

Анализ математических моделей малолистовых рессор систем подрессоривания транспортных средств

А.С. Тихонова^{1,3}, П.С. Рубанов^{1,2}, И.В. Чичекин³

¹ Инновационный центр «КАМАЗ», Москва, Россия;

² Московский политехнический университет, Москва, Россия;

³ Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Актуальность. Для грузовых автомобилей наибольшее распространение получила зависимая подвеска с продольными полуэллиптическими рессорами. Широкое применение системы подрессоривания с листовыми рессорами объясняется простотой ее конструкции, небольшой стоимостью и малой трудоемкостью обслуживания, а также тем фактом, что рессоры одновременно выполняют функции упругого и направляющего элемента. Однако, несмотря на широкое применение и очевидные преимущества, моделирование работы малолистовых рессор в системе динамики твердых тел представляет собой сложную задачу. Для исследования динамики транспортных средств с рессорными подвесками необходимо иметь точную и в то же время высокопроизводительную модель. Поэтому очень важен выбор рациональной математической модели листовой рессоры.

Цель работы — сравнение известных математических моделей малолистовых рессор, применяемых в системе подрессоривания колёсных машин, используемых в приложениях по расчёту динамики связанных тел.

Материалы и методы. Решение поставленной задачи проводится в программном комплексе NX в среде динамики связанных тел Simcenter 3D Motion.

Результаты. В ходе работы выявлен наиболее рациональный метод моделирования малолистовой рессоры в среде динамики связанных тел, обеспечивающий наибольшую точность и скорость расчёта.

Заключение. Выбранный метод моделирования рессорной подвески может использоваться для исследования динамики транспортного средства, что позволит получить качественные результаты за короткий промежуток времени.

Ключевые слова: малолистовая рессора; математическая модель; динамика связанных тел; рессорная подвеска; метод конечных элементов.

КАК ЦИТИРОВАТЬ:

Тихонова А.С., Рубанов П.С., Чичекин И.В. Анализ математических моделей малолистовых рессор систем подрессоривания транспортных средств // Известия МГТУ «МAMI». 2025. Т. 19, № 2. С. x–y. DOI: 10.17816/2074-0530-684711 EDN: CUZXON

Analysis of Mathematical Models of Few-Leaf Springs of Vehicle Suspension Systems

Alevtina S. Tikhonova^{1,3}, Pavel S. Rubanov^{1,2}, Ilya V. Chichekin³

¹ KAMAZ Innovation Center, Moscow, Russia;

² Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia;

³ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: For trucks, dependent suspension with longitudinal semi-elliptical springs is the most common. The widespread use of the suspension system with leaf springs caused by the simplicity of its design, low cost and low maintenance complexity, as well as the fact that the leaf springs simultaneously perform the functions of an elastic and guiding element. However, despite the widespread use and obvious advantages, few-leaf springs function modeling in a multibody dynamic system is a difficult task. To study the dynamics of vehicles with leaf spring suspensions, it is necessary to have an accurate and at the same time high-performance model. Therefore, it is very important to choose a reasonable mathematical model of a leaf spring.

AIM: Comparison of multibody simulation mathematical models of well-known few-leaf springs, used in suspension of wheeled vehicles.

MATERIALS AND METHODS: Problem solving is carried out in the Simcenter 3D Motion multibody simulation environment of the NX software package.

RESULTS: During the study, the most reasonable method of modeling a few-leaf spring in the multibody simulation environment, providing the highest accuracy and calculation speed, was identified.

CONCLUSION: The chosen method of leaf spring suspension modeling can be used for studying vehicle dynamics, so high-quality results in a short period of time may be obtained.

Keywords: small leaf spring; mathematical model; multibody dynamic system; spring suspension; finite element method.

TO CITE THIS ARTICLE:

Tikhonova AS, Rubanov PS, Chichekin IV. Analysis of Mathematical Models of Few-Leaf Springs of Vehicle Suspension Systems. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2025;19(2):x–y. DOI: 10.17816/2074-0530-684711 EDN: CUZXON

ВВЕДЕНИЕ

Листовые рессоры представляют собой ключевой компонент системы поддрессоривания транспортных средств (ТС), играющий решающую роль в обеспечении комфортной езды и безопасности движения. В настоящее время активно ведутся исследования, направленные на синтез рессор и оптимизацию их характеристик в составе транспортного средства, с целью повышения общей эффективности системы поддрессоривания [Ошибка! Источник ссылки не найден.—Ошибка! Источник ссылки не найден.]. Однако, для оценки эффективности системы поддрессоривания и оптимизации её параметров необходимо проведение точного и детального анализа динамического поведения рессор в составе транспортного средства. Это требует моделирования рессор в системе динамики твёрдых тел, что представляет собой сложную задачу, требующую разработки и применения точных и эффективных математических моделей. В связи с этим, анализ методов моделирования листовых рессор переменной толщины является актуальной и важной задачей, решение которой позволит создать более точные и эффективные модели систем первичного поддрессоривания ТС и улучшить характеристики безопасности и комфорта транспортных средств [Ошибка! Источник ссылки не найден., Ошибка! Источник ссылки не найден.]. Кроме того, результаты такого анализа могут использоваться для разработки новых рессорных подвесок с улучшенными характеристиками и для повышения общей эффективности системы поддрессоривания.

Для моделирования ТС с рессорной подвеской в приложении по расчёту динамики связанных тел необходимо использовать математическую модель рессоры, удовлетворяющую следующим требованиям:

1. передача всех нагрузок через рессору от ТС на ОП и наоборот;
2. обеспечение требуемой жёсткости;
3. обеспечение изгибных и сжимающих деформаций;
4. высокое быстродействие модели.

Для анализа вышеперечисленных требований проведен анализ 4 самых распространенных методов моделирования рессоры.

Объектом исследования является двухлистовая рессора с антифрикционными прокладками, устанавливаемая на грузовой автомобиль «УАЗ Профи».

ПОЛУЧЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕССОРЫ

Для получения характеристик рессоры необходимо провести эксперимент [Ошибка! Источник ссылки не найден.] в соответствии со схемой, показанной на рис. 1. Опоры имеют возможность перемещаться вдоль оси, проходящей через центры ушек рессоры, а также вращаться вокруг оси, перпендикулярной торцу рессоры.

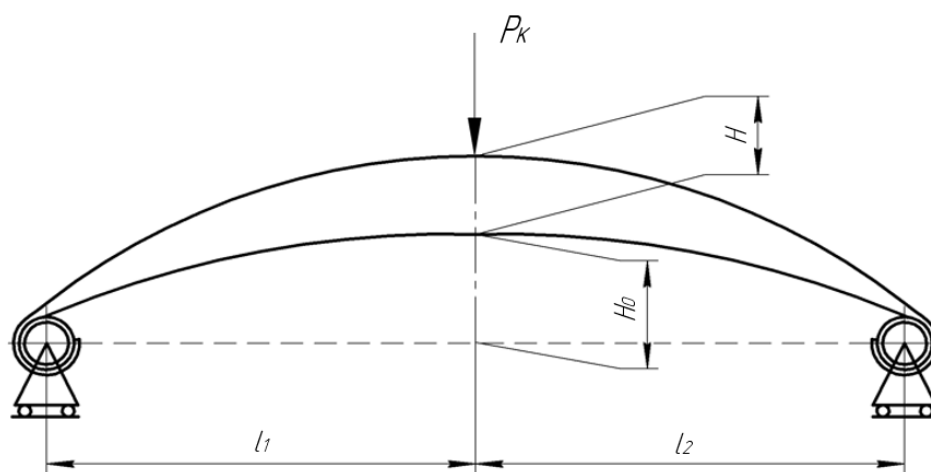


Рис. 1. Схема нагружения рессоры.

Fig. 1. Leaf spring loading diagram.

В средней части рессоры через гидроцилиндр прикладывается нагрузка $P_k = 14715$ Н (1500 кгс), измерение прогиба f_z проводилось с помощью линейки и составило 100 мм.

Расчёт жёсткости рессоры проводился по формуле:

$$C = \frac{P_k}{f_z} \quad (1)$$

Геометрические и жёсткостные параметры исследуемой малолистовой рессоры, полученные в ходе эксперимента, приведены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики исследуемой малолистовой рессоры

Table 1. Specifications of the few-leaf spring under study

Рабочая длина рессоры, мм	1500	
L ₁ , мм	750	
L ₂ , мм	750	
Высота пакета Н, мм	33,5	
H ₀ , мм	134	
Количество листов	2	
Листы	1	2
Толщина, мм	18,5	15
Ширина, мм	75	
Марка стали	50ХГФА	
Контрольная нагрузка, кг	1500	
Прогиб под контрольной нагрузкой, мм	100	

В программном комплексе NX создана 3D модель рессоры. Для проверки её адекватности проведён расчёт методом конечных элементов (МКЭ) с учётом геометрической нелинейности. В одной из проушин рессоры освобождена вращательная степень свободы, в другой вращательная и поступательная вдоль линии, соединяющий центры проушин (рис. 2).

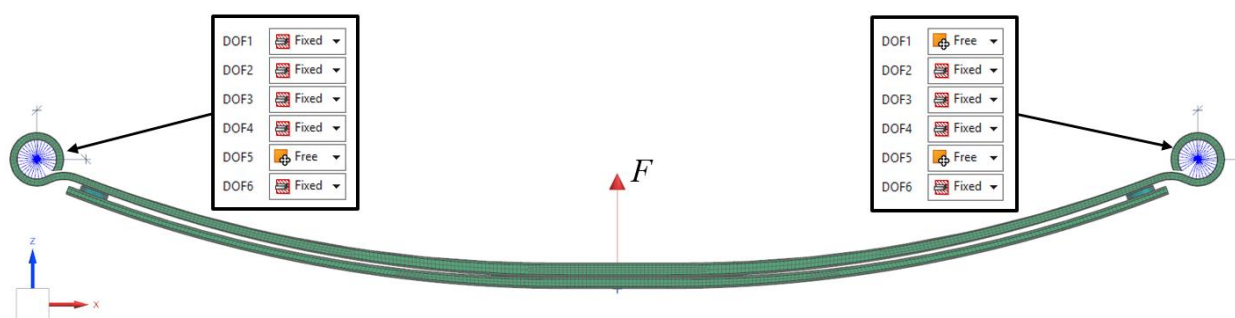


Рис. 2. Конечно-элементная модель малолистовой рессоры: DOF1 — поступательная степень свободы по оси X; DOF2 — поступательная степень свободы по оси Y; DOF3 — поступательная степень свободы по оси Z; DOF4 — вращательная степень свободы вокруг оси X; DOF5 — вращательная степень свободы вокруг оси Y; DOF6 — вращательная степень свободы вокруг оси Z; Fixed — фиксировано; Free — свободно; F — прикладываемая сила.

Fig. 2. Few-leaf spring finite element model: DOF1: X-axis translational degree of freedom; DOF2: Y-axis translational degree of freedom; DOF3: Z-axis translational degree of freedom; DOF4: X-axis rotational degree of freedom; DOF5: Y-axis rotational degree of freedom; DOF6: Z-axis rotational degree of freedom; Fixed: fixed degree of freedom; Free: free degree of freedom; F: attached force.

Сила к рессоре прикладывается аналогично эксперименту. Характеристики материала, используемого для расчёта, представлены в табл. 2. В результате расчёта перемещения сжатия равны 101,27 мм, погрешность составляет 1,27%, что показывает хорошую сходимость и правильность выбранных параметров модели.

Таблица 2. Механические свойства стали 50 ХГФА

Table 2. Mechanical Properties of the 50ChGFA steel

Материал	Модуль упругости E, МПа	Коэффициент Пуассона	Предел Течучести σ_T , МПа	Предел прочности σ_B , МПа
50ХГФА	205939	0,25	1325	1420

УПРОЩЁННАЯ МОДЕЛЬ РЕССОРЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПРУЖИННОГО УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА

Наиболее простым методом моделирования рессоры в системе динамики твёрдых тел

является моделирование абсолютно жёсткого тела (балки), качающегося вокруг переднего крепления рессоры и создающего упругую связь в центре листа рессоры. Схематично применение данного метода показано на рис. 3, *a*, реализация в программном комплексе на рис. 3, *b*.

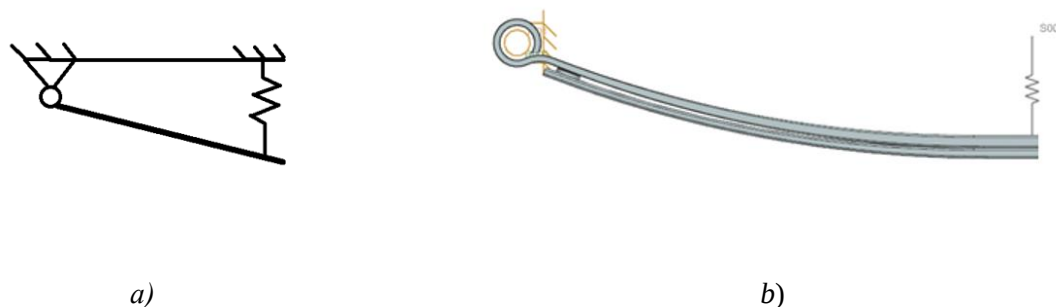


Рис. 3. Упрощённая модель рессоры с применением пружинного упругого элемента: *a* — схема; *b* — реализация в NX Motion.

Fig. 3. Simplified model of a leaf spring with the use of a spring elastic element: *a*: diagram; *b*: implementation in the NX Motion.

Передняя проушина рессоры, устанавливающаяся на раме автомобиля, закрепляется по всем степеням свободы, кроме вращательной вокруг оси, перпендикулярной торцевой поверхности проушины. Другой конец балки, соответствующий середине реальной рессоры, соединён с несущей системой с помощью пружинной связи.

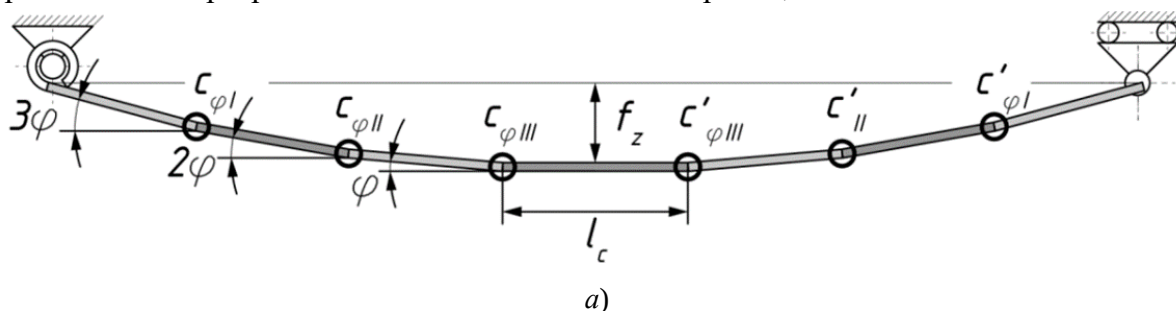
Преимущество данного метода заключается в низкой трудоёмкости создания модели, т.к. для расчёта не нужна точная CAD-модель рессоры. В рамках данного метода достаточно знать основные геометрические размеры и жёсткость рессоры. Однако, при таком способе задания рессоры в системе динамики твёрдых тел не учитывается податливость рессоры, а значит отсутствуют продольные и поперечные деформации. Кроме того, ввиду одностороннего закрепления конструкции при расчёте не учитываются нагрузки на второй опоре реальной рессоры. В связи с данными факторами указанный метод рационально применять только для быстрых расчётов, не требующих точных результатов.

В результате расчёта перемещения сжатия составляют 99,7 мм под действием контрольной нагрузки P_k , что соответствует погрешности 0,3% в сравнении с экспериментом.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕССОРЫ СВЯЗАННЫМИ МЕЖДУ СОБОЙ ТЕЛАМИ С УПРУГО-СИЛОВОЙ УГЛОВОЙ СВЯЗЬЮ

В данном методе учитывается деформированное состояние рессоры. Точность расчёта повышается с увеличением числа промежуточных участков рессоры. Также, данный способ задания рессоры в динамической модели не требует точной CAD-модели: достаточно знать основные геометрические размеры рессоры. Подробное описание метода представлено в статье [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

К недостаткам данного метода относится трудоёмкий поиск жёсткостных свойств силовых связей. Кроме того, не учитывается межлистовое трение. Схематичная реализация данного метода с обозначением жёсткостей силовых связей показана на рис. 4, *a*, реализация в программном комплексе показана на рис. 4, *b*.



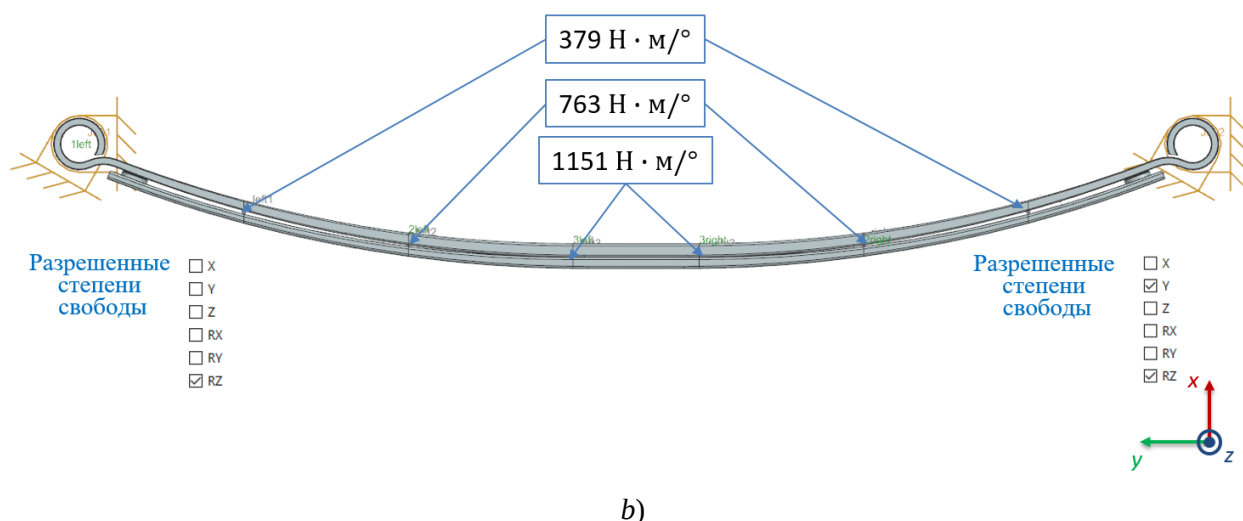


Рис. 4. Модель рессоры со связанными между собой телами с упруго-силовой угловой связью: а — схема; б — реализация в NX Motion.

Fig. 4. Model of a leaf spring with interconnected bodies with elastic-force angular coupling: a: diagram; b: implementation in the NX Motion.

В ходе моделирования рессора закреплялась с двух сторон. Одна опора фиксировалась по всем степеням свободы, кроме вращательной вокруг оси, перпендикулярной торцу рессоры. Другому концу рессоры разрешена вращательная степень свободы вокруг оси, перпендикулярной торцу рессоры, и поступательная вдоль оси, соединяющей центры опор рессоры. Жёсткостные свойства силовых связей посчитаны по методике, описанной в статье [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

В результате проведённого расчёта перемещение при сжатии составляет 105,55 мм под воздействием контрольной нагрузки P_k , что соответствует погрешности в 5,55% по сравнению с экспериментальными данными.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕССОРЫ С ЗАДАНИЕМ ЛИСТОВ ПО МЕТОДУ КРЭЙГА-БЭМПТОНА

Метод моделирования податливой рессоры с помощью метода Крэйга-Бэмптона подразумевает применение редуцированной конечно-элементной модели рессоры в среде динамики твёрдых тел [Ошибка! Источник ссылки не найден.]. В отличие от рассмотренных ранее методов, данный способ моделирования рессоры учитывает межлистовое трение [Ошибка! Источник ссылки не найден., Ошибка! Источник ссылки не найден.], однако для данной модели влияние трения мало в связи с применением антифрикционных прокладок и малого числа пар трения. Также, данная модель учитывает деформации рессоры во всех направлениях. Недостатком данного метода являются высокие требования к качеству CAD-модели для построения сетки и трудоёмкость вычислительных процессов в зоне контактного взаимодействия. Для расчёта данная модель закреплена также, как в методе моделирования рессоры связанными между собой телами с упруго-силовой угловой связью. Закрепления модели использовались аналогичные вышеописанному методу. Реализация данного метода в программном комплексе показана на рис. 5.

Минусы данного метода заключаются в трудоёмкости вычислительных процессов с учётом контакта между податливыми телами. Кроме того, не учитывается геометрическая нелинейность при расчёте.

По итогам проведенного расчёта, перемещение при сжатии равно 92,51 мм под действием контрольной нагрузки P_k , что приводит к погрешности в 7,49% относительно экспериментальных данных.

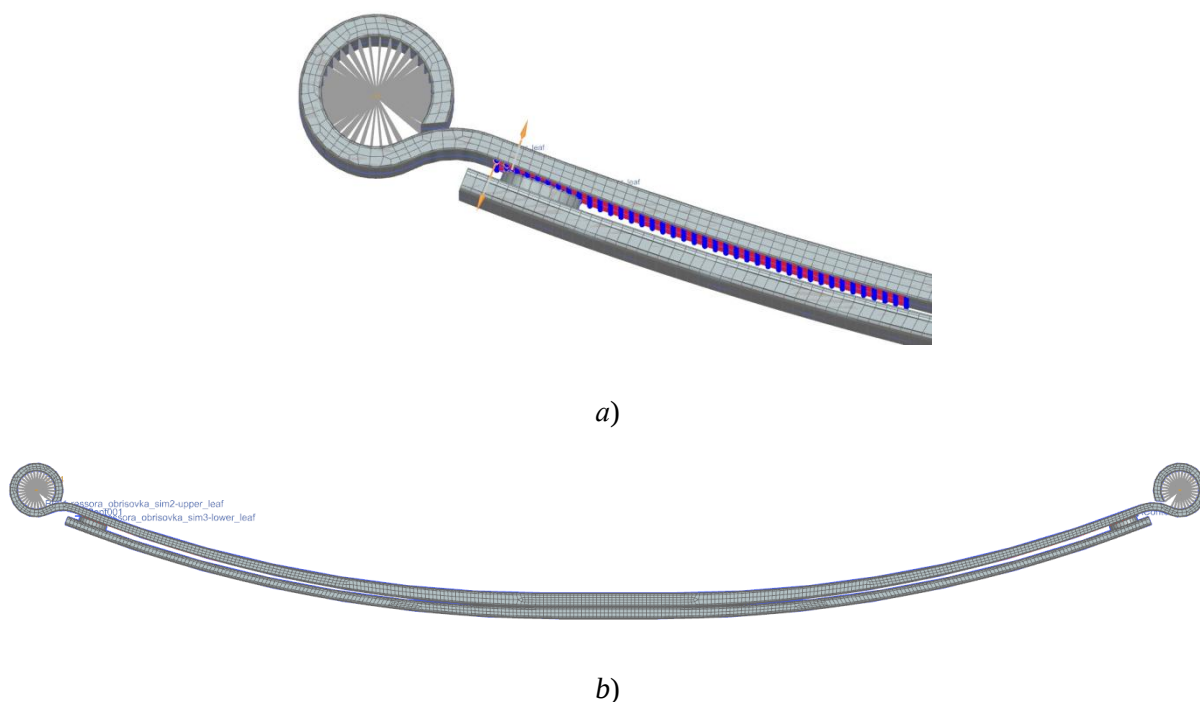


Рис. 5. Моделирование рессоры с заданием листов по методу Крейга-Бэмптона: *a* — задание контакта между коренным листом и прокладкой на нижнем листе; *b* — конечно-элементная модель рессоры.

Fig. 5. Modeling of a leaf spring with the leaf assignment using the Craig-Bampton method: *a*: setting the contact between the root leaf and the gasket on the lower sheet; *b*: finite element model of the leaf spring.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОДАТЛИВОЙ РЕССОРЫ С ПОМОЩЬЮ СПЛАЙНОВОЙ БАЛКИ

Метод расчёта деформируемых тел посредством модели сплайновой балки представляет собой эффективный способ описания гибкости твёрдых подвижных конструкций с заданными геометрическими параметрами путём использования уравнений теории упругих стержневых систем [Ошибка! Источник ссылки не найден.]. Данный метод позволяет прогнозировать нелинейную деформацию элементов с постоянной формой сечения в случаях больших перемещений, тогда как традиционные методы конечных элементов, основанные на линейных аппроксимациях сетки, оказываются неэффективными. Сплайновые балки находят применение преимущественно в машиностроении — например, для анализа торсионных стабилизаторов, плоских пружин и демпферов системы поддрессоривания автомобилей [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

В данном методе рессора моделируется балочными элементами. По срединной поверхности рабочей части рессоры построено 20 балочных элементов. Сечение элементов подбиралось таким образом, чтобы вертикальная жёсткость совпадала с расчетом МКЭ в нелинейном решателе с учётом больших перемещений, либо с экспериментом. Контакт между листами рессоры моделируется элементом «Ползун» в точках расположения антифрикционных прокладок. Закрепления модели использовались аналогичные вышеописанному методу. Реализация данного метода показана на рис. 6.

В результате проведённого расчёта перемещение при сжатии составило 100,67 мм под воздействием контрольной нагрузки P_k , что приводит к отклонению в 0,67% по сравнению с экспериментальными данными.

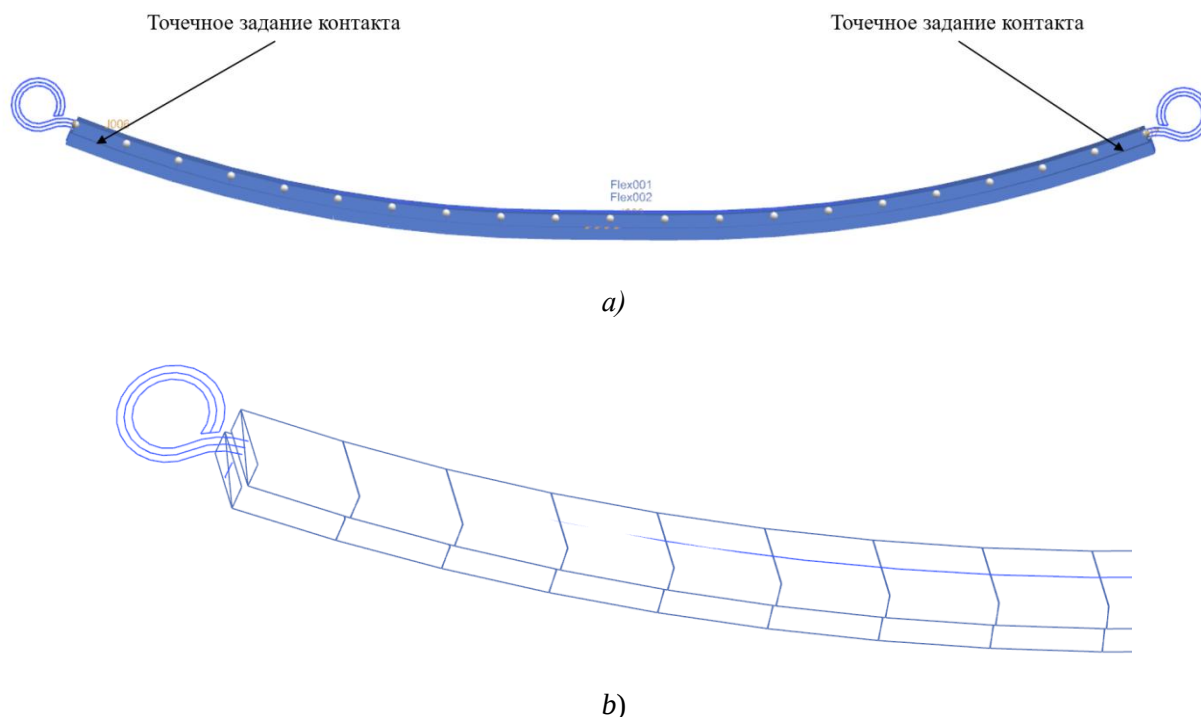


Рис. 6. Моделирование рессоры с помощью сплайновой балки: *a* — общий вид модели рессоры; *b* — увеличенный фрагмент.

Fig. 6. Modeling of a leaf spring as a spline beam: *a*: general view of the leaf spring model; *b*: enlarged fragment.

СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ НАГРУЖЕНИЯ

Для сравнения между собой рассмотренных методов моделировалось 3 режима нагружения рессоры:

1. сжатие рессоры силой равной максимальной нагрузке на ось ТС (действие только вертикальной силы $F_z = 23\,290,8\text{ Н}$);
2. сжатие рессоры со скручивающей нагрузкой, возникающей при торможении ТС (одновременное действие вертикальной силы $F_z = 23\,290,8\text{ Н}$ и крутящего момента $M_y = 8\,878,823\text{ Н}\cdot\text{м}$);
3. сжатие рессоры с поперечной нагрузкой, равной силе трения, действующей при заносе ТС (одновременное действие вертикальной силы $F_z = 23\,290,8\text{ Н}$ и поперечной силы $F_y = 18\,632,64\text{ Н}$).

На рис. 7 показаны направления приложенных к рессоре нагрузок. В табл. 3 представлены результаты расчёта для 3 нагрузочных режимов рессоры.

На рис. 8 показаны графики перемещений точек приложения силового воздействия. Для режимов «сжатие» и «сжатие с скручивающей нагрузкой» представлены графики зависимости перемещения на сжатие от продольного перемещения, а для режима «сжатие с поперечной нагрузкой» график зависимости перемещения на сжатие от поперечного перемещения. На рис. 9 показаны результаты моделирования выбранных методов задания рессор в среде динамики твёрдых тел.

Исходя из результатов расчета видно, что:

1. Упрощенная модель рессоры с применением пружинного упругого элемента имеет хорошую сходимость по вертикальному прогибу и высокую скорость расчёта, однако может применяться только для упрощенных расчётов, не требующих точных результатов.
2. Модель рессоры с применением упруго-силовой связи показывает хорошую сходимость и высокую скорость расчёта, но в данном методе не учитывается межлистовое трение.

- 3. Моделирование рессоры с применением редуцированной КЭ модели имеет плохую сходимость и низкую скорость расчёта. Но данный метод позволяет учесть межлистовое трение и деформации без учёта геометрической.
- 4. Моделирование рессоры с помощью сплайновой балки имеет наилучшую сходимость по сжатию рессоры за счёт учёта больших перемещений при расчёте и обладает высокой скоростью расчёта. Однако из-за использования постоянного сечения на протяжении всего участка рессоры имеет плохую сходимость по продольным и поперечным деформациям.

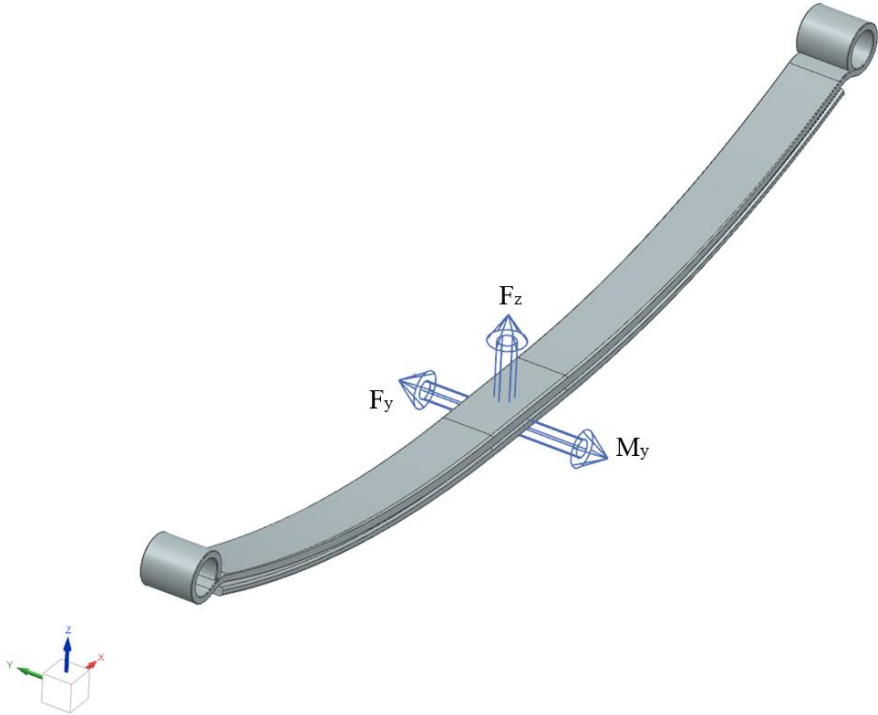


Рис. 7. Приложение нагрузок к рессоре.
Fig. 7. Loads application to the leaf spring.

Таблица 3. Результаты расчёта
Table 3. Calculation results

Исследуемый режим Модель рессоры		Сжатие	Сжатие с скручивающей нагрузкой	Сжатие с поперечной нагрузкой
Конечно- элементная модель рессоры	Перемещение на сжатие, мм	161,48	160,59	160,1
	Перемещение в поперечном направлении, мм	0	0	4,44
	Перемещение в продольном направлении, мм	20,64	21,57	20,67
	Время расчёта, с	6 мин 27 с	16 мин 40 с	9 мин 24 с
Модель рессоры с применением пружинного упругого элемента	Перемещение на сжатие, мм	157,82	239,65	157,66
	Перемещение в поперечном направлении, мм	0	0	0
	Перемещение в продольном направлении, мм	18,42	15,08	18,41
	Время расчёта, с	<5 с	<5 с	<5 с
Модель рессоры со связанными между собой телами	Перемещение на сжатие, мм	169,36	168,28	169,35
	Перемещение в поперечном направлении, мм	0	0	4,4
	Перемещение в продольном направлении, мм	22,28	22,04	22,28
	Время расчёта, с	<5 с	<5 с	<5 с
Модель рессоры с заданием листов по методу Крейга- Бэмптона	Перемещение на сжатие, мм	145,54	144,58	140,43
	Перемещение в поперечном направлении, мм	0	0	2,14
	Перемещение в продольном направлении, мм	42,92	35,15	41,44

Исследуемый режим Модель рессоры		Сжатие	Сжатие с скручивающей нагрузкой	Сжатие с поперечной нагрузкой
Модель рессоры со балочными элементами	Время расчёта, с	>24 ч	>24 ч	>24 ч
	Перемещение на сжатие, мм	160,78	160,8	149,98
	Перемещение в поперечном направлении, мм	0	0	1,45
	Перемещение в продольном направлении, мм	19,27	19,74	19,28
	Время расчёта, с	<5 с	<5 с	<5 с

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведённого исследования проанализированы существующие методы моделирования листовых рессор в приложении по расчёту динамики твёрдых тел. Все 4 подхода к моделированию показывают приемлемую точность в случае моделирования вертикальных перемещений. Наилучшими методами являются задание рессоры с помощью связанных между собой телами упругой связью и с помощью сплайновой балки. Каждая из этих моделей обеспечивает погрешность результатов менее 10% при приложении продольных и сжимающих нагрузок, что обеспечит точные результаты при исследовании динамики ТС. Данные модели также удовлетворяют условию быстродействия.

Однако у каждого из методов есть свои недостатки, которые могут проявляться при задании рессор без фрикционных прокладок и увеличенного числа листов. Данных минусов можно избежать при задании нелинейных упругих и демпфирующих характеристик между связными телами для первого метода и внедрением переменного сечения балок для второго метода.

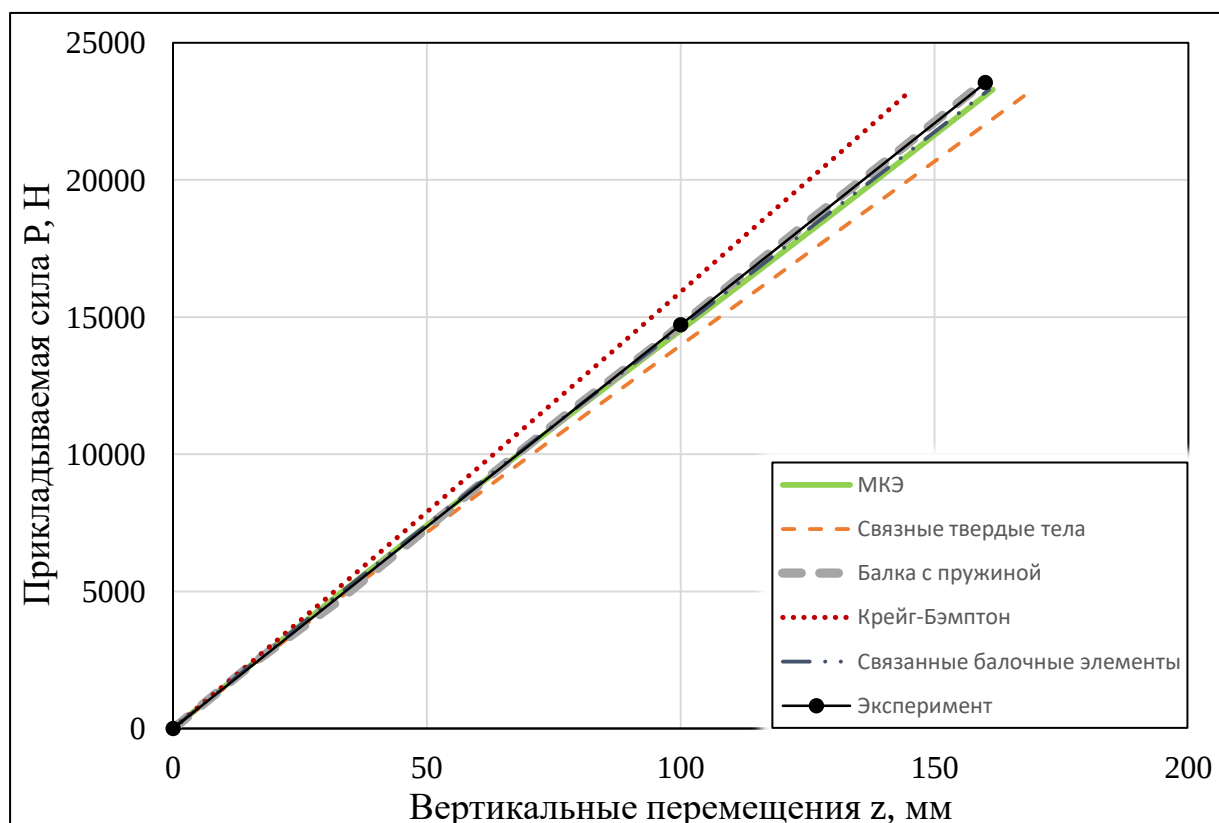


Рис. 8. Графики упругой характеристики рессоры при моделировании различными методами.

Fig. 8. Graphs of the leaf spring elastic characteristics modeled with various methods.

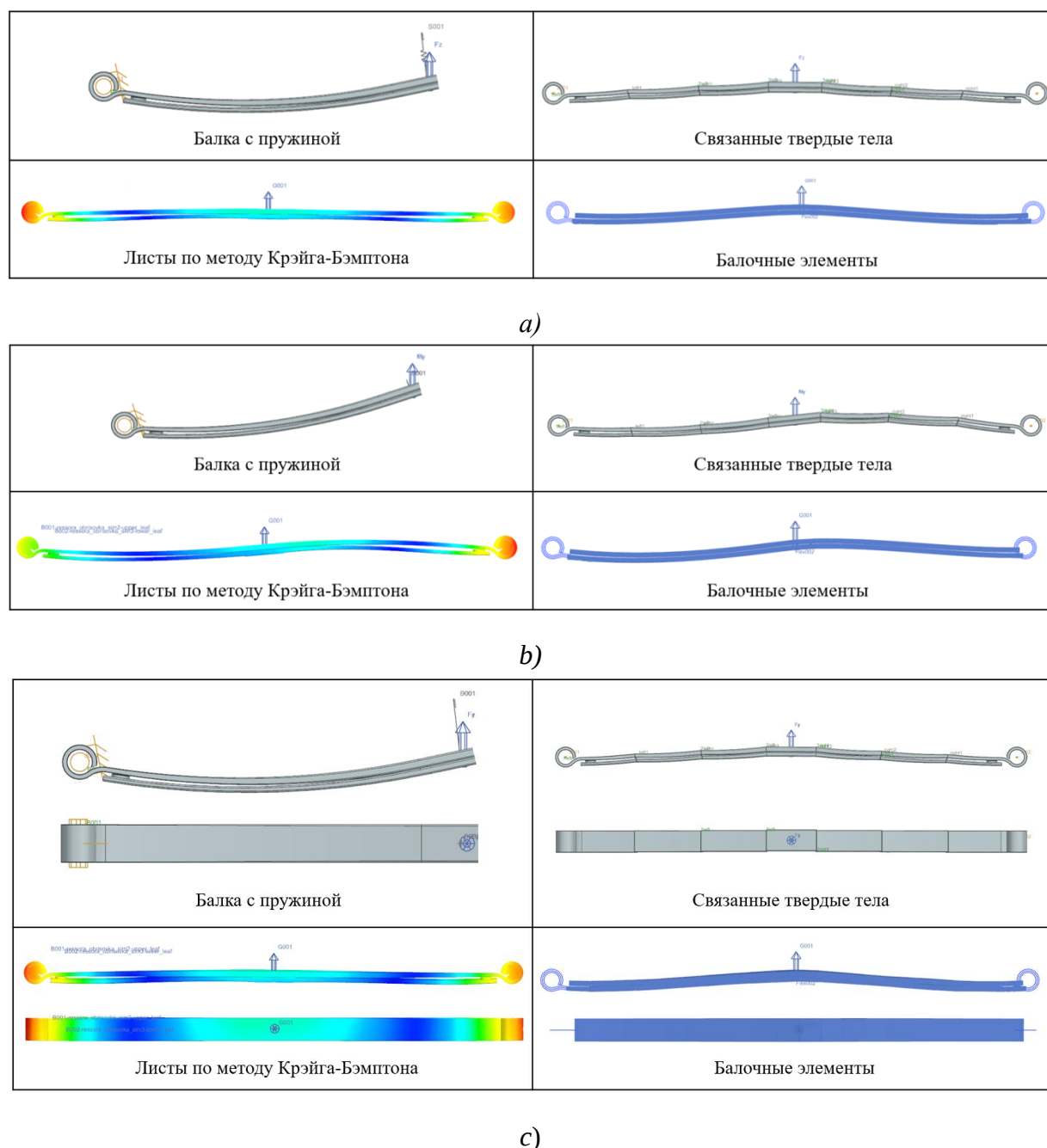


Рис. 9. Деформированное состояние рессоры в результате моделирования: а — сжатие рессоры силой равной максимальной нагрузке на ось транспортного средства в продольной плоскости симметрии рессоры; б — сжатие рессоры с скручивающей нагрузкой, возникающей при торможении транспортного средства в продольной плоскости симметрии рессоры; в — сжатие рессоры с поперечной нагрузкой, равной силе трения, действующей при заносе транспортного средства в продольной плоскости симметрии рессоры и продольной плоскости, перпендикулярной плоскости симметрии рессоры.

Fig. 9. The deformed state of the leaf spring as a simulation result: a: compression of the leaf spring with a force equal to the maximum load on the vehicle axis in the longitudinal plane of symmetry of the leaf spring; b: compression of the leaf spring with a twisting load resulting from vehicle braking in the longitudinal plane of symmetry of the leaf spring; c: compression of the leaf spring with a transverse load equal to the frictional force acting when the vehicle skids in the longitudinal plane the plane of symmetry of the leaf spring and the longitudinal plane perpendicular to the plane of symmetry of the leaf spring.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. А.С. Тихонова — проведение расчётов, написание текста рукописи, создание изображений; П.С. Рубанов — проведение расчетов, поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; И.В. Чичекин — редактирование текста рукописи, экспертная оценка, утверждение финальной версии. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также

TRANSPORT AND TRANSPORT-TECHNOLOGICAL FACILITIES

согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Этическая экспертиза. Неприменимо.

Источник финансирования. Отсутствуют.

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии отношений, деятельности и интересов за последние три года, связанных с третьими лицами (коммерческими и некоммерческими), интересы которых могут быть затронуты содержанием статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы авторы не использовали ранее опубликованные сведения (текст, иллюстрации, данные).

Доступ к данным. Редакционная политика в отношении совместного использования данных к настоящей работе не применима, новые данные не собирали и не создавали.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовали.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре. В рецензировании участвовали два внешних рецензента, член редакционной коллегии и научный редактор издания.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contributions: conducting simulations, writing the text of the manuscript, creating images; P.S. Rubanov: conducting simulations, search for publications on the topic of the article, writing the text of the manuscript; I.V. Chichekin: editing the text of the manuscript, expert evaluation, approval of the final version. All the authors approved the version of the manuscript to be published and agreed to be accountable for all aspects of the work, ensuring that issues related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

Ethics approval: N/A.

Funding sources: No funding.

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities, or interests for the last three years related to for-profit or not-for-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: No previously obtained or published material (text, images, or data) was used in this study or article.

Data availability statement: The editorial policy regarding data sharing does not apply to this work as no new data was collected or created.

Generative AI: No generative artificial intelligence technologies were used to prepare this article.

Provenance and peer review: This paper was submitted unsolicited and reviewed following the standard procedure. The peer review involved two external reviewers, a member of the editorial board, and the in-house scientific editor.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Chetverikov MV, Maksimov RO, Zhileikin MM. Method of forming a nonlinear load characteristic of an elastic element of a vehicle suspension system. *Truck*. 2024;(6):8–14 doi: 10.36652/1684-1298-2024-6-8-14 (In Russ.) EDN: FNWDMX
2. Chetverikov MV, Maksimov RO, Rubanov PS. Method of synthesis of the load characteristics of the damping element of the vehicle suspension system. *Tractors and agricultural machinery*. 2024;91(5):596–610. doi: 10.17816/0321-4443-629308 (In Russ.) EDN: INQWHL
3. Levenkov YaYu, Chichekin IV, Vdovin D S, et al. Forecasting the durability of chassis elements of unmanned transport technology vehicles, taking into account the influence of stiffness parameters of the bearing system. *Trudy NAMI*. 2025;(1(300)):17–30. (In Russ.) EDN: FQAXYX
4. Chubarov FL, Yevplanov AE. The use of automated programs for calculating suspension components. In: *Proceedings of the All-Russian (national) scientific and practical conference with international participation dedicated to the 150th anniversary of the birth of Alexei Grigoryevich Doyarenko : Conference proceedings, Kaluga, April 18, 2024*. Kaluga: IP Yakunina V.A.; 2024:52-56. (In Russ.) EDN: MLKBOJ
5. Rubanov PS, Maksimov RO, Chetverikov MV. Method of synthesis of geometry of a

Известия МГТУ «МАМИ». Том 19, № 2, 2025

- longitudinal profile and design parameters of a leaf spring using the finite element method. *Tractors and agricultural machinery*. 2024;91(3):331–340. doi: 10.17816/0321-4443-625745 (In Russ.) EDN: YTOPXD
6. Maximov RO. Improving the comfort of vehicle drivers through the use of controlled cabin suspension shock absorbers. *Truck*. 2023(12):15–23. doi: 10.36652/1684-1298-2023-12-15-23 (In Russ.) EDN: ALXWJP
 7. Stańco M, Kowalczyk M. Analysis of Experimental Results Regarding the Selection of Spring Elements in the Front Suspension of a Four-Axle Truck. *Materials*. 2022;15(4). doi: 10.3390/ma15041539 EDN: XDOVXG
 8. Mehmet B, Basaran O, Caner D. Correlation of Simulation, Test Bench and Rough Road Testing in terms of Strength and Fatigue Life of a Leaf Spring. *Procedia Engineering*. 2018(213):303–312. doi: 10.1016/j.proeng.2018.02.031
 9. Levenkov YaYu, Chichekin IV. Determination of the parameters of the spring model for load analysis and evaluation of the strength of suspension elements in the system for calculating the dynamics of solids. *Engineering Bulletin*. 2016;(12):4. (In Russ.) EDN: XICZAL.
 10. Roy RC, Mervyn CCB. Coupling of Substructures for Dynamic Analyses. *AIAA Journal*. 1968;6(7):1313–1319. doi: 10.2514/3.4741
 11. Cha HY, Choi J, Rhim S, et al. An improved of the generalized geometry contact algorithm for modal reduction flexible bodies. In: *Proceedings of the 8th Asian conference on multibody dynamics, Kanazawa, Japan, 7-10 August 2016*. Tokyo: The Japan Society of Mechanical Engineers; 2016. doi: 10.1299/jsmeacmd.2016.8.03_1289766
 12. Kim S, Choi J, Kim J-G, et al. Coupled simulation of elastohydrodynamics and multi-flexible body dynamics in piston-lubrication system. *Advances in Mechanical Engineering*. 2020;11(12). doi: 10.1177/1687814019895855
 13. Zhang J, Long F, Lin J, et al. Modeling and simulation of the equivalent vertical stiffness of leaf spring suspensions. *Advances in Mechanical Engineering*. 2023;15(10). doi: 10.1177/16878132231200307 EDN: IZPYWC
 14. Siemens PLM Software Documentation [internet] Accessed: 10.04.2025. Available from: <https://docs.sw.siemens.com/ru-RU/documents/209349590/PL20190701150722612>

ОБ АВТОРАХ / AUTHORS' INFO

* Тихонова Алевтина Сергеевна, студентка кафедры «Колесные машины»; инженер-конструктор; адрес: Россия, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1; ORCID: 0009-0006-6399-6126; e-mail: atikhonova21@yandex.ru	Alevtina S. Tikhonova, student of the Wheeled Vehicles Department; design engineer; address: 5 2nd Baumanskaya st, bldg 1, Moscow, Russia, 105005; ORCID: 0009-0006-6399-6126; e-mail: atikhonova21@yandex.ru
Соавторы:	Co-Authors:
Рубанов Павел Сергеевич, аспирант кафедры «Наземные транспортные средства»; инженер-конструктор; ORCID: 0009-0000-2055-2046; eLibrary SPIN: 6955-1901; e-mail: rubanov_ps@bk.ru	Pavel S. Rubanov, postgraduate of the Ground Vehicles Department; design engineer; ORCID: 0009-0000-2055-2046; eLibrary SPIN: 6955-1901; e-mail: rubanov_ps@bk.ru
Чичекин Илья Викторович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Колёсные машины»; ORCID: 0000-0001-7632-7657; eLibrary SPIN: 4060-0720; e-mail: chichekin_iv@bmstu.ru	Ilya V. Chichekin, Cand. Sci. (Engineering), Assistant Professor of the of the Wheeled Vehicles Department; ORCID: 0000-0001-7632-7657; eLibrary SPIN: 4060-0720; e-mail: chichekin_iv@bmstu.ru
* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author	