

Шаболин Михаил Леонидович

Снижение массы силовых деталей колёсных машин путём применения метода топологической оптимизации их конструкции на ранней стадии проектирования

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2021


Шаболин М.Л.

Работа выполнена на кафедре колесных машин федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель

Вдовин Денис Сергеевич

кандидат технических наук, доцент кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты:

Демьянушко Ирина Вадимовна

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры «Строительная механика» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ)

Прокопов Владимир Сергеевич

кандидат технических наук, руководитель отдела Общества с ограниченной ответственностью Научно - технический центр «АПИМ»

Ведущее предприятие:

ФГУП «Центральный ордена трудового красного знамени научно-исследовательский автомобильный и автомобильный институт «НАМИ»

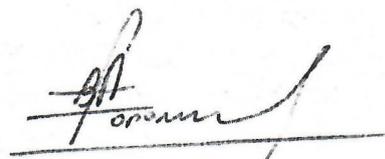
Защита диссертации состоится «21» июня 2021 г. в 14 ч. 30 мин. на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.07.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н.Э. Баумана: www.bmstu.ru.

Автореферат разослан «___» _____ 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., доцент



В.А. Горелов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность диссертационной работы. Ведущие мировые производители активно ищут пути снижения снаряжённой массы колёсных машин, что позволяет улучшить потребительские качества производимой техники. Одним из перспективных способов снижения массы силовых деталей является оптимизация их силовой схемы – ориентации и расположения основных силовых элементов несущей конструкции в пространстве. Поэтому тематика проведённых исследований, связанная с оптимизацией силовых деталей колёсных машин, является актуальной.

Цель и задачи. Целью диссертационной работы является улучшение эксплуатационных свойств колёсных машин путём создания облегчённых силовых конструкций.

Для достижения обозначенной цели в работе поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработать комплексную методику применения топологической оптимизации конструкций при проектировании деталей колёсных машин.
2. Разработать нацеленные на применение метода топологической оптимизации математические модели конструкций, определяющие особенности применения разработанной методики при проектировании деталей колёсных машин.
3. Провести оценку эффективности применения разработанной методики к деталям колёсных машин путём сравнения массы, прочности и жёсткости полученных оптимизированных конструкций с существующими аналогами.
4. Провести экспериментальное исследование напряжённо-деформированного состояния оптимизированной детали – балансира задней подвески внедорожного транспортного средства полной массой 30 тонн, с целью валидации построенной математической модели данной детали и оценки эффективности применения разработанной методики в процессе проектирования деталей колёсных машин.

Научная новизна работы заключается:

– в разработанной методике применения топологической оптимизации конструкций силовых деталей колёсных машин, отличающейся комплексным подходом и охватывающей все стадии конструирования детали: анализ и выбор нагрузочных режимов детали колесной машины, синтез её силовой схемы, правила геометрической интерпретации силовой схемы детали с учётом особенностей технологии её изготовления, комплекса поверочных расчётов на прочность оптимизированной детали;

– в разработанных новых математических моделях, нацеленных на применение метода топологической оптимизации при создании деталей, отличающихся их компоновкой в конструкции колесных машин и характерными для колёсных машин условиями нагружения;

– во впервые полученных с помощью разработанной методики научно обоснованных силовых схемах ряда высоконагруженных деталей колёсных машин, пригодных для дальнейшей конструкторской проработки.

Достоверность и обоснованность научных положений доказана сравнением результатов теоретического и экспериментального исследования напряжённо-деформированного состояния оптимизированной детали колесной машины – балансира задней подвески; использованием отработанного математического аппарата метода конечных элементов; практическим применением разработанной методики для проектирования деталей и агрегатов колесных машин.

Практическая ценность состоит в том, что:

– подтверждена возможность эффективного применения метода топологической оптимизации на ранней стадии проектирования деталей колёсных машин, что позволяет снизить массу силовых деталей с сохранением заданной прочности или добиться увеличения прочности при сохранении заданной массы;

– с помощью разработанной методики сконструированы следующие детали колёсных машин, обладающие лучшей весовой эффективностью по сравнению с существующими аналогами: буксирный кронштейн внедорожного транспортного средства полной массой 30 тонн, кронштейн верхних реактивных тяг задней подвески внедорожного транспортного средства полной массой 40 тонн, балансир задней подвески внедорожного транспортного средства полной массой 30 тонн, кронштейны крепления дифференциала гоночного автомобиля, подрамник передней независимой подвески магистрального тягача для автопоезда полной массой 40 тонн.

Реализация результатов работы. Работа проводилась в соответствии с планами работ кафедры «Колёсные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также НИИСМ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Результаты исследований внедрены в учебном процессе кафедры «Колёсные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также в работе конструкторских отделов ПАО КАМАЗ, ООО «НТС».

Апробация работы. Диссертационная работа заслушана на заседании кафедры «Колёсные машины» в МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2016-2020 г. По результатам диссертационной работы были сделаны доклады:

- на 103-й Международной научно-технической конференции «Конструктивная безопасность автотранспортных средств» (Московская область, п. Автополигон, 2018 г.);

- на научно-практической конференции «Технологии проектирования колесных и гусеничных машин» (МГТУ им. Н.Э. Баумана). М., 2019 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 3 научных работы общим объёмом 2,5 п.л. (из них 2 – по перечню, рекомендованному ВАК РФ, 1 – Scopus), а также получены 2 патента на полезные модели.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов, заключения и списка литературы. Общий объем работы 132 страницы, включая 120 страниц основного текста, содержащего 107 рисунков и 14 таблиц. Список литературы включает 73 наименования. Приведены документы о внедрении результатов работы.

Положения, выносимые на защиту. На защиту выносятся разработанная методика применения метода топологической оптимизации при конструировании высоконагруженных деталей колёсных машин, полученные с использованием разработанной методики силовые схемы деталей и выводы по работе.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована целесообразность использования метода топологической оптимизации при конструировании деталей колёсных машин. Приведено краткое содержание проведённых исследований.

В Главе 1 проведён обзор и анализ литературы, посвящённой вопросам прочности и жёсткости деталей, применяемых в колёсных машинах, расчёту нагрузок, действующих как на автомобиль в целом, так и на его отдельные детали. Приведены примеры существующих методов оптимизации конструкции деталей колёсных машин. Проанализированы основные проблемы применения метода топологической оптимизации при конструировании силовых деталей. Рассмотрен опыт применения метода топологической оптимизации в смежных отраслях промышленности. Проведён обзор и анализ используемых алгоритмов топологической оптимизации. Дана оценка возможности применения топологической оптимизации при сохранении существующих технологий изготовления деталей, применяемых в автомобильной промышленности.

С повышением требований к экономичности, экологичности, безопасности и весовой эффективности колёсных машин всё больше внимания уделяется вопросам прочности и жёсткости их конструкции. Наиболее широко исследуются возможности оптимизации конструкции несущей системы, в том числе, с точки зрения пассивной безопасности, чему посвящены работы Зузова В.Н., Орлова Л.Н., Русанова О.А. и ряда других авторов в составе научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, СПбПУ им. Петра Великого, МГТУ «МАМИ», ГТУ «МАДИ», ФГУП «НАМИ». Вклад в изучение нагрузочных режимов и нагрузок, действующих на детали колёсных машин, внесли Зузов В.Н., Фоминых А.Б., и др. Комплексные вопросы прочности колёсных машин затронуты в работах Годжаева З.А., Дмитриченко С.С., Власова М.А., Цибина Н.Ю., Бочарова Н.Ф., Гельфгата Д.Б., Афанасьева Б.А., Лапина А.А., Филатова Э.Я., Белокурова В.Н., Чудакова Ю.Д., Перехцвайга И.М. и др.

Математические основы метода топологической оптимизации с использованием метода конечных элементов изложены в работах Бендсое, Кикучи, Зигмунда. Среди отечественных учёных следует отметить работы Комарова В.А., Болдырева А.В., Шевцовой В.С., Шевцовой М.С., Сысоевой В.В., Чедрика В.В.

Метод топологической оптимизации основывается на идее использования тела переменной плотности, которая состоит в назначении плавно или дискретно варьируемого от 0 до 1 параметра ρ на каждый конечный элемент модели разрешённого для детали пространства. При этом в соответствие этому параметру ставится уменьшенная жёсткость конечного элемента, которая выражается, в конечном счёте, через модуль упругости материала:

$$\bar{E} = \rho^p E, \quad (1)$$

где: \bar{E} – уменьшенный модуль упругости материала в конечном элементе;

E – исходный модуль упругости материала;

ρ – варьируемый параметр от 0 до 1, также часто называемый «плотностью материала»;

p – степенной показатель, улучшающий дискретность распределения плотности материала в решении.

Для исключения эффекта «шахматной доски», когда в решении задачи топологической оптимизации наблюдается чередование элементов с большой и малой плотностью, вместо изменения плотности элемента по его чувствительности (производной энергии деформации по плотности), изменяют его плотность по «фильтрованной чувствительности»:

$$\frac{d\widehat{\bar{\Pi}}(d)}{d\rho_k} = \frac{1}{\rho_k \sum_{i=1}^N \widehat{H}_i} \sum_{i=1}^N \widehat{H}_i \rho_i \frac{d\bar{\Pi}(d)}{d\rho_i}, \quad (2)$$

где: $\widehat{H}_i = r_{min} - dist(k, i)$ – функция свертки по соседним элементам;

$dist(k, i)$ – расстояние между центром i -элемента и окружающими его k -элементами в радиусе фильтрации r_{min} ;

$\bar{\Pi}(d)$ – полная потенциальная энергия деформация модели;

N – число элементов.

Возможность варьирования модуля упругости каждого конечного элемента позволяет итерационно изменять податливость частей заданного пространства проектирования без перестроения конечно-элементной модели. Наиболее часто используется следующий способ постановки оптимизационной задачи:

В качестве целевой функции используется величина полной потенциальной энергии деформации модели $\bar{\Pi}(d)$ для n расчётных случаев, вычисляемая как:

$$\bar{\Pi}(d) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2} \{d_i\}^T [K] \{d_i\} - \{d_i\}^T \{R_i\} \right), \quad (3)$$

где: $[K]$ – матрица жёсткости;

d_i – поле перемещений узлов конечно-элементной модели;

$\{R_i\}$ – вектор нагрузок;

i – номер нагрузочного режима.

При этом в ограничениях задаётся некоторая фиксированная доля от массы исходного пространства проектирования.

Решением задачи топологической оптимизации является карта распределения «плотности» материала ρ в исходно заданном геометрическом пространстве проектирования. Такую карту можно интерпретировать как силовую схему, и с учётом необходимых технологических и конструктивных поправок использовать для определения формы проектируемой детали.

Для упрощения задачи интерпретации силовой схемы можно на этапе постановки задачи оптимизации ввести ограничения на минимальный размер элемента силовой схемы, задать условие вытягивание силовой схемы вдоль заданного направления и условие симметрии относительно заданной плоскости.

Для выполнения условия вытягивания вдоль заданного направления плотность по слоям конечных элементов должна соответствовать следующему соотношению:

$$\sum_{k=1}^{K1-1} |(\rho_{ij})_{k+1} - (\rho_{ij})_k|_p \leq \delta, \quad i = 1 \dots n_x, \quad j = 1 \dots n_y, \quad (4)$$

где: $(\rho_{ij})_k$ – плотность k -элемента в точке с координатами (i,j) , расположенной в плоскости, перпендикулярной заданному вектору вытягивания;

$K1$ – число элементов вдоль заданного вектора через всё пространство проектирования;

n_x, n_y – число элементов в плоскости;

δ – некоторая положительная малая величина.

Для выполнения условия симметрии относительно заданной плоскости плотность конечных элементов должна соответствовать следующему соотношению:

$$\sum_{k=1}^{K2} |(\rho_{ij})_k - (\rho_{ij})_{-k}|_M \leq \delta, \quad i = 1 \dots n_x, \quad j = 1 \dots n_y, \quad (5)$$

где: $(\rho_{ij})_k$ и $(\rho_{ij})_{-k}$ – плотности k -элементов в точке с координатами (i,j) , расположенной симметрично относительно заданной плоскости;

$K2$ – число элементов вдоль вектора, перпендикулярного заданной плоскости в точке (i,j) через всё пространство проектирования;

Возможности практического применения метода топологической оптимизации для синтеза силовых схем силовых деталей наиболее активно изучаются в авиационно-космической отрасли, чему посвящены работы Комарова В.А., Болдырева А.В., Кузнецова А.С., а также многочисленных зарубежных исследователей – Sigmund O., Jack Jeswiet, Yong Kim и др. Многие работы посвящены использованию метода топологической оптимизации в связке с аддитивными технологиями производства деталей, которые позволяют воспроизводить сложные по форме силовые схемы деталей, добиваясь наибольшей весовой эффективности.

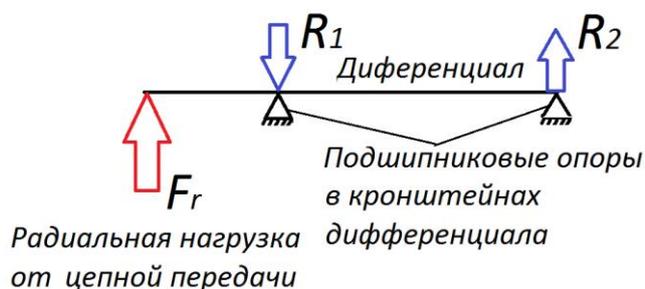
Существенным препятствием на пути практического применения метода топологической оптимизации служит отсутствие проработанной методики его применения при конструировании автомобильных деталей различного назначения и сложность оценки эффективности применения метода в связке с традиционными технологиями изготовления деталей, применяющимися в автомобилестроении. Таким образом, для достижения поставленной цели работы необходимо провести оценку эффективности применения метода топологической оптимизации для синтеза силовых схем силовых деталей колёсных машин при использовании различных технологий изготовления деталей и создать ком-

плексную методику применения метода топологической оптимизации с учётом особенностей конструкции, компоновки и условий работы деталей колёсных машин. При разработке методики использовался собственный опыт применения топологической оптимизации при конструировании деталей колёсных машин, отличающихся сложностью схемы нагружения и конструктивного исполнения. Основные положения методики разрабатывались последовательно, начиная от наиболее простых деталей колёсных машин, в дальнейшем переходя к более сложным.

Во Главе 2 приведено описание и примеры практического использования топологической оптимизации при конструировании тонкостенных деталей колёсных машин, и плоских толстостенных деталей, нагруженных силами, действующими в плоскости детали. Показано применение описанной методики на примере разработки кронштейнов дифференциала гоночного автомобиля (Рис. 1).



а



б

Рис. 1. Левый (1) и правый (2) кронштейны дифференциала (а); расчётная схема для определения реакций в опорах дифференциала (б)

Описана процедура создания специализированной конечно-элементной модели, нацеленной на использование метода топологической оптимизации, приведён список нагрузочных режимов, рассмотренных при постановке задачи оптимизации и проведении поверочного расчёта. Проведён анализ результатов оптимизации, показан пример геометрической интерпретации полученной силовой схемы.

Применение метода топологической оптимизации к тонкостенным и плоским толстостенным деталям, нагруженным силами, действующими в плоскости детали, упрощается как на этапе синтеза силовой схемы за счёт применения оболочечных конечно-элементных моделей, так и на этапе геометрической интерпретации силовой схемы за счёт простоты создания твердотельной модели конструкции, максимально точно повторяющей полученную силовую схему. Кроме того, при изготовлении частей плоских конструкций широко используется лазерная резка с ЧПУ, что позволяет максимально точно воспроизводить сложную силовую схему детали без значительного повышения стоимости её производства.

При решении оптимизационной задачи тонкостенных и плоских толстостенных деталей, нагруженных силами, действующими в плоскости детали с

целью уменьшения расчётного времени целесообразно использовать оболочечную конечно-элементную модель. При поверочном расчёте оптимизированной детали можно использовать как оболочечную, так и твердотельную конечно-элементную модель (Рис. 2).

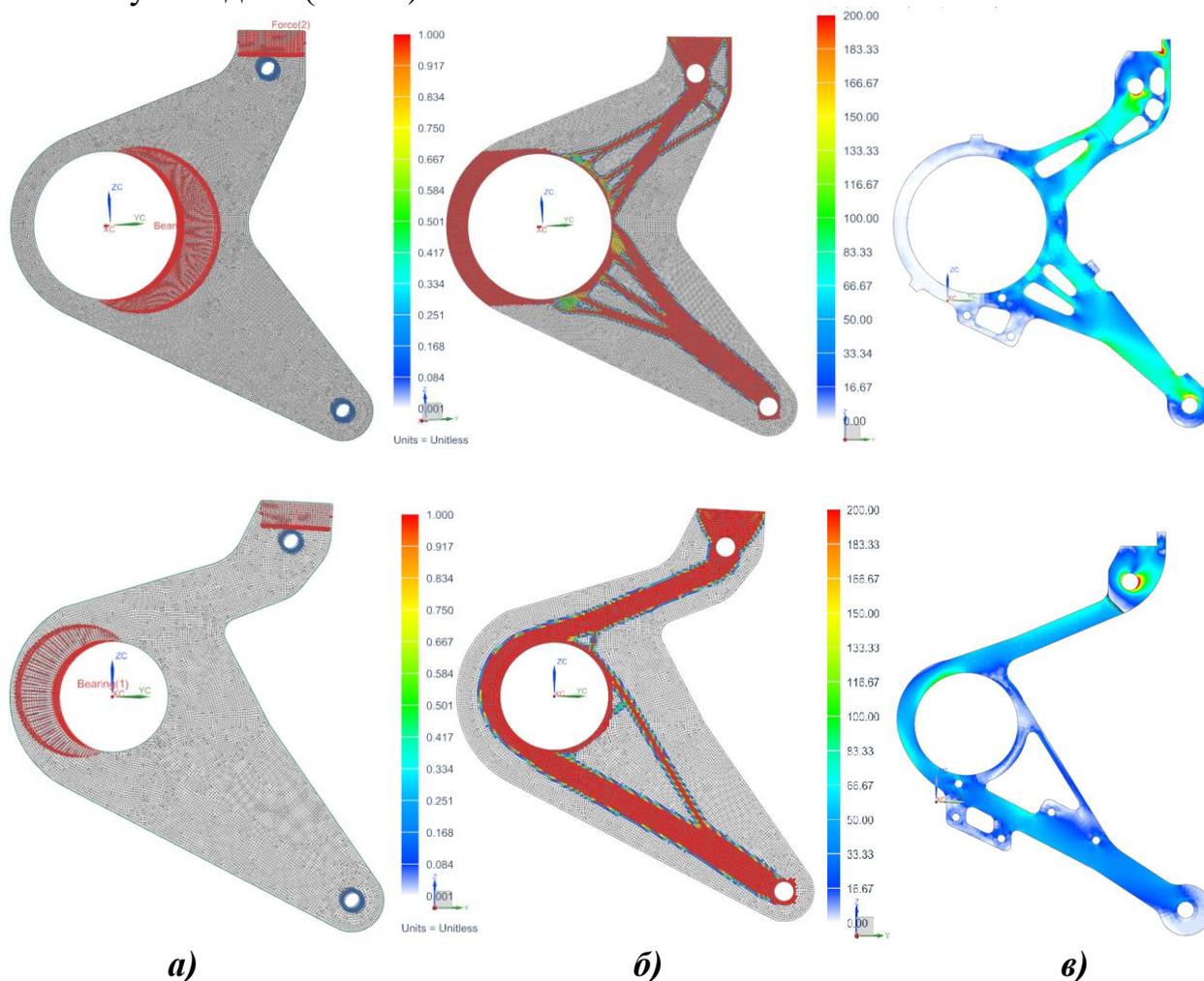


Рис. 2. Пространство проектирования кронштейнов дифференциала с граничными условиями и нагрузкой (а). Силовая схема (б) и её геометрическая интерпретация (цветом показано эквивалентное напряжение по Мизесу, МПа) (в)

В качестве примера оптимизации более сложной детали приведено описание процесса создания балансира задней подвески внедорожного транспортного средства (Рис. 3). Дано обоснование используемых при оптимизации и поверочном расчёте нагрузочных случаев. Приведён сравнительный анализ оптимизированной конструкции с конструкцией-аналогом, которая была разработана без использования методов оптимизации.

Особенность рассматриваемого балансира – требование иметь малую жёсткость в боковом направлении для минимизации кинематического нагружения конструкции при ходах подвески, вызванного наличием поперечной реактивной тяги.

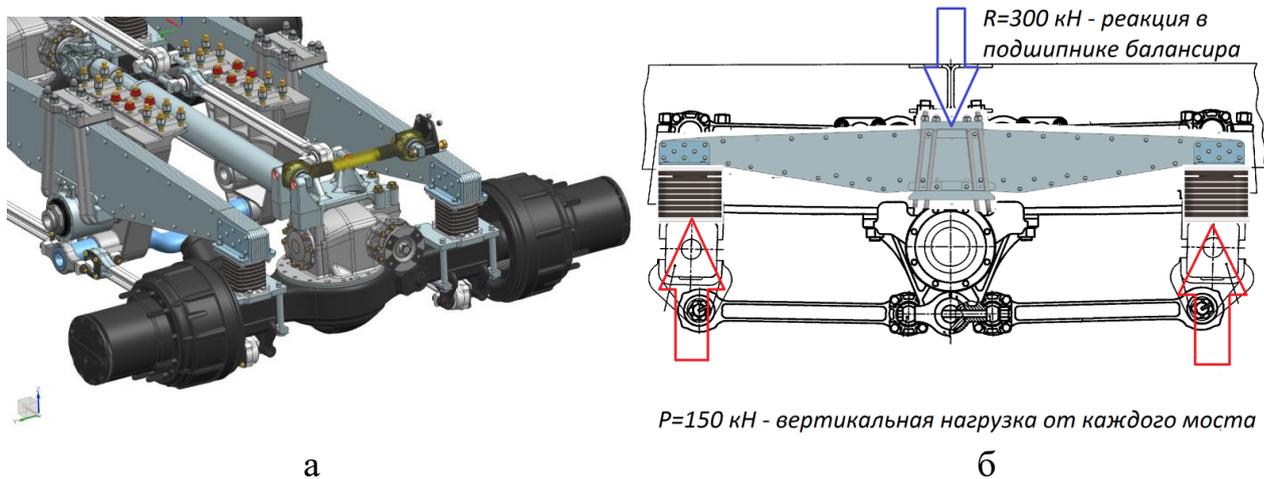


Рис. 3. Задняя подвеска внедорожного транспортного средства (а) и расчётная схема балансира при действии трёхкратной вертикальной перегрузки (б)

Так как результатом топологической оптимизации является силовая схема, имеющая максимально возможную жёсткость при заданной массе детали, что противоречит указанному требованию, при постановке оптимизационной задачи учитывались только те нагрузочные случаи, при которых балансир воспринимает исключительно вертикальную нагрузку.

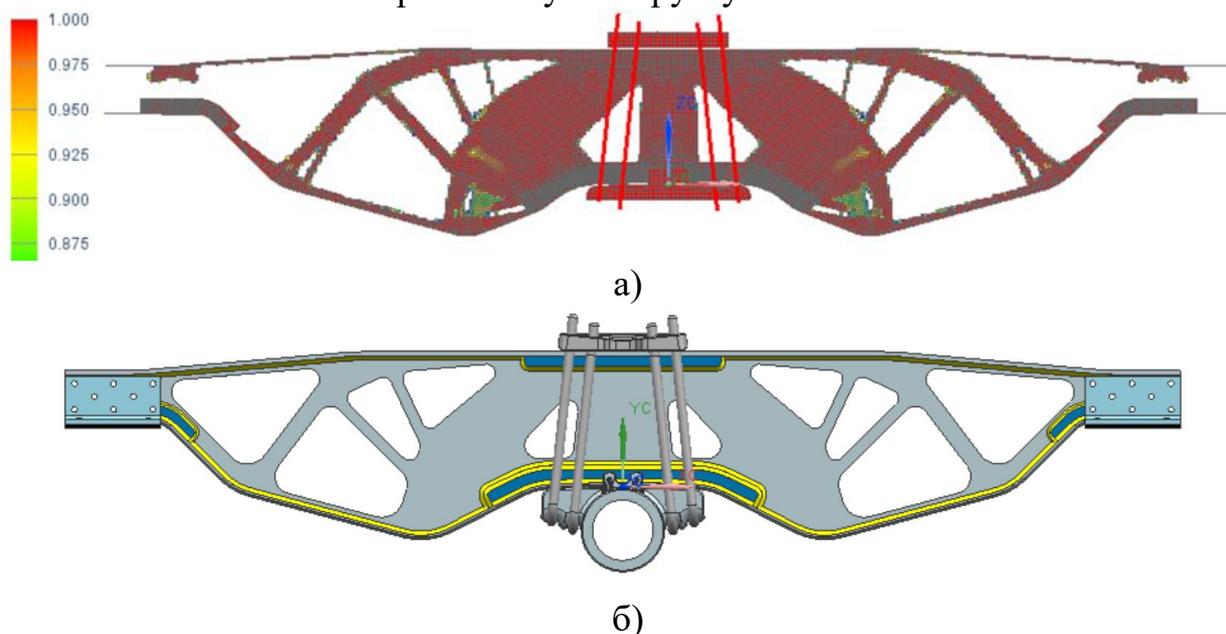


Рис. 4. Силовая схема балансира (цветом показана плотность конечных элементов) (а) и её геометрическая интерпретация (б)

Масса полученной конструкции составила 102 кг, что на 49% меньше, чем масса существующего аналога, спроектированного без применения метода топологической оптимизации.

В Главе 3 приведено описание экспериментального исследования напряжённо-деформированного состояния оптимизированной детали – балансира задней подвески внедорожного транспортного средства, с целью валидации

её математической модели и проверки работоспособности созданной силовой схемы.

Для оценки работоспособности созданной силовой схемы детали было проведено экспериментальное исследование напряжённо-деформированного состояния балансира путём нагружения его на испытательном стенде максимальным рабочим усилием 30 тонн и измерением напряжения в различных частях конструкции при помощи тензометрии. Тензорезисторы были наклеены на участки поверхности, в которых предполагалось одноосное напряжённое состояние, и подключены по полумостовой схеме. На рисунке 3 приведено сравнение расчётного и экспериментально определённого напряжения в наиболее нагруженных частях балансира.

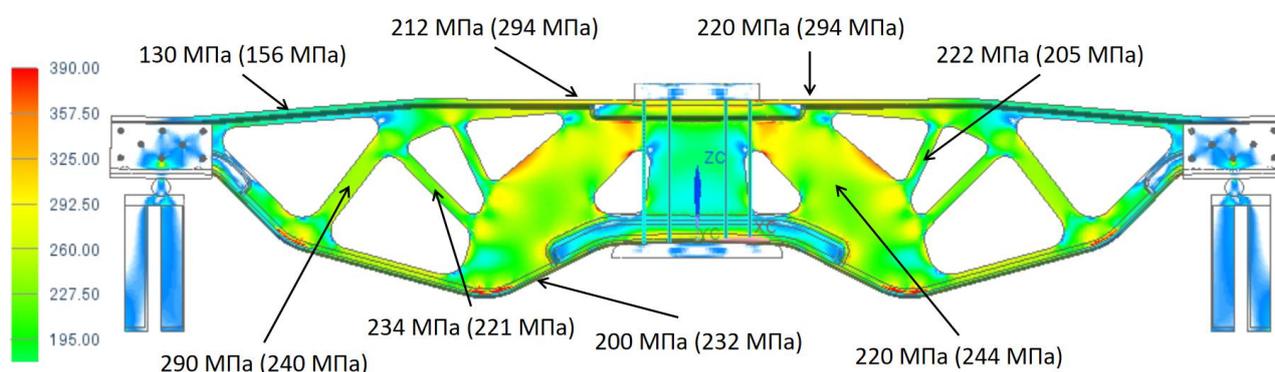


Рис. 5. Экспериментально определённое напряжение в различных частях балансира. В скобках приведены расчётные значения. Цветом показано расчётное эквивалентное напряжение по Мизесу, МПа

Расхождение напряжений, полученных на математической модели с измеренными в процессе эксперимента составило от 3% до 11% (Рис. 5). Эксперимент показал работоспособность силовой схемы детали и адекватность её математической модели.

Глава 4 посвящена применению метода топологической оптимизации в трёхмерной постановке. Приведено описание разработанной методики применения топологической оптимизации при конструировании деталей колёсных машин, нагруженных произвольно направленными усилиями. Показано применение методики на примере разработки деталей разного назначения: буксирного кронштейна внедорожного транспортного средства, кронштейна верхних реактивных тяг задней подвески внедорожного транспортного средства, подрамника передней независимой подвески грузового автомобиля. Описана процедура создания математической модели рассматриваемых деталей, нацеленной на использование метода топологической оптимизации, приведён список нагрузочных режимов, рассмотренных при постановке задачи оптимизации и проведении поверочного расчёта. Проведён анализ результатов оптимизации, показан пример геометрической интерпретации полученной силовой схемы. Описан процесс интерпретации силовой схемы, включающий её расчленение на отдельные составляющие.

Под определение деталей колёсных машин, работающих под действием системы пространственных произвольно направленных сил, попадает большое количество деталей различного назначения: кронштейны, картерные детали, детали подвески, части несущей системы. Оптимизационная задача для подобных деталей решается на базе твердотельной конечно-элементной модели пространства проектирования, часто имеющего сложную форму из-за обилия подвижных элементов вокруг и плотной компоновки, характерной для колёсных машин.

Наиболее наглядно работу метода топологической оптимизации можно продемонстрировать на примере конструирования кронштейнов различного назначения, так как кронштейны, как правило, работают под действием одной или нескольких преобладающих нагрузок, направление которых можно определить с высокой точностью. Одним из самых нагруженных элементов несущей системы является кронштейн буксирного устройства. Наибольшую сложность при конструировании данного кронштейна представляет большое количество нагрузочных случаев, отличающихся как величиной усилия, так и его направлением. В общем случае совокупность нагрузочных случаев можно представить в виде диаграмм «усилие-направление», расположенных в горизонтальной и вертикальной плоскостях (Рис. 6, а).

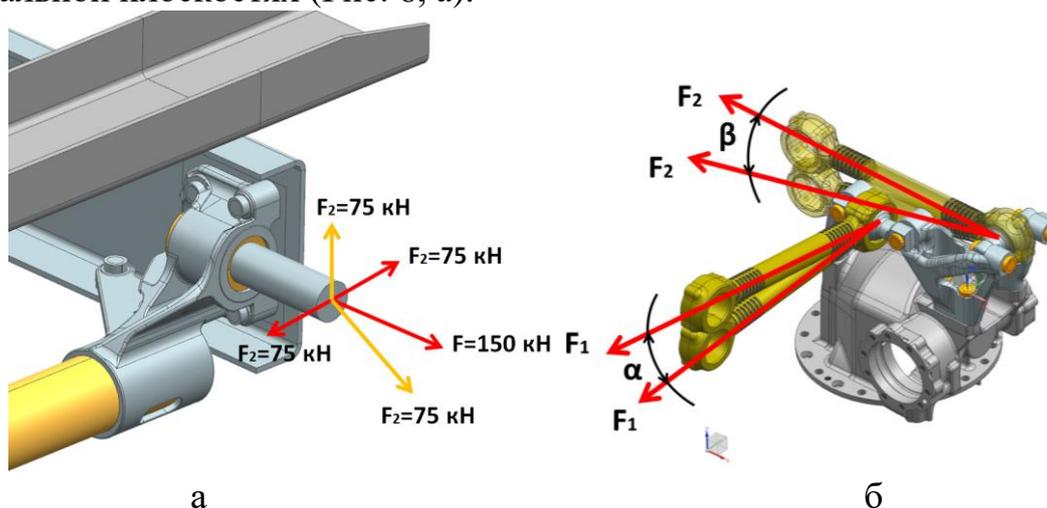


Рис. 6. Возможное направление действия буксирного усилия в вертикальной и горизонтальной плоскости (а) и схема нагружения кронштейна верхних реактивных тяг задней подвески

При определении нагрузочных режимов для постановки задачи оптимизации использовался следующий алгоритм: в первую очередь учитываются нагрузочные случаи, при которых вектор нагрузки находится в крайнем положении. После чего необходимо провести исследование сходимости силовой схемы путём добавления нагрузочных случаев, при котором вектор нагрузки находится между крайними положениями. Помимо изменения вектора изменяется также величина нагрузки в соответствии со схемой нагружения детали. Нагрузочные случаи добавляются до тех пор, пока полученная силовая схема не будет иметь значимых отличий от предыдущего варианта. При поверочном расчёте полученной в результате оптимизации детали к вышеперечисленным

нагрузочным режимам добавляются такие режимы, при которых вектор нагрузки занимает среднее положение между учтёнными при оптимизации нагрузочными режимами. Эти нагрузочные случаи вводятся для того, чтобы убедиться в прочности детали при наиболее неблагоприятном направлении вектора нагрузки.

Силовая схема, полученная в результате решения задачи оптимизации, показана на Рис. 7, б). Для получения данной силовой схемы было последовательно решено несколько оптимизационных задач с ограничением на условие вытягивания вдоль различных направлений и выбран результат, наименее трудоёмкий для последующей интерпретации. В результате анализа полученной силовой схемы было выявлено, что наиболее рациональной технологией изготовления детали является литьё, так как силовая схема имеет форму, благоприятную для применения литьевых уклонов и минимальное количество поднутрений, которые можно удалить в процессе проведения геометрической интерпретации результата. Разделение силовой схемы на отдельные детали для упрощения формы затруднительно из-за отсутствия протяжённых стержнеподобных элементов, в состав которых удобно вводить фланцевые соединения. Использование сварных соединений затруднено из-за попадания предполагаемых мест соединения деталей в зону высоких напряжений.

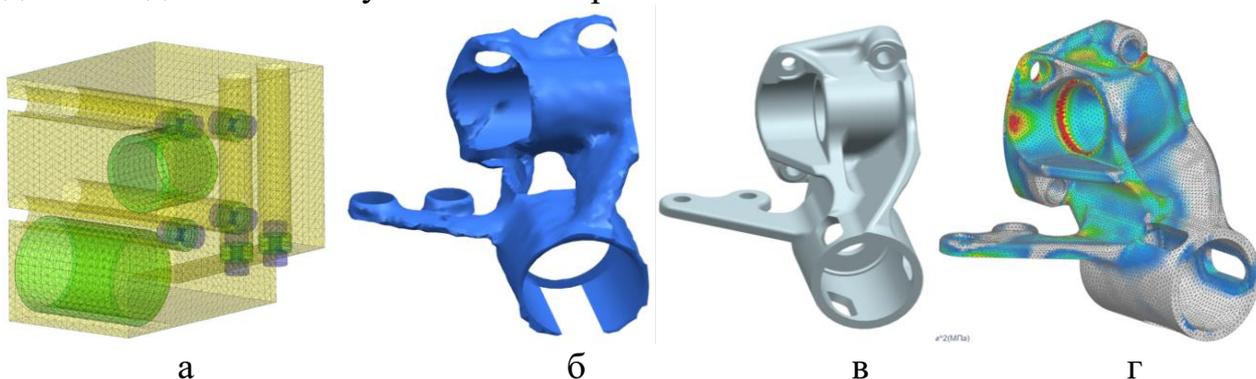


Рис. 7. Пространство проектирования кронштейна буксирного устройства (а); его силовая схема (а), её геометрическая интерпретация (б) и результат поверочного расчёта (цветом показано эквивалентное напряжение по Мизесу) (в)

Примером кронштейна, работающего под действием двух преобладающих усилий, является кронштейн верхних реактивных тяг зависимой балансирной подвески вездеходного транспортного средства (Рис. 6, б). Кронштейн воспринимает усилия, действующие в продольной и поперечной реактивных тягах. Направление действия сил определяется кинематикой направляющего аппарата подвески, поэтому может быть определено с высокой точностью.

Силовая схема, полученная в результате решения задачи оптимизации, показана на Рис. 8, б. В результате анализа полученной силовой схемы было выявлено, что для данной силовой схемы применимы как литьевая технология изготовления, при которой силовая схема разделяется на две отдельные детали сложной формы (Рис. 8, г), так и изготовление путём механической обработки. В этом случае силовая схема разделяется на четыре детали, что позволяет упро-

стиль форму каждой детали. При этом из-за невозможности точного повторения силовой схемы в конструкцию были введены дополнительные конструктивные элементы – фланцевые соединения, подкреплённые локальными рёбрами жёсткости (Рис. 8, в). Масса полученной конструкции составила 18 кг для литого варианта и 21 кг для сборной конструкции, что на 47% и на 37% соответственно меньше чем масса существующего аналога, спроектированного без применения метода топологической оптимизации.

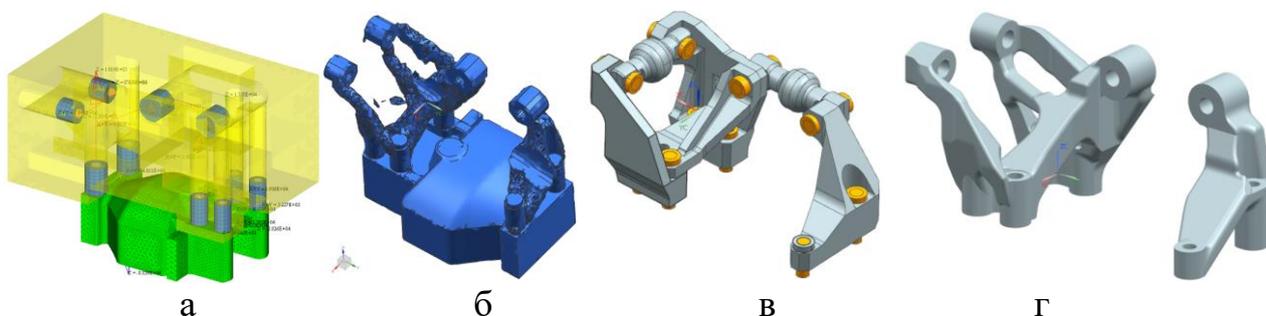


Рис. 8. Пространство проектирования кронштейна верхних реактивных тяг (а); силовая схема (б) и её геометрическая интерпретация под изготовление механической обработкой (в) и литьём (г)

В качестве примера практического применения разработанной методики приведено описание процесса оптимизации сложной пространственной детали - подрамника независимой подвески грузового автомобиля с лонжеронной рамой. Подрамник является связующим звеном между подвеской и рамой автомобиля и передаёт нагрузки от рамы на направляющие элементы подвески. Кроме требования по прочности на форму подрамника накладывает ограничение плотная компоновка межколёсного пространства, в частности – расположение поддона картера двигателя практически на оси вращения колёс. Пространство проектирования (Рис. 9, а) построено с учётом существующих присоединительных размеров деталей подвески автомобиля и занимает всё межколёсное пространство за вычетом расположенных там узлов и агрегатов с учётом минимально допустимого зазора между деталями во всех их рабочих положениях.

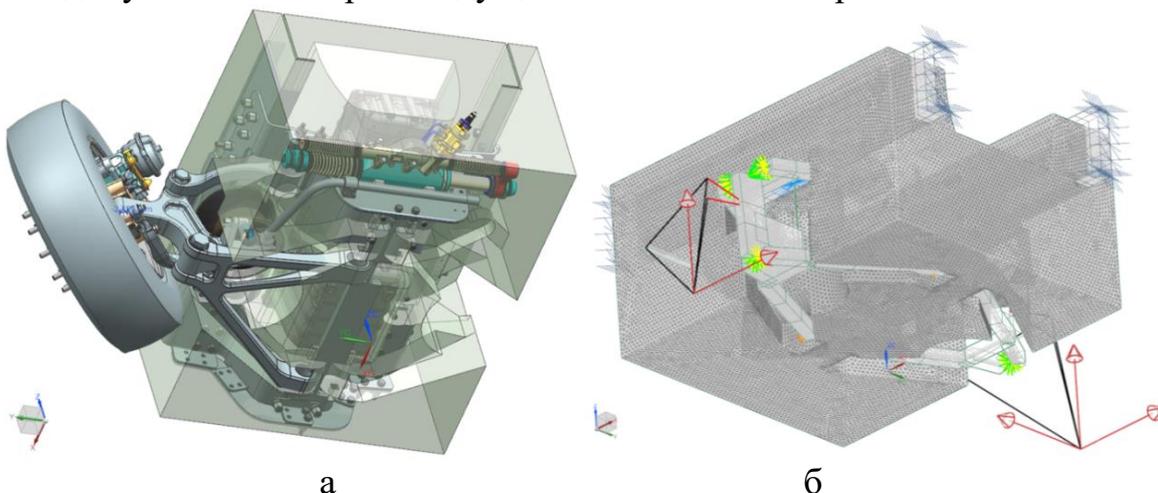


Рис. 9. Пространство проектирования подрамника (а) и его конечно-элементная модель с нагрузками и граничными условиями

При постановке задачи топологической оптимизации для синтеза силовой схемы были выбраны 5 наиболее тяжёлых нагрузочных режимов:

1) Максимально допустимая вертикальная нагрузка на ось с заданным коэффициентом динамичности 2,25.

2) Торможение с замедлением $7,85 \text{ м/с}^2$.

3) Движение в повороте с боковым ускорением, соответствующим началу опрокидывания автомобиля.

4) Торможение на дороге с разнородным покрытием, когда тормозное усилие реализуется только одним передним колесом.

5) Вывешивание одного переднего колеса.

Для передачи усилия из пятна контакта шины с дорогой на подрамник использовалась балочная модель направляющего аппарата подвески.

Сложность полученной силовой схемы (Рис. 10, а), а также технологические ограничения сборочного процесса исключали изготовление подрамника в виде одной детали сложной формы. Поэтому при геометрической интерпретации силовая схема была разделена на отдельные части, более простой формы, позволяющей упростить технологию их изготовления. Соединение частей подрамника выполнено разборным - на болтах (Рис. 10, б).

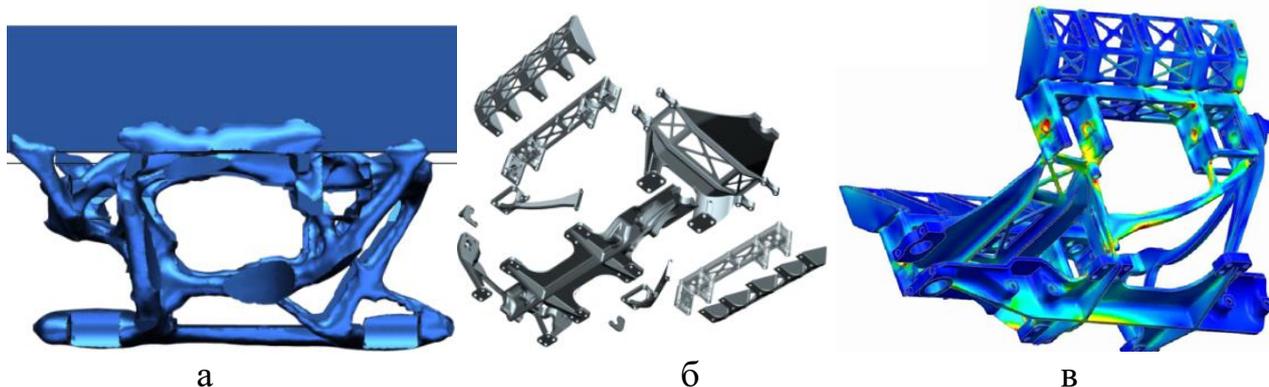


Рис. 10. Силовая схема (а) геометрическая интерпретация силовой схемы (б) и результат поверочного расчёта (цветом показано эквивалентное напряжение по Мизесу) (в)

Конструкция отдельных деталей выбрана исходя из литейной технологии их изготовления. Болтовые соединения между деталями введены таким образом, чтобы минимизировать изгибную нагрузку на стержневые детали.

Масса полученной конструкции составила 160 кг при массе конструкции-аналога 190 кг. Кроме того, за счёт оптимизации силовой схемы удалось снизить максимальное напряжение, действующее в элементах конструкции. Таким образом, за счёт применения метода топологической оптимизации удалось добиться снижения массы подрамника на 16% и одновременно снизить требования к прочности используемого материала, уменьшив максимальное действующее напряжение в 2,1 раза, что привело к возможности использования более дешёвой стали по сравнению с конструкцией-аналогом.

В результате работы, описанной в главах 2 – 4 была сформирована комплексная методика применения топологической оптимизации в практике кон-

струирования деталей колёсных машин. Блок-схема, иллюстрирующая разработанную методику применения метода топологической оптимизации, показана на Рис. 11.

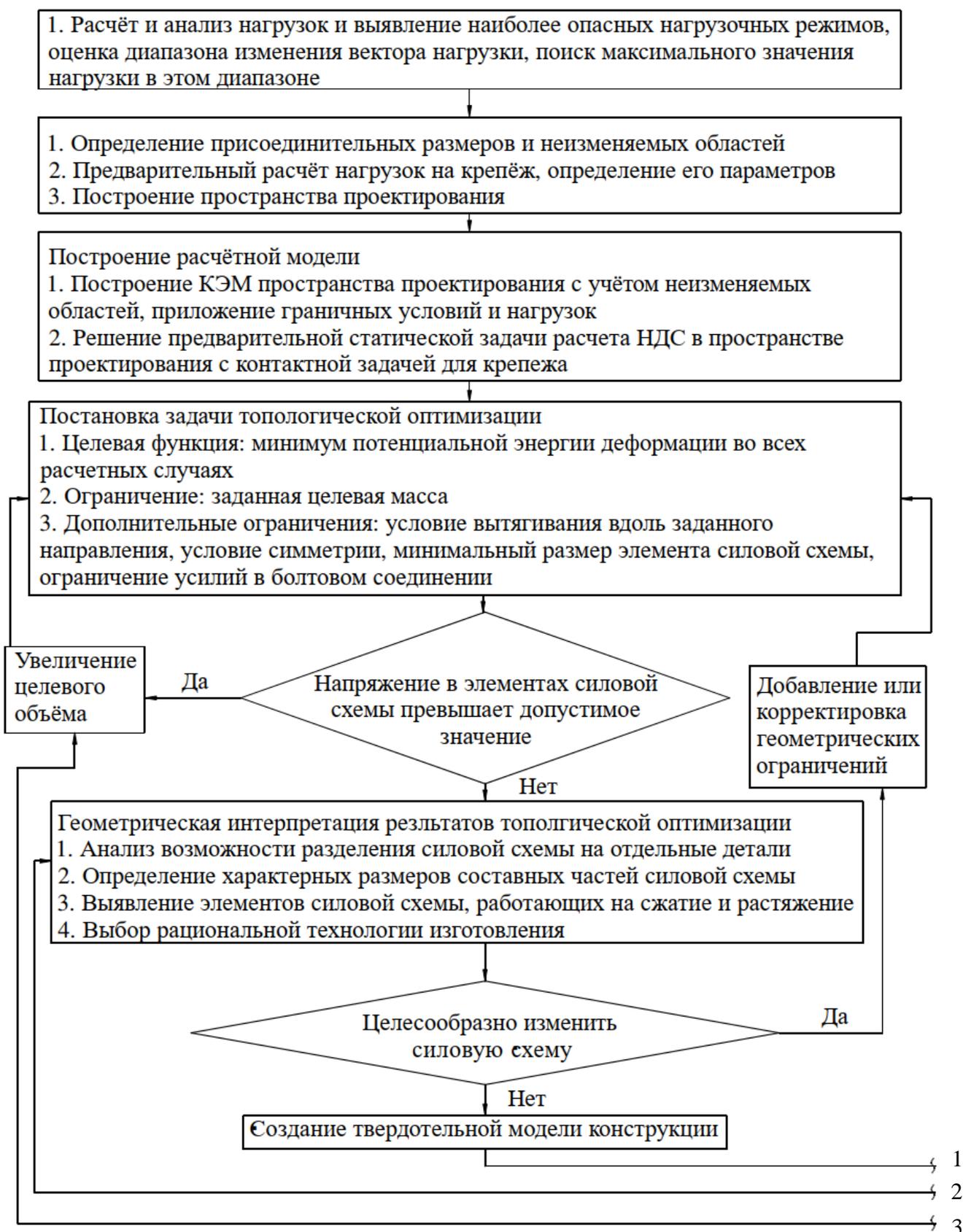


Рис. 11. Блок-схема, иллюстрирующую разработанную методику применения метода топологической оптимизации

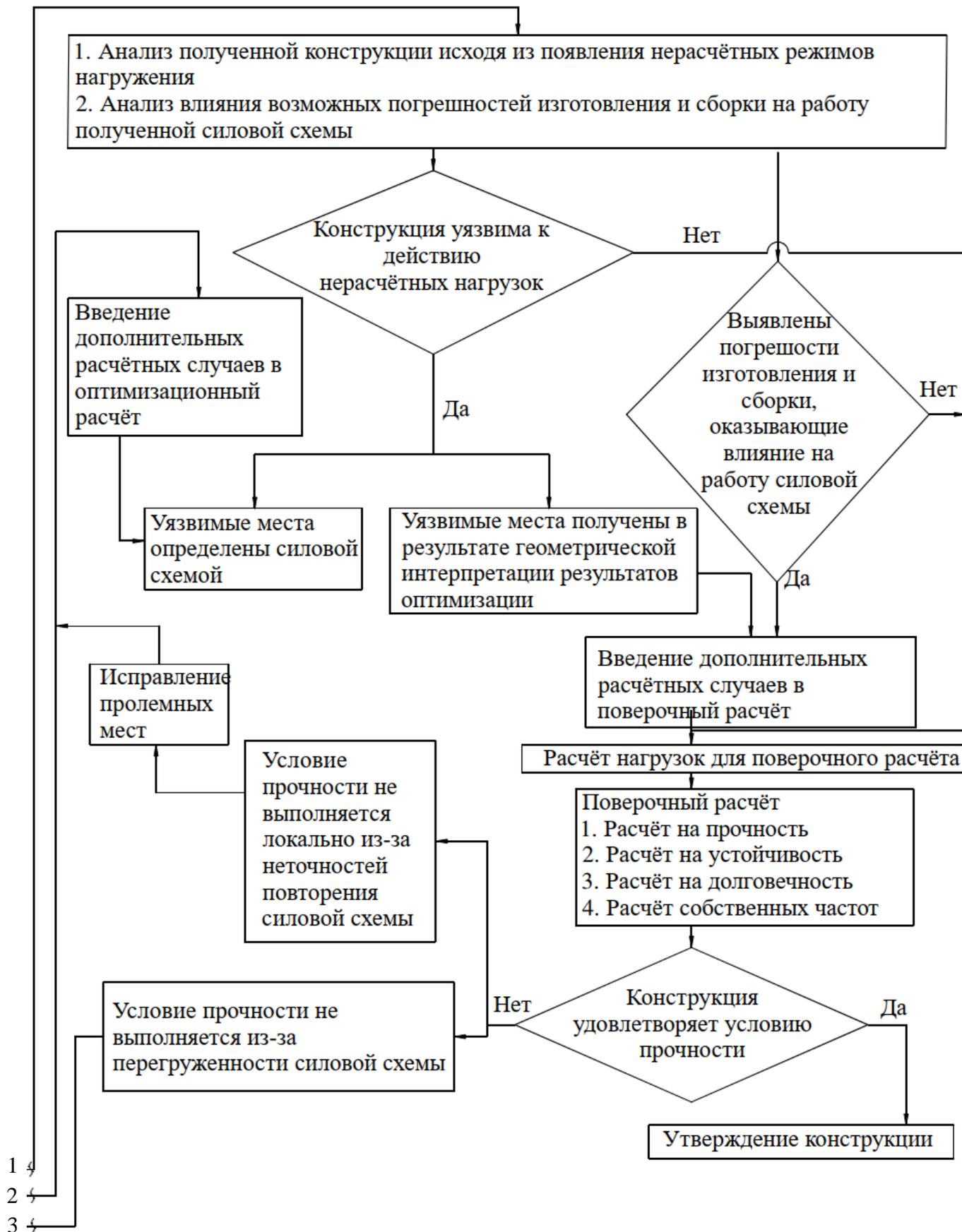


Рис. 11 продолжение

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Разработана комплексная методика применения метода топологической оптимизации при конструировании силовых деталей колёсных машин, включающая в себя:
 - анализ и выбор нагрузочных режимов;
 - правила построения математической модели пространства проектирования детали;
 - описание вариантов постановки задачи оптимизации;
 - правила интерпретации полученных силовых схем деталей с учётом технологии изготовления;
 - требования к проведению поверочного расчёта с учётом особенностей конструкции оптимизированных деталей.
2. Разработаны иллюстрирующие особенности созданной методики математические конечно-элементные и геометрические модели следующих деталей колёсных машин: буксирный кронштейн внедорожного транспортного средства полной массой 30 тонн, кронштейн верхних реактивных тяг задней подвески внедорожного транспортного средства полной массой 40 тонн, балансира задней подвески внедорожного транспортного средства полной массой 30 тонн, кронштейны крепления дифференциала гоночного автомобиля, подрамник передней независимой подвески магистрального тягача для автопоезда полной массой 40 тонн.
3. По результатам применения разработанной методики можно сделать вывод о её эффективности. Установлено:
 - при разработке кронштейна буксирного устройства удалось добиться повышения несущей способности в 2,5 раза при повышении массы в 1,7 раза по сравнению с базовой деталью, что позволило использовать разработанную деталь на автомобиле с большей полной массой без увеличения габаритных размеров детали с сохранением унификации по основным присоединительным размерам;
 - при разработке кронштейнов верхних реактивных тяг удалось добиться снижения массы в 2 раза по сравнению с базовой деталью с сохранением требуемой прочности и унификации по присоединительным размерам;
 - при разработке балансира задней подвески удалось добиться снижения массы детали на 49% по сравнению с существующим аналогом.
4. В результате экспериментального исследования напряжённо-деформированного состояния балансира, спроектированного с применением топологической оптимизации по разработанной методике, установлено, что при оценке напряжения в наиболее нагруженных местах детали расхождение с расчётными значениями не превышает 11%, что подтверждает работоспособность балансира и позволяет сделать вывод об адекватности разработанной математической модели.

Основные положения диссертации отражены в работах:

1. Шаболин М.Л., Вдовин Д.С. Снижение требований к прочности материала подрамника грузового автомобиля с независимой подвеской путём топологической оптимизации конструктивно-силовой схемы // Известия МГТУ «МАМИ». 2016 №4(30). С. 90-96. (0.65 п.л./0.4 п.л.).
2. Шаболин М.Л. Оптимизация конструкции и экспериментальное исследование напряжённо-деформированного состояния балансира задней подвески вездеходного транспортного средства // Известия МГТУ «МАМИ». 2020 №4(46). С. 92-104. (0.75 п.л.).
3. D.S. Vdovin, I.V. Chichekin, Y.Y. Levenkov and M.L. Shabolin. Automation of wheeled vehicles load bearing frames finite element models loading procedure by using inertia relief method and vehicle multi-body dynamics model // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 534, Number 1, 2019. (1.1 п.л./0.2 п.л.).
4. Назаренко С.В., Моисеев М.В., Харьков С.М, Карташов А.Б, Котиев Г.О, Вдовин Д.С, Хренов И.О, Шаболин М.Л, Смирнов А.А. Балансир подвески транспортного средства: пат. RU 180613 U1 Российская Федерация. 2018. Бюл. № 17.
5. Назаренко С.В., Моисеев М.В., Харьков С.М, Карташов А.Б, Котиев Г.О, Вдовин Д.С, Хренов И.О, Шаболин М.Л, Смирнов А.А. Балансир подвески: пат. RU 180626 U1 Российская Федерация. 2018. Бюл. № 17.