

УДК (UDK) 621.86/.87

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ГРУЗОВОГО ЗАХВАТА
С ПРИМЕНЕНИЕМ ПРИНЦИПА МИНИМУМА ЗАТРАТ УСИЛИЙTOPOLOGY OPTIMIZATION OF A CARGO GRIPPER DESIGN USING
THE MINIMUM EFFORT PRINCIPLEГнездилов С.Г.^{1,2}
Gnezdilov S. G.^{1,2}¹ – Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)² – Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт» (Москва, Россия)¹ – Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)² – National Research University “Moscow Power Engineering Institute” (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Статья предлагает подход к топологической оптимизации грузового захвата для перемещения стального листового проката на основе принципа минимума затрат усилий. Цель — повысить жесткость и надежность конструкции с одновременным снижением массы. Объект оптимизации — левый рычаг захвата со сложным нагружением. Предложена методика упрощения расчетных схем путем исключения неизвестных внешних сил через рациональное наложение связей, что снижает трудоемкость вычислений и риск ошибок. Моделирование выполнено в среде TopOpt-2D. Рассмотрены два предельных случая: с минимальным и максимальным трением в зоне контакта башмака с грузом. Разработаны расчетные схемы с граничными условиями, учитывающими нагружение рычага, и проведена оптимизация с долей объема материала 10%. Результаты показали необходимость введения пассивных зон и корректировки ключевых точек (например, смещение крепления тяги вправо), что сократило длину тяги и улучшило распределение материала. Сравнительный анализ выявил, что оптимизированный рычаг снижает напряжения в десятки раз, а максимальные горизонтальные перемещения — более чем в 30 раз, повышая жесткость и надежность. Отмечена важность учета различных рабочих нагрузок (например, при кантовании) для дальнейшего улучшения конструкции. Практика подтвердила эффективность алгоритма, упрощающего моделирование, и необходимость итеративного уточнения схем для оптимальной топологии. Результаты применимы при проектировании аналогичных устройств, требующих баланса массы, жесткости и надежности.

Ключевые слова: топологическая оптимизация, грузовой захват, принцип минимума затрат усилий, конечно-элементный анализ, минимизация податливости.

Дата получения статьи: 24.02.2025
Дата принятия к публикации: 01.04.2025
Дата публикации: 25.05.2025

Abstract. The article presents an approach to the topology optimization of a cargo gripper design for handling steel sheet products, employing the minimum effort principle. The primary goal of the research is to enhance the stiffness and reliability of the structure while reducing its mass. The left gripper arm, subjected to complex loading conditions, is selected as the optimization object. A methodology is proposed that simplifies computational models by eliminating unknown external forces through the rational application of constraints, thereby reducing computational complexity and minimizing the risk of errors. The TopOpt-2D environment is used for simulation. Two key cases are analyzed: negligible and significant friction at the shoe-load contact. Models with boundary conditions that reflect the lever's loading are developed, and topology optimization is performed with a material volume fraction of 10%. The results highlight the need for introducing passive zones and adjusting key points (e.g., displacing the linkage attachment point to the right), which reduces linkage length and improves material distribution. A comparative finite element analysis of the initial and optimized designs demonstrates that the new arm configuration has the potential to reduce stress levels by tens of times and maximum horizontal displacements by over 30 times, significantly enhancing stiffness and reliability. The importance of accounting for multiple operational load combinations (e.g., during sheet tilting) for further design refinement is emphasized. The study emphasizes accounting for varied load scenarios (e.g., sheet tilting) for future refinement. It confirms the algorithm's effectiveness in simplifying models and highlights iterative refinement for rational topology. The findings apply to similar devices requiring a balance between mass, stiffness, and operational reliability.

Keywords: topology optimization, cargo gripper, minimum effort principle, finite element analysis, compliance minimization.

Date of manuscript reception: 24.02.2025
Date of acceptance for publication: 01.04.2025
Date of publication: 25.05.2025

Сведения об авторе:

Гнездилов Сергей Геннадьевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы», Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана; доцент кафедры робототехники, мехатроники, динамики и прочности машин, Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт», e-mail: gnezdilov@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3215-3840>

Author's information:

Sergey G. Gnezdilov – PhD (Eng), Associate Professor, Associate Professor of Department of Hoisting and Conveying Systems at Bauman Moscow State Technical University; Associate Professor of Department of Robotics, Mechatronics, Dynamics and Machine Strength at National Research University "Moscow Power Engineering Institute", e-mail: gnezdilov@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3215-3840>

1. Введение

Подготовку расчетных схем для задач концептуальной топологической оптимизации актуально производить с применением принципа минимума затрат усилий, в соответствии с которым предлагается принимать комбинации граничных условий, при которых существенно упрощается решение задач. Рациональный выбор граничных условий позволяет не только сократить время подготовки расчетных схем, но и снизить риск возникновения ошибок.

Цель настоящего исследования – изложение основных положений применяемого при подготовке расчетных схем для топологической оптимизации (он также может применяться при подготовке расчетных схем для проведения конечно-элементного анализа) принципа минимума затрат и рассмотрение примера практического применения данного принципа.

2. Принцип минимума затрат

В данной работе для построения расчетной схемы топологической оптимизации [1] предлагается использование инверсного подхода к аксиоме об освобождении от связей: вместо традиционного исключения связей на свободное тело накладывают искусственные ограничения, имитирующие реальные эксплуатационные нагрузки.

Предлагаемый подход проиллюстрируем на примере решения плоской задачи. Предположим, что требуется получить оптимальную топологию для представленного на рис. 1 объекта, находящегося в статическом равновесии: пара верхних сил уравновешена одной силой снизу. Наложение внешних связей (в плоской системе три связи должны обес-

печивать статическую определенность и геометрическую неизменяемость) может быть реализовано разными способами, позволяющими исключить часть сил, сохраняющихся в виде реакций в опорах. Первые три комбинации наложения связей (рис. 1) позволяют исключить из модели по две силы. Последняя комбинация связей, равно как и три другие, обеспечивает статическую определенность и геометрическую неизменяемость модели, однако требует от исследователя определения численных значений всех трех внешних сил. Из представленных на рис. 1 комбинаций наложения связей наилучшей будет та, при которой определение оставшихся представляет собой наименее трудоемкую задачу. Наложение трех связей позволяет исключить их расчетной схемы до трех сил. В тех случаях, когда к оптимизируемому объекту приложено большое число сил (пять и более), то целесообразно оставлять силы, определение соотношения которых представляет собой наименее трудоемкую задачу. Во случаях приложения к объекту оптимизации распределенной нагрузки ее замена связями во чаще всего нецелесообразна. То же самое относится к подвижной нагрузке (например, стрела башенного крана [2]), замена которой связями не представляется возможной.

Далее рассмотрен пример применения изложенного принципа минимума затрат в отношении конкретной практической задачи, в рамках которой для наиболее нагруженного элемента грузового захвата построены расчетные схемы (для целей проведения топологической оптимизации), в соответствии с которыми подготовлена расчетная модель его наиболее нагруженного элемента и после серии опытов получена соответствующая ей оптимальная (рациональная) топология.

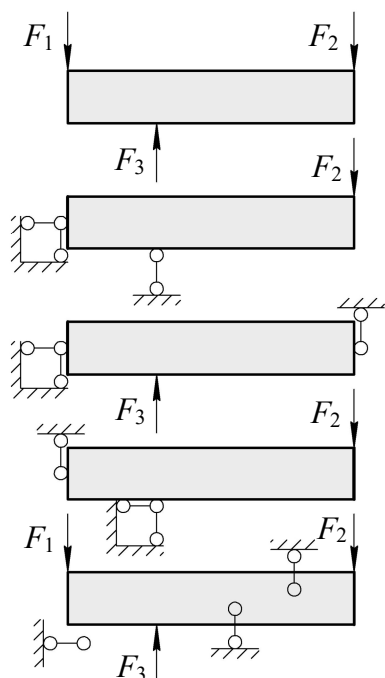


Рис. 1. Некоторые возможные способы наложения связей на объект

3. Грузовой захват для листового проката

Рассмотрим предназначенный для перемещения груза (листовой прокат) несимметричный клещевой грузозахват [3], схема которого представлена на рис. 2. Захват содержит пару рычагов 1 и 2, зажимной кулачок 3 и регулируемую тягу 4. За расположенную на левом рычаге 1 верхнюю проушину захват может быть подвешен на грузоподъемном устройстве. Фиксация груза 5 в захвате производится посредством его сжатия с обеих сторон элементами с зубчатой насечкой. Захват настраивается под грузы различной толщины посредством изменения рабочей длины регулируемой тяги 4 так, чтобы при подъеме груза 5 между рычагом 1 и зажимным кулачком 3 приблизительно создавался угол α (определяется положением линии, проходящей через точки Г и Д), при котором обеспечивается наиболее надежная фиксация груза в захвате.

Перед построением расчетной схемы захвата проанализируем некоторые аспекты его устройства (рис. 2). В процессе подъема груза до момента его отрыва от основания имеют место упругая деформация элементов захвата и некоторый поворот зажимного кулачка, сопровождающиеся возрастанием

давления в местах контакта захвата с грузом. Поворот зажимного кулачка ведет к неблагоприятному перемещению зубьев относительно друг друга, что может стать причиной их ускоренного износа, повреждения транспортируемого материала. С другой стороны, жесткое крепление регулируемой тяги 4 к левому рычагу 1 (рис. 2) создает в ней изгибающий момент, величина которого пропорциональна угловому рассогласованию параллельности осей рычагов. Для улучшения условий работы захвата предлагается внесение в его конструкцию изменений (рис. 3): исключение зубчатой насечки в зоне контакта с рычагом 2; замена соединения тяги с левым рычагом с жесткого на шарнирное.

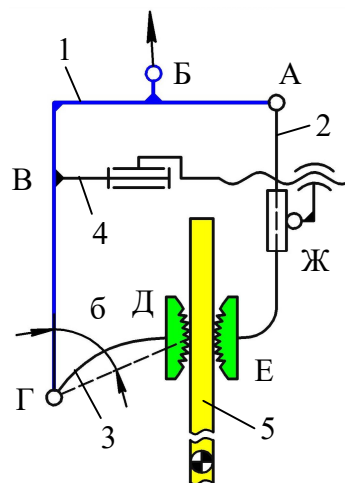


Рис. 2. Кинематическая схема захвата:
1 – левый рычаг, 2 – правый рычаг,
3 – зажимной кулачок, 4 – регулируемая тяга, 5 – груз (листовой прокат)

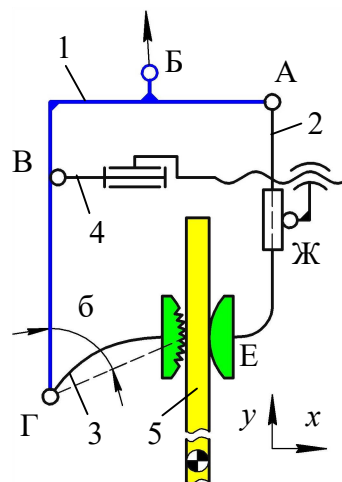


Рис. 3. Кинематическая схема грузового захвата после преобразований

4. Общий порядок построения расчетной схемы

Топологическую оптимизацию проще проводить в отношении одного отдельного элемента конструкции либо части элемента, реже она проводится в отношении сборочной единицы [4]. На оптимизируемом элементе определяют [5] области (характерные точки), в которых тот взаимодействует с другими объектами, выявляют характер такого взаимодействия в основных расчетных случаях. Затем в характерных точках накладывают связи в соответствии с принципом минимума затрат, который позволяет исследователю максимально упростить работу по вычислению значений силовых факторов. Пассивные пустоты (пустые зоны, в которых не допускается заполнение материалом) целесообразно включать непосредственно в расчетную модель на этапе ее подготовки после получения первых предварительных результатов оптимизации.

5. Постановка задачи

Захват (рис. 3) является самозажимным устройством, сила сжатия которого пропорциональна весу поднимаемого груза. Функционирование захвата требует баланса между сжимающей нагрузкой, обеспечивающей надежную фиксацию груза, и предотвращением критических деформаций, вызывающих неконтролируемое смещение зажимного кулачка по вертикали. С целью минимизации рисков проявления негативных явлений в работе захвата актуальна структурная оптимизация его конструкции, направленная на достижение высокой жесткости при снижении массы.

В качестве объекта оптимизации в рамках настоящего исследования примем имеющий наиболее сложное конструктивное исполнение и характер нагружения левый рычаг (поз. 1 на рис. 3). Моделирование выполним в среде *TopOpt-2D* [6] (в основе программы *SIMP*-метод [7]), которая позволяет в режиме реального времени проводить топологическую оптимизацию геометрии захвата (наиболее рациональное распределение материа-

ла в пределах расчетной области (области проектирования) с учетом граничных условий) с учетом нескольких расчетных случаев по критерию минимизация податливости [7], опираясь на требуемый долю объема материала в расчетной области.

При решении задачи принят ряд следующих допущений. В связи с тем, что результаты топологической оптимизации малочувствительны к направлениям и значениям приложенных сил [5], в расчетных схемах не учитываются силы трения в шарнирах, собственный вес элементов захвата (вес перемещаемого с использованием захвата груза кратно превышает собственный вес захвата), не принимается во внимание незначительный поворот элементов захвата относительно друг друга и т.п. Из этого допущения, в частности, следует, что центр тяжести системы (захват с грузом) будет совпадать с центром тяжести груза. Примем, что для поиска рациональной топологии достаточно рассмотрения исполнения груза только одной толщины, которую примем такой, что регулируемая тяга захвата будет ориентирована параллельно оси x . Примем также, что в точке E контакта правого башмака с грузом величина трения варьируется в диапазоне от нуля до 20% от веса груза. Задача решается в плоской постановке из допущения о незначительном влиянии поперечных нагрузок на результат, а вопрос рационального проектирования объемной конструкции требует отдельной дополнительной проработки.

6. Обоснование расчетных случаев и соответствующие им расчетные схемы

Качество результатов топологической оптимизации напрямую зависит от количества учитываемых при этом расчетных сочетаний нагрузок, имеющих преобладающее действие [8, 9]. Ограничимся рассмотрением двух предельных случаев, которые относятся к подъему груза номинального веса. В первом случае предположим, что в точке E (область контакта башмака с грузом) сила трения пренебрежимо мала, а во втором – она равна одной пятой номинального веса груза. Физически это может иметь место при следующих условиях:

в одном случае на контактной поверхности в точке Е имеется масляная пленка, которая делает трение пренебрежимо малым, во втором случае, трение напротив возрастает из-за сочетания различных факторов (отсутствие смазки, высокая шероховатость поверхности груза, наличие загрязнений и т.п.).

Для принятых расчетных случаев построены расчетные схемы (рис. 4), которые отражают нагруженность левого рычага захвата в этих случаях. На схемах представлены граничные условия (силы и связи), при которых обеспечивается наиболее приближенная к фактической нагруженность рычага в этих случаях.

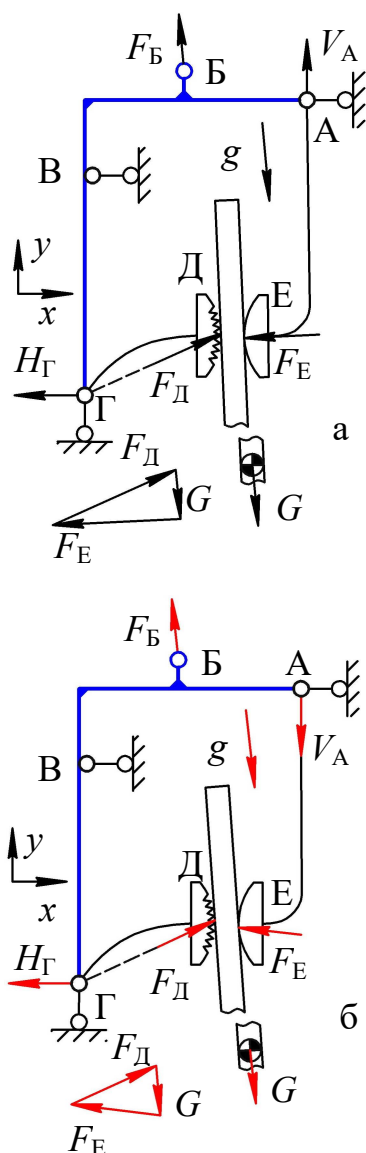


Рис. 4. Расчетные схемы рычага:
а – для первого случая;
б – для второго случая

Далее изложены основные принципы задания граничных условий. На первом этапе определены характерные точки: области шарнирного соединения рычага 1 с зажимным кулачком 3 (точка Г), тягой 4 (точка В), грузовым подвесом (точка Б) и правым рычагом 2 (точка А). Под «точками» подразумеваются контактные области взаимодействия объекта исследования с другими объектами, спроецированные на плоскость схемы и сжатые до точечного представления.

На следующем этапе определены направления реакций в характерных точках исследуемого левого рычага захвата.

В проушине Б, за которую захват фиксируется на грузовом подвесе, направление силы (относительно захвата) определяется ориентацией стропа относительно захвата, причем линия действия силы будет проходить через центр тяжести системы «захват-груз», положение которого, в свою очередь, определяется толщиной поднимаемого проката (с увеличением толщины проката центр тяжести смещается вправо) (рис. 4). Поскольку центр тяжести груза по горизонтали несколько смещен относительно точки подвеса, то при подъеме захвата с грузом произойдет их поворот в некоторое новое положение, при котором центр тяжести груза в новом устойчивом положении расположится непосредственно под точкой подвеса (так как собственным весом захвата пренебрежимо мал). При этом также будет иметь место поворот груза относительно захвата в новое положение равновесия, которое определено графически, посредством создания параметризированной модели захвата, на основе теоремы о трех непараллельных силах в отношении груза, на который действуют три силы: две сжимающие и его собственный вес. Использование данного метода позволило определить фактическое положение захвата и груза после его отрыва от основания, а также то, как между собой соотносятся действующие на груз силы.

В точке Г направление приложенной к рычагу силы определяется положением зажимного кулачка: линия действия этой силы проходит через точки Г и Д (точка контакта зажимного кулачка с грузом). Оптимален

угол наклона кулачка, при котором создается такое минимальное усилие сжатия груза, при котором обеспечивается необходимый запас на удержание груза. Это связано с тем, что с увеличением усилия сжатия груза растет деформация элементов захвата, которая при больших усилиях может принимать недопустимые значения, а захват способен перестать выполнять свои функции.

Как и в точке Г, линия действия реакции в точке В проходит через В и Ж (рис. 3). При работе с грузами разной толщины положение правого рычага относительно левого может меняться, вследствие чего положение точки Ж (в направлении у) также может принимать разные положения. Принято допущение: захват работает лишь с грузами одной толщины, при которой линия В-Ж (и коллинеарно ей реакция в точке В) будет направлена параллельно оси x (рис. 4).

Направление действующей в точке А реакции неочевидно и зависит от силы трения между правым башмаком и грузом в точке Е. Основываясь на анализе нагруженности элементов захвата, можно предположить, что при пренебрежимо малом трении в точке Е направление приложенной к левому рычагу реакция в А будет характеризоваться координатами $+y$ и $-x$. В случае наличия значительной силы трения в точке Е координаты станут следующими: $-y$ и $-x$.

На следующем этапе на левый рычаг в характерных точках наложены ограничения в виде связей так, чтобы из расчетной схемы максимально исключить наименее информативные реакции. При задании связей условлено, что известен лишь вес груза, который принят равным единице.

В точке Б реакция равна весу груза, а ее направление определено, как было указано выше, с использованием параметризированной модели захвата. Поскольку значение силы и ее направление известны, то наложение связей в этой точке нецелесообразно.

Реакцию в точке В, как все остальные реакции, несложно найти, составив несколько уравнений либо построив силовые многоугольники, но в данном конкретном случае проще с использованием шарнирно-подвижной опоры в этой точке ограничить

перемещение в направлении x так, чтобы отпала необходимость вычисления этой реакции, которая в результате этой операции будет полностью передаваться в опору и впоследствии возникнет в модели в виде реакции в этой опоре.

В точке А в представленной системе координат реакция имеет две составляющие. Причем составляющая по оси x будет существенно больше. Другая составляющая V_A по оси y по модулю равна проекции силы F_E на ось y (определяется из проекции действующих на правый рычаг сил на ось y). Судя по силовым треугольникам (рис. 4), в первом расчетном случае V_A равна 0,12, а во втором – 0,22. Во избежание вычисления значения составляющей по оси x в А перемещение точки ограничено в данном направлении.

Таким образом, на левый рычаг наложено две связи. Для обеспечения геометрической неизменяемости дополнительно требуется наложить еще одну связь. Это сделано в оставшейся точке Г. Из представленных силовых треугольников (рис. 4) для обоих случаев могут быть найдены значения силы F_D , направление которой известно, что позволяет легко определить значения обеих составляющих этой силы. Поскольку ограничение перемещения этой точки в направлении x недопустимо (это делает систему статически неопределимой и в то же время она остается геометрически изменяемой), то подвижность этой точки ограничена в направлении y . Значение оставшейся горизонтальной составляющей H_G определено как $F_D \sin \alpha$ и соответственно равно 2,48 (в первом случае) и 1,71 (во втором случае).

7. Моделирование и анализ результатов

Расчетная модель топологической оптимизации является идеализацией реальной системы. От количества принимаемых в расчетных схеме и модели допущений во многом зависит результат топологической оптимизации. С одной стороны, чем меньше допущений, тем ближе к оптимальному будет результат, с другой стороны, с увеличением числа допущений качество результата снижается, но упрощается модель. Построение

расчетной модели для топологической оптимизации опирается на поиск компромисса между качеством и простотой моделей.

В соответствии с расчетными схемами подготавливается первичная расчетная модель, которая после ряда циклов моделирования (с получением предварительных результатов и их анализа) претерпевает ряд изменений: проектировщик оценивает пригодность текущего решения топологии и, если оно чем-то его не устраивает (промежуточные результаты содержат дефекты [10]), вносит в модель соответствующие корректировки [11]. При этом следует учитывать, что каждое новое изменение делает результат менее рациональным и следует вносить их лишь тогда, когда это действительно необходимо. Для моделирования левого рычага использовано поле модели с сеткой 500x600 конечных элементов. Доля объема материала задана равной 10%.

Первые результаты моделирования выявили необходимость в обеспечении свободного пространства (рис. 5) под размещение груза (поле, выделенное серым цветом), в пределах которого не должно быть оптимального распределения материала (оптимизированной топологии). Более того может быть востребовано резервирование части пространства под размещение зажимного кулачка.

Полученная топология (рис. 5) вблизи точки Г содержит консольный участок, образовавшийся из-за допущения о том, что зажимной кулачок во всех расчетных случаях ориентирован под одним и тем же углом, а, значит, направление действия приложенной в точке Г силы не меняется. В действительно такое изменение будет, что делает такую топологию практически непригодной. Для получения приемлемого решения требуется корректировка модели. Одно из возможных решений — задание разных углов наклона зажимного кулачка в расчетных случаях. Например, в одном случае угол α можно принять равным 75, а в другом 80 градусам. Другое решение предполагает введение дополнительных минимальных ограничений на распространение линий построения (рис. 6). Еще один вариант: использование проекти-

ровщиком собственного воображения для доработки результата оптимизации, выражающееся в приведении результатов оптимизации (при построении геометрической модели детали) под требуемый вид.

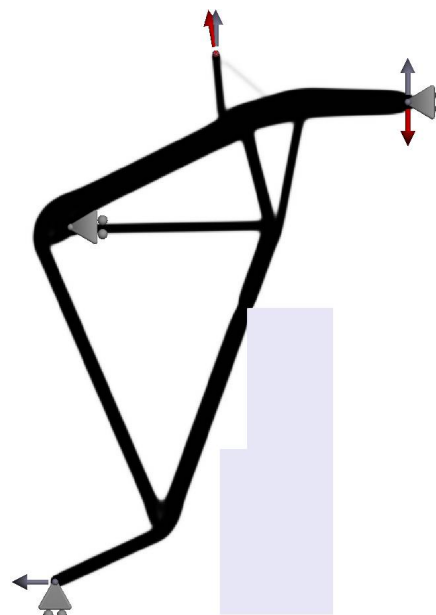


Рис. 5. Расчетная модель с первыми результатами оптимизации

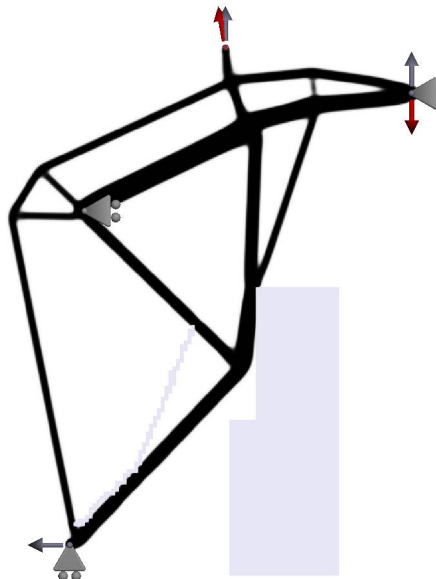


Рис. 6. Результаты корректировки исходной расчетной модели (вблизи нижней опоры добавлена пассивная область (неизменяемая зона))

Анализ первых результатов оптимизации (рис. 5) также показал, что заданная в точке В связь вытягивает топологию в левую сторону, хотя конструктивно точка В потенциально может располагаться и правее, что не

повлияет на работу захвата, но позволит уменьшить длину тяги, и потенциально может придать конструкции рычага более рациональную топологию. В связи с этим рассмотрены случаи различного расположения точки В по оси x . На рис. 7 приведен результат оптимизации, который получен в результате смещения точки В вправо. В этой же модели использованы расчетные схемы с разными углами наклона зажимного кулачка. Другой результат (рис. 8) получен посредством смещения точки В вдоль x до АГ и добавления ряда пассивных областей (неизменяемых зон), корректирующих результат.

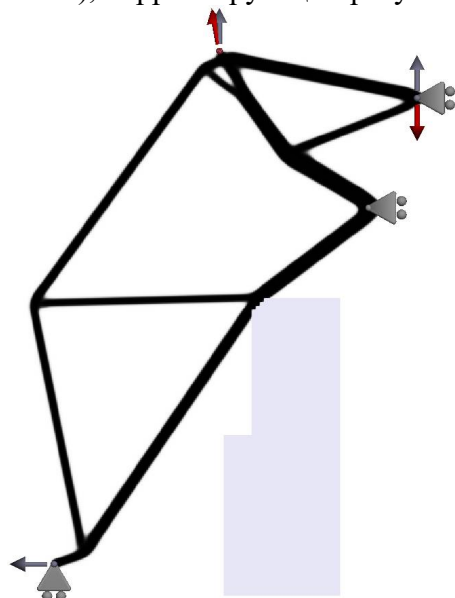


Рис. 7. Результаты корректировки исходной расчетной модели (в расчетных схемах приняты разные углы наклона зажимного кулачка, а характерная точка В смещена вправо вдоль линии действия силы)

Опираясь на результаты топологической оптимизации с учетом особенностей технологии изготовления, построена геометрическая модель левого рычага грузового захвата [12], схема которой представлена на рис. 9 на фоне исходного решения. Все характерные точки рычага совпадают за исключением точки крепления тяги, которая смещена вправо (до линии, проходящей через точки АГ на рис. 3), что позволяет уменьшить потребную рабочую длину тяги, а, следовательно, и ее массу.

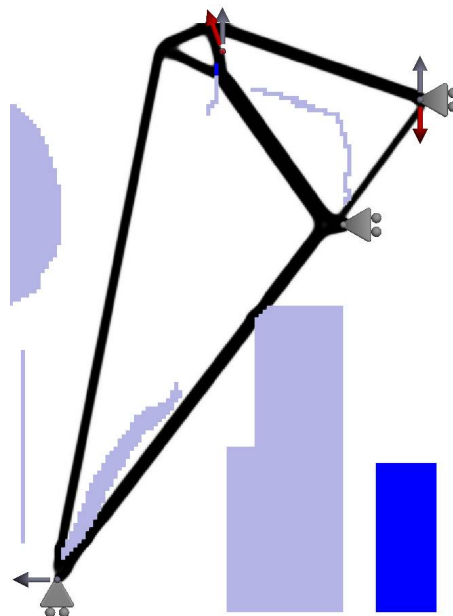


Рис. 8. Итоговый результат моделирования оптимальной топологии

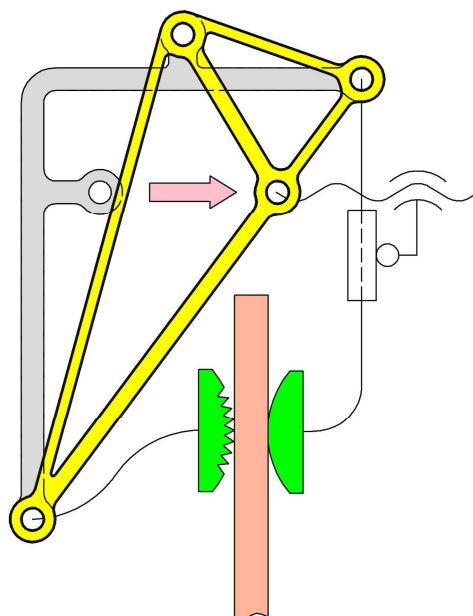


Рис. 9. Решение рычага захвата, полученное на основе результатов топологической оптимизации, на фоне исходного исполнения

В целях проверки корректности результатов оптимизации [9] выполнен сравнительный линейный статический конечно-элементный анализ обоих решений левого рычага грузового захвата, результаты которого для первого расчетного случая приведены на рис. 10 и рис. 11. Геометрические модели решений рычага имеют одинаковые толщину, объем и свойства материала.

В соответствии с картами эквивалентных напряжений (рис. 10) в новом решении, полученном на основе результатов топологической оптимизации, уровень напряжений в десятки раз ниже, что свидетельствует о его более высокой надежности. Похожая ситуация и с жесткостью, которая у нового решения существенно выше: под действием нагрузки максимальные горизонтальные перемещения (рис. 11) нижнего шарнира уменьшены более чем в 30 раз, что обеспечивает более надежную работу устройства, улучшаются его эксплуатационные характеристики (деформация элементов захвата в меньшей степени влияет на его работу).

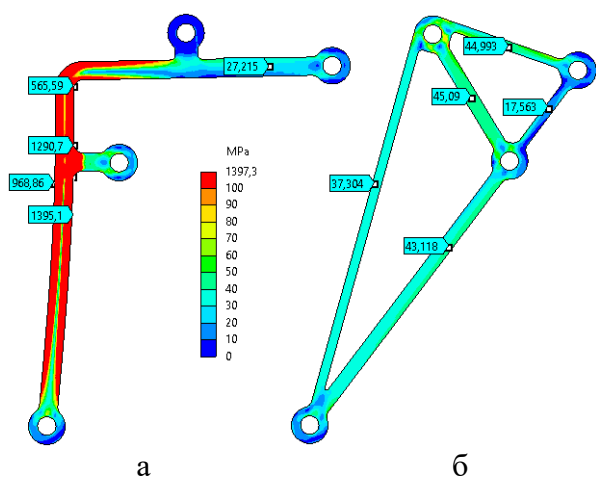


Рис. 10. Карты эквивалентных напряжений в решениях рычага (показана действительная деформация): а – исходное решение, б – новое решение

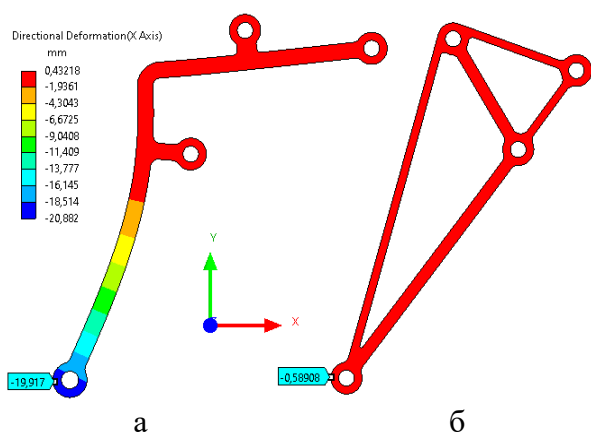


Рис. 11. Карты перемещений в решениях рычага (увеличены в 5 раз): а – исходное решение, б – новое решение

8. Заключение

В работе наглядно продемонстрировано, что этапу топологической оптимизации должно предшествовать обоснование относительного расположения характерных точек оптимизируемого объекта. Выполнено смещение левого узла крепления тяги и такая операция потенциально может быть принята в отношении любой другой точки. Тем не менее на этапе топологической оптимизации изменение положения характерных точек нецелесообразно, а обоснование наиболее рационального относительного расположения характерных точек следует принимать на этапе построения расчетных схем объекта.

В настоящей работе предложен подход, в соответствии с которым могут проектироваться конструкции устройств, учитывающие все значимые сочетания нагрузок. В рассмотренном примере учитывалась лишь пара рабочих сочетаний нагрузки, дающая решение, пригодное для применения ответственными эксплуатантами. Для представленного устройства может быть востребован учет гораздо большего числа рабочих сочетаний нагрузок [9], в числе которых, например, удержание наклоненного под углом 45 градусов листа в процессе его кантования, вызванное особенностями организации рабочего процесса.

Алгоритм минимума затрат при решении задачи топологической оптимизации рычага грузового захвата позволил упростить подготовку расчетных схем и построения расчетных моделей за счет исключения из них неизвестных внешних сил, приложенных к объекту моделирования.

Опыт решения представленной задачи показал, что расчетные схемы являются первым шагом к моделированию рациональной топологии. Для получения приемлемого результата может быть востребовано многократное уточнение модели (основываясь на промежуточных результатах топологической оптимизации) за счет добавления в нее новых ограничений методом последовательного приближения.

Список литературы

1. Вдовин Д.С. Метод топологической оптимизации в задачах проектирования безопасных кабин сельскохозяйственной и строительной техники // Известия МГТУ МАМИ. 2018. № 4(38). С. 21-29.
2. Гнездилов С.Г., Шубин А.Н. Топологическая оптимизация на примере стрелы башенного крана // Механизация строительства. 2017. Т. 78, № 6. С. 40-43.
3. Эксцентриковый захват для вертикального перемещения листов различной толщины / С. В. Репин, Н. Д. Миронов, К. В. Рулис, А. В. Зазыкин. – Патент РФ на полезную модель № 186453 U1. Заявл. 24.09.2018. Оpubл. 21.01.2019.
4. Curkovic P. Comparative Analysis of Topology Optimization Platforms for Additive Manufacturing of Robot Arms // Designs. 2024. Vol. 8, No. 5. P. 98. DOI: 10.3390/designs8050098.
5. Гнездилов С.Г. Применение топологической оптимизации при проектировании элементов грузозахватных устройств // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2023. № 1. С. 28-38.
6. Aage N., Nobel-Jørgensen M., Andreasen C.Sch., Sigmund O. Interactive topology optimization on hand-held devices // Structural and Multidisciplinary Optimization. 2013. Vol. 47, No. 1, pp. 1-6. DOI: 10.1007/s00158-012-0827-z.
7. Косых П.А., Азаров А.В. Теория и анализ методов топологической оптимизации // Инженерный журнал: наука и инновации. 2023. № 4(136). DOI: 10.18698/2308-6033-2023-4-2264.
8. Ивченко В.И., Шмелев А.В., Талалуев А.В., Омелюсик А.В. Методические рекомендации по топологической оптимизации силовых конструкций с применением средств численного моделирования // Механика машин, механизмов и материалов. 2022. № 4(61). С. 68-79. DOI 10.46864/1995-0470-2022-4-61-68-79.
9. Liu Ch., Ma K., Zhu T. A New Car-Body Structure Design for High-Speed EMUs Based on the Topology Optimization Method // Applied Sciences (Switzerland). 2024. Vol. 14, No. 3. P. 1074. DOI: 10.3390/app14031074.

References

1. Vdovin D.S. Topology optimization in ROPS-safe design process of operator cabin for forestry, agricultural and construction machinery. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2018, No. 4(38), pp. 21–29. (In Russian)
2. Gnezdilov S.G. Topology optimization by the example of tower crane boom. *Mekhanizatsiya stroitelstva*. 2017. Vol. 78, No. 6, pp. 40-43. (In Russian)
3. Patent RU 186453 U1. *Ekscentricheskiiy zakhvat dlya vertikalnogo peremeshcheniya listov razlichnoi tolshchiny* [Eccentric Gripper for Vertical Handling of Sheets of Various Thicknesses]. Repin S.V., Mironov N.D., Rulis K.V., Zazykin A.V. Declared 24.09.2018. Published 21.01.2019. (In Russian)
4. Curkovic P. Comparative Analysis of Topology Optimization Platforms for Additive Manufacturing of Robot Arms / P. Curkovic // *Designs*. 2024. Vol. 8, No. 5. P. 98. DOI: 10.3390/designs8050098.
5. Gnezdilov S.G. Application of topology optimization in the design of elements of load handling devices. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No. 1, pp. 28–38. (In Russian)
6. Aage N., Nobel-Jørgensen M., Andreasen C.Sch., Sigmund O. Interactive topology optimization on hand-held devices. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2013. Vol. 47, No. 1, pp. 1-6. DOI: 10.1007/s00158-012-0827-z.
7. Kosykh P.A., Azarov A.V. Theory and analysis of the topology optimization methods. *Inzhenernyi Zhurnal: Nauka i Innovatsii*, 2023, No. 4(136). DOI 10.18698/2308-6033-2023-4-2264. (In Russian)
8. Ivchenko V.I., Shmelev A.V., Talaluev A.V., Omelyusik A.V. Methodological recommendations on topological optimization of power structures using numerical modeling tools. *Mekhanika Mashin, Mekhanizmov i Materialov*, 2022, No. 4(61), pp. 68–79. DOI: 10.46864/1995-0470-2022-4-61-68-79. (In Russian)
9. Liu Ch., Ma K., Zhu T. A New Car-Body Structure Design for High-Speed EMUs Based on the Topology Optimization Method. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, No. 3. P.

10. Жихарев Л.А. Фрактальные графики эффективности оптимизации топологии в решении проблемы зависимости прочности от сетки // Геометрия и графика. 2020. Т. 8, № 3. С. 25-35. DOI: 10.12737/2308-4898-2020-25-35.

11. Scurtu I.L., Moldovanu D. Conceptual design of an electric vehicle chassis using topology optimization method // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2024. Vol. 1311, No. 1. P. 012022. DOI: 10.1088/1757-899x/1311/1/012022.

12. Ma Yu., Shu Q., Tan L., Tian Ch. Multi-objective Topology Optimization Design for a Certain Launcher Bracket // Innovation and Technology Advances. 2024. Vol. 2, No. 2, pp. 46-58. DOI: 10.61187/ita.v2i2.118.

1074. DOI: 10.3390/app14031074.

10. Zhikharev L.A. Fractal plots of topology optimization efficiency in solving of the problem for strength dependence on the grid. *Geometriya i Grafika*, 2020, Vol. 8, No. 3, pp. 25–35. DOI 10.12737/2308-4898-2020-25-35. (In Russian)

11. Scurtu I.L., Moldovanu D. Conceptual design of an electric vehicle chassis using topology optimization method. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2024. Vol. 1311, No. 1. P. 012022. DOI: 10.1088/1757-899x/1311/1/012022.

12. Ma Yu., Shu Q., Tan L., Tian Ch. Multi-objective Topology Optimization Design for a Certain Launcher Bracket. *Innovation and Technology Advances*. 2024. Vol. 2, No. 2, pp. 46-58. – DOI 10.61187/ita.v2i2.118.