

УДК (УДК) 621.86/.87

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ С ПРОУШИНАМИ:
ДВУХЭТАПНЫЙ МЕТОД И ОЦЕНКА СПОСОБОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ
ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙTOPOLOGY OPTIMIZATION OF PARTS WITH LUGS: A TWO-STAGE METHOD
AND EVALUATION OF BOUNDARY CONDITION MODELING TECHNIQUESГнездилов С.Г.
Gnezdilov S.G.Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)
Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт» (Москва, Россия)
Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)
National Research University "Moscow Power Engineering Institute" (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Топологическая оптимизация деталей с проушинами часто приводит к некорректным результатам из-за упрощенного задания граничных условий, таких как жесткая фиксация или точечное приложение нагрузки, что не соответствует реальному характеру контактного взаимодействия. Целью данного исследования является разработка и апробация методики, обеспечивающей повышение точности и вычислительной эффективности моделирования проушин в задачах топологической оптимизации. На основе сравнительного анализа инструментов ANSYS Workbench (Bearing Load, Remote Displacement, контактные задачи) доказано, что применение распределенной нагрузки типа Bearing Load позволяет приблизить результаты линейного анализа к эталонным нелинейным контактными решениям. Предложен двухэтапный метод оптимизации, в котором на первом этапе определяются реакции в связях, а на втором — они заменяются эквивалентными силами, что позволяет свести нелинейную задачу к линейной без существенной потери точности. Метод валидирован на примерах оптимизации звена манипулятора и механической детали с несколькими проушинами. Результаты демонстрируют высокую чувствительность итоговой топологии к способу моделирования нагружения и подтверждают практическую эффективность предложенного подхода для инженерных расчетов, позволяя учитывать множество расчетных случаев при умеренных вычислительных затратах.

Ключевые слова: топологическая оптимизация, проушины, конечно-элементный анализ.

Дата получения статьи: 03.01.2026
Дата принятия к публикации: 15.02.2026
Дата публикации: 25.06.2026

Abstract. Topological optimization of parts with lugs often yields incorrect results due to the simplified assignment of boundary conditions, such as rigid fixation or point load application, which does not correspond to the actual nature of contact interaction. The aim of this study is to develop and test a methodology that improves the accuracy and computational efficiency of modeling lugs in topology optimization problems. Based on a comparative analysis of ANSYS Workbench tools (Bearing Load, Remote Displacement, contact problems), it is proven that applying a distributed load of the Bearing Load type allows linear analysis results to approximate reference nonlinear contact solutions. A two-stage optimization method is proposed, wherein the first stage determines reactions in the supports, and the second stage replaces them with equivalent forces, enabling the reduction of a nonlinear problem to a linear one without significant loss of accuracy. The method is validated using examples of optimizing a manipulator link and a mechanical part with multiple lugs. The results demonstrate the high sensitivity of the final topology to the load modeling approach and confirm the practical effectiveness of the proposed method for engineering analysis, allowing for the consideration of multiple load cases with moderate computational costs.

Keywords: topology optimization, lugs, finite element analysis.

Date of manuscript reception: 03.01.2026
Date of acceptance for publication: 15.02.2026
Date of publication: 25.06.2026

Сведения об автору:

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 in Engineering, Associate Professor, Associate Professor of Department of Hoisting and Conveying Systems, Bauman Moscow State Technical University, Associate Professor of Department of Robotics, Mechatronics, Dynamics and Machine Strength, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", e-mail: gnezdilov@bmstu.ru.

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

1. Введение

Проушина является основным конструктивным элементом детали, служащий для её шарнирного соединения с другими деталями или крепления к основанию. Проушины воспринимают и передают нагрузки, обеспечивая поворот одной детали относительно другой, и весьма распространены в различных изделиях, что делает актуальным применение эффективных методов их моделирования в рамках топологической оптимизации.

В зависимости от характера воздействия эксплуатационной внешней нагрузки на проушину можно выделить две группы проушин: 1) проушина работает на отрыв, 2) проушина воспринимает разнонаправленные нагрузки. Проушины могут быть подразделены на силовые (воспринимают основные рабочие нагрузки) и несиловые (обеспечивают кинематическую заданность или геометрическую неизменяемость механизма).

Анализ результатов топологической оптимизации, полученных в разных исследованиях [1–4], выявил требующие уточнения подходы к моделированию областей вблизи силовых проушин, что указывает на различную методологию, применяемую при подготовке расчетных моделей. Во многих исследованиях [5] проушины моделируются в виде точечного закрепления [6] либо простой заделки [3]. Точечное закрепление, широко используемое при решении тестовых задач, эффективно в рамках концептуальной оптимизации, направленной, например, на проектирование стержневых конструкций [7,8]. Однако концептуальная оптимизация малоприменима для решения многих практических задач по моделированию отдельных деталей, что требует иных подходов, учитывающих специфику граничных условий.

При решении задач топологической оптимизации в качестве критериев оптимальности используют минимум податливости (максимум жесткости) при заданной доле материала либо минимум массы при напряжении (по теории Мизеса), не превышающем предел текучести [9]. Оптимизация на основе податливости используется чаще из-за простоты реализации, вычислительной эффективности и высокой жесткости итоговых решений. Оптимизация по напряжениям требует сравнительно больших вычислительных ресурсов и актуальна для критичных по прочности конструкций, при работе с хрупкими материалами с недопустимой концентрацией напряжений.

2. Оценка способов нагружения проушин

Распространена практика [3,10], когда в рамках топологической оптимизации часть проушин (для обеспечения геометрической неизменяемости) жестко фиксируют, а к остальным проушинам прикладывают известные нагрузки. Такая жесткая фиксация не всегда приемлема, в том числе из-за того, что это создает избыточные связи. Некоторые широко применяемые инструменты фиксации неудовлетворительным образом учитывают реальный характер взаимодействия в соединении проушины. Для оценки влияния способа моделирования граничных условий (в проушинах) на результаты конечно-элементного анализа (и, как следствие, на результаты топологической оптимизации) проведен соответствующий сравнительный анализ (ряд одинаковых смоделированных с применением разных инструментов проушин нагружен растягивающей силой $F_{II}=1000$ Н; расчетная схема на рис. 1), результаты которого представлены на рис. 2 (результаты

нормированы для обеспечения единообразия их представления).

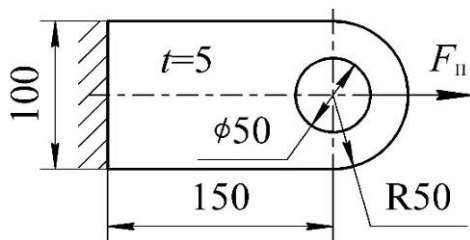


Рис. 1. Расчетная схема проушины

Результаты демонстрируют существенные различия напряженно-деформированного состояния проушин. Эталонным является результат, полученный на основе решения контактной задачи оси и проушины (рис. 2, а). В отношении напряженного состояния наиболее близким к «эталонному» является способ нагружения проушины с использованием инструмента *Bearing Load* (рис. 2, б) (упрощенный способ задания распределенной нагрузки, имитирующей контакт с телом вращения, без учета нелинейностей реального контакта, применяемый для линейного анализа), в меньшей степени «эталону» соответствует способ фиксации проушины по внутренней грани отверстия с использованием инструмента *Remote Displacement* (тип *Deformable*) (рис. 2, г). В этом случае (а также в случаях жесткой фиксации (рис. 2, в) и цилиндрической опоры (рис. 2, д) в отверстии) у левой опоры убрана связь, ограничивающая перемещение по горизонтали, и к левой грани приложена сила F_{II} . Два других способа моделирования (рис. 2, в, д) показали неудовлетворительные результаты: усилие передается не через ободок проушины, как первом случае, а через ее центральную часть, что далеко от действительности (рис. 2, а).

Дающий наилучшие результаты подход (решение контактной задачи, см. рис. 2, а) к моделированию граничных условий предполагает учет нелинейности контактного взаимодействия в проушинах [11], что требует сравнительно больших вычислительных ресурсов, а соответствующий функционал реализован в ограниченном числе программных комплексов. В связи с этим востребованы решения, позволяющие решать задачи топо-

логической оптимизации в линейной постановке, обеспечивая максимально близкие к эталонным решения за сравнительно короткое время.

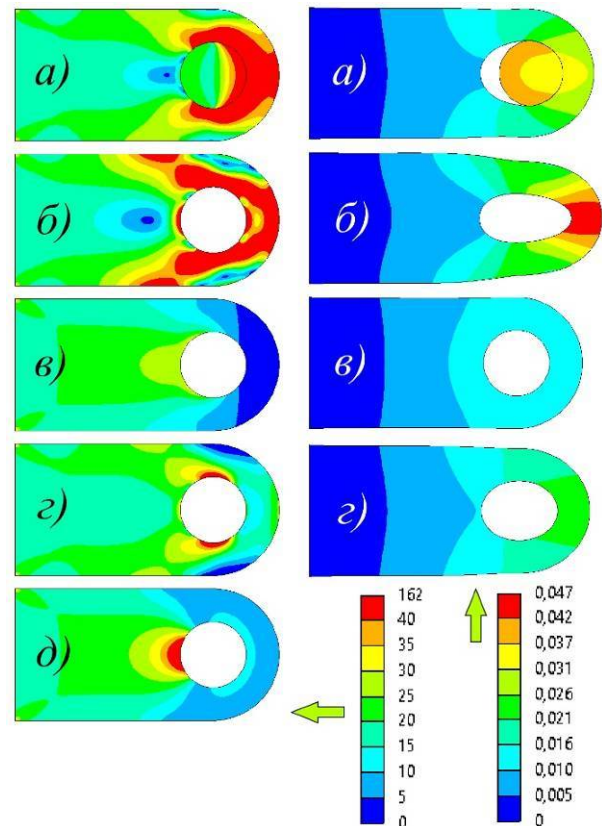


Рис. 2. Карты эквивалентных напряжений (по Мизесу, МПа) (слева) и перемещений (мм) (справа; перемещения увеличены в 500 раз) для разных способов моделирования проушины: а – контактная задача (ось – проушина без зазора), б – нагружение проушины с использованием инструмента *Bearing Load*, в – жесткая фиксация проушины по внутренней грани отверстия (инструмент *Fixed Support*), г – фиксация проушины по внутренней грани отверстия (инструмент *Remote Displacement* тип *Deformable*), д – фиксация проушины по внутренней грани отверстия (инструмент *Cylindrical Support*) (перемещения не показаны из-за сложности с нормализацией и неудовлетворительных результатов по напряжениям)

Далее подробнее рассмотрены показавшие наибольшую эффективность способы задания граничных условий в проушинах.

3. Обоснование эффективного способа моделирования проушин

В целом внешний вид проушин интуитивно понятен и вполне конкретно формализован [12]. Однако с точки зрения топологической оптимизации, призванной уменьшить массу (увеличить жесткость) объекта, не все так очевидно. Более того, характер нагружения проушины в значительной степени влияет на наиболее рациональное конструктивное исполнение (топологию) детали вблизи проушины.

Далее в плоской постановке проанализировано влияние способов моделирования проушины на ее наиболее рациональное конструктивное исполнение (на основе доступных в *ANSYS Workbench 19.2* инструментов) для двух случаев нагружения: 1) характер нагружения проушины неизменен во времени, 2) в разные моменты времени проушины воспринимает разные нагрузки.

3.1. Описание расчетных схем и моделей

В первом случае рассмотрено простое растяжение проушины силой $F_1=30\text{кН}$, направление и значение которой неизменны на протяжении всего периода эксплуатации объекта (рис. 3, а). Аналогичным образом нагружены объекты с парой ключевых точек, к которым приложена пара внешних сил, которые при условии пренебрежения весом объекта лежат на одной прямой линии и направлены в противоположные стороны (например, звенья некоторых цепей [13]). Приняты следующие значения геометрических размеров: $d=50\text{ мм}$, $R=90\text{ мм}$, $B=600\text{ мм}$, $H=150\text{ мм}$, $t=10\text{ мм}$.

Оптимизационная модель такой проушины (рис. 3, а) реализована четырьмя разными способами: 1) нелинейная задача с контактным взаимодействием оси и проушины (тип *Frictionless*), обеспечивающая наиболее корректные результаты для заданного критерия оптимальности (в *ANSYS Workbench 19.2* инструмент доступен как бета-функция)[11]; 2) приложение в отверстии наиболее адекватной рассматриваемому случаю нагрузки типа *Bearing Load*; 3) использование контакта ти-

па *No Separation* (передача силы от оси к отверстию через половину поверхности, непосредственно участвующей в передаче усилия); 4) на основе закрепления отверстия проушины с применением инструмента *Remote Displacement* тип *Deformable*. Оптимизация по первому способу допускается лишь в соответствии с критерием максимума жесткости, во втором способе подобное ограничение отсутствуют, в третьем – оптимизация возможна на основе разных критериев оптимальности, однако при этом затруднен учет нескольких сочетаний нагрузок, а для реализации четвертого способа расчетная схема (рис. 3, а) слегка трансформируется: в отверстии вводится ограничение *Remote Displacement* (тип *Deformable*), абсолютно жесткое основание (к нему приложена сила F_1 , которая направлена вниз) имеет одну степень подвижности по вертикали. В рамках данного исследования не рассматривалась применимость инструментов *Force* и *Remote Force* ввиду того, что инструмент *Bearing Load* точнее отражает физику нагружения проушин.

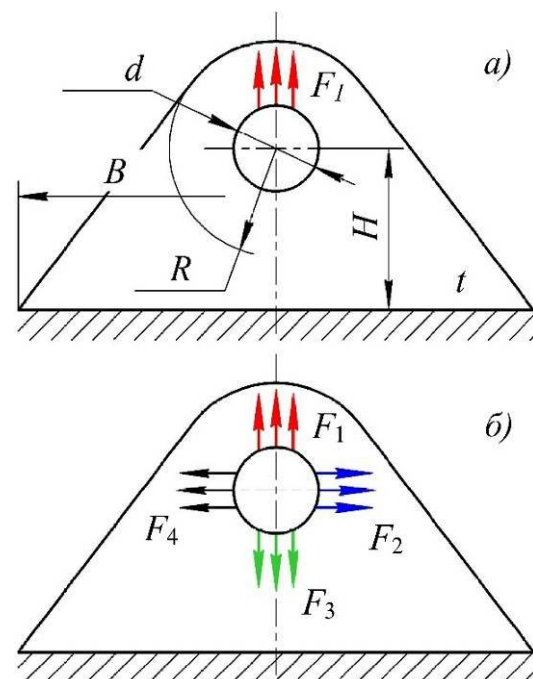


Рис. 3. Расчетные схемы проушины: а – случай простого растяжения проушины, б – случай нагружения проушины силой, направление которой меняется во времени (действующие в разные моменты времени силы выделены различными цветами)

Во втором случае (рис. 3, б) выполнено моделирование проушины, нагруженной силой, направление которой меняется во времени, двумя способами посредством создания четырех независимых статических нагрузок, учитываемых оптимизатором: 1) создано несколько шагов статического анализа, на каждом из которых заданы силы (нагрузки типа *Bearing Load*) для разных случаев; 2) создано несколько блоков статического анализа для разных расчетных случаев с решением контактной задачи (тип *Frictionless*). Для получения симметричной топологии в модели введено соответствующее ограничение. Как и в предыдущем случае (рис. 3, а), приняты те же самые размеры проушины и значения сил, которые равны $F_1=F_2=F_3=F_4=30\text{кН}$.

3.2. Настройка программы

Топологическая оптимизация выполнена с использованием блока *Topology Optimization* (в основе итеративный метод, основанный на псевдоплотности) со следующими параметрами оптимизации: минимальная нормированная плотность – 0,001; точность сходимости – 0,01; штрафной показатель (для жесткости) – 3; размер квадратичных треугольных конечных элементов (второго порядка) с 6 узлами (*PLANE183*) – от 3 до 5 мм. В качестве области оптимизации выбрана вся геометрия, запретная область (область исключения) не задавалась. В качестве критериев оптимальности приняты минимум массы и максимум жесткости (минимум податливости) результирующей топологии. Поиск минимума массы выполнен с учетом ограничения глобального эквивалентного напряжения по Мизесу (не более 100 МПа), а максимума жесткости – при ограничении допустимой доли объема (20% от исходной области).

3.3. Результаты моделирования

Результаты моделирования (на основе различных способов) нагруженной одной силой (рис. 3, а) проушины представлены на рис. 4. Красным цветом выделена искомая

топология, зеленым – ось, через которую (при наличии оси) усилие передается на проушину, серым – исходная область проектирования (обрезана по краям). Наиболее корректные результаты дает моделирование на основе контактного взаимодействия оси и проушины (тип *Frictionless*) (рис. 4, а). Заметно значительное сходство результатов, полученных разными способами (контакты типа *Frictionless* и *No Separation*) на основе контактного взаимодействия оси и проушины (рис. 4, а и б).

Наблюдается также заметное различие топологии, полученной для разных критериев оптимальности (рис. 4, а–г – максимум жесткости и рис. 4, д, е – минимум массы): по критерию максимума жесткости получается менее «габаритное» решение, хотя в большинстве случаев (рис. 4, а–в) результаты представлены в виде полосы (с некоторыми локальными изменениями ширины преимущественно вблизи отверстия), огибающей отверстие. В то же время заметно сходство результатов в пределах одного критерия оптимальности.

Результаты оптимизации для случая приложения к проушине нагрузки, направление которой меняется во времени, представлены на рис. 5. Хотя полученная по разным критериям оптимальности топология имеет существенные различия, фактическая эффективность решений близка, а на практике в качестве критерия оптимальности по ряду причин чаще используют критерий – минимум податливости [14], который является наиболее удобным и демонстративным критерием для разработки и тестирования методов.

Анализ результатов подтверждает эффективность инструмента *Bearing Load* для решения задач топологической оптимизации отдельных деталей. Полученная на основе этого инструмента топология (рис. 4, в) в наибольшей степени схожа с топологией, полученной на основе решения контактных задач (рис. 4, а, б). В то же время может быть рекомендовано при использовании данного инструмента (*Bearing Load*) итоговую топологию вблизи отверстия проушины принимать аналогичной той, которая получена на основе моделей с контактами (рис. 4, а, б, д).

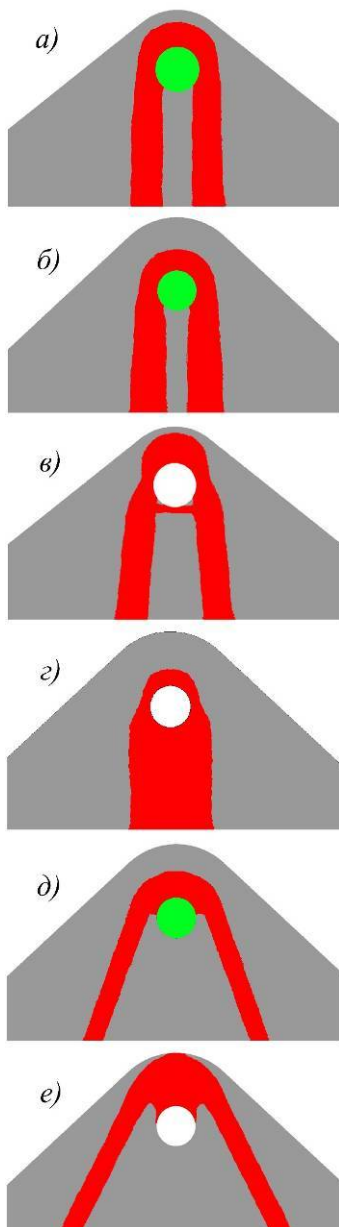


Рис. 4. Результаты топологической оптимизации (по двум критериям оптимальности), полученные на основе разных способов моделирования (приложения силы в отверстии) нагруженной одной силой проушины: а – поиск максимума жесткости с контактом типа *Frictionless* (ось–проушина без зазора), б – поиск максимума жесткости с контактом типа *No Separation*, в – поиск максимума жесткости с нагрузкой типа *Bearing Load*, г – поиск максимума жесткости с фиксацией в отверстии посредством *Remote Displacement* (тип *Deformable*), д – поиск минимума массы с контактом типа *No Separation*, е – поиск минимума массы с нагрузкой типа *Bearing Load*

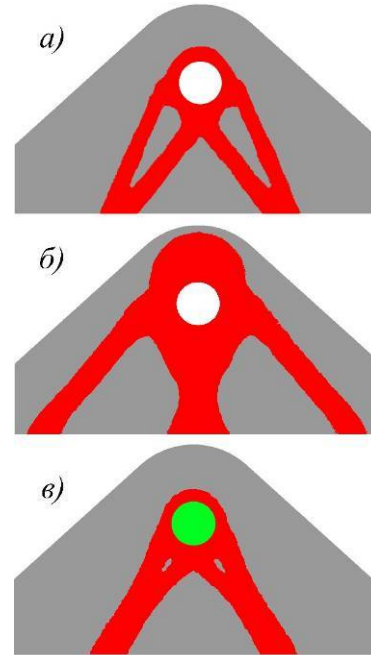


Рис. 5. Результаты оптимизации нагруженной несколькими силами проушины по двум критериям оптимальности: а – максимум жесткости с нагрузкой *Bearing Load*, б – минимум массы с нагрузкой *Bearing Load*, в – максимум жесткости с контактом типа *Frictionless* (ось–проушина без зазора)

Решение топологии, полученное на основе инструмента *Bearing Load* (рис. 5, а), и решение контактной задачи (рис. 5, в) по критерию максимум жесткости имеют заметное сходство. Их различие вызвано различиями применяемых средств: инструмент *Bearing Load* не учитывает жесткость оси и вероятно формирует решение топологии с учетом запаса на вариативность условий (запас по отношению к возможному разбросу параметров системы в реальности), в числе которых может быть, например, наличие значительного зазора в соединении «ось–проушина». Для рассмотренной задачи средняя продолжительность одной итерации с применением контактов (рис. 5, в) в 3 раза выше, чем у решения на основе инструмента *Bearing Load* (рис. 5, а).

4. Метод оптимизации детали в два этапа

Моделирование нагрузки в отверстии проушины на основе инструмента *Bearing*

Load показало удовлетворительные результаты (рис. 4, 5), что позволяет рассматривать данный инструмент одним из наиболее перспективных для нагружения (в проушинах) оптимизируемых деталей.

Для топологической оптимизации отдельных деталей предлагается метод оптимизации в два этапа, в рамках которого задача решается в два шага (рис. 6). На первом этапе выполняется статический структурный анализ, в рамках которого определяются составляющие реакций во всех опорах для всех расчетных сочетаний нагрузок. На втором этапе проводится топологическая оптимизация на основе нового статического структурного анализа (или нескольких анализов), в котором из модели удалены все опоры, вместо которых приложены соответствующие им реакции, вычисленные на первом этапе.

Данный метод опирается на аксиому об освобождении от связей, в соответствии с которой любое несвободное тело можно освободить, заменяя силами реакций связей. Предлагается ко всем проушинам вместо опор прикладывать только силы (нагрузки типа *Bearing Load*), соответствующие реакциям в этих опорах. При условии корректности переноса сил достигается полное равновесие модели. Для обеспечения геометрической неизменяемости модели достаточно в одном из отверстий выбрать любую геометрию (например, одну из кромок) и для нее задать ограничение – *Remote Displacement* с деформируемым поведением, которое ограничит перемещение и вращение модели от любого остаточного дисбаланса (по реакции в этой опоре, которая должна быть близка к нулю, можно проконтролировать корректность переноса реакции из первого этапа). В работе [7] продемонстрировано (рис. 7) то, как в полностью сбалансированной модели топологической оптимизации (баланс достигнут для двух расчетных случаев) положение опор не оказывает существенного влияния на результаты оптимизации: шарнирно-неподвижная опора находится вдали от результирующей топологии (получена в программе *TopOpt-2D*), что указывает на то, что опора не воспринимает значительных нагру-

зок, но в то же время она необходима для достижения сходимости задачи.

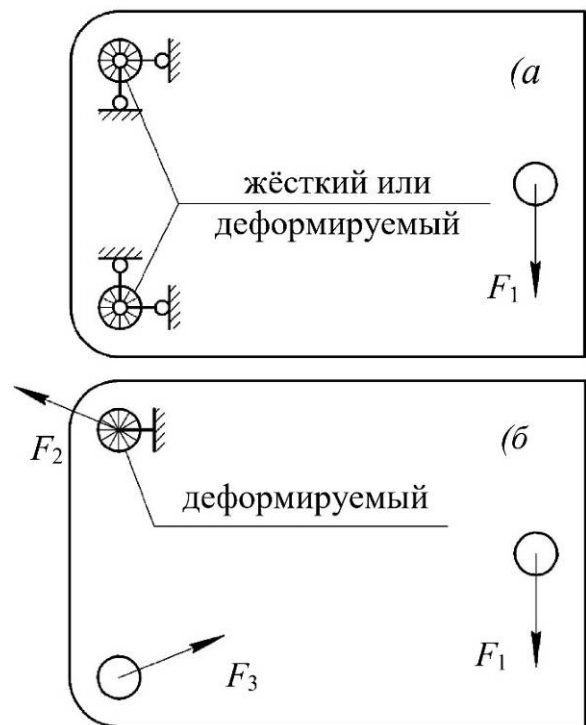


Рис. 6. Расчетные схемы к этапам двухэтапного метода оптимизации:
 а – первый этап определения силовых факторов, б – второй этап топологической оптимизации

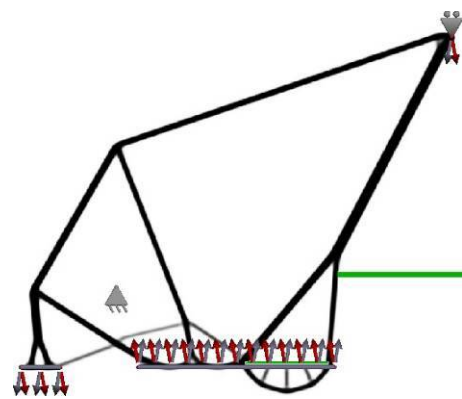


Рис. 7. Результат топологической оптимизации решения плавучего крана (шеерлега)

Метод оптимизации в два этапа позволяет сводить нелинейных задачи к линейным с минимальной потерей точности (влиянием на результаты топологической оптимизации), позволяя учитывать неограниченное количество расчетных случаев, обеспечивая возможность топологической оптимизации

по критерию минимум массы (с ограничениями по напряжениям).

Далее рассмотрено два примера решения задач топологической оптимизации. В первом примере рассмотрено влияние способа задания нагрузки на результирующую топологию. Во втором – разобрано применение метода оптимизации в два этапа на детали с несколькими проушинами.

5. Оптимизация звена манипулятора

В качестве первого примера разобрана задача, рассмотренная в работе [3], посвященная топологической оптимизации 2D-роботизированной руки (манипулятора) в условиях плоской деформации. Расчетная схема и соответствующий ей результат топологической оптимизации (на основе этого результата без существенных доработок изготовлена деталь для робота), полученный в этом исследовании, представлены на рис. 8. В исследовании даны размеры оптимизируемого звена манипулятора, проектируемой и непроектируемой областей, описаны результаты разбиения геометрии на конечные элементы, известна нагрузка, которую несет манипулятор. Оптимизация выполнена по критерию максимума жесткости при ограничении допустимой доли объема равной 40%. В статье [3] не в полной мере содержатся сведения о способах задания граничных условий (фиксации оптимизируемых объектов и приложения к ним внешних сил). Известно лишь, что с одной стороны в отверстии звено жестко закреплено (распространенный случай, для реализации которого не обязательно наличие отверстия), а к центру другого отверстия (свободный конец звена) приложена сосредоточенная масса, направление линии действия силы от веса которой, судя по результатам, перпендикулярно звену.

В рамках настоящего исследования выполнена топологическая оптимизация (по критерию минимум податливости) данной проблемы (рис. 8) [3] для тех же условий с использованием двух разных инструментов (для задания сил в отверстиях) – *Bearing Load* и *Remote Force* (поведение *Rigid*). На рис. 9 приведены результаты (представлены в еди-

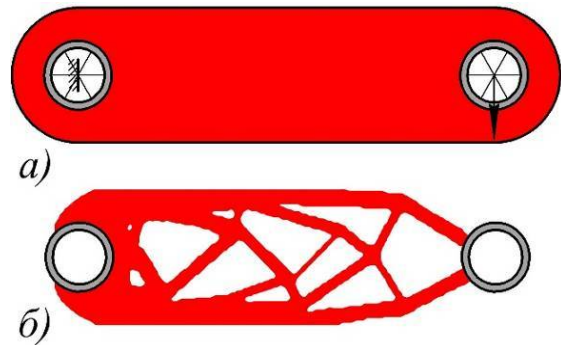


Рис. 8. Расчетная схема звена манипулятора и соответствующий ей результат топологической оптимизации, полученные в работе [3]: а – расчетная схема звена манипулятора, б – результат топологической оптимизации, полученный с учетом только начального момента времени (первый расчетный случай)

ном стиле с данными [3]) оптимизации для трех случаев: 1) учет одного случая действия силы (рис. 8, а), смоделированной посредством *Bearing Load*, 2) учет двух случаев действия силы в разные моменты времени (в одном и противоположном направлениях), смоделированной посредством *Bearing Load*, 3) учет одного случая действия силы, смоделированной посредством *Remote Force* (поведение *Rigid*).

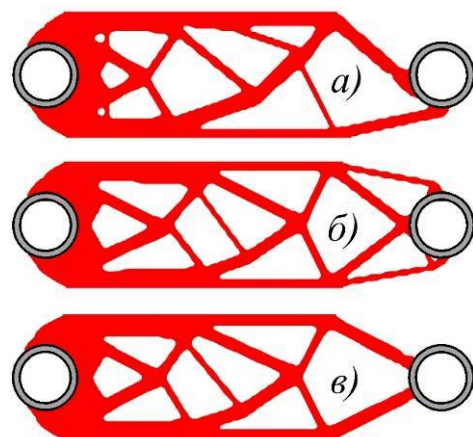


Рис. 9. Результаты топологической оптимизации звена робота: а – приложена одна сила (тип *Bearing Load*), направление которой неизменно, б – приложена пара сил (тип *Bearing Load*), противоположных по направлению и действующих в разные моменты времени, в – приложена одна сила (тип *Remote Force* с поведением *Rigid*), направление которой неизменно

Анализ результатов (рис. 9) обнаруживает очевидное сходство (в области проушины) топологии, полученной с использованием инструмента *Remote Force* (рис. 9, в), и представленного в работе [3] результата (рис. 8, б). Однако необходимо отметить, что такая топология (рис. 9, в) получена на основе допущения об абсолютной жесткости внутренней поверхности правого отверстия, что, как известно (рис. 2, в), не обеспечивает приемлемой точности результатов. Более рациональная топология, учитывающая податливость этой поверхности, полученная в рамках настоящего исследования, представлена на рис. 9, а, б. Данный пример наглядно демонстрирует то, как выбор инструмента может влиять на результат топологической оптимизации.

6. Оптимизация механической детали

Предыдущий пример наглядно продемонстрировал эффективность инструмента *Bearing Load* при моделировании нагрузки, приложенной к отверстию проушины детали. В следующем примере проиллюстрировано применение изложенного выше метода оптимизации детали в два этапа. За основу взята задача (рис. 10), рассмотренная в работе [2], где выполнена максимизация жесткости механической детали при ограничении допустимой доли объема (50% от исходной области) без ограничения по напряжениям. Здесь пара отверстий жестко закреплена, к двум другим – приложены равные силы F_1 . Полученная в рамках этого исследования [2] топология вблизи проушин (рис. 10, б) имеет некоторое очевидное сходство с результатами, приведенными в работе [3] (рис. 8, б).

Поскольку практическая реализация жесткой заделки (без возможности вращения) по внутренним граням отверстий маловероятна, то рассмотрен вариант, при котором вместо жестких заделок в отверстиях заданы шарнирно-неподвижные опоры. Очевидно также, что ограничивающая перемещение одной детали пара шарнирно-неподвижных опор вероятно содержит одну избыточную связь, для выявления и исключения которой необходима дополнительная информация

(отсутствует в работе [2]) о контексте, в котором работает эта деталь.

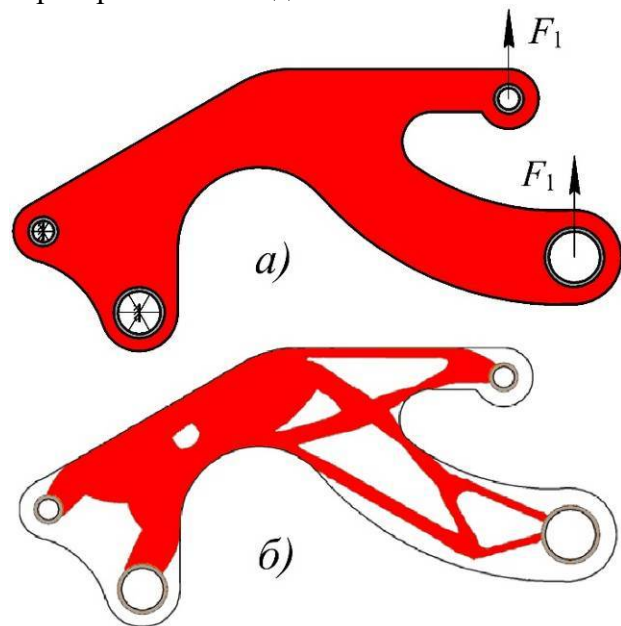


Рис. 10. Расчетная схема объекта и соответствующий ей результат топологической оптимизации, полученные в работе [2]: а – расчетная схема объекта, б – результат топологической оптимизации

При решении этой задачи в два этапа на первом этапе определены реакции в опорах ($F_2=6,681 \cdot F_1$, $F_3=8,550 \cdot F_1$) и направления их действия, на следующем – произведена замена этих опор на соответствующие реакции силы (рис. 11, а), смоделированные посредством инструмента *Bearing Load*. Хотя моделируемая деталь уравновешена приложенными к ней силами, даже незначительный дисбаланс этих сил делает ее подвижной при отсутствующим ограничениях перемещений. В данном примере геометрическая неизменяемость детали обеспечена посредством наложения формального ограничения (вводится для соблюдения формальных правил моделирования (устранения степеней свободы), а не для описания реального физического крепления) на перемещение геометрии (ограничивает перемещение и вращение по всем направлениям) в отверстиях с силой F_2 с использованием инструмента *Remote Displacement* (тип *Deformable*), которое не влияет на результаты оптимизации, но только воспринимает упомянутый дисбаланс, ог-

раничивая любые перемещения детали. Ограничение не показано на рис. 11, а.

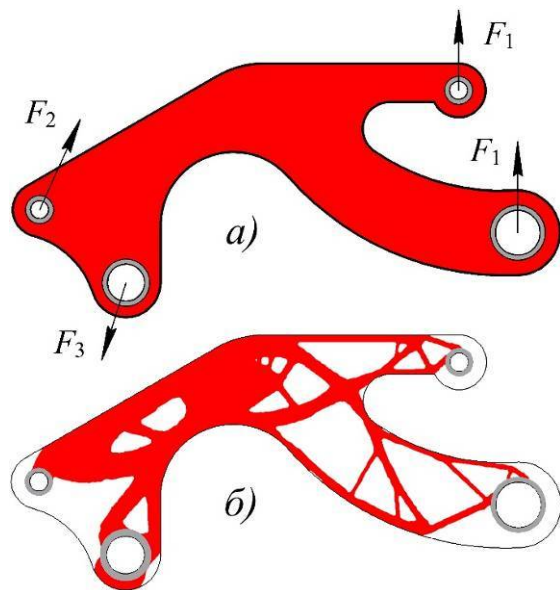


Рис. 11. Расчетная схема механической детали (для оптимизации в два этапа) и соответствующий ей результат топологической оптимизации: а – расчетная схема детали, б – результат топологической оптимизации

В соответствии с новой расчетной схемой (рис. 11, а) по критерию максимум жесткости механической детали при ограничении допустимой доли объема (50% от исходной области) без ограничения по напряжениям получена соответствующая топология (рис. 11, б), которая заметно отличается от результата, представленного в работе [2] (см. рис. 10, б), где наибольшее отличие имеется в проушинах, нагруженных нагрузкой на от-

рыв (место приложения силы F_3) и изгиб проушины (в местах приложения сил F_1).

7. Выводы

Корректное задание граничных условий при моделировании проушин является критически важным для получения достоверных результатов топологической оптимизации. Жёсткая фиксация и точечные нагрузки могут приводить к существенным погрешностям в распределении напряжений и, как следствие, к нерациональной топологии конструкции.

Инструмент *Bearing Load* в *ANSYS Workbench* продемонстрировал высокую эффективность при моделировании нагружения проушин, обеспечивая результаты, близкие к эталонным решениям на основе нелинейного контактного взаимодействия, при существенном снижении вычислительных затрат. Это делает его предпочтительным выбором для линейной постановки задач топологической оптимизации.

Предложенный двухэтапный метод оптимизации, основанный на замене связей эквивалентными силовыми воздействиями, позволяет эффективно решать задачи топологической оптимизации с учётом сложных граничных условий. Метод обеспечивает высокую точность при переходе от нелинейных к линейным моделям и поддерживает учёт множества расчётных случаев, что повышает адекватность оптимизационных решений. Этот метод может быть распространён в том числе и на задачи оптимизации объёмной геометрии.

Список литературы

1. Peng P., Zheng W., Pan Y., Deng L., Zhu J., Tang L. Lightweight design of palletizing robot body parts based on Altair inspire // *Journal of Physics: Conference Series*. 2025. Vol. 3019. SP. 012014. DOI: 10.1088/1742-6596/3019/1/012014.
2. Cai S., Zhang W. Stress constrained topology optimization with free-form design domains // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 2015. Vol. 289. P. 267–290. DOI: 10.1016/j.cma.2015.02.012.

References

1. Peng P., Zheng W., Pan Y., Deng L., Zhu J., Tang L. Lightweight design of palletizing robot body parts based on Altair inspire. *Journal of Physics: Conference Series*, 2025, Vol. 3019, SP. 012014. DOI: 10.1088/1742-6596/3019/1/012014.
2. Cai S., Zhang W. Stress constrained topology optimization with free-form design domains. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2015, Vol. 289, pp. 267–290. DOI: 10.1016/j.cma.2015.02.012.

3. Wu C., Xu Y., Fang J., Sun G., Steven G.P., Li Q. Topology optimization for multi-component robotic arms under time-varying loads // *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2025. Vol. 68. ANo. 188. DOI: 10.1007/s00158-025-04129-1.
4. Valentino J.M., Pramono A.S., Syaifudin A., Shalahuddin L., Perkasa M., Sasaki K. Development of an Automatic Coupler for Railway Vehicles: A Topology Optimization Approach with Numerical and Experimental Validation // *Automotive Experiences*. 2024. Vol. 7. P. 406–417. DOI: 10.31603/ae.11494.
5. Tang T., Wang L., Zhu M., Zhang H., Dong J., Yue W., et al. Topology Optimization: A Review for Structural Designs Under Statics Problems // *Materials*. 2024. Vol. 17. No. 23. No. 5970. DOI: 10.3390/ma17235970.
6. Гнездилов С.Г. Топологическая оптимизация конструкции грузового захвата с применением принципа минимума затрат усилий // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2025. № 2. С. 124–134. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-124-134.
7. Gnezdilov S.G., Shubin A.N. Structural optimization of non-rotating floating cranes: Analysis of classical designs and development of a dual-pontoon configuration // *Marine Structures*. 2025. Vol. 104. ANo. 103897. DOI: 10.1016/j.marstruc.2025.103897.
8. Гнездилов С.Г., Шубин А.Н. Топологическая оптимизация на примере стрелы башенного крана // *Механизация строительства*. 2017. Т. 78. №6. С. 40–43.
9. Hailu Shimels G., Dereje Engida W., Fakhruldin Mohd H. A comparative study on stress and compliance based structural topology optimization // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 241. ANo. 012003. DOI: 10.1088/1757-899X/241/1/012003.
10. Akilan S., Janardhan Reddy K. Design improvement of steering knuckle through topology optimization for additive manufacturing // *Cogent Engineering*. 2024. Vol. 11. ANo. 2416487. DOI: 10.1080/23311916.2024.2416487.
11. Niu C., Zhang W., Gao T. Topology optimization of elastic contact problems with friction using efficient adjoint sensitivity
3. Wu C., Xu Y., Fang J., Sun G., Steven G.P., Li Q. Topology optimization for multi-component robotic arms under time-varying loads. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2025, Vol. 68, ANo. 188. DOI: 10.1007/s00158-025-04129-1.
4. Valentino J.M., Pramono A.S., Syaifudin A., Shalahuddin L., Perkasa M., Sasaki K. Development of an Automatic Coupler for Railway Vehicles: A Topology Optimization Approach with Numerical and Experimental Validation. *Automotive Experiences*, 2024, Vol. 7, pp. 406–417. DOI: 10.31603/ae.11494.
5. Tang T., Wang L., Zhu M., Zhang H., Dong J., Yue W., et al. Topology Optimization: A Review for Structural Designs Under Statics Problems. *Materials*, 2024, Vol. 17, No. 23, No. 5970. DOI: 10.3390/ma17235970.
6. Gnezdilov S.G. Topology optimization of a cargo gripper design using the minimum effort principle. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2025, No. 2, pp. 124–134. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-124-134. (In Russian)
7. Gnezdilov S.G., Shubin A.N. Structural optimization of non-rotating floating cranes: Analysis of classical designs and development of a dual-pontoon configuration. *Marine Structures*, 2025, Vol. 104, ANo. 103897. DOI: 10.1016/j.marstruc.2025.103897.
8. Gnezdilov S.G., Shubin A.N. Topology optimization by the example of tower crane boom. *Mekhanizatsiya stroitelstva*, 2017, Vol. 78, No. 6, pp. 40–43. (In Russian)
9. Hailu Shimels G., Dereje Engida W., Fakhruldin Mohd H. A comparative study on stress and compliance based structural topology optimization. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2017, Vol. 241, ANo. 012003. DOI: 10.1088/1757-899X/241/1/012003.
10. Akilan S., Janardhan Reddy K. Design improvement of steering knuckle through topology optimization for additive manufacturing. *Cogent Engineering*, 2024, Vol. 11, ANo. 2416487. DOI: 10.1080/23311916.2024.2416487.
11. Niu C., Zhang W., Gao T. Topology optimization of elastic contact problems with friction using efficient adjoint sensitivity

- tion using efficient adjoint sensitivity analysis with load increment reduction // *Computers & Structures*. 2020. Vol. 238. No. 106296. DOI: 10.1016/j.compstruc.2020.106296
12. ГОСТ 33169-2022. Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. Введ. 2023-03-01. М.: ФГБУ «РСТ», 2022. 58 с.
13. Türkmen H., Kirpik M.G., Sapmaz T., Yalçın F. Study on topology optimization of scraper conveyor chain // *The International Journal of Materials and Engineering Technology*. 2024. Vol. 7. No. 1. P. 48–53.
14. Curkovic P. Comparative Analysis of Topology Optimization Platforms for Additive Manufacturing of Robot Arms // *Designs*. 2024. Vol. 8. ANo. 98. DOI: 10.3390/designs8050098.
- † analysis with load increment reduction. *Computers & Structures*, 2020, Vol. 238, No. 106296. DOI: 10.1016/j.compstruc.2020.106296.
- † 12. GOST 33169-2022. *Cranes. Metal structures. Proof of competence*. Moscow, FGBU «RST», 2022. 58 p. (In Russian)
- † 13. Türkmen H., Kirpik M.G., Sapmaz T., Yalçın F. Study on topology optimization of scraper conveyor chain. *The International Journal of Materials and Engineering Technology*, 2024, Vol. 7, No. 1, pp. 48–53.
- † 14. Curkovic P. Comparative Analysis of Topology Optimization Platforms for Additive Manufacturing of Robot Arms. *Designs*, 2024, Vol. 8, ANo. 98. DOI: 10.3390/designs8050098.