

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПРУЖИН ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВОГО ВАГОНА В СРЕДЕ ANSYS

Абсаттаров С.Н.^{1*}

Турсунов Н.К.¹

¹Ташкентский государственный транспортный университет,

ул. Темирйулчилар д.1, Ташкент, Узбекистан

E-mail: asn17t503@yandex.ru

<https://doi.org/10.5281/zenodo.20747511>

Аннотация. В работе исследовано напряженно-деформированное состояние и циклическая долговечность пружин тележек грузовых вагонов с применением метода конечных элементов в ANSYS. Оценено влияние сталей 55С2 и 60С2ХФА на характеристики пружин при статических и динамических нагрузках (груженое и порожнее состояние). Созданы 3D- и конечно-элементные модели, выполнены расчеты прочности и усталости. Проанализированы напряжения и деформации, определены ресурс и коэффициенты запаса, выявлены зоны концентрации напряжений, что позволяет оценить надежность пружин в эксплуатации.

Ключевые слова: пружина, напряженно-деформированное состояние, Ansys, усталость, сталь, долговечность, коэффициент запаса, напряжение.

MODELING OF THE STRESS-STRAIN STATE AND EVALUATION OF THE DURABILITY OF FREIGHT WAGON TROLLEY SPRINGS IN THE ANSYS SOFTWARE

Absattarov S.N.^{1*}

Tursunov N.K.¹

¹Tashkent state transport university, Temiryolchilar 1, Tashkent, Uzbekistan

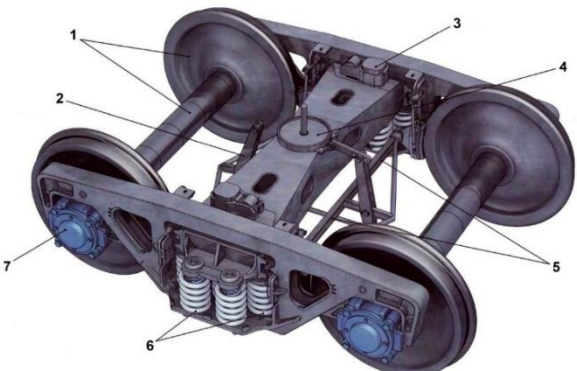

E-mail: asn17t503@yandex.ru

Abstract. The stress-strain state and cyclic durability of truck springs in freight wagons are investigated using the finite element method in ANSYS. The influence of 55X2 and 60X2HFA steels on the characteristics of springs under static and dynamic loads (loaded and empty condition) is estimated. 3D and finite element models have been created, strength and fatigue calculations have been performed. Stresses and deformations are analyzed, resource and reserve coefficients are determined, stress concentration zones are identified, which makes it possible to assess the reliability of springs in operation.

Key words: spring, stress-strain state, Ansys, fatigue, steel, durability, safety factor, stress.

Введение

Современные грузовые перевозки являются основой национальной экономики, обеспечивая транспортировку значительной части сырья, материалов и готовой продукции. Надежность и безопасность функционирования железнодорожного транспорта напрямую зависят от исправности его основных узлов и агрегатов [1]. Среди них особое место занимают тележки (рис. 1) грузовых вагонов – сложные ходовые устройства, отвечающие за распределение нагрузки и обеспечение плавности хода [2].

	
<p>Рис. 1. Тележка грузового вагона типа 18-100:</p> <p>1 – колесная пара, 2 – вертикальный рычаг тормозной передачи, 3 – скользуны, 4 – узел центрального шкворня, 5 – триангель тормозной рычажной передачи, 6 – пружины, 7 - букса</p>	<p>Рис. 2. Комплект из наружных и внутренних пружин рессорного подвешивания</p>

Одним из наиболее критически важных элементов тележки, несущим на себе основную вибрационную и ударную нагрузку, являются пружины сжатия (см. рис. 2) [3,4]. Эти элементы подвергаются интенсивным циклическим нагрузкам, воздействию агрессивных сред и перепадам температур, что неизбежно приводит к их износу, снижению упругих свойств и, в конечном итоге, к снижению общего ресурса вагона. Выход из строя пружины может привести к аварийным ситуациям, серьезным экономическим потерям и угрозе безопасности движения [5,6].

Традиционные методы расчета и проектирования пружин, основанные на аналитических формулах и эмпирических данных, зачастую не позволяют в полной мере учесть всю сложность реальных условий эксплуатации, динамические характеристики нагружения и влияние неоднородности материалов [7,8,9]. Экспериментальные испытания, хотя и являются точными, требуют значительных временных и материальных затрат, а также не всегда доступны для моделирования всего жизненного цикла изделия [10, 11].

В последние десятилетия метод конечно-элементного анализа (МКЭ) стал мощным инструментом, позволяющим проводить детальное исследование напряженно-деформированного состояния сложных конструкций. Программный комплекс ANSYS, являясь одним из лидеров в области численного моделирования, предоставляет широкие возможности для создания точных геометрических моделей, формирования расчетных сеток, задания граничных условий и проведения комплексных прочностных расчетов, включая анализ усталостной долговечности [12].

Целью настоящего исследования является комплексная оценка напряженно-деформированного состояния и прогнозирование циклической долговечности комплекта пружин тележек грузовых вагонов методом конечно-элементного моделирования в программном комплексе ANSYS.

Методология исследования

Построение твердотельной 3D-модели комплекта из наружной и внутренней пружин выполнено в программном комплексе Autodesk Inventor Professional в разделе проектирования пружины сжатия. Входные параметры для построения геометрии пружины приведены в таблице 1. Материалами для пружин служили стали марок 55C2 и 60C2XФА, химический состав которых приведен в таблице 2.

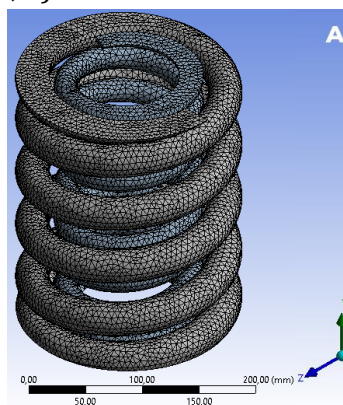
Таблица 1. Входные параметры для построения геометрии пружин

Наименование параметров	Наружная пружина	Внутренняя пружина
Длина пружины в свободном состоянии L_0 , мм	249	249
Диаметр проволоки d , мм	30	21
Наружный диаметр пружины D_1 , мм	200	132
Количество рабочих витков, шт	4	6,45
Минимальная нагрузка, кН	9,45	8,8
Максимальная нагрузка, кН	26,46	19,38
Рабочая нагрузка, кН	19,58	10,46
Количество поджатых витков с каждой стороны	0,25	0,25
Количество отшлифованных витков с каждой стороны	0,75	0,75

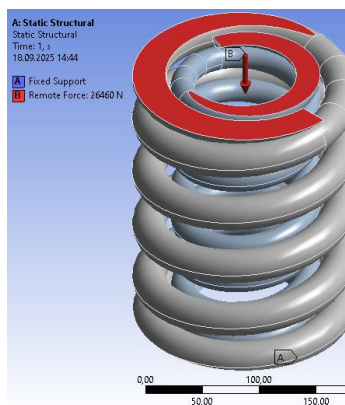
Таблица 2. Химический состав сталей марок 55C2 и 60C2XФА

Марка стали	C	Si	Cr	V	Mn	Ni	Cu	S	P	Fe
55C2	0,52-0,6	1,5-2,0	< 0,3	—	0,6-0,9	< 0,25	< 0,2	< 0,035	< 0,035	~ 96
60C2XФА	0,56-0,64	1,4-1,8	0,9-1,2	0,1-0,2	0,4-0,7	< 0,25	< 0,2	< 0,025	< 0,025	~ 95

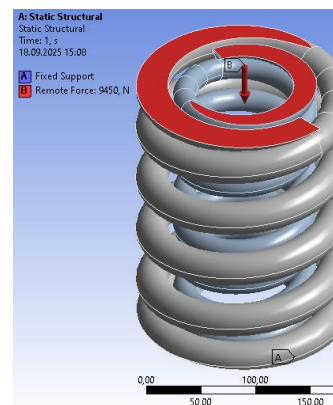
Комплексный анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) и оценка ресурсных показателей пружин были выполнены посредством применения специализированного программного обеспечения ANSYS 2021 R2. Процедура разбиения конструктивной трехмерной модели на дискретные элементы была реализована путем построения конечно-элементной сетки, состоящей из тетраэдров с длиной ребра 5 мм (рис. 3, а).



а)



б)



в)

Рис. 3. Конечно-элементная модель пружинного комплекта (а) и граничные условия при груженном (б) и порожнем (в) состоянии вагона

В качестве граничных условий, определяющих механическое поведение конструкции, были заданы: полная закреплённость торцевой поверхности А и приложение внешних силовых воздействий к торцевой поверхности В (рис. 3, б). Количественные значения прикладываемых нагрузок на один типовой пружинный комплект в расчетных режимах эксплуатации грузового вагона составили 26460 Н и 9450 Н соответственно (рис. 3, в).

Расчет полной деформации. Полная деформация в точке определяется как изменение положения этой точки после приложения нагрузок по сравнению с ее исходным положением. Математически, деформация представляет собой вектор смещения ($u = u_x, u_y, u_z$). Формула для расчета величины вектора смещения в трехмерном пространстве:

$$\|u\| = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2} \quad (1)$$

Система уравнений, основанная на принципе виртуальных перемещений (эквивалентно принципу минимума потенциальной энергии) в конечно-элементной форме выглядит следующим образом:

$$[K] \cdot \Delta = F \quad (2)$$

где $[K]$ – глобальная матрица жесткости системы; Δ – вектор узловых перемещений, содержит неизвестные компоненты смещения для всех узлов конечно-элементной сетки; F – вектор внешних сил, приложенных к узлам модели.

$$\Delta = \begin{bmatrix} u_{x1} & u_{y1} & u_{z1} \\ u_{x2} & u_{y2} & u_{z2} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ u_{xn} & u_{yn} & u_{zn} \end{bmatrix} \quad (3)$$

где n – общее количество узлов в модели.

Вектор узловых перемещений Δ служит основой для определения вектора смещения $u(x, y, z)$ в любой точке модели.

Расчет эквивалентных напряжений по Мизесу. Критерий прочности эквивалентных напряжений по Мизесу основан на теории наибольших главных нормальных напряжений, формула которого выглядит:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (4)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные нормальные напряжения в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Эквивалентные напряжения по Мизесу используются для сравнения с пределом текучести материала. Если эквивалентное напряжение превышает предел текучести, то материал в этой области начинает пластически деформироваться.

Количество циклов до разрушения. Для выполнения усталостного расчета необходимо задать в свойствах материала так называемую S-N кривую (или кривая Вёллера). Так, для пружинных сталей 55С2 и 60С2ХФА S-N кривые показаны на рисунке 4.

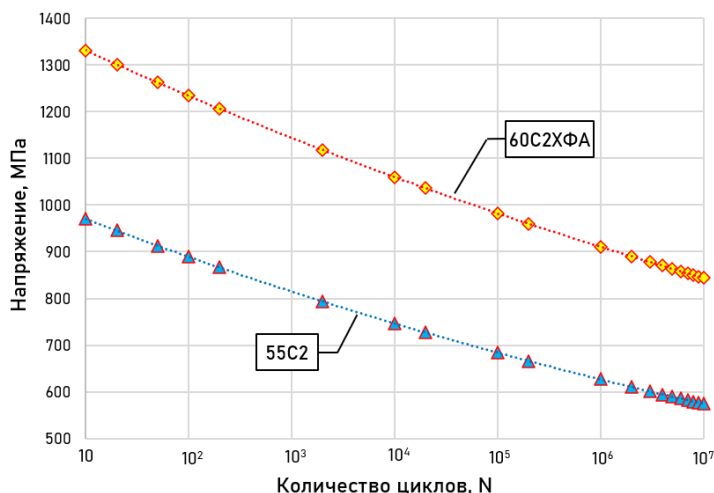


Рис. 4. S-N кривые для сталей 55C2 и 60C2XФА

Перед тем как приступить к определению долговечности пружин, производится линейно-упругий анализ изделия. Далее для каждой точки сетки, ANSYS вычисляет амплитуду напряжения, действующего в этой точке. По значению амплитуды напряжения, программа считывает с S-N кривой соответствующее количество циклов до разрушения (N) по уравнению кривой Вёллера в степенной форме:

$$N = A \cdot \sigma^{-m} \quad (5)$$

где σ – амплитуда напряжений, МПа; A, m – константы материала.

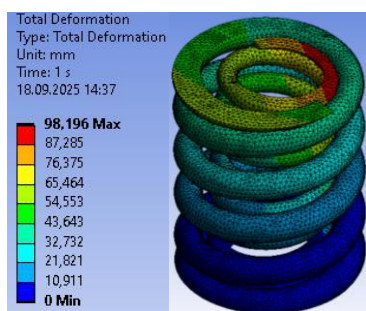
Расчет коэффициента запаса. Данный параметр рассчитывается на основе соотношения между пределом текучести материала и действующими в конструкции напряжениями в каждой конечной точке (элементе) конечно-элементной модели по следующей формуле:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} \quad (6)$$

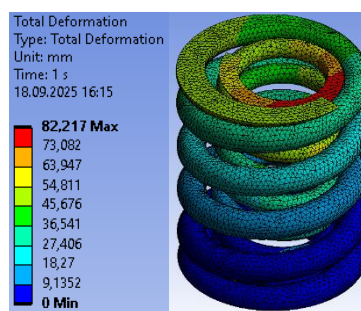
где σ_T – предел текучести материала пружин, МПа; σ_{max} – максимальное действующее напряжение в конструкции.

Результаты и обсуждения

Максимальное значение деформации для пружинного комплекта, изготовленное из стали 55C2 составляет 98,196 мм, а изготовленные из стали 60C2XФА — 82,217 мм, т.е. разница в ~ 16 мм. Полученные данные полной деформации показывают, что комплект пружин из стали 55C2 подвергается большей деформации по сравнению с комплектом из стали 60C2XФА (рис. 5).



а)



б)

Рис. 5. Полные деформации (смещение) при 26460 Н для сталей 55С2 (а) и 60С2ХФА (б)

Основная причина, почему сталь 60С2ХФА подвержена меньшим деформациям, является более высокий модуль упругости по сравнению со сталью 55С2, т. к. этот параметр характеризует жесткость материала. Включение атомов легирующих элементов с радиусами, отличающимися от радиуса металлической матрицы, в кристаллическую решетку железа (Fe) изменяет межатомные расстояния. Кроме того, наличие хрома как легирующий элемент способствует увеличению модуля упругости стали.

Максимальные значения эквивалентных напряжений для сталей 55С2 и 60С2ХФА соответствуют 1525,3 и 1498,8 МПа соответственно. Причем условный предел текучести стали 55С2 равен 1130 МПа, а стали 60С2ХФА — 1540 МПа. Исходя из полученных данных видно (рис. 6), что пружинный комплект из стали 55С2 может испытывать пластические деформации, что приводит к снижению упругих свойств материала пружин.

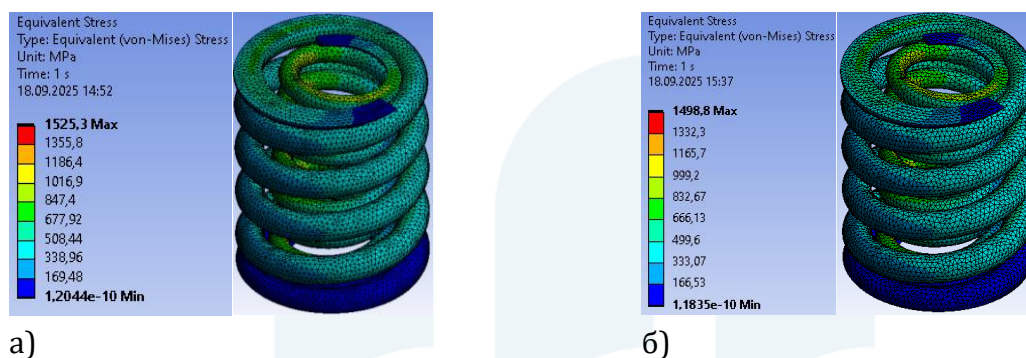
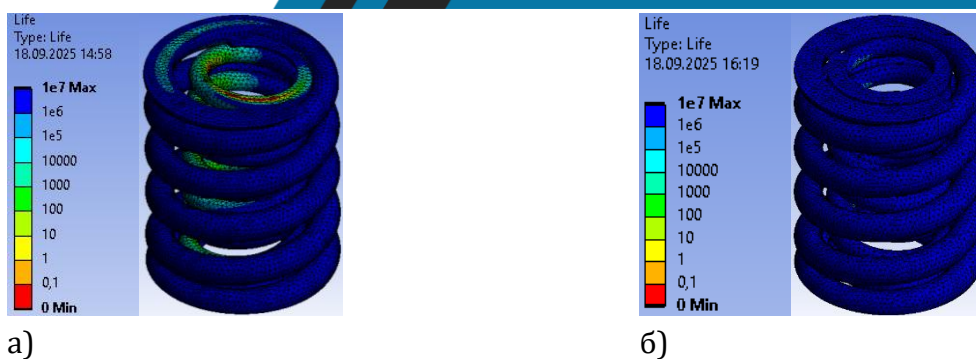


Рис. 6. Эквивалентные напряжения при 26460 Н для сталей 55С2 (а) и 60С2ХФА (б)

У пружин из стали 60С2ХФА эквивалентные напряжения ниже предела текучести материала, что обеспечивается условие прочности, при котором не наступает пластические деформации. Кроме того, вследствие кривизны витков пружин напряжения для их внутренней стороны больше, чем для наружной, т. к. длина внутренних волокон короче и величина их сдвига при кручении витка больше. При этом следует отметить, что максимальные эквивалентные напряжения наблюдаются там, где осуществлен переход от сплошного круглого сечения к отшлифованной торцевой поверхности.

Из рисунка 7а видно, что для стали марки 55С2 зоны с наименьшим количеством циклов до разрушения сконцентрированы в верхнем витке и с внутренней стороны пружины, в то время как для стали 60С2ХФА преобладают синие области (рис 7, б), указывающие на более высокую усталостную стойкость при одинаковой нагрузке.



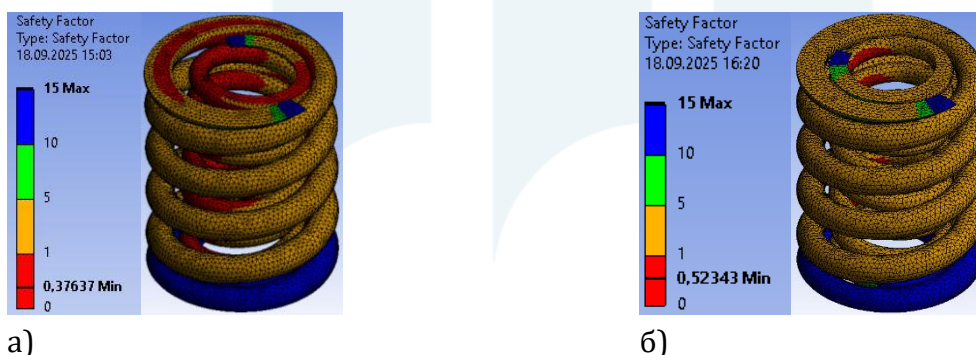
а)

б)

Рис. 7. Количество циклов до разрушения при 26460 Н для сталей 55С2 (а) и 60С2ХФА (б)

Таким образом, пружинный комплект, изготовленный из стали 60С2ХФА способен выдерживать до 10 млн циклов нагружения. Так же, как и в эпюрах с эквивалентными напряжениями, минимальный ресурс пружин наблюдается на месте перехода от круглого сечения к опорной поверхности.

Для комплекта пружин из стали 55С2 минимальный коэффициент запаса прочности составляет 0,37, а для пружин из стали 60С2ХФА — 0,52 (рис. 8). Указанные значения соответствуют участку, где наблюдается переход к опорной поверхности, т.к. нарушается сплошность геометрии витка пружины. Коэффициент запаса прочности рабочих витков превышает единицу, что обеспечивает необходимую прочность пружинного комплекта.

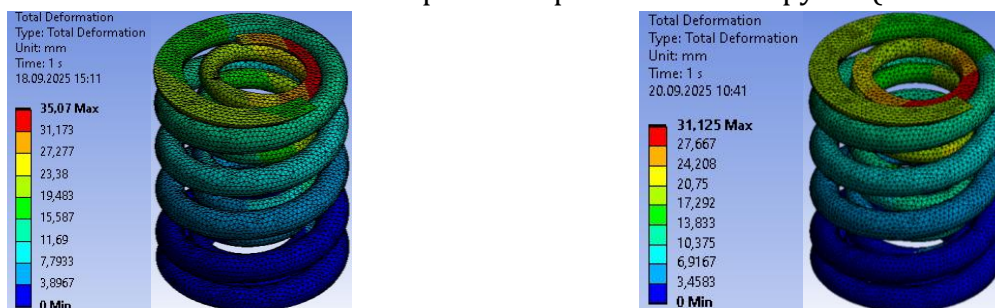


а)

б)

Рис. 8. Коэффициент запаса прочности при 26460 Н для сталей 55С2 (а) и 60С2ХФА (б)

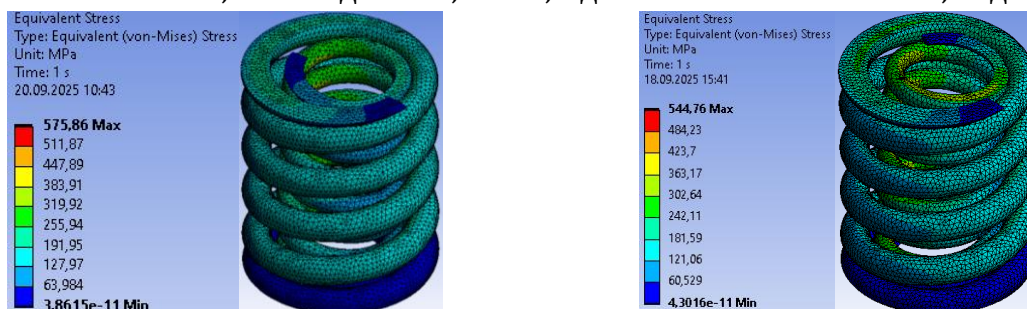
Так, при нагрузке 26460 Н деформация пружин значительно больше (см. рис. 5), чем при нагрузке 9450 Н (рис. 9), поскольку большая нагрузка приводит к большему сжатию пружины. Например, для стали 55С2 деформация увеличивается с 35,07 до 98,196 мм, а для стали 60С2ХФА с 31,125 до 82,217 мм. Разница в деформации между сталями 55С2 и 60С2ХФА более выражена при большей нагрузке (26460 Н).



a) б)

Рис. 9. Полные деформации (смещение) при 9450 Н для сталей 55С2 (а) и 60С2ХФА (б)

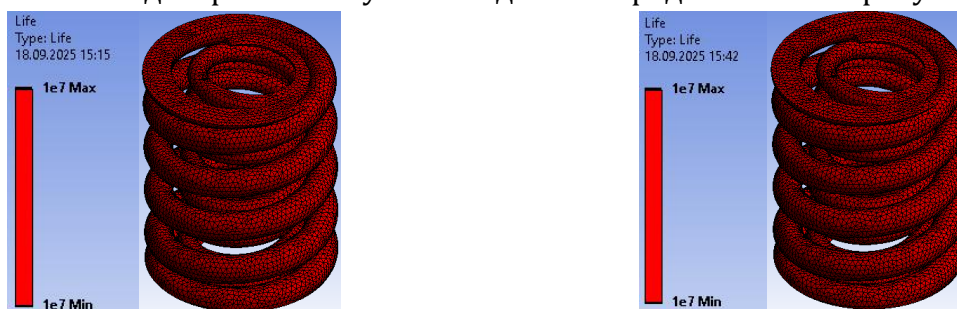
При нагрузке 26460 Н эквивалентные напряжения в материале пружин так же значительно выше, чем при нагрузке 9450 Н (рис. 10), поскольку большая нагрузка создает большее напряжение в материале. Например, для стали 55С2 напряжения увеличиваются с 575,86 МПа до 1525,3 МПа, а для стали 60С2ХФА с 544,76 до 1498,8 МПа.



a) б)

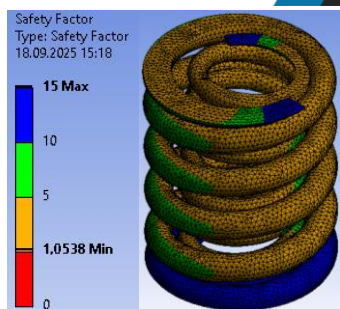
Рис. 10. Эквивалентные напряжения при 9450 Н для сталей 55С2 (а) и 60С2ХФА (б)

При порожнем состоянии грузового вагона количество циклов пружин до разрушения максимальны для обоих марок сталей (рис. 11). Поскольку напряжения значительно выше при 26460 Н, пружина, эксплуатируемая при этой нагрузке, будет испытывать более высокие знакопеременные напряжения при каждом цикле нагружения. Это означает, что пружинный комплект, будет иметь меньший срок службы по сравнению с пружиной, эксплуатируемой при 9450 Н. Коэффициент запаса прочности пружинного комплекта при нагрузке 9450 Н для стали 55С2 составляет 1,05, а для стали 60С2ХФА — 3,8 (рис. 12). Полученные значения показывают, что для стали 55С2 обеспечивается минимальная прочность, а для 60С2ХФА максимальная прочность. Итоговые результаты проведенных исследований приведены в таблице 3, а сравнительная диаграмма полученных данных представлена на рисунке 13.

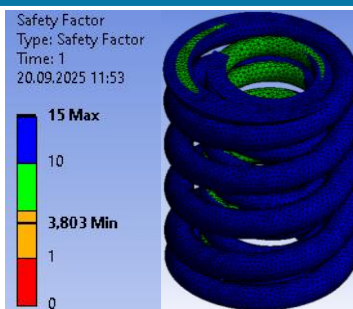


a) б)

Рис. 11. Количество циклов до разрушения при 9450 Н для сталей 55С2 (а) и 60С2ХФА (б)



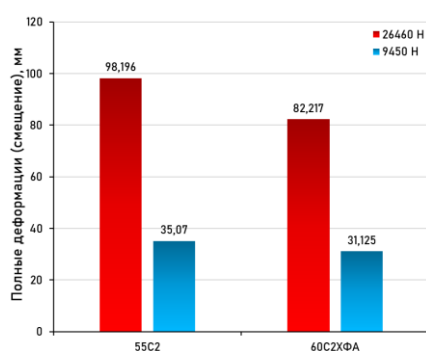
а)



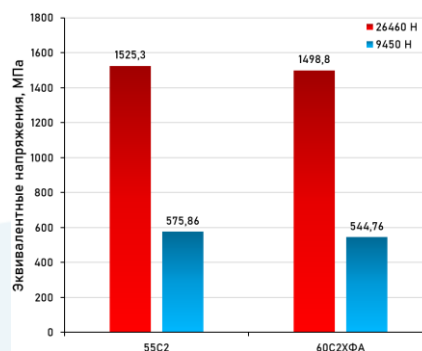
б)

Рис. 12. Коэффициент запаса прочности при 9450 Н для сталей 55С2 (а) и 60С2ХФА

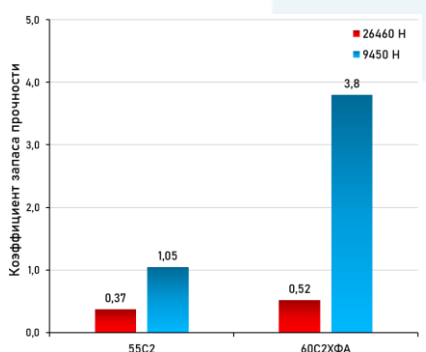
(б)



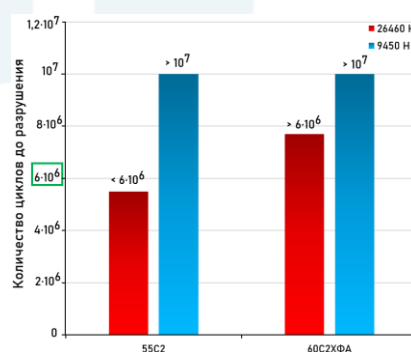
а)



б)



в)



г)

Рис. 13. Сравнительная диаграмма полученных результатов: (а) – полные деформации (смещение), мм; (б) – эквивалентные напряжения, МПа; (в) – коэффициент запаса прочности (среднее значение); (г) – количество циклов до разрушения

Выводы

1. Материал пружины существенно влияет на её эксплуатационные характеристики. Пружины, изготовленные из стали 60С2ХФА, демонстрируют более высокую устойчивость к деформации и усталости по сравнению с пружинами из стали 55С2. Это связано с более высоким модулем упругости и пределом текучести стали 60С2ХФА. Сталь 55С2, при максимальной нагрузке, может испытывать пластические деформации, что негативно сказывается на её упругих свойствах.

2. Определены критические зоны концентрации напряжений. Наибольшие напряжения и наименьший ресурс усталости наблюдаются в зоне перехода от круглого

сечения к отшлифованной торцевой поверхности витков, что обусловлено геометрической концентрацией напряжений.

3. Прогнозирована долговечность пружин в зависимости от материала и условий эксплуатации. Пружины из стали 60С2ХФА способны выдерживать до 10 миллионов циклов нагружения при максимальной нагрузке, что значительно превышает ресурс пружин из стали 55С2.

Adabiyotlar, References, Литературы:

1. Gomes, V. M. G., de Figueiredo, M. A. V., Correia, J. A. F. O., & de Jesus, A. M. P. (2025). Fatigue Probabilistic Approach of Notch Sensitivity of 51CrV4 Leaf Spring Steel Based on the Theory of Critical Distances. *Applied Sciences*, 15(17), 9739. <https://doi.org/10.3390/app15179739>
2. Tursunov, N., Absattarov, S., & Abdulazizovna, M. D. (2025). Enhancing the mechanical and functional characteristics of structural spring steel through the advancement of heat treatment technologies. *Vibroengineering Procedia*, 58, 327–332. <https://doi.org/10.21595/vp.2025.24992>
3. Чунин, С. В., Оганьян, Э. С., Гаджиметов, Г. И., Балашов, М. Ю., & Тимаков, М. В. (2023). Исследование усталостной прочности пружин рессорного подвешивания скоростных грузовых вагонов. *Известия Транссиба*, (2 (54)), 42-49.
4. Орлова А. М. и др. Подходы к оценке напряженно-деформированного состояния пружин рессорного подвешивания грузовых вагонов //Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2020. – Т. 17. – №. 2. – С. 221-232.
5. Ягодкин А. А. Применение методов конечных элементов для оптимизации рамы тележки грузового электровоза //роль инноваций в трансформации современной. – 2017. – С. 167.
6. Голдобин Н. Н., Еремин Н. В. Механический анализ складывания ленточной пружины в конструкции гибкого шарнира //Вычислительная механика сплошных сред. – 2022. – Т. 15. – №. 4. – С. 409-417.
7. Ghosh R. et al. Static analysis of multi-leaf spring using ANSYS workbench 16.0 //Int J Mech Eng Technol (IJMET). – 2016. – Т. 7. – №. 5. – С. 241-249.
8. ГОСТ 14959-2016. Прутки, полосы и мотки из рессорно-пружинной и подшипниковой стали. Общие технические условия. - Введ. 2017-07-01. - Москва: Стандартинформ, 2016.
9. Мыльников В.В., Беляев Е.С., Шетулов Д.И., Чернышов Е.А. Влияние термической обработки и схемы нагружения на показатели сопротивления усталости стали 60с2а // Международный журнал экспериментального образования. 2013. № 10-2. С. 382-384.
10. Liu, Y. B., Li, Y. D., Li, S. X., Yang, Z. G., Chen, S. M., Hui, W. J., & Weng, Y. Q. (2010). Prediction of the S–N curves of high-strength steels in the very high cycle fatigue regime. *International journal of fatigue*, 32(8), 1351-1357.
11. Абсаттаров С. Н. У., Турсунов Н. К. Влияние химического состава, включая вредные и нежелательные примеси, на свойства рессорно-пружинных сталей //Universum: технические науки. – 2024. – Т. 3. – №. 12 (129). – С. 5-9.
12. Вершинский, С. В., и др. Расчет вагонов на прочность / Под ред. Л. А. Шадура. - 2-е изд. - Москва: Машиностроение, 1971. - 432 с.