# МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК **629.33** 

DOI 10.46960/1816-210X\_2025\_2\_85

EDN CYUBQQ

# МЕТОДИКА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ВЫБОРА НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

## М.А. Душкин

ORCID: 0009-0007-4901-7953 e-mail: dushkinma@bmstu.ru Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана Москва, Россия

# **Я.Ю. Левенков** ORCID: **0000-0001-6556-3232** e-mail: **levenkov\_yy@bmstu.ru** Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана *Москва, Россия*

Рассмотрена задача повышения эффективности топологической оптимизации на основе метода конечных элементов при проектировании деталей транспортных средств путем уменьшения количества расчетных случаев. Для этого был проведен анализ влияния различных методов автоматизированного выбора нагрузок. В качестве примера рассмотрено проектирование поворотного кулака полноприводного беспилотного транспортно-технологического средства полной массой 800 кг.

Результаты проверочных расчетов подтверждают, что для получения оптимальной силовой схемы достаточно использования лишь ограниченного количества расчетных случаев, которые являются определяющими. Применение предложенной методики позволяет ускорить процесс топологической оптимизации более чем в 2 раза при минимизации податливости, а уменьшение количества расчетных в 2 раза при ограничении напряжений снижает временные затраты в 2,6 раза. Результаты работы могут быть использованы при проектировании высоконагруженных деталей минимальной массы для транспортных средств.

*Ключевые слова*: топологическая оптимизация, расчет на прочность, нагрузочные режимы, транспортные средства, расчетные случаи, метод конечных элементов, нагрузки, динамика твердых тел, силовая схема.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Душкин, М.А. Методика автоматизированного выбора нагрузочных режимов для проектирования высоконагруженных деталей транспортных средств с использованием топологической оптимизации / М.А. Душкин, Я.Ю. Левенков // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2025. № 2. С. 85-102. DOI: 10.46960/1816-210X\_2025\_2\_85 EDN: CYUBQQ

# THE METHOD OF AUTOMATED LOAD MODES SELECTION FOR DESIGNING HIGHLY LOADED VEHICLE PARTS USING TOPOLOGY OPTIMIZATION

M.A. Dushkin ORCID: 0009-0007-4901-7953 e-mail: dushkinma@bmstu.ru Bauman Moscow State Technical University *Moscow, Russia* 

<sup>©</sup> Душкин М.А., Левенков Я.Ю., 2025

# Ya.Yu. Levenkov ORCID: 0000-0001-6556-3232 e-mail: levenkov\_yy@bmstu.ru Bauman Moscow State Technical University *Moscow, Russia*

**Abstract.** The article is devoted to increasing the topology optimization efficiency based on the finite element method in the design of vehicle parts by reducing the number of load cases. To achieve this, an analysis of the influence of various methods of automated load selection was carried out. As an example, the design of a steering knuckle for an all-wheel drive unmanned transport and technological vehicle with a gross weight of 800 kg is presented. The results of the verification calculations confirm that it is sufficient to use only a limited number of load cases, which are decisive, to obtain the optimal power circuit. The proposed method allows to speed up the topological optimization process more than twice when minimizing compliance, in addition, halving the number of load cases with stress constraints reduces computational time by 2.6 times. The obtained results can be used in the design of highly loaded parts of minimum mass for vehicles.

*Key words:* topology optimization, strength calculation, load modes, vehicles, load cases, finite element method, loads, rigid body dynamics, power circuit.

**FOR CITATION**: Dushkin M.A., Levenkov Ya.Yu. The method of automated load modes selection for designing highly loaded vehicle parts using topology optimization. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2025. № 2. Pp. 85-102. DOI: 10.46960/1816-210X\_2025\_2\_85 EDN: CYUBQQ

#### Введение

Современные транспортные средства постоянно совершенствуются в направлении повышения энергоэффективности, что обусловлено необходимостью снижения расхода топлива, увеличения запаса хода, уменьшения воздействия на окружающую среду и соблюдения все более строгих нормативов по выбросам [1-3]. Одним из ключевых способов повышения энергоэффективности является снижение массы автомобиля, поскольку даже небольшое уменьшение веса ведет к меньшему расходу энергии, улучшению динамических характеристик и повышению эксплуатационных качеств. Соответственно, вопрос оптимизации массы транспортного средства (TC) является одной из важнейших задач современного машиностроения.

Существует несколько методик снижения массы TC, включая использование современных легких материалов (алюминиевые и магниевые сплавы, композиты), усовершенствование конструктивных решений и применение передовых технологий проектирования [4-6]. Однако наиболее перспективным и эффективным направлением является применение топологической оптимизации. Этот метод позволяет проектировать детали с учетом реальных эксплуатационных нагрузок, распределяя материал таким образом, при котором достигается высокая эффективность его использования, благодаря чему обеспечивается достижение минимально возможной массы при сохранении необходимых прочностных и жесткостных характеристик. Применение топологической оптимизации дает значительное преимущество в решении задач снижения массы TC без ухудшения их конструкционной надежности [7-9].

При проектировании беспилотных TC повышенной проходимости необходимо учитывать специфические эксплуатационные условия: движение по неровным поверхностям, преодоление препятствий и интенсивные динамические нагрузки. Специальные TC подвергаются высоким нагрузкам при движении по пересеченной местности. Это требует учета различных динамических расчетных случаев, связанных с частыми изменениями как направления, так и величин нагрузок, которые проявляются в виде ударов и вибрации. Если не учитывать эти нагрузки, их воздействие может привести к потере работоспособности силового элемента [10].

Для повышения конструкционной надежности силовых элементов TC повышенной проходимости необходимо проводить анализ широкого спектра нагрузочных режимов, выделяя характерные случаи. Чем больше различных режимов нагружения рассматривается при проектировании, тем точнее можно определить силовую схему конструкции и снизить вероятность отказа отдельных деталей. Однако реализация такого подхода сопряжена с определенными сложностями. Во-первых, учет большого количества расчетных случаев требует значительных вычислительных мощностей. Во-вторых, процесс оптимизации усложняется увеличением объема данных и времени, необходимого для проведения расчетов.

В связи с этим, при топологической оптимизации TC высокой проходимости возникает необходимость разработки методики выбора наиболее нагрузочных случаев, которые определяют силовую схему конструкции и являются основными среди всего их многообразия. Такой подход позволит сократить объем вычислений и время оптимизации, сосредоточившись на расчетных случаях, определяющих силовую схему конструкции. Рационально выбранные нагрузочные случаи для последующей топологической оптимизации обеспечат дают возможность повышать эффективность применения данного метода, что позволяет добиться снижения массы конструкции при сохранении надежности и эксплуатационной прочности. Это является ключевой целью, которую необходимо достичь при проектирования современных TC.

Целью данной работы является разработка методики автоматизированного выбора нагрузочных режимов для проектирования силовых деталей транспортных средств с использованием метода топологической оптимизации и метода конечных элементов.

#### Общие принципы формирования списка нагрузочных режимов и получения нагрузок

В рамках исследования рассмотрен поворотный кулак полноприводного беспилотного транспортно-технологического средства (TTC) полной массой 800 кг. Спроектированный робот-транспортер имеет грузоподъемность 400 кг и способен буксировать прицеп массой до 500 кг. ТС приводится в движение двумя тяговыми электродвигателями, питающимися от литиевой батареи. Максимальная скорость движения составляет 71 км/ч, а запас хода при движении по дороге с асфальтобетонным покрытием со скоростью 50 км/ч равен 104 км. Основной особенностью разрабатываемого робота является его продольная и поперечная симметрия, позволяющая осуществлять движение без разворота. Также оба моста транспортера являются управляемыми, причем каждый имеет собственный привод поворота, что позволяет увеличить маневренность за счет малых радиусов поворота. Общий вид TC представлен на рис. 1.



Рис. 1. Общий вид разрабатываемого транспортного средства Fig. 1. General view of the vehicle under development

Для получения нагрузок, действующих на узлы и агрегаты проектируемого TC, в том числе, и на рассматриваемый в данной работе поворотный кулак, в программе расчета динамики связных тел (MBD) разработана динамическая модель TC. Подробное описание динамической модели беспилотного TTC и способы получения нагрузок описаны в работах [11-13]. На рис. 2 представлена твердотельная модель поворотного кулака с изображением точек воздействия силовых факторов, отмеченных маркерами, для которых определялись нагрузки в ходе моделирования движения TC для составленных расчетных случаев.

В ходе моделирования движения были получены силы, действующие в шаровых шарнирах, соединяющих кулак с рычагами подвески и рулевой тягой, силы, действующие со стороны колеса на установленный в кулаке ступичный подшипник, а также тормозные моменты, приведенные к оси вращения колеса.



Рис. 2. Твердотельная модель поворотного кулака с маркерами приложения нагрузок Fig. 2. Solid-state model of the steering knuckle with load application markers

В результате моделирования движения в программном комплексе динамики связных тел по списку нагрузочных режимов, состоящему из 31 пункта. Режимы описаны в [11]. В результате было получено 99 расчетных случаев для элементов подвески одного колеса. Отличие количества расчетных случаев от выбранных расчетными режимами объясняется тем, что при моделировании динамики движения TC, таких как «Движение по неровной дороге 4 или 5 категории эксплуатации», «Движение по неровной ОП со случайным профилем», «Удар в бордюр боковой поверхностью колес», нагрузки были получены в разные моменты времени моделирования.

Поскольку конструкция разрабатываемого TC является симметричной относительно продольной и поперечной плоскостей, детали подвески переднего и заднего мостов должны иметь идентичную конструкцию. Для обеспечения унификации деталей подвески при проектировании методом топологической оптимизации необходимо, чтобы нагрузки, полученные для каждого из четырех узлов подвески, должны быть приведены к одному узлу. В данном случае в качестве такого узла выбрана левая передняя подвеска. Подробнее метод приведения нагрузок описан в [11].

В результате приведения нагрузок к одному узлу общее количество расчетных случаев для одного поворотного кулака возросло в четыре раза и составило 396. Проведение топологической оптимизации по всем расчетным случаям представляется затруднительным, поскольку для этого требуются большие вычислительные мощности. Следует учесть, что в общее количество расчетных случаев входят и нагрузки, полученные для симметричных режимов нагружения.

Необходимо разработать метод, который в автоматическом режиме из всего перечня расчетных случаев позволит выбрать только те случаи, которые в наибольшей степени будут влиять на силовую схему, полученную в результате топологической оптимизации. Для анализа методов выбора расчетных случаев предложены методики, которые выбирают расчетные случаи по следующим критериям:

- максимальные значения проекций сил на оси локальной системы координат детали, взятые по модулю для каждого ее шарнира;
- максимальные значения проекций сил и моментов на оси локальной системы координат детали, взятые по модулю для каждого ее шарнира;
- максимальные значения проекций сил на оси локальной системы координат, действующие в каждом шарнире с учетом направления их действия (с учетом знака);
- максимальные значения проекций сил и моментов на оси локальной системы координат, действующие в каждом шарнире с учетом направления их действия.

На рис. За показаны вектора моментов сил, на рис. Зб – вектора сил, действующих в шарнирах поворотного кулака.



Рис. 3. Приложение нагрузок к узлам поворотного кулака Fig. 3. Applying loads to the steering knuckle nodes

Рассматриваемые алгоритмы анализируют значения силовых факторов в узлах и выдает номера наиболее нагруженных расчетных случаев согласно критериям, приведенным выше. Результаты работы алгоритмов по выбору расчетных случаев для проведения топологической оптимизации по выбранным критериям представлены в табл. 1-4.

# Таблица 1.

Нагрузочные случаи для максимальных значений проекций сил на оси локальной системы координат детали, взятые по модулю для каждого ее шарнира

Table 1.

Load cases for maximum values of the modulus of force projections on the axes of the local coordinate system of the part for each of its hinges

№, п/п	Номер расчетного случая	Наименование расчетного случая
1.	66	Движение по дороге 4-й категории 20 км/ч
2.	98	Удар колесом
3.	218	Неровности
4.	267	Движение по дороге 4-й категории 20 км/ч
5.	294	Удар колесом

Таблица 2.

Нагрузочные случаи для максимальных значений проекций сил и моментов на оси локальной системы координат детали, взятые по модулю для каждого ее шарнира

Table 2.

Load cases for maximum values of the modulus of projections of forces and moments on the axes of the local coordinate system of the part for each of its hinges

№, п/п	Номер расчетного случая	Наименование расчетного случая
1.	3	Торможение с максимальным моментом без переворота
2.	4	Торможение с максимальным моментом с переворотом
3.	16	Неровности
4.	66	Движение по дороге 4-й категории 20 км/ч
5.	98	Удар колесом
6.	218	Неровности
7.	267	Движение по дороге 4-й категории 20 км/ч
8.	272	Движение по дороге 4-й категории 7 км/ч с прицепом
9.	294	Удар колесом

Таблица 3.

Нагрузочные случаи для максимальных значений проекций сил на оси локальной системы координат, действующие в каждом шарнире с учетом направления их действия

Table 3.

Load cases for maximum values of force projections on the axes of the local coordinate system, acting in each hinge, taking into account the direction of their action

№, п/п	Номер расчетного случая	Наименование расчетного случая
1.	51	Движение по дороге 4-й категории 20 км/ч
2.	66	Движение по дороге 4-й категории 20 км/ч
3.	82	Движение по дороге 4-й категории 7 км/ч с прицепом
4.	93	Удар колесом
5.	98	Удар колесом
6.	115	Неровности
7.	118	Неровности
8.	218	Неровности
9.	294	Удар колесом

#### Таблица 4.

Нагрузочные случаи для максимальных значений проекций сил и моментов на оси локальной системы координат, действующие в каждом шарнире с учетом направления их действия

Table 4.

Load cases for maximum values of projections of forces and moments on the axes of the local coordinate system, acting in each hinge, taking into account the direction of their action

<u>№</u> ,	Номер расчетного случая	Наименование расчетного случая	
11/11	2		
1.	3	Горможение с максимальным моментом без переворота	
2.	4	Торможение с максимальным моментом с переворотом	
3.	16	Неровности	
4.	51	Движение по дороге 4 категории 20 км/ч	
5.	66	Движение по дороге 4 категории 20 км/ч	
6.	82	Движение по дороге 4 категории 7 км/ч с прицепом	
7.	93	Удар колесом	
8.	98	Удар колесом	
9.	102	Торможение с максимальным моментом без переворота	
10.	115	Неровности	
11.	118	Неровности	
12.	135	Буксировка вперед под углом 30 °	
13.	143	Торможение на спуске в повороте	
14.	165	Движение по дороге 4-й категории 20 км/ч	
15.	218	Неровности	
16.	267	Движение по дороге 4-й категории 20 км/ч	
17.	272	Движение по дороге 4-й категории 7 км/ч с прицепом	
18.	294	Удар колесом	
19.	335	Буксировка назад под углом 0 °	

Анализ результатов выбора определяющих расчетных случаев показывает, что наиболее важными нагрузочными режимами являются экстремальные и аварийные, согласно классификации, представленной в [11].

## Оценка эффективности методик выбора нагрузочных режимов

Для оценки возможности применения методик, позволяющих выбрать ограниченное число расчетных случаев для последующего их использования при топологической оптимизации силовых деталей TC, были проведены проектировочные расчеты поворотного кулака по всем расчетным случаям, а также по наиболее нагруженным расчетным случаям, представленным выше, в результате которых получены его силовые схемы в виде изоповерхностей равной плотности. Для проведения топологической оптимизации в программном комплексе *Siemens NX 8.5* была создана твердотельная модель пространства проектирования (рис. 4). Пространство проектирования – это ограниченная область, внутри которой происходит оптимальное распределение материала при топологической оптимизации. Пространство проектирования поворотного кулака разработано таким образом, чтобы обеспечить необходимые присоединительные размеры деталей подвески и колесно-ступичного узла, исключить пересечения подвижных частей подвески при ее работе, а также обеспечить собираемость конструкции и сохранить возможность доступа инструмента для сборки и обслуживания агрегатов.



Рис. 4. Твердотельная модель пространства проектирования Fig. 4. Solid-state model of the design space

На основе твердотельной модели создана конечно-элементная модель пространства проектирования, в которой выделены области, не участвующие в оптимизации (неизменяемые области), соответствующие местам крепления сопрягаемых деталей подвески и колесноступичного узла. Конечно-элементная модель пространства проектирования создана из объемных восьмиузловых конечных элементов (HEX8). Для передачи нагрузки от тормозного момента были использованы элементы CROD и CBEAM, которые через скобу тормозного механизма преобразуют тормозной момент в силы в проушинах крепления тормозного механизма. Сосредоточенные силы и моменты передаются с помощью элементов RBE2 и RBE3. Общий вид конечно-элементной модели представлен на рис. 5. Описание параметров конечно-элементной модели приведено в табл. 5.



Рис. 5. Общий вид расчетной конечно-элементной модели Fig. 5. General view of the computational finite element model

# Таблица 5. Параметры конечно-элементной модели

 Table 5.

 Parameters of the finite element model

Параметр	КЭ	Величина
	HEX8	131613
Количество конечных элементов	RBE2	6
	RBE3	5
	CROD	1
	CBEAM	2
Суммарное количество конечных элементов		131630
Суммарное количество узлов		148133
Средний размер конечного элемента, мм		2



Рис. 6. Пример приложения нагрузок для расчетного случая «Торможение на спуске в повороте»

#### Fig. 6. An example of the application of loads for the load case of «Braking on a descent in a turn»

В качестве целевой функции для проведения топологической оптимизации поворотного кулака выбрана функция минимума потенциальной энергии деформации (жесткостной алгоритм) [14]. Ограничение задано в виде удельного остаточного объема материала относительно исходного объема пространства проектирования, остаточный объем не должен превышать 15 % от исходного. Механические свойства пространства проектирования и неизменяемых областей были заданы линейно-упругим материалом с модулем упругости E = 72000 МПа и коэффициентом Пуассона  $\mu = 0,33$  (алюминиевый сплав АК7пч). Уравновешивание модели при приложении нагрузок осуществляется методом инерционного сглаживания (inertia relief). Чтобы изменение массы модели в процессе оптимизации не влияло на ее уравновешивание при расчете, плотность материала пространства проектирования задана равной нулю, а массово-инерционные характеристики заданы с помощью точечной массы в центре масс модели. Инерционная нагрузка распределена при помощи элемента связи RBE3 на узлы приложения нагрузок [15]. Оптимизация проводилась на компьютере с 8-ядерным процессором Intel Core i7-11700KF (3,6 ГГц, оперативное запоминающее устройство 32 Гб, SSD 476 Гб). При проведении топологической оптимизации были рассмотрены задачи с оптимизаци ей по всем 396 расчетным случаям и с расчетными случаями, представленными в табл. 1-4. Результаты расчетов представлены на рис. 7.



Рис. 7. Силовые схемы поворотного кулака
в виде изоповерхности равной плотности при значении ρ = 0,4:
а – все расчетные случаи, б – расчетные случаи с максимальными модулями сил,
в – расчетные случаи с максимальными модулями сил и моментов,
г – расчетные случаи с максимальными компонентами сил,
д – расчетные случаи с максимальными компонентами сил и моментов

Fig. 7. Power schemes of the steering knuckle in the form of an isosurface of equal density at a value of  $\rho = 0.4$ :

 $a-all \ load \ cases, \ 6-load \ cases \ with \ maximum \ force \ modules, \ e-load \ cases \ with \ maximum \ modules \ of forces \ and \ moments, \ z-load \ cases \ with \ maximum \ forces \ components, \ \partial-load \ cases \ with \ maximum \ components \ of \ forces \ and \ moments$ 

Временные затраты на оптимизацию и количество итераций для каждого набора нагрузочных режимов представлены в табл. 6. Результаты показывают, что использование выбранных расчетных случаев с использованием автоматизированных методов, рассмотренных выше, при проведении топологической оптимизации позволяют сократить время расчета более чем в два раза.

	Таблица 6.
Время расчета и количество итераций при оп	тимизации
	Table 6.

Расчетные случаи	Количество расчетных случаев	Количество итераций	Время расчета, ч:мин:с
Все расчетные случаи	396	44	03:43:54
Максимальные модули сил	5	39	01:45:18
Максимальные модули сил и моментов	9	42	01:51:52
Максимальные компоненты сил	9	39	01:47:43
Максимальные компоненты сил и моментов	19	42	01.54.46

Computational time and number of iterations for optimization

У силовых схем, полученных для расчетных случаев, определеные для максимальных значений проекций сил на оси локальной системы координат детали, взятые по модулю для каждого ее шарнира и для максимальных значений проекций сил на оси локальной системы координат, действующие в каждом шарнире с учетом направления их действия (рис. 76 и 7г), отсутствуют соединяющие места крепления тормозного суппорта конструктивные элементы. Недостаточность материала в этих зонах объясняется отсутствием в списке расчетных случаев, связанных с тормозными режимами, нагружение для которых задавались в виде тормозного момента. Данные силовые схемы не рассматривались в дальнейших проверочных расчетах. В целом основные силовые схемы детали, полученные при всех рассматриваемых подходах выбора нагрузок, в том числе, и для всех рассматриваемых расчетных случаев, имеют схожую структуру. Для оценки работоспособности силовых схем, полученных в результате топологической оптимизации, а также для оценки возможности применения ограниченного числа расчетных случаев при проведении топологической оптимизации, было проведено «сглаживание» силовых схем для проведения проверочных расчетов. Полученные в результате модели кулаков представлены на рис. 8.



**Рис. 8. Сглаженные модели поворотного кулака, полученные при оптимизации:** *а – по всем расчетным случаям, б – по расчетным случаям с максимальными модулями сил и моментов, в – по расчетным случаям с максимальными компонентами сил и моментов* 

**Fig. 8. Smoothed models of the steering knuckle after optimization:**  $a - with all load cases, \delta - with load cases with maximum modules of forces and moments,$ <math>b - with load cases with maximum components of forces and moments



Рис. 9. Огибающая эквивалентных напряжений по Мизесу, МПа, силовых схем, полученных при оптимизации:

а – по всем расчетным случаям, б – максимальные значения проекций сил и моментов
 на оси локальной системы координат детали, взятые по модулю для каждого ее шарнира,
 в – максимальные значения проекций сил и моментов на оси локальной системы координат,
 действующие в каждом шарнире с учетом направления их действия

Fig. 9. Envelope of equivalent von Mises stresses, MPa, of power schemes after optimization:
a – with all load cases, 6 – with load cases with maximum values of the modulus of projections of forces and moments on the axes of the local coordinate system of the part for each of its hinges,
6 – with load cases with maximum values of projections of forces and moments on the axes of the local coordinate system, acting in each hinge, taking into account the direction of their action

Прочностной расчет для рассматриваемых силовых схем проводился по всем расчетным случаям, полученным в результате динамического моделирования движения транспортера. Механические свойства материала заданы для алюминиевого сплава с модулем упругости E = 72000 МПа, коэффициентом Пуассона  $\mu = 0,33$  и плотностью  $\rho = 2660$  кг/м<sup>3</sup>. Масса каждой из сглаженных силовых схем равна 620 г, что в два раза меньше массы исходной конструкции поворотного кулака, изготовленного из чугуна. Результаты прочностного расчета полученных силовых схем представлены на рис. 9 в виде огибающей эквивалентных напряжений по Мизесу по всем расчетным случаям. Для результатов расчета каждой силовой схемы цветовая шкала напряжений ограничена значением 500 МПа.

Анализ полученных результатов расчета показывает, что распределение напряжений в силовых схемах, полученных в результате топологической оптимизации по ограниченному числу расчетных случаев, аналогично распределению напряжений в силовой схеме, оптимизированной по всем расчетным случаям. Наиболее точное совпадение распределения напряжений наблюдается в силовой схеме, расчетные случаи для которой выбирались по критерию максимальных значений проекций сил и моментов на оси локальной системы координат детали, взятые с учетом направления каждого ее шарнира. Максимальные напряжения во всех силовых схемах расположены в локальных зонах, что позволит устранить данные концентраторы за счет увеличения площади поперечного сечения структурных элементов и создания более плавных переходов при доведении конструкции после первичной интерпретации результатов топологической оптимизации.

## Оценка эффективности методики на примере топологической оптимизации при условии минимума массы с ограничением максимальных действующих напряжений

Для получения оптимальной конструкции не всегда достаточно провести топологическую оптимизацию с целью максимизации жесткости конструкции, поскольку уровень напряжений в структурных элементах может быть достаточно высок, и для изготовления таких деталей необходимо применять высокопрочные материалы, что значительно увеличивает стоимость итоговой конструкции. Поэтому необходимо рассматривать задачу разработки конструкции минимальной массы, которая будет отвечать определенным прочностным характеристикам, т.е. задавать ограничение на напряжения в конструкции.

Решение задачи топологической оптимизации с ограничением по напряжениям является трудоемкой задачей, требующей больших вычислительных мощностей и существенных затрат машинного времени для проведения расчета [14, 16, 17], притом, время расчета зависит от количества учитываемых нагрузочных случаев, поэтому вопросы снижения их количества является актуальной задачей.

В качестве целевой функции была выбрана функция минимизации объема материала модели, ограничение задано в виде максимального напряжения в модели – 300 МПа. Топологическая оптимизация проводилась для двух групп нагрузочных режимов, полученных по критериям максимальных модулей сил и моментов (9 расчетных случаев) и максимальных компонентов сил и моментов (19 расчетных случаев). Силовые схемы, полученные при топологической оптимизации с ограничением напряжений, представлены на рис. 10. Временные затраты и количество итераций при оптимизации приведены в табл. 7.

Таблица 7.

# Время расчета и количество итераций при оптимизации с ограничением напряжений

Table 7.

#### Computational time and number of iterations for stress-constrained optimization

Расчетные случаи	Количество расчетных случаев	Количество итераций	Время расчета, ч:мин:с
Максимальные модули сил и моментов	9	115	24:16:45
Максимальные компоненты сил и моментов	19	177	63:58:28



Рис. 10. Силовые схемы поворотного кулака в виде изоповерхности равной плотности при значении ρ = 0,4: a – расчетные случаи с максимальными модулями сил и моментов; б – расчетные случаи с максимальными компонентами сил и моментов

Fig. 10. Power circuits of the steering knuckle in the form of an isosurface of equal density at a value of ρ = 0.4:
a – load cases with maximum modules of forces and moments,
6 – load cases with maximum components of forces and moments

В результате оптимизации были получены силовые схемы, отличающиеся от результатов оптимизации жесткостного алгоритма. Конструкция в большей степени состоит из конструктивных элементов, близких к поверхностям, в отличие от жесткотного алгоритма, где преимущественно силовая схема имеет стрежневую структуру. В районах проушин крепления тормозного суппорта увеличилась плотность материала, больше объема появилось и в районе установки шаровой опоры рулевой тяги. Сглаженные модели поворотного кулака, для прочностного расчета, структура которых получена в результате топологической оптимизации с ограничением напряжений, показаны на рис. 11.

Временные затраты на проведение топологической оптимизации с ограничением напряжений возросли в 13 раз для расчетных случаев, выбранных по критерию максимальных значений проекций сил и моментов на оси локальной системы координат детали, взятые по модулю для каждого ее шарнира количество итераций возросло с 42 до 115. Для расчетных случаев для метода выбора нагрузок по максимальным значениям проекций сил и моментов на оси локальной системы координат детали, взятые по модулю для каждого ее шарнира количество итераций возросло с 42 до 115. Для расчетных случаев для метода выбора нагрузок по максимальным значениям проекций сил и моментов на оси локальной системы координат, действующие в каждом шарнире с учетом направления их действия количество итераций выросло с 42 до 177, а время расчета возросло в 33,4 раза. Увеличение количества расчетных случаев при топологической оптимизации с ограничением напряжений с 9 до 19 увеличивает время расчета в 2,6 раза.



б

Рис. 11. Сглаженные модели поворотного кулака, полученные при оптимизации с ограничением напряжений: а – по расчетным случаям с максимальными модулями сил и моментов, б – по расчетным случаям с максимальными компонентами сил и моментов

Fig. 11. Smoothed models of the steering knuckle after stress-constrained optimization:

a – with load cases with maximum modules of forces and moments,

 $\mathit{\delta}-\mathit{with}\ \mathit{load}\ \mathit{cases}\ \mathit{with}\ \mathit{maximum}\ \mathit{components}\ \mathit{of}\ \mathit{forces}\ \mathit{and}\ \mathit{moments}$ 

Для сглаженных силовых схем также был проведен проверочный прочностной расчет. Результаты расчета по всем расчетным случаям для обеих силовых схем в виде огибающей эквивалентных напряжений по Мизесу представлены на рис. 12. Механические свойства также заданы для алюминивого сплава АК7пч. Масса каждой сглаженной модели составляет 906 г, что на 32 % меньше массы исходной конструкции поворотного кулака.

Анализ результатов проверочных расчетов показывает, что напряжения в силовой схеме не превышают ограниченных при топологической оптимизации 300 МПа, за исключением нескольких локальных зон, где напряжения составляют 450 МПа. Концентраторы напряжений расположены в местах крепления суппорта тормозного механизма и шарового пальца рулевой тяги. При этом у силовой схемы, полученной для расчетных случаев с максимальными значениями проекций сил и моментов на оси локальной системы координат, действующие в каждом шарнире с учетом направления их действия, максимальные напряжения в районах концентраторов на 150 МПа ниже, чем у силовой схемы, полученной для максимальных значений проекций сил и моментов на оси локальной системы координат детали, взятые по модулю для каждого ее шарнира. Для устранения локальных концентраторов напряжений обе силовые схемы могут быть доработаны.





б

Рис. 12. Огибающая эквивалентных напряжений по Мизесу, МПа, силовых схем, полученных при оптимизации с ограничением напряжений: *a* – по расчетным случаям с максимальными модулями сил и моментов, *б* – по расчетным случаям с максимальными компонентами сил и моментов

Fig. 12. Envelope of equivalent von Mises stresses, MPa, of power circuits after stress-constrained optimization:

a – with load cases with maximum modules of forces and moments,  $\delta$  – with load cases with maximum components of forces and moments

#### Заключение

- В ходе исследования предложены алгоритмы выбора нагрузочных случаев для проектирования деталей методом топологической оптимизации. Применение расчетных случаев с использованием рассмотренных автоматизированных методов при проведении топологической оптимизации по жесткостному алгоритму позволяет сократить время расчета более чем в 2 раза.
- 2. Применение разработанных алгоритмов значительно сокращает объем вычислений, концентрируясь только на наиболее критичных режимах, что повышает эффективность проектирования и снижает время, затрачиваемое на расчеты. Например, при использовании алгоритма минимизации массы с ограничениями по напряжениям уменьшение количе-

ства расчетных случаев при топологической оптимизации с ограничением напряжений с 19 до 9 уменьшает время расчета в 2,6 раза.

- 3. На примере нагрузок, действующих на поворотный кулак подвески беспилотного мотовездехода, продемонстрировано, что существуют нагрузочные случаи, которые определяют основную силовую схему нагруженной детали. Проведенные расчеты и анализ оптимизированной конструкции подтвердили, что учет только этих расчетных случаев позволяет значительно снизить временные затраты на проектирование, при этом не снижая параметры прочности и жесткости детали. Повышенные значения напряжений носят локальный характер, что можно устранить путем доработки полученной силовой схемы.
- 4. Направление проекции максимального силового фактора существенно не влияет на общую структуру силовой схемы конструкции при использовании жесткостного алгоритма топологической оптимизации.
- 5. При выполнении работы получены силовые схемы поворотного кулака, имеющие значительно меньшую массу по сравнению с исходной деталью. Массы моделей, полученные при оптимизации с различными целевыми функциями, представлены в табл. 8. Применение топологической оптимизации позволяет снизить массу конструкции кулака от 30 до 50 %, обеспечив при этом требуемые прочностные характеристики.
- 6. Предложенный алгоритм обладает высокой адаптивностью и может применяться для оценки влияния новых нагрузочных режимов. В случае появления дополнительных расчетных случаев, не рассматривавшихся ранее, методика позволяет определить, оказывают ли они значительное влияние на силовую схему конструкции, еще до проведения процедуры топологической оптимизации. Это делает процесс проектирования более гибким, позволяя учитывать изменяющиеся условия эксплуатации.
- 7. Таким образом, использование разработанных алгоритмов выбора определяющих нагрузочных режимов позволяет существенно повысить эффективность применения метода топологической оптимизации на ранних стадиях проектирования высоконагруженных элементов TC. Применение данной методики в машиностроении и автомобильной промышленности открывает новые перспективы для создания легких, прочных и энергоэффективных транспортных средств, что особенно актуально в условиях растущих требований к экологичности и экономичности современных автомобилей.

Таблица 8. Массы полученных силовых схем Table 8. The masses of the obtained power circuits

Наименование силовой схемы	Масса, кг	Снижение массы, %	
Исходная модель поворотного кулака	1,330	-	
Оптимизация с минимизацией податливости			
Все расчетные случаи	0,629	52,7	
Максимальные модули сил и моментов	0,615	53,7	
Максимальные компоненты сил и моментов	0,615	53,7	
Оптимизация с ограничением напряжений			
Максимальные модули сил и моментов	0,906	31,9	
Максимальные компоненты сил и моментов	0,906	31,9	

# Библиографический список

- 1. Lutsey, N. Research Report UCD-ITS-RR-10-10 // Review of Technical Literature and Trends Related to Automobile Mass-Reduction Technology. May 2010. 2015. № April.
- 2. **Bailo, C.** Vehicle Mass Reduction / C. Bailo, Sh. Modi, M. Schultz et al. // Roadmap Study 2025-2035. 2020. P. 44.

- 3. **MacKenzie, D.** Determinants of US passenger car weight / D. MacKenzie, S. Zoepf // https://www.researchgate.net/publication/264440369\_Determinants\_of\_US\_passenger\_car\_weight DOI:10.1504/IJVD.2014.060066.
- 4. **Baron, J.** Identifying Real World Barriers to Implementing Lightweighting Technologies and Challenges in Estimating the Increase in Costs / J. Baron. Center for Automotive Research 3005 Boardwalk, ste. 200 Ann Arbor, mi 48108. 2016.
- Daehn, G.S. Environmentally Responsible Lightweight Passenger Vehicle Design and Manufacturing / G.S. Daehn, K.E. Daehn, O. Kuttner // Automot. Innov. Springer Nature Singapore, 2023. Vol. 6, № 3. P. 300-310
- 6. Czerwinski, F. Current trends in automotive lightweighting strategies and materials // Materials (Basel). 2021. Vol. 14, № 21.
- 7. **Topaç M.M.** Lightweight design of a rear axle connection bracket for a heavy commercial vehicle by using topology optimisation: A case study / M.M. Topaç, M. Karaca B. Aksoy L. Bilal // Mechanika. 2020. Vol. 26, № 1. P. 64-72. DOI:10.5755/j01.mech.26.1.23141.
- 8. **Французов, А.А.** Применение метода топологической оптимизации в задачах проектирования грузоподъемной техники / А.А. Французов, Я.И. Шаповалов, Д.С. Вдовин // Технические науки. Машиностроение и машиноведение. 2017. № 2 (42). С. 99-108.
- 9. Vdovin, D. Light frame design for quad bike using topology optimization / D. Vdovin, Y. Levenkov, V. Chichekin // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Institute of Physics Publishing, 2019. Vol. 589, № 1. DOI:10.1088/1757-899X/589/1/012026.
- 10. Афанасьев, Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин учебник для вузов. Т. 1 / Б.А. Афанасьев, Г.И. Гладов, Л.Ф. Жеглов [и др.]. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 496 с.
- 11. Левенков, Я.Ю. Проектирование направляющего аппарата подвески из алюминиевых сплавов для многоцелевого беспилотного транспортно-технологического средства с использованием метода топологической оптимизации /Я.Ю. Левенков, И.В. Чичекин, Д.С. Вдовин [и др.]. // Труды НАМИ. 2023. №2(293). С.42-59. DOI: 10.51187/0135-3152-2023-2-42-59. EDN: EGSVCS.
- 12. Вдовин, Д.С. Разработка методики создания динамической математической модели квадрицикла для расчета на ранних стадиях проектирования нагрузок, действующих на раму и ходовую часть / Д.С. Вдовин, И.В. Чичекин, Я.Ю. Левенков, А.Б. Фоминых // Труды НАМИ. 2021. № 2 (285). С. 46-57. DOI: 10.51187/0135-3152-2021-2-46-57. EDN: RUAVQH.
- Чичекин, И.В. Разработка математической динамической модели карьерного автосамосвала для определения нагрузок, действующих на раму в заданных режимах эксплуатации / И.В. Чичекин, Я.Ю. Левенков, Г.А. Арутюнян [и др.]. // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2022. №2. С. 127-137. DOI: 10.46960/1816-210X\_2022\_2\_127
- 14. **Bendsoe, M.P.** Topology Optimization: Theory, Methods and Applications / M.P. Bendsoe, O. Sigmund. Berlin: Springer, 2003. P 365.
- 15. Левенков, Я.Ю. Влияние нагрузочных режимов на силовые схемы несущих элементов карьерных самосвалов, полученные с использованием метода топологической оптимизации / Я.Ю. Левенков, А.М. Устинова [и др.]. // Труды НАМИ. 2022. № 2 (289). С. 73-88. DOI: 10.51187/0135-3152-2022-2-73-88. EDN: SAGQZX.
- 16. Duysinx, P. Topology and generalized shape optimization: Why stress constraints are so important? / P. Duysinx, L. Van Miegroet, E. Lemaire et al. // Int. J. Simul. Multidiscip. Des. Optim. 2008. Vol. 2, № 4. DOI:10.1051/ijsmdo/2008034
- 17. Le, C. Stress-based topology optimization for continua / Chau Le, Julian A., Norato, T. Bruns et al. // Struct. Multidiscip. Optim. 2010. Vol. 41, N. 4. P. 605-620.

Дата поступления в редакцию: 19.02.2025

Дата принятия к публикации: 07.05.2025