) \quad \sigma_{ан}' = \sqrt{\sigma_{Hx}^2 + \tau_{a4}^2}.$$



При использовании приведенных аналитических формул целесообразно учесть следующие особенности циклов динамического нагружения:

- влияние на каждую составляющую нормальных и касательных напряжений формы колебаний сечения в зависимости от координаты l и функции времени t ;

- возможности возникновения импульсов пиковых напряжений в максимально нагруженных точках сечений. Поэтому разработанные программы для численных расчетов приведенных напряжений $\sigma_{ам}' \div \sigma_{ан}'$ должны обеспечить непрерывный контроль указанных величин во времени t и по координате l одновременно в четырех характерных точках каждого сечения.

3.6. Далее выполняется суммирование всех напряжений в каждом сечении винтовой пружины буксового подвешивания высокоскоростного электропоезда ($\sigma_{сум} = \sigma_{стат} + \sigma_{дин}$).

4 этап – проверка выполнения условий статической и динамической прочности из условия прочности $\sigma_{сум} \leq [\sigma]$.

5 этап – анализ частотного спектра винтовых пружин и

построение амплитудно-частотных характеристик для внешних динамических нагрузок, связанных с движением электропоезда по неровностям, а также общим колебаниям экипажа.

6 этап – подбор рациональных параметров винтовых пружинных элементов с учетом выполнения условий статической и динамической прочности. В случае невыполнения условий прочности расчет производится снова.

Созданные нами алгоритм и программа для численного расчета винтовых пружин, а также методика для продления срока полезного использования буксового рессорного подвешивания высокоскоростных электропоездов может быть применена при проектировании нового подвижного состава, а также модернизации существующего в условиях Республики Узбекистан и стран СНГ. Предлагаемый нами метод численного расчета имеет численно-аналитическую основу, основан на методе граничных элементов и кусочно-линейной аппроксимации, удобен для применения на ЭВМ и может быть использован конкретно при модернизации локомотивов и электропоездов в условиях Республики Узбекистан.

References:

1. Ибрагимов М.А. Совершенствование конструкции рессорного подвешивания локомотивов. Винтовые цилиндрические пружины: монография. / М.А. Ибрагимов.-МИИТ, 2010.-127 с.
2. Spiryagin, M., Cole, C., Sun, Y.Q., McClanachan, M., Spiryagin, V., & McSweeney, T. (2014). Design and Simulation of Rail Vehicles (1st ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b17029>



3. Прочность и безотказность подвижного состава железных дорог. / А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак, А.П. Матвеевичев и др.; под общ. ред. А.Н. Савоськина. М.: Машиностроение, 1990.– 288 с.
4. Динамика локомотивов /М.А. Ибрагимов, В.И. Киселев, В. А. Рамлов, А.В. Скалин: Уч. пос.-М.: РГОТУПС, 2005.- 128 с.
5. Khromova G.A., Kamalov I.S. & Omonov Sh.A. Modernization of the design of coil springs of the axle suspension of high-speed electric trans. // Eurasian Journal of Academic Research, Volume 5, Issue 1, January 2025, pp.165-169. Retrieved from DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.14799706>
6. Khromova G.A., Kamalov I.S. & Omonov Sh.A. Моделирование колебаний упругого элемента в виде пружин буксового рессорного подвешивания электропоездов. // Eurasian Journal of Academic Research, Volume 5, Issue 1, January 2025, pp.145-148. Retrieved from DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.14793357>
7. Khromova G.A., Kamalov I.S. & Omonov Sh.A. Mathematical model and numerical research on modeling of the coil springs the axle suspension of high-speed electric trans. // Eurasian Journal of Academic Research, Volume 5, Issue 6, June 2025, pp.10-15. Retrieved from DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.15614487>
8. Khromova G.A., Kamalov I.S. & Omonov Sh.A. Modeling of oscillation of a elastic element in the form of axle box spring suspension of electric trains. // Eurasian Journal of Academic Research, Volume 6, Issue 01, January 2026, pp.176-180. Retrieved from DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.18347577>