

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БАЛАНСИРА ЗАДНЕЙ ПОДВЕСКИ ВЕЗДЕХОДНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Шабалин М.Л.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

shabalin@bmstu.ru

Снижение снаряженной массы колесных машин давно является одним из приоритетных направлений работы автомобильных инженеров, так как за счет этого можно значительно улучшить эксплуатационные свойства колесной машины: улучшить динамику, проходимость, снизить расход топлива и выбросы вредных веществ. Значительная доля снаряженной массы автомобиля приходится на высоконагруженные детали несущей системы, трансмиссии и подвески. Поэтому создание облегченных высоконагруженных деталей даст весомый вклад в снижение снаряженной массы автомобиля в целом.

В статье описано применение метода топологической оптимизации на базе конечно-элементного моделирования при проектировании высоконагруженных деталей шасси автомобиля. Показан пример синтеза силовой схемы балансира задней подвески вездеходного транспортного средства с описанием расчетной модели, нагрузочных режимов и интерпретацией полученных результатов. Задача оптимизации решалась с использованием конечно-элементной модели переменной плотности. В качестве целевой функции использовалась минимизация потенциальной энергии деформации, в качестве ограничения – целевой объем в долях от исходного пространства проектирования. Приведен сравнительный анализ полученной конструкции с конструкциями-аналогами. Описана постановка и результаты экспериментального изучения напряженно-деформированного состояния оптимизированного балансира.

В результате оптимизации удалось добиться снижения массы балансира до 49 % по сравнению с конструкцией – аналогом с сохранением требуемой прочности. Экспериментальная проверка несущей способности балансира показала необходимость более тщательного проведения поверочных расчетов оптимизированных деталей, в том числе с учетом погрешностей изготовления и сборки.

Ключевые слова: топологическая оптимизация, метод конечных элементов, балансирная подвеска, вездеходное транспортное средство.

Для цитирования: Шабалин М.Л. Оптимизация конструкции и экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния балансира задней подвески вездеходного транспортного средства // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. № 4 (46). С. 92–104. DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-92-104.

Введение

Снижение снаряженной массы колесных машин давно является одним из приоритетных направлений работы автомобильных инженеров, так как за счет этого можно значительно улучшить эксплуатационные свойства колесной машины: улучшить динамику, проходимость, снизить расход топлива и выбросы вредных веществ. Значительная доля снаряженной массы автомобиля приходится на высоконагруженные детали несущей системы, трансмиссии и подвески. Поэтому создание облегченных высоконагруженных деталей даст весомый

вклад в снижение снаряженной массы автомобиля в целом.

Наиболее широкие возможности по совершенствованию конструктивно-силовой схемы силовых деталей дает топологическая оптимизация, исходными данными для которой служат граничные условия, нагрузки и пространство, которое могут занимать элементы конструктивно-силовой схемы. В результате проведения оптимизации можно получить количество, расположение и размеры частей конструктивно-силовой схемы оптимизируемой детали. Математические основы метода топологической

оптимизации с использованием метода конечных элементов изложены в работах Бендсоэ, Кикучи, Зигмунда [1, 2, 3]. В настоящее время ведется работа по совершенствованию как алгоритмов оптимизации, так и методик их применения [4, 5, 6]. Современные алгоритмы топологической оптимизации активно внедряются в коммерческие программные комплексы [7, 8], доступные широкому кругу инженеров-конструкторов. Ведется научная работа по изучению применимости топологической оптимизации при создании различных деталей и узлов автомобилей [9, 10, 11, 13].

Цель исследования

В данной работе рассматривается пример использования топологической оптимизации на базе конечно-элементной модели переменной плотности при конструировании балансира задней подвески вездеходного транспортного средства. Вездеходное транспортное средство (рис. 1) оснащено балансирной задней подвеской, одним из наиболее нагруженных элементов которой является балансир. Балансирная подвеска обеспечивает выравнивание вертикальных нагрузок на вторую и третью оси автомобиля и обеспечивает вдвое меньшее вертикальное перемещение рамы автомобиля по сравнению с относительным перемещением его колес при движении по пересеченной местности.



Рис. 1. Вездеходное транспортное средство

Fig. 1. All-terrain vehicle

Анализ и выбор нагрузочных режимов

Балансир подвески является связующим звеном между ведущими мостами автомобиля и его рамой. Крепление балансира к балке моста осуществляется через упругую резинометалли-

ческую опору. К раме балансир крепится через промежуточный кронштейн со стремлянками и ось с подшипниками, дающими балансиру одну вращательную степень свободы.

В рассматриваемой подвеске балансир воспринимает нагрузку преимущественно в вертикальной плоскости. Продольные и поперечные усилия воспринимаются реактивными тягами. Упругие элементы в подвеске отсутствуют, так как автомобиль оснащен шинами низкого давления, которые обеспечивают приемлемую для тихоходного грузового автомобиля плавность хода. Кинематическая схема подвески приведена на рис. 2

Исходя из анализа условий работы балансира к нему предъявляются следующие требования:

- 1) минимальная жесткость в поперечном направлении для снижения кинематического нагружения элементов подвески;
- 2) максимальная толщина балансира ограничена по компоновочным соображениям и должна составлять не более 70 мм. Присоединительные размеры должны соответствовать существующей конструкции подвески;
- 3) выполнение условия прочности во всех эксплуатационных режимах.

Помимо описанных выше требований накладывались технологические ограничения: балансир должен быть изготовлен из листовой стали 10ХСНД толщиной не более 10 мм.

Рассматриваемое транспортное средство предназначено для движения по дорогам IV и V категории, а также в отдельных случаях по местности без оборудованных дорог. При движении в указанных условиях на автомобиль действуют значительные вертикальные перегрузки, которые могут достигать до 3g [12]. Исходя из анализа предполагаемых условий эксплуатации для балансира задней подвески были выбраны следующие наиболее тяжелые нагрузочные режимы: основной нагрузочный режим – передача усилий в вертикальной плоскости при действующей на автомобиль трехкратной перегрузке. В качестве дополнительных нагрузочных режимов рассматривалось кинематическое нагружение балансира при максимальном скрещивании осей. Кроме перечисленных нагрузок, на центральную часть балансира действует постоянная сжимающая нагрузка от стремянок, которыми балансир притянут к кронштейну. Усилия затяжки стремянок составляет 500...700 кН, что сравнимо с внешней нагрузкой на балансир.

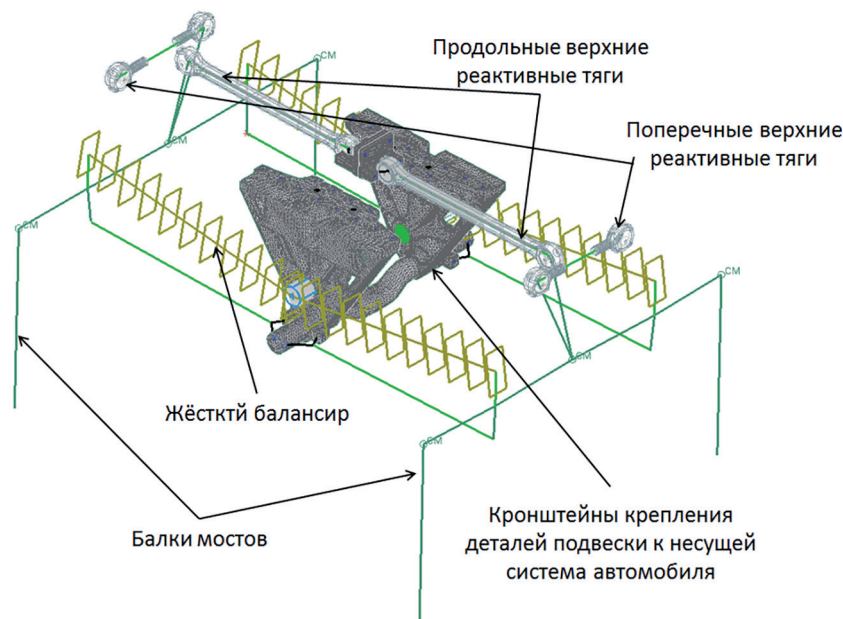


Рис. 2. Схема задней балансирной подвески

Fig. 2. Rear balance bar suspension diagram

Так как от балансира требуется сочетать в себе противоречивые свойства, иметь высокую жесткость в вертикальной плоскости и минимальную жесткость в боковом направлении и при кручении, при постановке задачи оптимизации учитывался только один нагрузочный случай – передача максимальной вертикальной нагрузки. В этом же нагрузочном случае учитывалось усилие от затяжки стремянок. Боковые нагрузки были исключены из задачи оптимизации, так как их учет привел бы к созданию силовой схемы, обладающей высокой жесткостью в боковом направлении, что противоречит требованиям к детали. Прочность балансира при действии боковых нагрузок обеспечивалась традиционным расчетно-конструкторским подходом.

Действующие на балансир внешние силовые факторы приведены в таблице 1.

Описание расчетной модели

Пространство проектирования (рис. 3) было построено с учетом компоновочных ограничений и совпадения присоединительных размеров с существующей конструкцией подвески.

Так как при постановке оптимизационной задачи рассматривался один расчетный случай с нагрузкой, действующей в плоскости детали, использовалась оболочечная конечно-элементная модель.

Кронштейн, через который балансир крепится к опорному подшипнику, был смоделирован

гексаэдральными восьмиузловыми элементами. Стремянки моделировались балочными элементами круглого сечения. Соединение стремянок и кронштейна балансира смоделировано абсолютно жесткими элементами. Между нижней частью балансира и его кронштейном учтено контактное взаимодействие. Из пространства проектирования были исключены части балансира, к которым крепятся резинометаллические опоры. Нагрузка от резинометаллических опор распределена по точкам крепления опор к балансиру при помощи уравнений связи для перераспределения силовых факторов. Усилие от затяжки стремянок в виде двух одинаковых по модулю и противоположно направленных сил распределено равномерно по узлам центральной части балансира, контактирующих с кронштейном стремянок, и верхней части кронштейна, контактирующего с балансиром. Граничные условия представляют собой закрепление по всем степеням свободы кронштейна крепления балансира.

Задача оптимизации решалась в следующей постановке: в качестве целевой функции была принята суммарная энергия деформации, в качестве ограничения – целевой объем, составляющий 30 % от объема пространства проектирования. Значение целевого объема выбиралось на основании существующего опыта решения подобных задач и корректировалось после анализа первых результатов оптимизации.

Таблица 1

Нагрузочные режимы

Table 1. Load modes

Нагрузочный режим	Усилие в местах крепления резинометаллических опор			Суммарное усилие от затяжки стремянок	Перемещение точки приложения нагрузки
	F_x , кН	F_y , кН	F_z , кН	F_z , кН	Δy , мм
Трехкратная вертикальная перегрузка	0	0	150	700	0
Диагональное вывешивание	0	0	0	700	± 15
Скрещивание осей	0	0	100	700	± 12

Таблица 2

Механические характеристики материала

Table 2. Mechanical characteristics of the material

Название детали	Материал	Модуль упругости, E , МПа	Коэфф. Пуассона	Предел текучести σ_t , МПа	Предел прочности σ_b , МПа	Удлинение при разрыве, d_5 , %
Балансир	10ХСНД	200000	0,3	390	530	19

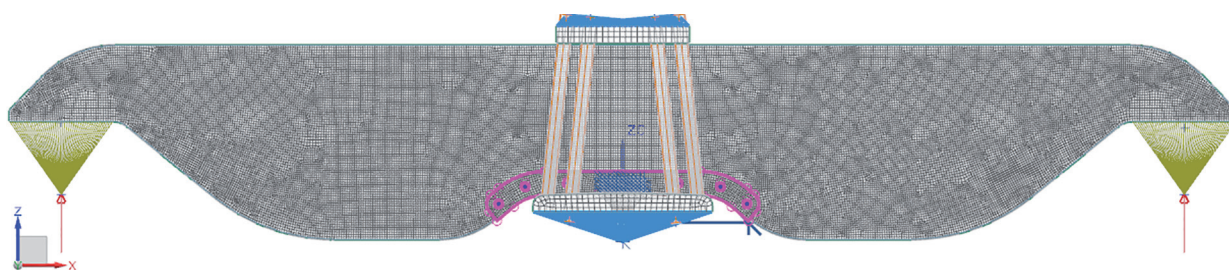


Рис. 3. Общий вид конечно-элементной модели пространства проектирования балансира

Fig. 3. General view of the finite element model of the balance bar design space

Анализ результатов и пример интерпретации силовой схемы

Полученная в результате оптимизации силовая схема показана на рис. 4. Напряжение в отдельных частях силовой схемы превышает предел текучести применяемого материала, поэтому ограничение на целевой объем было скорректировано: 40 % вместо 30 %. В этом случае напряжение в элементах силовой схемы составляет 200...350 МПа, что соответствует прочностным характеристикам применяемого материала.

Для геометрической интерпретации полученной силовой схемы был создан stl файл, включающий в себя области пространства проектирования с плотностью 0,85 и выше. Значение пороговой плотности выбрано на том уровне, на котором явно видны отдельные части силовой схемы и отсутствуют обширные области с промежуточным значением плотности.

Геометрическая интерпретация силовой схемы проводится инженером-конструктором в программной среде твердотельного моделирования. При этом сложные формы изоповерхности равных плотностей целесообразно аппроксимировать более простыми геометрическими примитивами – отрезками и дугами. Это упрощает и ускоряет процесс интерпретации силовой схемы и последующего изготовления детали. Места сопряжения частей силовой схемы следует по возможности выполнять дугами большого радиуса для исключения концентрации напряжения в этих местах. Части силовой схемы, имеющие малые размеры, можно исключить не только на этапе постановки задачи оптимизации, но и на этапе геометрической интерпретации. При этом на этапе поверочного расчета необходимо убедиться, что исключенные части не оказывают существенного влияния на работу силовой схемы в целом.

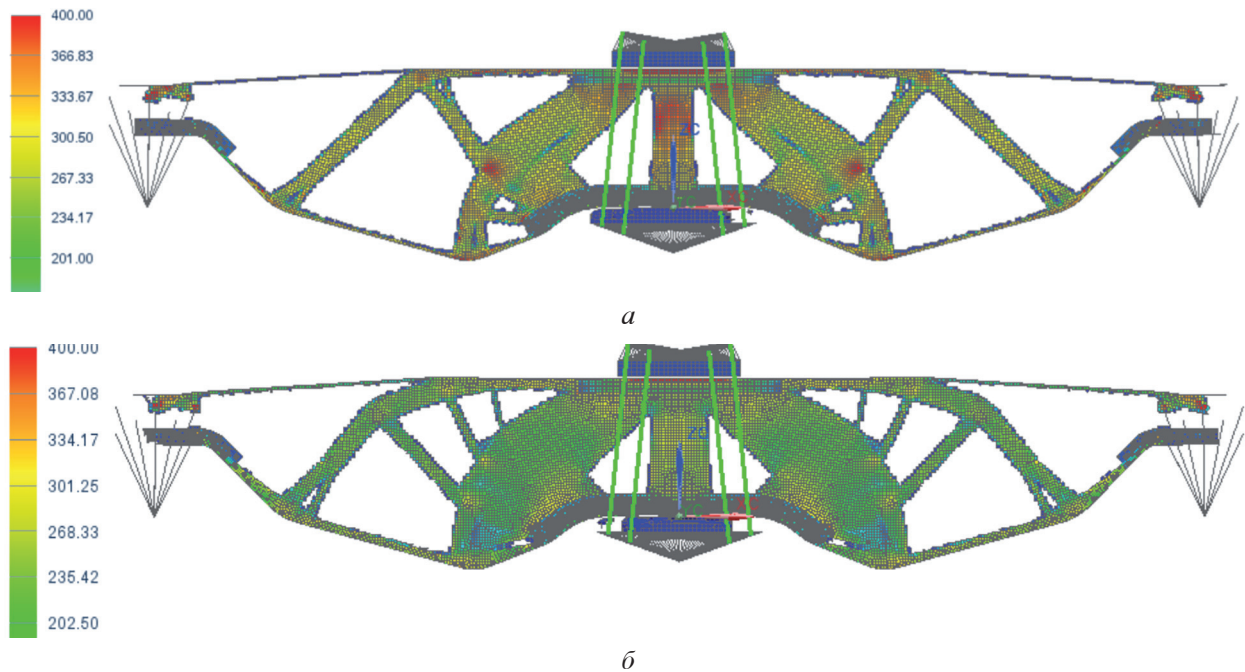


Рис. 4. Сравнение результатов оптимизации с ограничением на целевой объем 30 % (а) и 40 % (б). Цветом показано распределение эквивалентного напряжения, МПа

Fig. 4. Comparison of optimization results with a target volume constraint of 30 % (a) and 40 % (b). The color shows the distribution of the equivalent stress, MPa

Так как большая часть элементов силовой схемы работает на растяжение или сжатие, справедливо следующее утверждение: площадь сечения силового элемента, работающего на растяжение или сжатие пропорциональна ширине плоского элемента изоповерхности равных плотностей. При этом форма сечения значения не имеет. Этим утверждением следует пользоваться при интерпретации частей силовой схемы, работающих на сжатие, так как они должны иметь сечение, максимально противостоящее потере устойчивости, чего можно добиться введением в конструкцию ребер жесткости.

Окончательный вариант конструкции балансира приведен на рис. 5. Балансир состоит из центрального несущего листа с вырезанными в нем окнами, верхнего и нижнего гнутых листов, локальных пластин-усилителей и съемных кронштейнов резинометаллических опор ведущих мостов. Локальные усилители введены в конструкцию из-за невозможности менять толщину используемого листового металла по технологическим соображениям. Центральный, верхний, нижний листы и усилители соединены между собой угловым сварным швом с катетом 8 мм. Съемные кронштейны резинометаллических опор ведущих мостов крепятся к балансиру 8 болтами М12

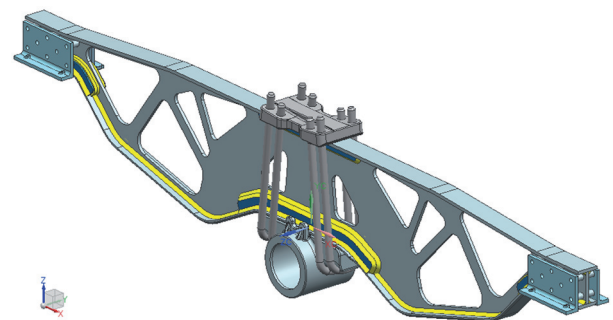


Рис. 5. Окончательный вариант конструкции балансира в сборе с кронштейном его крепления и съемными кронштейнами резинометаллических опор ведущих мостов

Fig. 5. The final design of the balance bar assembly with its mounting bracket and removable brackets of rubber-metal bearings of driving axles

через трубчатые проставки. Расчетная масса балансира без кронштейна и стремянок составляет 97 кг.

Поверочный расчет разработанного балансира

Поверочный расчет разработанной конструкции балансира проводился для следующих расчетных случаев: действие на автомобиль трехкратной вертикальной перегрузки, кинематическое нагружение балансира при диагональ-

ном вывешивании колес задней тележки автомобиля с касанием ограничителей хода подвески, действие на автомобиль двукратной вертикальной перегрузки при максимальном скрещивании осей задней тележки без касания ограничителей хода подвески. Действующие на балансиры внешние силовые факторы, учитываемые в поперечном расчете, приведены в таблице 1.

Общий вид математической конечно-элементной модели балансира в сборе с кронштейном крепления показан на рис. 6.

Распределение по поверхности балансира эквивалентного напряжения показано на рис. 10, в. Если сравнить данный результат с уровнем напряжения, который был получен при синтезе силовой схемы на последней итерации процесса оптимизации (рис. 4, б), видно, что максимальное напряжение выросло, при этом в некоторых частях конструкции напряжение значительно снизилось. Данная картина обусловлена следующими причинами:

1. В результате интерпретации силовой схемы из-за технологических и конструктивных ограничений (использование листового металла одинаковой толщины, введение элементов, предотвращающих потерю устойчивости конструкции и т.д.) форма детали отличается от результата, полученного путем топологической оптимизации, что привело к появлению частей детали с избыточной прочностью с одной стороны и концентраторов напряжения с другой стороны.

2. На последней итерации процесса оптимизации элементы, исключенные из состава силовой схемы обладают минимальной, но, тем не менее, отличной от нуля жесткостью и по этой причине воспринимают часть нагрузки, тем самым разгружая элементы силовой схемы, что приводит к заниженному значению напряжения в силовой схеме.

3. При выполнении поперечного расчета использовалась твердотельная конечно-элементная модель с меньшим размером элементов, что обеспечивает более точный расчет напряжения в местах его концентрации.

Так как оптимизированный вариант балансира содержит тонкие части, работающие на сжатие (рис. 11), необходимо выполнить анализ устойчивости конструкции. На рис. 7 показана первая форма потери устойчивости, коэффициент запаса по устойчивости $n_y = 2,8$ относительно заданной нагрузки.

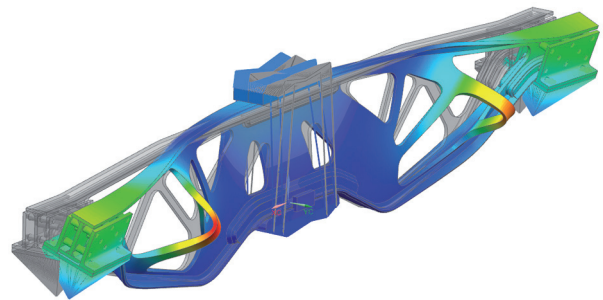


Рис. 7. Первая форма потери устойчивости

Fig. 7. The first form of stability loss (buckling)

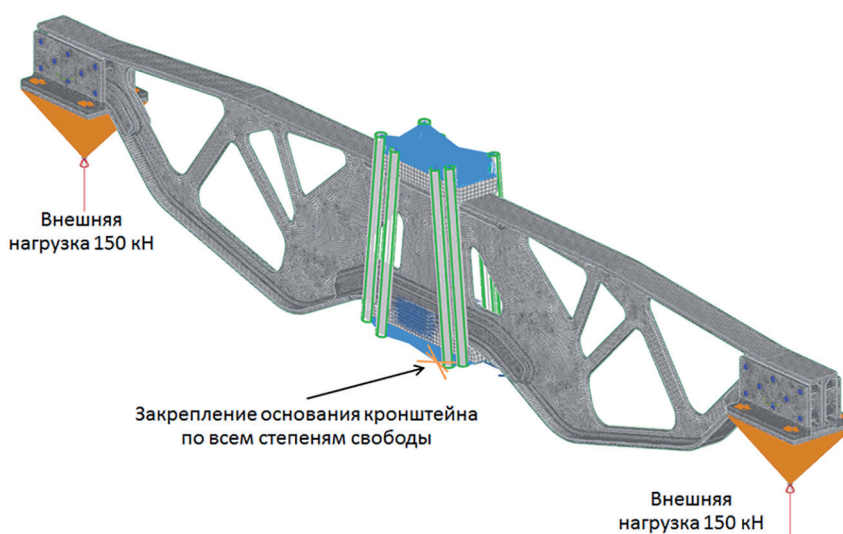


Рис. 6. Общий вид математической конечно-элементной модели балансира в сборе с кронштейном крепления. Показаны граничные условия и нагрузки для случая трехкратной вертикальной перегрузки

Fig. 6. General view of the mathematical finite element model of the balancer assembled with a mounting bracket. Boundary conditions and loads are shown for the case of three-fold vertical overload

Сравнение оптимизированного балансира с аналогами

Сравнение массово-прочностных характеристик разработанного балансира проводилось с двумя балансирами различного конструктивного исполнения. Первый вариант имеет аналогичное оптимизированному балансиру конструктивное исполнение (рис. 8). Масса балансира составляет 110 кг.

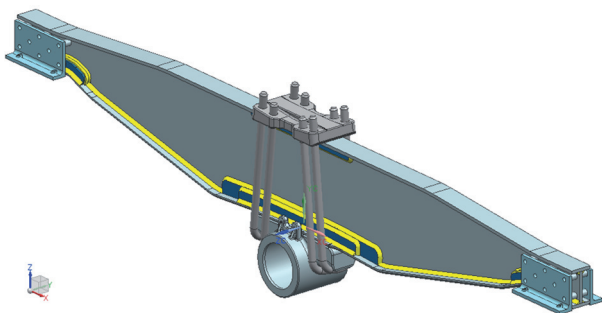


Рис. 8. Общий вид первого варианта балансира-аналога, параметры которого (форма и толщины) подбирались вручную с итерационным использованием поверочного расчета для максимального облегчения и получения минимально допустимого коэффициента запаса

Fig. 8. General view of the first version of the analogue balance bar, which parameters (shape and thickness) were selected manually with iterative use of verification calculation for maximum relief and obtaining the minimum allowable safety factor

Второй вариант представляет собой собранную на болтах конструкцию из пакета листов различного профиля толщиной 10 мм каждый (рис. 9). Масса балансира составляет 201 кг. Этот балансир в настоящее время штатно используется на рассматриваемом автомобиле.

Из анализа результатов поверочного расчета следует, что жесткость оптимизированной конструкции в вертикальном направлении больше на 19 % по сравнению с первым аналогом и меньше на 15 по сравнению со вторым аналогом. Жесткость в вертикальном направлении для всех трех вариантов удовлетворяет требованиям, предъявляемым к балансиру, разница в жесткости разных вариантов конструкции незначительна и не делает ни одну конструкцию более или менее предпочтительной.

На рис. рис. 10 приведено сравнение эквивалентного по Мизесу напряжения оптимизированного балансира и конструкций-аналогов.

Из анализа этих данных следует, что максимальное напряжение в двух конструкциях достигает предела текучести материала, однако возникновение локальной пластической деформации не ведет к потере несущей способности деталей. Напряжение во втором варианте конструкции-аналога меньше предела текучести. Недостатком первого варианта конструкции-аналога является то, что максимальное значение напряжения достигается в области сварных швов, где металл имеет худшие показатели прочности и пластичности. Недостатком второго варианта конструкции-аналога является ее избыточная прочность и перетяженность.

В балансиру, силовая схема которого создана с использованием метода топологической оптимизации, напряжение распределено по конструкции равномернее. Стоит отметить, что создать сложную конструкцию, строго удовлетворяющую требованию равнопрочности, и которую можно изготовить с использованием выбранной технологии, затруднительно, так как использование листовых заготовок стандартной толщины и угловых сварных швов приводит к резкому изменению жесткости в отдельных частях конструкции, где возникает концентрация напряжения. Характерной особенностью оптимизированной конструкции является наличие частей, работающих преимущественно на растяжение или сжатие, что хорошо видно по распределению первого главного напряжения (рис. 11).

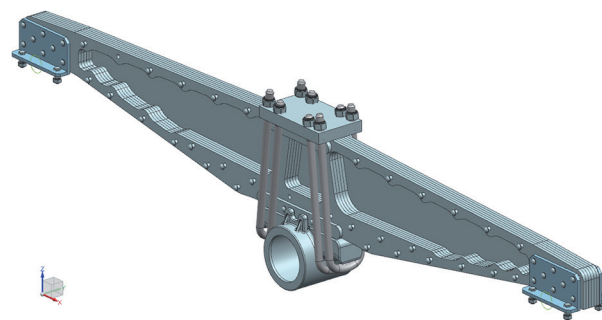


Рис. 9. Общий вид балансира-аналога, созданного без применения методов оптимизации на основе существующего конструкторского опыта. Один из листов не показан

Fig. 9. General view of an analogue balance bar created without the use of optimization methods on the basis of existing design experience. One of the sheets is not shown

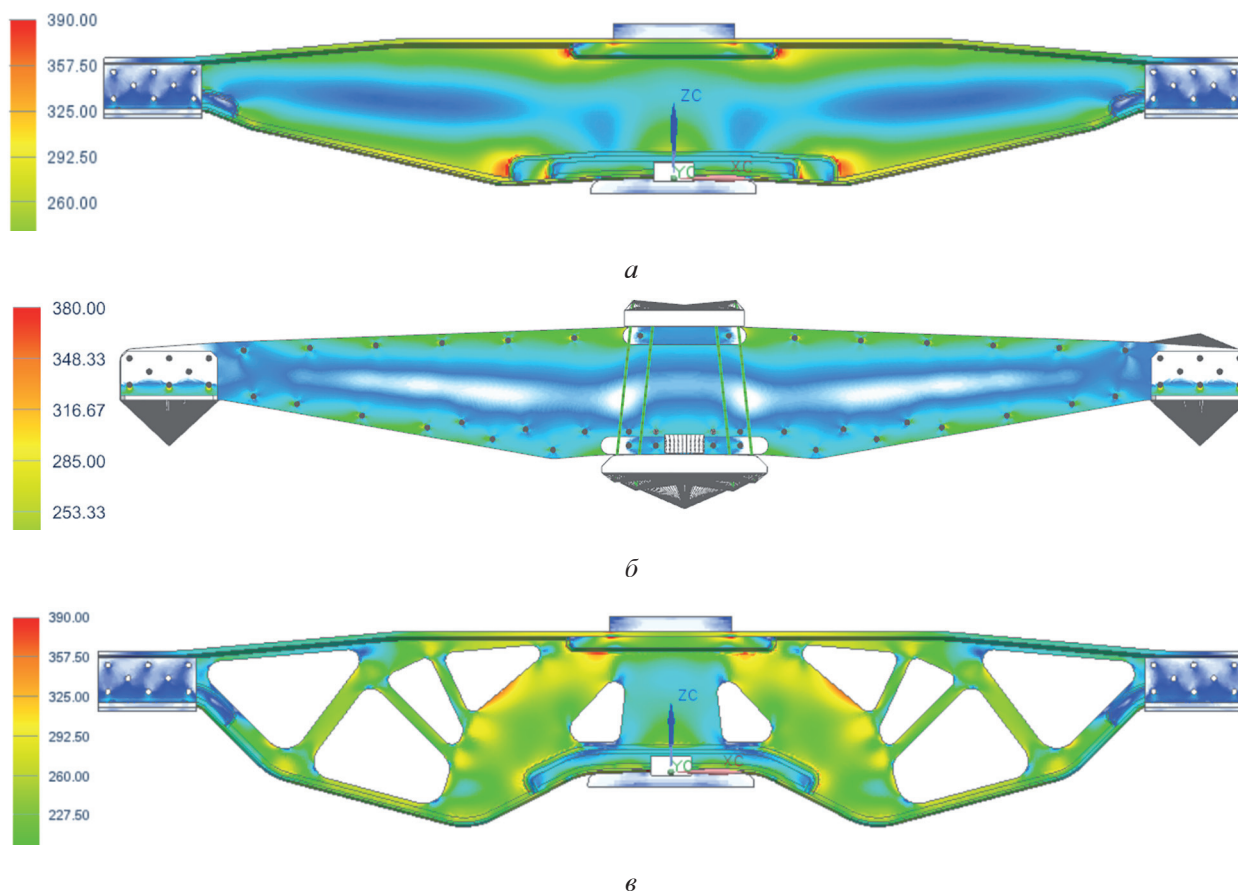


Рис. 10. Эквивалентное напряжение по Мизесу в балансирах при действии на автомобиль трехкратной вертикальной перегрузки, МПа:
а – первый вариант базовой конструкции; *б* – второй вариант базовой конструкции;
в – оптимизированная конструкция

Fig. 10. Equivalent von Mises stress in the balance bar under the action of a threefold vertical overload on the vehicle, MPa: a – the first version of the basic design; б – the second version of the basic design; в – optimized design

Важной характеристикой рассматриваемого балансира является жесткость в поперечном направлении, которая должна быть минимально возможной для уменьшения кинематического нагружения направляющего аппарата подвески. Минимальной жесткостью в поперечном направлении обладает оптимизированный балансиры. Жесткость первого аналога сварной конструкции на 24 % выше, а жесткость второго аналога выше в 3,3 раза, что является значительным недостатком этого варианта.

Таким образом, применение метода топологической оптимизации позволило снизить массу балансира на 19 % по сравнению с балансирами аналогичного конструктивного исполнения и на 49 % по сравнению с балансирами, штатно используемым на рассматриваемом автомобиле, при сохранении требуемой жесткости и прочности.

Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния оптимизированного балансира

Целью экспериментального исследования является проверка работоспособности созданной силовой схемы детали, валидация математической модели балансира подвески и оценка влияния особенностей технологии изготовления на напряженно-деформированное состояние оптимизированной детали.

Для валидации математической модели необходимо экспериментально определить напряжение в наиболее нагруженных частях детали, а также перемещение в месте приложения нагрузки. Для определения момента выхода за пределы упругой деформации необходимо зафиксировать остаточную деформацию. Напряжение вычислялось при помощи показаний,

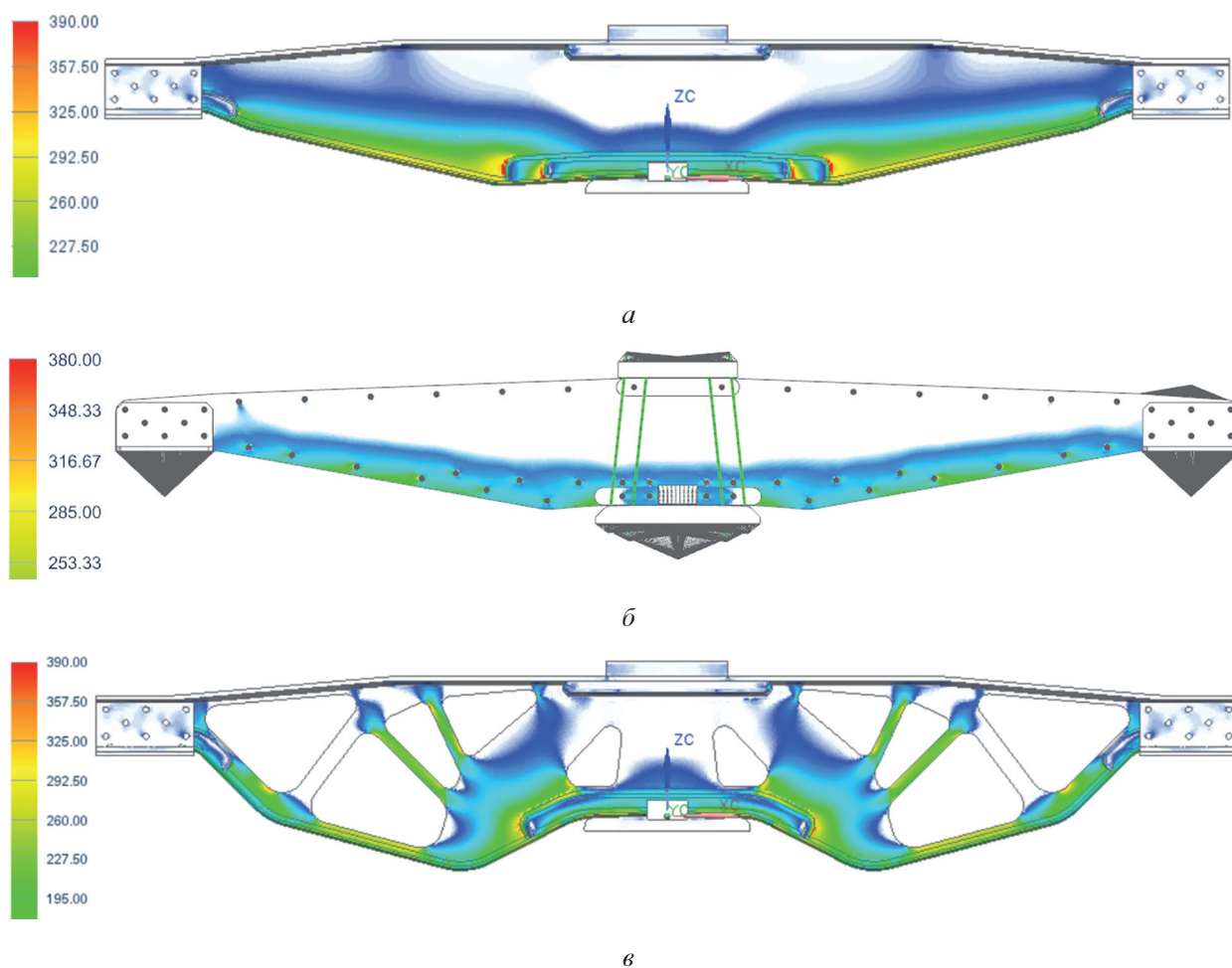


Рис. 11. Первое главное напряжение в балансирах при действии на автомобиль трехкратной вертикальной перегрузки, МПа:
а – первый вариант базовой конструкции; *б* – второй вариант базовой конструкции;
в – оптимизированная конструкция

Fig. 11. The first main stress in the balance bar under the action of a threefold vertical overload on the vehicle, MPa: a – the first version of the basic design; б – the second version of the basic design; в – optimized design

снятых с набора тензорезисторов, наклеенных на наиболее нагруженных участках балансира.

Нагружающий стенд представляет собой сварную центральную стойку, которая болтами через закладные детали крепится к плите-основанию и является упором для гидравлического нагружающего устройства. Балансир через две сварные стойки опирается на плиту-основание. Стойки закреплены на плите при помощи прижимных планок. Возможность изменения длины балансира при его деформации обеспечивается податливостью стоек и скользящей опорой балансира на эти стойки. Гидравлическое нагружающее устройство имеет ручной привод и снабжено манометром для контроля создаваемого усилия. Прогиб балансира в месте приложения нагрузки изме-

рялся индикатором часового типа. Общий вид стенда показан на рис. 12.

Установленный на стенде балансир с наклеенными тензорезисторами, закрепленной регистрирующей аппаратурой и установленным нагрузочным устройством показан на рис. 13.

При подготовке эксперимента было проведено его математическое моделирование с использованием разработанной ранее математической конечно-элементной модели балансира. Необходимость математического моделирования эксперимента обусловлена отличием граничных условий и приложения нагрузки на испытательном стенде от закрепления и нагружения балансира на автомобиле (использование иного расположения стремянок, замена резинометаллических опор стальными цилиндрами).

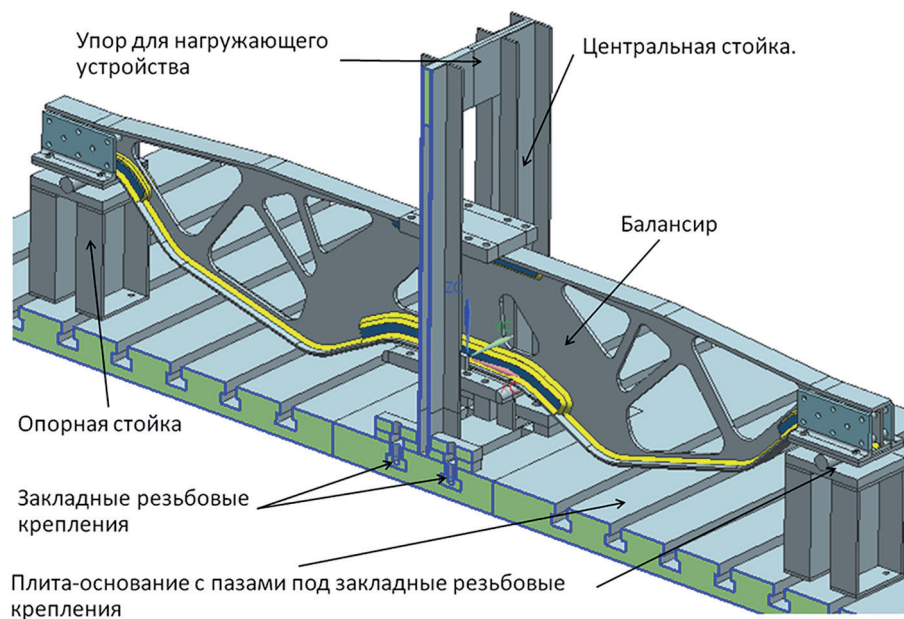


Рис. 12. Конструкция испытательного стенда

Fig. 12. Test bench design



Рис. 13. Балансир с тензорезисторами, регистрирующей аппаратурой и нагрузочным устройством

Fig. 13. Balance bar with with strain gauges, recording equipment and load device

дрическими, приложение внешней нагрузки к верхней части балансира). При моделировании эксперимента имитировалось статическое нагружение балансира максимальной эксплуатационной нагрузкой, составляющей 300 кН.

Сравнение результатов поверочного расчета балансира и результатов математического моделирования эксперимента позволяет говорить о возможности адекватно воспроизвести эксплуатационную нагрузку на испытательном стенде, так как расчетное напряжение в регулярных зонах балансира, где производится его определение с помощью тензорезисторов, отличается не более чем на 1 %.

Анализ результатов эксперимента

Балансир сохранил несущую способность вплоть до предельной расчетной нагрузки, однако по достижении максимальной нагрузки произошла локальная потеря устойчивости конструкции (рис. 14). Форма потери устойчивости совпадает с предсказанной по результатам поверочного расчета (рис. 7), но потеря устойчивости произошла при нагрузке в 2,8 раза меньше расчетной. Осмотр конструкции показал, что потеря устойчивости с большой вероятностью произошла из-за отклонения формы детали от проектной, которые возникли в результате погрешностей изготовле-

ния детали. Кроме того, потери устойчивости способствовали погрешности, возникшие при установке и нагружении балансира на испытательном стенде.



Рис. 14. Локальная потеря устойчивости

Fig.14. Local loss of stability

Сравнение расчетных и экспериментально определенных значений напряжения для каждого исследуемого участка балансира приведено на рис. 15.

Расхождение напряжения, полученного на математической модели с измеренным в процессе эксперимента составило от 3 до 11 %. Указанное расхождение объясняется наличием погрешности позиционирования балансира относительно нагружающего и опорного устройств, погрешности измерительной аппаратуры, а также отличием формы балансира от эталонной ввиду погрешностей, допущенных при его изготовлении. Однако указанные погрешности не носят принципиального характера.

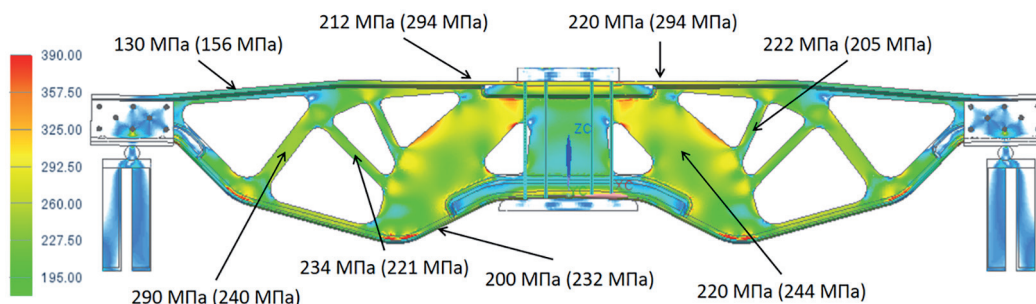


Рис. 15. Экспериментально определенное напряжение в различных частях балансира.
В скобках приведены расчетные значения

*Fig. 15. Experimentally determined voltage in different parts of the balance bar.
Calculated values are given in brackets*

Выводы

1. Использование оболочечных конечно-элементных моделей позволяет значительно снизить трудоемкость подготовки модели и уменьшить машинное время, затрачиваемое на выполнение оптимизационного расчета.

2. В случае оптимизации толстостенных деталей на этапе решения оптимизационной задачи можно использовать оболочечные конечно-элементные модели при условии, что принимаемые в расчет нагрузки действуют в плоскости детали. В этом случае получаемая силовая схема будет одинакова по толщине детали.

3. При проверочном расчете толстостенных деталей также можно использовать оболочечные конечно-элементные модели, в случае если нагрузки действуют в плоскости детали. Если при проверочном расчете добавляются нагрузки, действующие вне плоскости детали, для более точного учета граничных условий, и контактного взаимодействия между деталями целесообразно использовать твердотельные конечно-элементные модели.

4. Для максимального облегчения оптимизируемой детали необходимо тщательно изучать условия ее нагружения в реальной эксплуатации с целью уточнения нагрузочных режимов и минимизации количества неучтенных нагрузок.

5. На этапе создания конечно-элементной модели пространства проектирования необходимо иметь представление об основных требованиях к силовой схеме будущей детали с точки зрения конструкции и технологии изготовления (минимальный и максимальный размер отдельных частей силовой схемы, наличие неизменяемых по конструкторским со-

ображениям областей и т.д.), так как от этих требований зависят параметры создаваемой конечно-элементной модели и настройки решателя (размер конечного элемента, используемые геометрические ограничения и т.д.).

6. Эксперимент показал работоспособность силовой схемы детали и адекватность ее математической модели. Расхождение напряжения, полученного на математической модели с измеренным в процессе эксперимента, составило от 3 до 11 %. Результаты эксперимента показали важность учета возможных погрешностей изготовления и сборки оптимизированной детали при проведении поверочного расчета и анализе устойчивости конструкции.

Литература

1. Bendsoe, Martin Philip, Kikuchi, Noboru (1988/11). "Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method." *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 71(2): 197–224.
2. Bendsoe M.P. *Optimization of Structural Topology, Shape, and Material*. Berlin: Springer, 1995. 271 p.
3. Bendsoe M.P. Sigmund O. *Topology Optimization: Theory, Methods and Applications*. Springer 2003.
4. Болдырев А.В. Топологическая оптимизация силовых конструкций на основе модели переменной плотности // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2011. № 1 (3). Т. 13. С. 670–673.
5. Шевцова В.С., Шевцова М.С. Сравнительный анализ методов оптимизации топологии (SIMP и Level Set) на примере реконструкции крыла стрекозы // *Вестник Южного Научного Центра*. Том 9, № 1, 2013. С. 8–16.
6. Сыроева В.В., Чедрик В.В. Алгоритмы оптимизации топологии силовых конструкций // *Ученые Записки ЦАГИ*. Том XLII. 2011. № 2. С. 91–101.
7. Кишов Е.А. Автоматизация проектирования сложных высоконагруженных узлов и деталей машин на основе топологической оптимизации. Дисс. к.т.н. Самара, 2018.
8. Новокшенов А.Д. Оптимальное проектирование конструкций в интегрированной системе компьютерного инжиниринга. Дисс. к.т.н. С. Петербург, 2018.
9. Костенко А.Ю., Зузов В.Н. Применение параметрической и топологической оптимизации оболочечных элементов кузовов колесных машин из слоистых композитов с целью снижения массы // *Будущее машиностроения России: сборник докладов Двенадцатой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (с международным участием)*. М., 2019.
10. Гончаров Р.Б., Зузов В.Н. Особенности поиска оптимальных параметров усилителей задней части кабины грузового автомобиля на базе параметрической и топологической оптимизации с целью обеспечения требований по пассивной безопасности по международным правилам и получения ее минимальной массы // *Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева*. 2019. № 2 (125). С. 163–170.
11. Шаболин М.Л., Вдовин Д.С. Снижение требований к прочности материала подрамника грузового автомобиля с независимой подвеской путем параметрической оптимизации конструктивно-силовой схемы // *Известия Московского государственного технического университета МАМИ*. 2016. № 4 (30). С. 90–96.
12. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др. Под общ. ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, Т. 1. 1999. 488 с, Т. 2. 2000. 640 с.
13. Басов А.О., Смирнов А.А. Современные методы оптимизации несущих систем автомобилей, учитывающие пассивную безопасность // *Журнал автомобильных инженеров*.

References

1. Bendsoe, Martin Philip, Kikuchi, Noboru (1988/11). "Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method." *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 71(2): 197–224.
2. Bendsoe M.P. *Optimization of Structural Topology, Shape, and Material*. Berlin: Springer, 1995. 271 p.
3. Bendsoe M.P. Sigmund O. *Topology Optimization: Theory, Methods and Applications*. Springer 2003.
4. Boldyrev A.V. Topological optimization of load-bearing structures based on a variable density model. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*. 2011. No 1 (3). Vol. 13, pp. 670–673 (in Russ.).
5. Shevtsova V.S., Shevtsova M.S. Comparative analysis of topology optimization methods (SIMP and Level Set) on the example of dragonfly wing reconstruction. *Vestnik Yuzhnogo Nauchnogo Tsentra*. Vol. 9. No 1, 2013, pp. 8–16 (in Russ.).
6. Sysoyeva V.V., Chedrik V.V. Algorithms for optimizing the topology of power structures. *Uchenyye Zapiski TSAGI*. Tom XLII. 2011. No 2, pp. 91–101 (in Russ.).

7. Kishov YE.A. *Avtomatizatsiya proyektirovaniya slozhnykh vysokonagruzhennykh uzlov i detaley mashin na osnove topologicheskoy optimizatsii*. Diss. k.t.n. [Automation of the design of complex highly loaded units and machine parts based on topological optimization: Dissertation for Degree of DSc in Engineering] Samara, 2018.
8. Novokshenov A.D. *Optimal'noye proyektirovaniye konstruktivnykh v integriruyemykh sistemyakh kompyuternogo inzhiniringa*. Diss. k.t.n. [Optimal structural design in an integrated computer engineering system: Dissertation for Degree of DSc in Engineering] S. Peterburg, 2018.
9. Kostenko A.YU., Zuzov V.N. Application of parametric and topological optimization of shell elements of wheeled vehicle bodies made of laminated composites in order to reduce weight. *Budushcheye mashinostroyeniya Rossii: sbornik dokladov Dvnednatsatoy Vserossiyskoy konferentsii molodykh uchennykh i spetsialistov (s mezhdunarodnym uchastiyem)* [The future of Russian mechanical engineering: a collection of reports of the Twelfth All-Russian conference of young scientists and specialists (with international participation)]. Moscow, 2019 (in Russ.).
10. Goncharov R.B., Zuzov V.N. Features of the search for the optimal parameters of the amplifiers of the rear part of the truck cab on the basis of parametric and topological optimization in order to meet the requirements for passive safety in accordance with international rules and to obtain its minimum weight. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseyeva*. 2019. No 2 (125), pp. 163–170 (in Russ.).
11. Shabolin M.L., Vdovin D.S. Reducing the strength requirements of the material of the subframe of a truck with independent suspension by parametric optimization of the structural-power scheme. *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI*. 2016. No 4 (30), pp. 90–96 (in Russ.).
12. *Proyektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of all-wheel drive vehicles]: V 2 t. Uchebnik dlya vuzov. B.A. Afanas'yev, L.F. Zheglov, V.N. Zuzov i dr. Pod obshch. red. A.A. Polun'gyana. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, Vol. 1. 1999. 488 p., Vol 2. 2000. 640 p.
13. Basov A.O., Smirnov A.A. Modern methods of optimization of load-bearing systems of vehicles, taking into account passive safety. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*. (in Russ.).

OPTIMIZATION OF THE DESIGN AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE STRESS-STRAIN STATE OF THE REAR SUSPENSION BALANCER OF AN ALL-TERRAIN VEHICLE

M.L. Shabolin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
shabolin@bmstu.ru

Reducing the curb weight of wheeled vehicles has long been one of the priority areas of work of automotive engineers, since this can significantly improve the operational properties of a wheeled vehicle: improve dynamics, passability, reduce fuel consumption and emissions of harmful substances. A significant proportion of the vehicle's curb weight belongs to highly loaded parts of the frame, transmission and suspension. Therefore, the creation of lightweight, highly loaded parts will make a significant contribution to reducing the curb weight of the whole vehicle.

The paper describes the application of the topological optimization method based on finite element modeling in the design of highly loaded parts of the chassis of vehicle. An example of the synthesis of the power circuit of the rear suspension balance bar of an all-terrain vehicle with a description of the design model, load modes and interpretation of the results is shown. The optimization problem was solved using a finite element model of varying density. Minimization of the potential energy of deformation was used as an objective function, and the target volume in fractions of the original design space was used as a limitation. A comparative analysis of the obtained design with analogous designs is presented. The formulation and results of an experimental study of the stress-strain state of the optimized balance bar are described. As a result of optimization, it was possible to achieve a reduction in the weight of the balance bar to 49 % in comparison with an analogue design while maintaining the required strength. Experimental verification of the bearing capacity of the balance bar showed the need for more thorough verification calculations of optimized parts, including taking into account manufacturing and assembly errors.

Keywords: topological optimization, finite element method, balance suspension, all-terrain vehicle.

Cite as: M.L. Shabolin Optimization of the design and experimental study of the stress-strain state of the rear suspension balancer of an all-terrain vehicle. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2020. No 4 (46), pp. 95–104 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-95-104.