
МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 629.027

DOI 10.46960/1816-210X_2025_3_84

EDN TXSPEU

ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА ВИНТОВЫХ ПРУЖИН СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Г.М. Абоян

ORCID: 0009-0004-9975-989X e-mail: aboyan@bmstu.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия**А.Б. Карташов**

ORCID: 0000-0003-0160-6293 e-mail: kartashov@bmstu.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия**А.С. Косолапов**

ORCID: 0009-0001-4164-7893 e-mail: kosolapov_as@bmstu.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия

Предложена методика повышения энергоэффективности системы поддрессоривания электробуса путем отказа от пневматических упругих элементов, требующих двойного преобразования энергии для регулирования клиренса. Представлен сравнительный анализ методов расчета винтовых цилиндрических пружин, выполненных методом конечных элементов с применением двух типов расчетных моделей. Приведена оценка влияния граничных условий и параметров решения на результаты расчетов. Определена наиболее рациональная расчетная конечно-элементная модель. Подтверждена актуальность применения метода конечных элементов для расчета винтовых пружин систем поддрессоривания колесных машин, установлена высокая сходимость результатов с аналитическим методом. Установлено влияние взаимного расположения краевых витков пружины на характер (равномерность) деформации и распределения напряжений по виткам пружины.

Ключевые слова: электробус, система поддрессоривания, подвеска автомобиля, витая пружина, винтовая пружина, пружина сжатия, нагрузочная характеристика, распределение напряжений, деформация, расчетная модель, метод конечных элементов.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Абоян, Г.М. Оценка адекватности результатов расчета винтовых пружин системы поддрессоривания колесных машин методом конечных элементов / Г.М. Абоян, А.Б. Карташов, А.С. Косолапов // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2025. № 3. С. 84-94. DOI: 10.46960/1816-210X_2025_3_84 EDN: TXSPEU

EVALUATION OF CALCULATION RESULTS ADEQUACY OF HELICAL SPRINGS OF WHEELED VEHICLES SUSPENSION SYSTEM BY FINITE ELEMENT METHOD

G.M. Aboyan

ORCID: 0009-0004-9975-989X e-mail: aboyan@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University
Moscow, Russia

A.B. Kartashov

ORCID: 0000-0003-0160-6293 e-mail: kartashov@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University

Moscow, Russia

A.S. Kosolapov

ORCID: 0009-0001-4164-7893 e-mail: kosolapov_as@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University

Moscow, Russia

Abstract. The article proposes a method for increasing the energy efficiency of the electric bus suspension system by eliminating pneumatic elastic elements that require double energy conversion to adjust the ground clearance. A comparative analysis of the calculation methods for helical cylindrical springs by the finite element method using two types of calculation models is presented. An assessment of the influence of boundary conditions and solution parameters on the calculation results is given. The most rational finite element calculation model has been determined. The application of the finite element method for calculating helical springs of suspension systems of wheeled vehicles is relevant, and high convergence of the results with the analytical method has been established. The influence of the relative position of the edge turns of the spring on the nature (uniformity) of deformation and the stress distribution along the turns of the spring has been established.

Key words: electric bus, suspension system, vehicle suspension, coil spring, helical spring, compression spring, load characteristic, stress distribution, deformation, calculation model, finite element method.

FOR CITATION: G.M. Aboyan, A.B. Kartashov, A.S. Kosolapov. Evaluation of calculation results adequacy of helical springs of wheeled vehicles suspension system by finite element method. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2025. № 3. Pp. 84-94. DOI: 10.46960/1816-210X_2025_3_84 EDN: TXSPEU

Введение

В настоящее время стремительно растет количество электрических городских пассажирских автобусов (электробусов). Данный тип транспортного средства (ТС) оснащается системой поддрессирования (подвеской) с пневматическими упругими элементами рукавного типа (ПР) (рис. 1). Их применение обусловлено возможностью изменения упругой характеристики для повышения плавности хода и управления положением уровня пола электробуса. Кроме того, ПР обладают прогрессивными упругими характеристиками, что положительно влияет на плавность хода. К недостаткам применения ПР в составе подвески электробуса можно отнести сложность конструкции пневматической системы, снижение ресурса при отрицательных температурах окружающей среды и необходимость обслуживания (очистки) и регулярного контроля состояния для повышения срока службы. Основным ограничением является двойное преобразование энергии на борту электробуса: электрическая энергия – энергия сжатого воздуха – механическая энергия. Дополнительные затраты на преобразование энергии негативно сказываются на энергоэффективности. Для современных электробусов вопрос энергоэффективности в настоящее время стоит особенно остро из-за существенного ограничения по возможному запасу энергии в электрохимических источниках (тяговых батареях). Энергию, запасенную в батареях, приходится расходовать не только на совершение полезной работы – транспортировку пассажиров, но и на обеспечение работы всех вспомогательных систем. К таким системам относится и система поддрессирования корпуса, потери в которой оказывают существенное влияние на общий запас хода электробуса. С увеличением запаса хода увеличатся зарядочные интервалы, появится возможность расширить область применения и сократятся затраты на эксплуатацию.

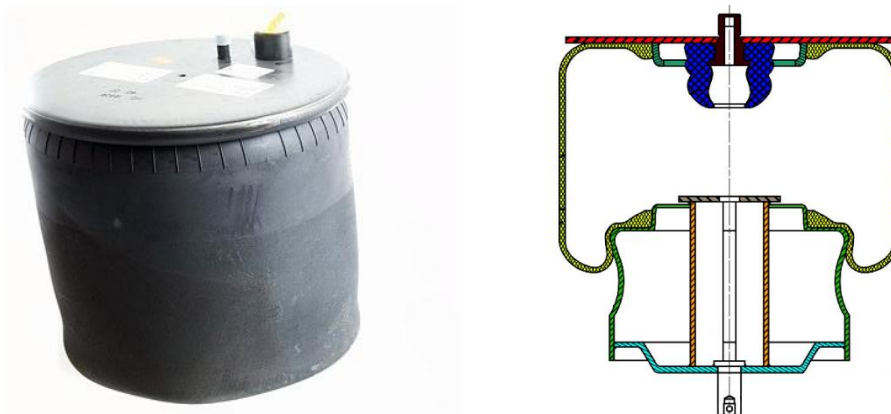


Рис. 1. Пневматический упругий элемент рукавного типа, применяемый на электробусах, и его схема

Fig. 1. Pneumatic elastic element of sleeve type used on electric buses and its diagram

Таким образом, разработка механической системы подressоривания с прогрессивной характеристикой и электромеханическим управлением положением уровня пола является актуальной задачей. Данная система обладает однократным преобразованием энергии: электрическая энергия – механическая энергия. На рис. 2 представлена принципиальная схема конструкции, на рис. 3 – вид электронных моделей прототипов подвесок. Предлагаемая система включает в себя сильные стороны подвесок на базе ПР и исключает их описанные недостатки. В качестве упругого элемента были выбраны винтовые металлические пружины, так как они обладают хорошими компоновочными свойствами, а конструкция пружины предполагает возможность получения требуемой упругой характеристики путем применения пружин с прогрессивной навивкой – с переменным шагом витка.

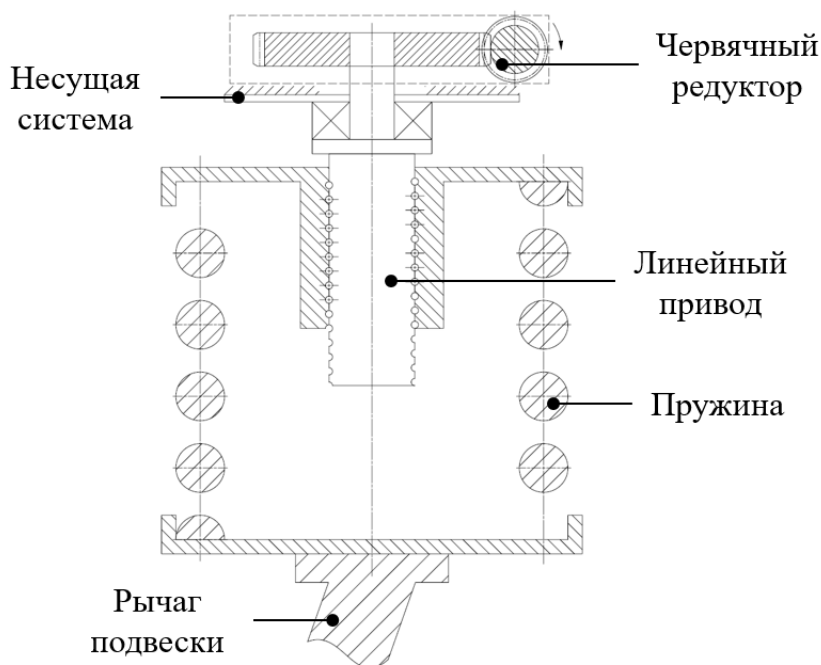


Рис. 2. Схема устройства для управления положением корпуса электробуса и его расположения в подвеске

Fig. 2. Diagram of the electric bus body position control devices and its location in the suspension

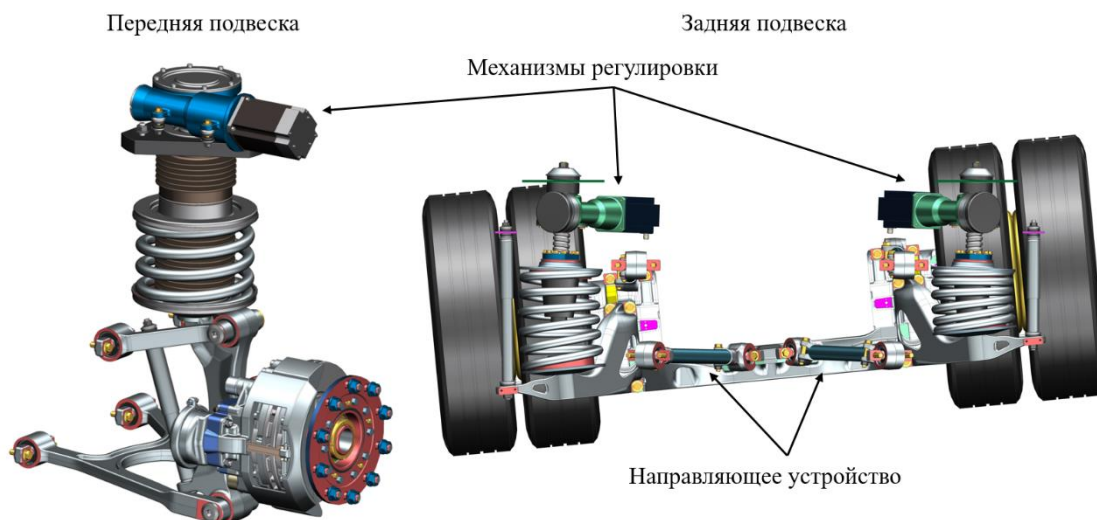


Рис. 3. Прототипы подвесок на базе металлических винтовых пружин с электромеханической регулировкой уровня пола электробуса

Fig. 3. Prototypes of suspensions based on metal helical springs with electromechanical adjustment of the electric bus floor level

На сегодняшний день разработаны методы аналитического расчета винтовых пружин сжатия, основанные на применении теории упругости и эмпирических зависимостей. Основным предметом определения в таких методиках является упругая характеристика пружины. Методики учитывают геометрию пружины и поперечного сечения витка, а также способы закрепления пружин. Для расчета винтовых пружин были предложены методы аналитического расчета [1-4]. Они подразумевают определение максимальных напряжений кручения, реализуемых при сжатии винтовой пружины. При проектировании систем поддрессоривания на основе винтовых пружин следует уделять внимание определению направления действия упругой силы и упругой характеристики при криволинейном сжатии пружины, что не рассматривается в классических аналитических методах расчета.

Определение упругой характеристики пружины с переменным шагом навивки возможно с применением метода конечных элементов (МКЭ). Современные технологии производства таких пружин позволяют изготавливать винтовые пружины с переменным шагом навивки в условиях серийного производства. На рис. 4 представлены примеры пружин с постоянным шагом рабочих витков и с прогрессивной навивкой.

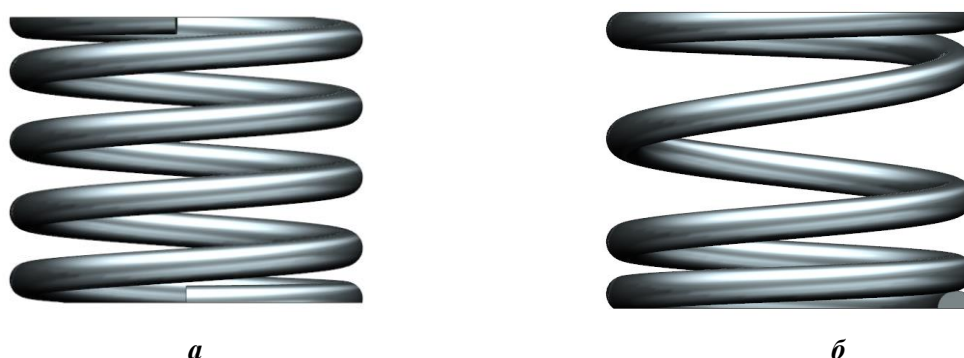


Рис. 4. Пружина с постоянным шагом рабочих витков (а) и с прогрессивной навивкой (б)

Fig. 4. Spring with a constant pitch of working coils (a) and with progressive winding (b)

Для применения аналитического метода расчета пружины с переменным шагом необходимо производить разбивку пружины на сегменты и расчет их по отдельности. Проектировочный расчет пружины с прогрессивной характеристикой будет требовать разбивки на малые сегменты, что значительно повысит трудоемкость в сравнении с расчетом МКЭ. Для определения возможности применения МКЭ необходимо оценить адекватность результатов расчета на примере винтовой пружины с линейной упругой характеристикой.

Работа пружин в составе системы поддрессоривания автомобиля предполагает большую цикличность. Актуальным является обеспечение усталостной прочности пружин подвески автомобиля и прогнозирование ресурса на этапе разработки. Для определения наиболее рациональных параметров упругих элементов с точки зрения долговечности необходимо определять напряженно-деформированное состояние (НДС) пружин, исходя из условий работы. Как говорилось ранее, в автомобильных подвесках пружины зачастую сжимаются криволинейно. Определение такого НДС пружин с требуемой точностью возможно при проведении расчетов МКЭ.

Таким образом, актуальным является проведение расчета МКЭ для определения влияния параметров пружины на характер и равномерность ее деформации, а также распределение напряжений по виткам пружины.

Аналитический метод расчета винтовых пружин

Основные геометрические характеристики винтовой пружины приведены на рис. 5.

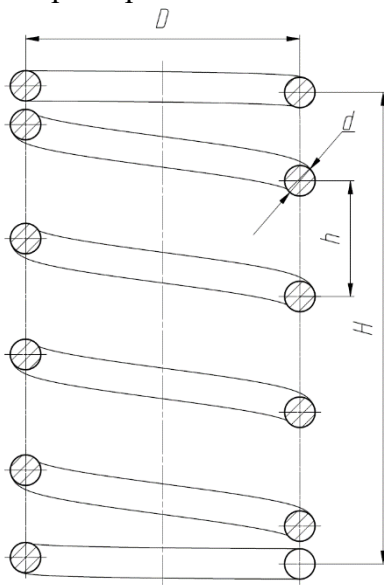


Рис. 5. Геометрические характеристики:

D – средний диаметр пружины; d – диаметр проволоки; h – шаг витка пружины;

H – длина пружины в свободном состоянии

Fig. 5. Geometric characteristics:

D – average spring diameter; d – wire diameter; h – spring coil pitch; H – spring length in free state

Анализ применяемых расчетных зависимостей [1-4] позволяет сделать вывод о том, что основной целью аналитического расчета является определение нагрузочной характеристики проектируемой пружины. Описанный метод предполагает определение напряжений на основе закона Гука. Определяются максимальные касательные напряжения при кручении витка пружины, на основе допущения о работе витка пружины на кручение при малых углах (до 10°) подъема, учет концентрации напряжений на внутреннем диаметре пружины осуществляется с помощью введения коэффициента кривизны витка k , определяемого по эмпирическим зависимостям:

$$k_1 = \frac{4 \cdot c + 2}{4 \cdot c - 3} [1]$$

$$k_2 = 1 + \frac{1,45}{c} [2]$$

$$k_3 = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c} [4]$$

Метод не подразумевает определение характера (равномерности) деформации пружин. Применение различных эмпирических зависимостей для определения напряжений требует проведение ряда расчетов для сравнения получаемых результатов и оценки сходимости с расчетом МКЭ. Для дальнейших расчетов была синтезирована пружина, допустимая к применению в составе подвески электробуса; ее основные параметры представлены в табл. 1.

Таблица 1.
Основные геометрические параметры пружины

Table 1.
Basic geometric parameters of the spring

Параметр пружины	Значение параметра
Диаметр витка	32,5 мм
Средний диаметр	302 мм
Шаг витка	133 мм
Длина в свободном состоянии	481,75 мм
Количество рабочих витков	3,5 шт.
Полное количество витков	5 шт.
Полный ход сжатия	316 мм

Угол подъема витка менее 10° , в соответствии с [2], позволяет проводить аналитический расчет только на кручение. Произведены расчеты характеристик пружины при вариации зависимостей для определения коэффициента кривизны витка пружины k в соответствии с [1, 2, 4]. В процессе расчета вариация зависимостей для определения k оказала влияние только на результирующее значение максимальных касательных напряжений (табл. 2).

Таблица 2.
Результат расчета коэффициента кривизны витка пружины

Table 2.
Curvature coefficient of a spring coil calculation

Максимальные касательные напряжения, МПа	k_1	k_2	k_3
τ_{max}	943,637	951,632	952,115

Несмотря на небольшое относительное значение отклонения (0,9 %), абсолютное значение отклонения 8,5 МПа может привести к повышению погрешности расчета усталостной прочности пружины.

Расчет методом конечных элементов

При изготовлении пружин их крайние витки могут быть зашлифованы для получения плоской опорной пружины. Шлифовка, как правило, производится на половину диаметра

витка. В подвесках автомобилей применяются как пружины с зашлифованными витками – рис. 6(а), так и с нешлифованными – рис. 6(б).

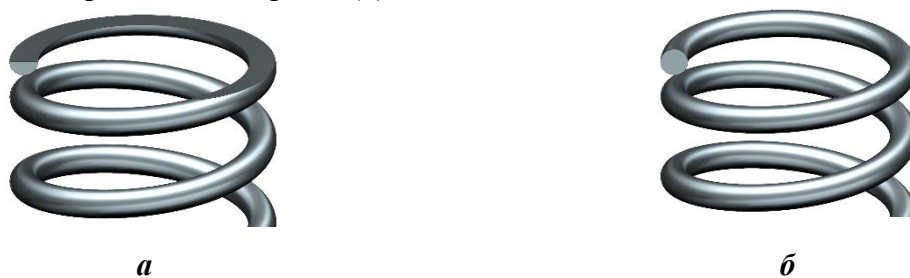


Рис. 6. Примеры обработки крайних витков пружин:

а – пружина с зашлифованными витками; б – пружина с нешлифованными витками

Fig. 6. Examples of processing the outer coils of springs:

a – spring with polish coils; b – spring with unpolish coils

Расчет МКЭ также позволит оценить влияние способа обработки крайних витков на напряженно-деформированное состояние (НДС) пружины. Помимо способа обработки, результат расчета МКЭ будет включать вклад в НДС напряжений, возникающих в результате действия изгибающих и сдвигающих сил в витке при сжатии пружины.

Рассмотрим далее расчет пружины при сжатии на величину максимального хода сжатия 316 мм при использовании двух типов расчетных моделей. На рис. 7 представлена расчетная модель пружины с зашлифованными крайними витками. Применен фиксированный контакт пружины с опорами.

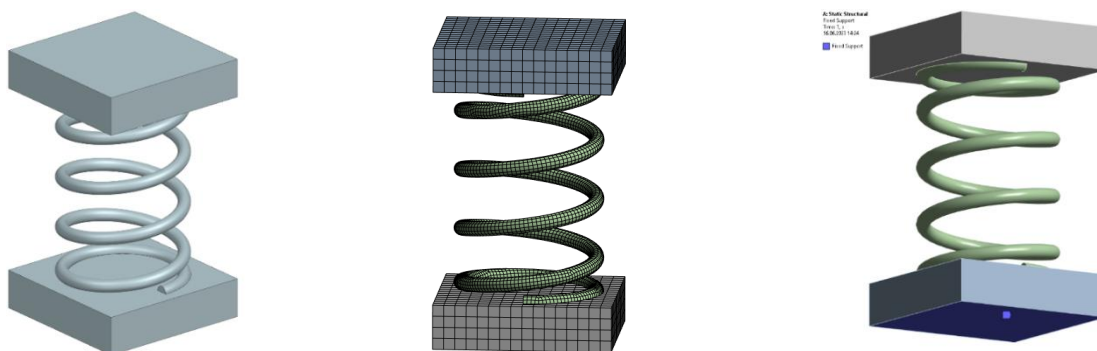


Рис. 7. Расчетная модель пружины с зашлифованными витками

Fig. 7. Calculation model of a spring with polish coils

Расчетная модель пружины с нешлифованными крайними витками представлена на рис. 8. В опорах выполнены круговые канавки для ограничения перемещения пружины в радиальном направлении. Задан контакт витков с трением по круговым канавкам опор. Размеры конечных элементов обеих моделей пружин равны.



Рис. 8. Расчетная модель пружины с нешлифованными витками

Fig. 8. Calculation model of a spring with unpolished coils

В расчетных моделях зафиксированы нижние опоры, реализована возможность взаимного контакта витков без трения, а нагрузка задается в виде перемещения верхней опоры с учетом больших деформаций. Применение такого типа нагружения подразумевает разбиение расчета на шаги. Расчет для модели с зашлифованными витками произведен дважды: с 5 и 50 шагами решения, для определения влияния количества шагов решения на результат. Необходимо отметить, что изменение числа шагов не изменило результаты, поэтому далее представлено решение для пружины с зашлифованными витками при применении 5 шагов. На рис. 9 и 10 представлены результаты решения для двух расчетных моделей. На рис. 11 представлены упругие характеристики, полученные в результате расчетов МКЭ.

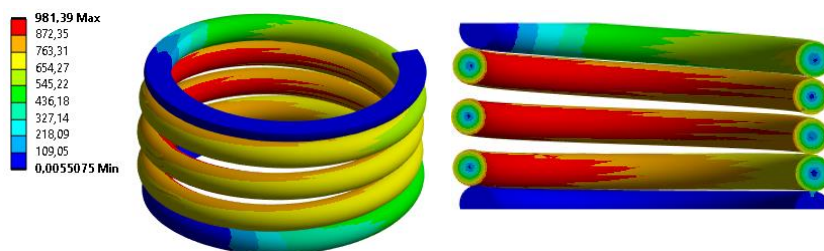


Рис. 9. Распределение напряжений τ_{max} для пружины с зашлифованными крайними витками

Fig. 9. τ_{max} stress distribution for a spring with polish outer coils

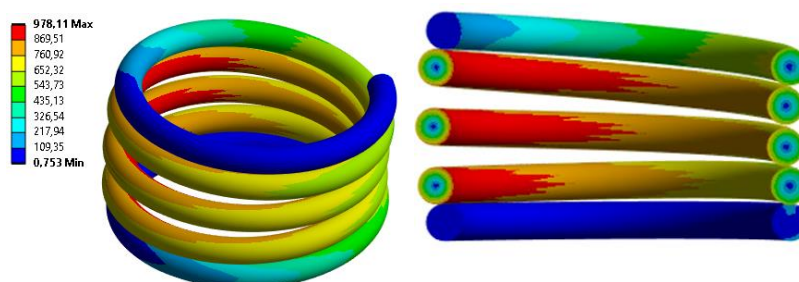


Рис. 10. Распределение напряжений τ_{max} для пружины с нешлифованными крайними витками

Fig. 10. τ_{max} stress distribution for a spring with unpolish outer coils

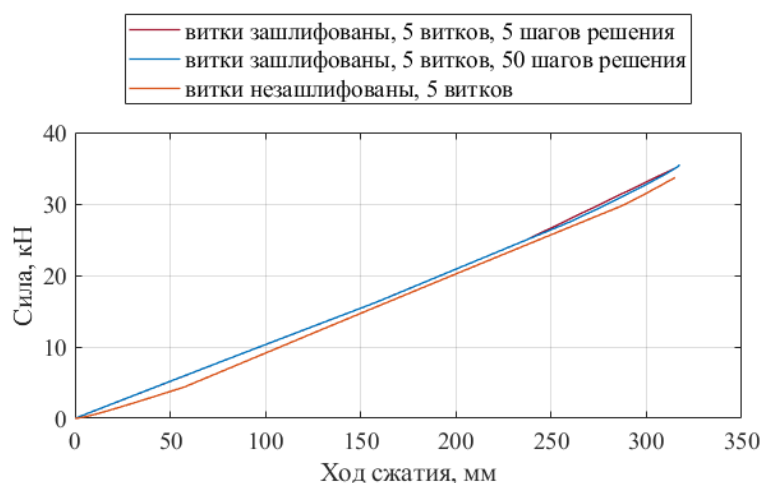


Рис. 11. Нагрузочные характеристики пружин

Fig. 11. Load characteristics of springs

Полученные в результате расчетов распределения напряжений соответствуют ожидаемым: наибольшие напряжения имеют место на внутренней поверхности витков пружины. Кроме того, наблюдается неравномерность распределения максимальных напряжений по внутренней стороне витков, а также неравномерность деформации пружин. Нагрузочные характеристики мало отклоняются от линейных и имеют малые взаимные расхождения. Наличие нелинейности представленных характеристик обусловлено взаимным контактом витков пружин. Меньшее значение силы сжатия пружины с нешлифованными витками обусловлено возможностью их проворота в поперечном сечении витка относительно опор.

Таблица 3.
Сравнение результатов расчета МКЭ с аналитическим методом

Table 3.
Comparison of the calculation results of the finite element method with the analytical one

Наименование k		Касательные напряжения		Сила сжатия (ход 316 мм)
Аналитический расчет	k_1	943,637 МПа		36570 Н
	k_2	951,632 МПа		
	k_3	952,115 МПа		
Расчет МКЭ – шлифованные крайние витки		981,39 МПа		34284 Н
Отклонение расчета МКЭ от аналитического расчета		k_1	4,00 %	6,3 % (2286 Н)
		k_2	3,13 %	
		k_3	3,07 %	
Расчет МКЭ – нешлифованные крайние витки		978,11 МПа		33964 Н
Отклонение расчета МКЭ от аналитического расчета		k_1	3,65 %	7,1 % (2606 Н)
		k_2	2,78 %	
		k_3	2,73 %	

В табл. 3 представлено сравнение результатов расчетов МКЭ с результатами аналитических расчетов, представлены относительные и абсолютные отклонения значений максимальных напряжений и сил сжатия пружин. Табл. 4 содержит сравнение расчетов МКЭ с применением двух расчетных моделей.

Таблица 4.
Сравнение результатов МКЭ для двух типов расчетных моделей

Table 4.
Comparison of finite element method results for two types of calculation models

Величина	Шлифованные крайние витки	Нешлифованные крайние витки
Касательные напряжения	981,39 МПа	978,11 МПа
Сила сжатия	34284 Н	33964 Н
Отклонение (от первого расчета)	-	0,33 % (напряжения)
	-	0,93 % (сила)

Из представленных данных следует:

- изменение способа установки пружины в чашках не оказывает значительного влияния на результат;
- увеличение числа шагов решения не оказывает значительного влияния на результат;
- лучшая сходимость результатов обеспечена при использовании расчетной зависимости коэффициента кривизны витка k в соответствии с ГОСТ 13765-86 и расчетной модели пружины с нешлифованными крайними витками;
- дальнейший анализ, независимо от способа обработки крайних витков, рационально производить с применением расчетной модели с зашлифованными витками и 5 шагами решения;
- анализ нагрузочных характеристик показывает малое отклонение от линейности и малое взаимное расхождение характеристик.

В ходе анализа полученных распределений напряжений и деформаций сжатых пружин была сформулирована гипотеза о влиянии взаимного положения краевых витков пружин на характер деформации и распределения напряжений. Далее рассмотрим расчет для проверки выдвинутой гипотезы. Для проверки проведем сравнение НДС пружин с 5 витками и 5,5 витками при сжатии. Параметры синтезированной пружины для проверки гипотезы представлены в табл. 5.

Таблица 5.
Основные геометрические параметры пружины

Table 5.
Basic geometric parameters of the spring

Параметр пружины	Значение параметра
Диаметр витка	32,5
Средний диаметр	293
Шаг витка	124
Длина в свободном состоянии	512,25
Количество рабочих витков	4
Полное количество витков	5,5

Для расчетной модели с зашлифованными витками разобьем расчет на 5 шагов. Результаты расчета представлены на рис. 12.

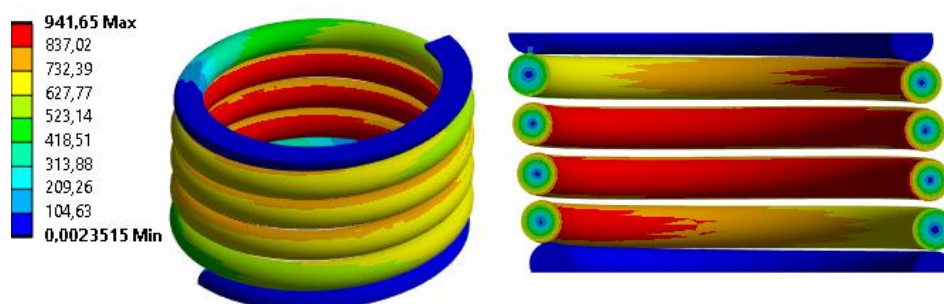


Рис. 12. Диаграмма распределения максимальных касательных напряжений для пружины с 5,5 витками

Fig. 12. Maximum shear stress distribution diagram for a 5.5-turn spring

Из результатов расчетов можно сделать вывод, что пружина с 5,5 витками сжимается равномерно и обладает равномерным распределением напряжений, в отличие от пружины с целочисленным количеством витков. Таким образом, подтверждена зависимость характера работы винтовой пружины от взаимного расположения краевых витков.

Заключение

Получены следующие результаты сравнительного анализа методов расчета винтовых цилиндрических пружин: отклонение значений напряжений составило не более 4 %, отклонение сил сжатия не превысило 7,1 %. Малые отклонения результатов отражают хорошую сходимость результатов аналитического расчета и расчета МКЭ. Отклонения результатов расчетов МКЭ с использованием различных расчетных моделей и параметров решения не превысили 1 %. Таким образом, для дальнейших расчетов МКЭ пружин с прогрессивной навивкой определена наиболее рациональная расчетная модель, позволяющая сократить затраты машинного времени на расчет пружины с нешлифованными витками с 10 час до 15-20 мин.

Применение расчетов пружин методом конечных элементов позволит определить параметры пружин с прогрессивной навивкой в соответствии с особенностями работы передней и задней подвесок электробуса, скорректировать способ их установки в подвесках для достижения наиболее рациональных массовых и габаритных характеристик в соответствии с влиянием взаимного расположения краевых витков на характер работы пружин. Продолжением работы по повышению энергоэффективности системы поддрессоривания электробусов является определение расхода энергии на работу системы управления положением корпуса.

Библиографический список

1. Проектирование полноприводных колесных машин: в 3-х томах. Т. 3 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др. – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.
2. **Решетов, Д.Н.** Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989.
3. **Андреева, Л.Е.** Упругие элементы приборов / Л.Е. Андреева. – Москва: Машгиз, 1962.
4. ГОСТ 13765-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. М.: ИПК Издательство стандартов, 1999. – 15 с.
5. **Феодосьев, В.И.** Сопротивление материалов Т. 2 / В.И. Феодосьев. – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592 с.
6. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.

*Дата поступления
в редакцию:* 17.02.2025

*Дата принятия
к публикации:* 25.04.2025