

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ, ВЫПОЛНЕННОГО МЕТОДАМИ ЛИТЬЯ И АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Д.В. Евдокимов
Ф. Санхинес Лесама
Е.П. Филинов
А.А. Алексенцев
П.А. Чертыковцев

dmitry.evd.ssau@gmail.com
fidel.sangines@gmail.com
filinov@ssau.ru
aleksencev.aa@ssau.ru
chertykovtsev.pa@ssau.ru

Самарский университет, г. Самара, Российская Федерация

Аннотация

Появление и развитие аддитивных технологий способствовало проектированию и изготовлению центробежных рабочих колес газотурбинных двигателей, внутри которых расположены решетчатые структуры, что перспективно с позиции экономии материала и снижения нагрузок ввиду уменьшения действующей на них центробежной силы. Приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния центробежного рабочего колеса турбины для шести различных конструкций. Две конструкции рабочего колеса предполагают применение литья как способа получения исходной заготовки, где одна конструкция является исходной, а другая — усовершенствованной. Четыре конструкции отличаются внутренним строением, а именно наличием решетчатых структур различной геометрии, изготовить которые можно только с помощью аддитивных технологий. Две конструкции из четырех имеют наружную форму в виде исходного рабочего колеса, а две другие — в виде усовершенствованного рабочего колеса. Выполнен анализ напряженно-деформированного состояния рабочего колеса турбины перспективного малоразмерного газотурбинного двигателя. По его результатам оценен разгрузочный эффект от применения решетчатых структур, а также продемонстрирован подход к поиску их оптимального расположения внутри тела рабочего колеса

Ключевые слова

Напряженно-деформированное состояние, центробежная турбина, решетчатая структура, аддитивные технологии, напряжения, коэффициент запаса прочности

Поступила 20.06.2024

Принята 15.01.2025

© Автор(ы), 2025

Работа выполнена в рамках федерального проекта «Развитие человеческого капитала в интересах регионов, отраслей и сектора исследований и разработок» (проект № FSSS-2022-00190)

Введение. Тенденция развития машиностроения характеризуется увеличением ресурса деталей и изделий в целом при росте нагрузок, приходящихся на них. Создание высоконагруженных узлов и агрегатов обеспечивается при появлении новых методик проектирования и развития элементов технологической подготовки производства. Как результат творческой работы конструктора появляется все большее число сложнопрофильных деталей, изготовление которых сопровождается многими проблемами [1–4]. При этом усложнение форм деталей является следствием стремления повысить эксплуатационные характеристики узлов и агрегатов.

Примером развития технологических методов решения производственных проблем, в том числе и связанных с ростом сложнопрофильных деталей, является появление аддитивного производства, основное преимущество которого заключается в возможности печати изделий, имеющих за некоторым исключением любую геометрическую конфигурацию. Однако некоторые детали, полученные в ходе аддитивного технологического процесса, имеют поверхностный слой ненадлежащего качества. Согласно [5–9], качество поверхностного слоя определяется геометрическими параметрами: шероховатостью поверхности, отклонениями исполнительных размеров детали от номинальных значений и волнистостью поверхности, а также физико-механическими: глубиной и степенью поверхностного наклепа, величиной, глубиной и характером распределения остаточных напряжений, хемосорбцией, образованием вторичных структур, диффузией из смазочной среды и др.

Следовательно, для деталей, полученных с помощью аддитивных технологий, в подавляющем большинстве случаев требуется постобработка в целях достижения требуемой геометрической точности и шероховатости, однако на данном этапе могут возникнуть проблемы с доступом обрабатывающего инструмента в зону обработки. В поверхностном слое таких деталей формируются растягивающие остаточные напряжения, а сам материал может иметь значительную анизотропию механических свойств, что в совокупности способствует снижению эксплуатационных характеристик.

Отметим, что разработка новых методов проектирования, позволяющих на этом этапе с высокой точностью рассчитать напряженно-деформированное состояние (НДС) деталей при эксплуатации, актуальна не только из-за усложнения форм изделий и ужесточения требований, предъявляемых к их физико-механическим свойствам, но и ввиду итеративного подхода со стороны производства, когда проблемы, возникающие при изготовлении детали, вносят свои коррективы в его конструкцию [10, 11]. Немаловажно, если подобные методики будут иметь возможность

анализа НДС деталей, полученных с помощью аддитивных технологий. Желательно, чтобы опыт их использования на этапах конструкторско-технологической подготовки не ограничивался только учетом специфики физико-механических свойств материала выращенных деталей и особенностей параметров качества их поверхностного слоя. Необходимо, чтобы функционал методики позволял проводить анализ НДС изделий, содержащих элементы конструкции, реализация которых связана исключительно с аддитивными технологиями.

Краткий обзор решетчатых структур, получаемых с помощью аддитивных технологий, и их применение. В качестве примера элементов конструкции, которые в настоящее время получают, применяя только аддитивные технологии, можно привести заполнение тела детали пористыми или решетчатыми структурами. В зарубежной литературе такие структуры называются ячеистыми, клеточными или сотовыми [12]. Обычно такие структуры используются в качестве материала поддержки, который необходим в процессе печати для увеличения качества и стабильности построения, однако с течением времени данные структуры используются при решении все большего перечня задач [13].

Временная шкала и примеры решетчатых структур, разработанных в соответствующий временной диапазон, приведены в [14]. Наблюдается постепенное усложнение строения решетчатых структур и увеличение их разнообразия. В связи с этим многие авторы [15], работающие в сфере исследований аддитивного производства, стали разрабатывать обобщенную классификацию решетчатых структур. Однако в силу интенсивности развития аддитивных технологий и их относительной новизны (2000-е годы [14]) выходят в свет новые работы, например [12, 13, 16], где приведены решетчатые структуры, для которых следовало бы добавить отдельную позицию в обобщенной схеме [14].

Цели применения решетчатых структур могут быть разными:

- в качестве материала поддержки при печати и заполнении тела детали;
- снижение массы детали и всего узла;
- увеличение несущей способности детали (распределение нагрузок меняется в зависимости от распределения масс по детали);
- декоративность;
- проектирование имплантов и эндопротезов (с помощью решетчатых структур обеспечивается стабильность эндопротеза и формирование вокруг него соединительного тканного слоя).

К последнему следует добавить, что важным видом биологического поверхностного взаимодействия эндопротеза является адсорбция белков плазмы, к которым затем прикрепляются клетки-остеобласты, синтезирующие коллаген, подвергающийся далее минерализации. Наличие микропор, заряда и шероховатости поверхности материала определяет возможность и развитие процессов адсорбции. Иными словами, наличие поверхностей, покрытых решетчатыми структурами, в совокупности с гидроксипатитным покрытием способствует наращиванию костных тканей [17].

Решетчатые структуры стали применяться и при проектировании теплообменных агрегатов [18]. Примеры исполнения решетчатых структур, получаемых в процессе 3D-печати металлическими сплавами, приведены на рис. 1.

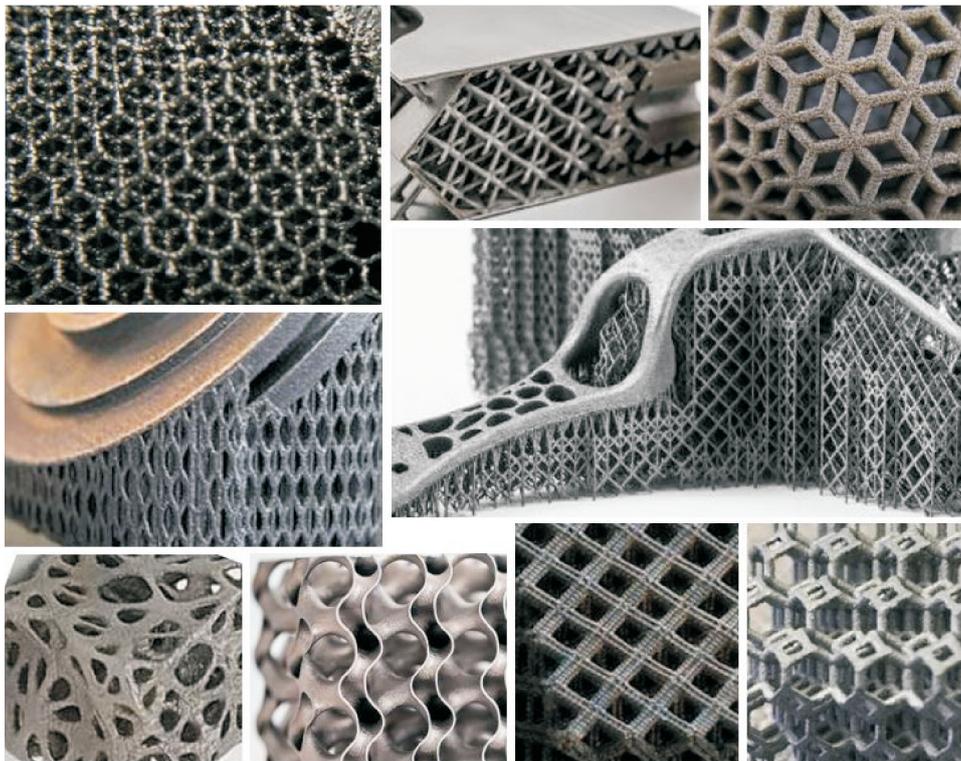


Рис. 1. Примеры исполнения решетчатых структур, получаемых в процессе 3D-печати металлическими сплавами

Примеры изделий с технологически реализованными элементами, состоящими из решетчатых структур, приведены на рис. 2. Применение решетчатых структур позволяет добиться стабильности эндопротеза

(рис. 2, а), уменьшить массы детали и всего изделия (см. рис. 2, б, в), придать эстетическую составляющую детали (см. рис. 2, г).

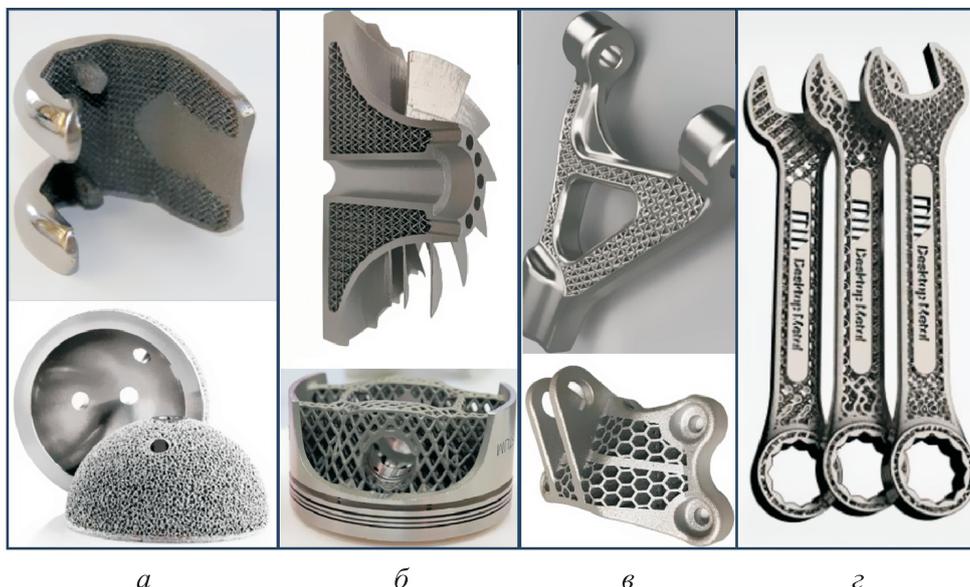


Рис. 2. Примеры изделий с технологически реализованными элементами, состоящими из решетчатых структур

Прочностной анализ разных вариантов конструкции рабочего колеса турбины с решетчатыми структурами и без них. Преимущества аддитивного производства стали причиной появления рабочих центробежных колес турбины и компрессора с решетчатыми структурами для снижения нагрузок, возникающих в результате воздействия центробежных сил.

В настоящей работе исследовано НДС рабочего колеса турбины перспективного малоразмерного газотурбинного двигателя (МГТД). Рабочее колесо турбины имеет шесть различных вариантов исполнения конструкции. В результате анализа НДС исходной конструкции рабочего колеса турбины ступица определена как наиболее опасный элемент. Пять конструкций рабочего колеса спроектированы с целью уменьшить напряженность проблемного участка. Исходное рабочее колесо турбины изготавливают методом литья, внутри оно сплошное. Вторая конструкция рабочего колеса модернизированная, она отличается от исходной усиленной ступицей и утонениями в некоторых зонах рабочего колеса. Третья и четвертая конструкции имеют исходную внешнюю форму, а под поверхностным слоем расположены решетчатые структуры различных форм, получаемые

с помощью аддитивных технологий. Пятая и шестая конструкции рабочего колеса турбины имеют внешнюю форму модернизированного колеса и решетчатую структуру под поверхностным слоем. Разрезы рабочего колеса турбины шести различных конструкций приведены на рис. 3.

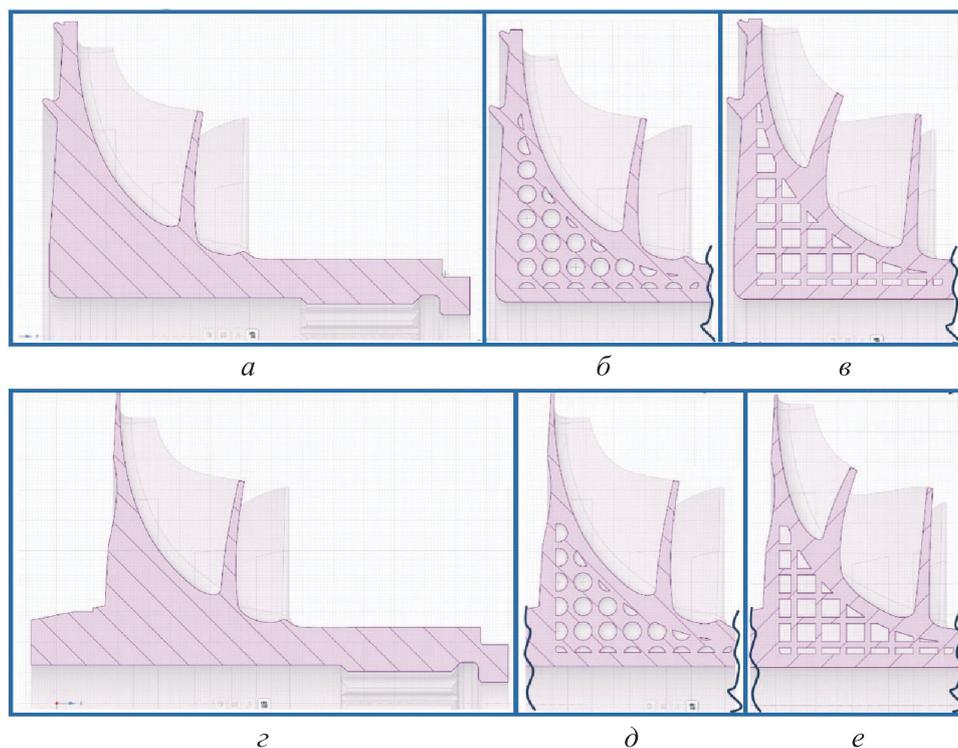


Рис. 3. Разрезы рабочего колеса турбины различных конструкций: исходная (а); исходная с применением решетчатых структур с элементами в виде сфер (б) и параллелепипедов (в); модернизированная (г); модернизированная с решетчатой структурой с элементами в виде сфер (д) и параллелепипедов (е)

Сферические элементы — это полости исследуемых решетчатых структур диаметром 6 мм, толщина перегородки между ними 2 мм. Коэффициент сплошности (отношение фактического объема решетчатой структуры ко всему объему, выделенному под заполнение) такой структуры 0,779. Полости в виде параллелепипедов представляют собой куб со сторонами 6 мм, толщина перегородки 2 мм. Коэффициент сплошности такой структуры 0,578. Как следует из рис. 3, рабочие колеса содержат и приграничные полости произвольной формы, что вызвано недостаточностью места под их расположение.

За последние годы разработан не один программный продукт, позволяющий создавать виртуальные геометрии специально для работы в кон-

тексте аддитивного производства. Подобные программы содержат функции быстрого и удобного проектирования решетчатых структур. Однако в настоящей работе такие программы не задействованы ввиду существующей особенности конечно-элементного моделирования, заключающейся в том, что конечно-элементный анализ возможен только в отношении твердотельной виртуальной геометрии, в то время как упомянутые программные продукты позволяют создавать только фасетную виртуальную геометрию. Отметим, что данная проблема в настоящее время решается универсальными CAD-программами и совершенствованием инструментария в уже существующих CAD-программах. Тем не менее коллективом авторов принято решение о разработке решетчатых структур по твердотельной виртуальной модели рабочего колеса турбины, где использована уже устоявшаяся методика создания повторяющихся полостей. Методика заключается в создании виртуального объема, выделенного под заполнение решетчатой структурой с последующим вычитанием из него массива повторяющихся элементов. Этап послойного вычитания из зоны разгрузки колеса турбины массива сферических элементов приведен на рис. 4, а. Небольшие кубические объемы, вырезанные из разгрузочной зоны и полученные по завершении послойного вычитания массивами сферических и кубических элементов, приведены на рис. 4, б, в. Для сравнения на рис. 4, г приведен аналогичный объем разгрузочной зоны турбинной лопатки, спроектированной в [19].

Для оценки НДС рабочего колеса турбины разработаны шесть конечно-элементных моделей. В каждом варианте конструкции у виртуального тела выделены три группы элементов: лопатки, зоны скругления и основа рабочего колеса. Сетки конечных элементов для лопаток и зон скруглений создавали с помощью метода Sweep, который наилучшим образом подходит для анализа изделий, имеющих плавное изменение форм и сложную схему нагружения. Основные конечные элементы, использованные в контексте метода Sweep, называются Wedge 15 и Solid 226. Элементы Solid 226 относятся к типу Hex 20. Как правило, использование метода Sweep при разработке сетки конечных элементов позволяет уменьшить время, необходимое на вычисления, сохраняя высокую точность получаемых результатов. Элементы Solid 226 использованы и при создании конечно-элементной основы рабочего колеса турбины. К основным преимуществам элементов Wedge 15 и Solid 226 следует отнести возможность их использования в задачах, учитывающих тепловые процессы, а также такие элементы содержат промежуточные узлы, которые располагаются не только

на углах элемента, но и вдоль его ребер. Эти промежуточные узлы позволяют лучше описать кривизну поверхности и деформации объекта, что дает более точные результаты при конечно-элементном анализе. Таким образом, основная цель применения элементов с промежуточными узлами — улучшение аппроксимации в зонах с изменяющейся геометрией или сложными градиентами температур или напряжений. Стратегия разбиения на сетку конечных элементов широко используется во многих исследованиях [20, 21].

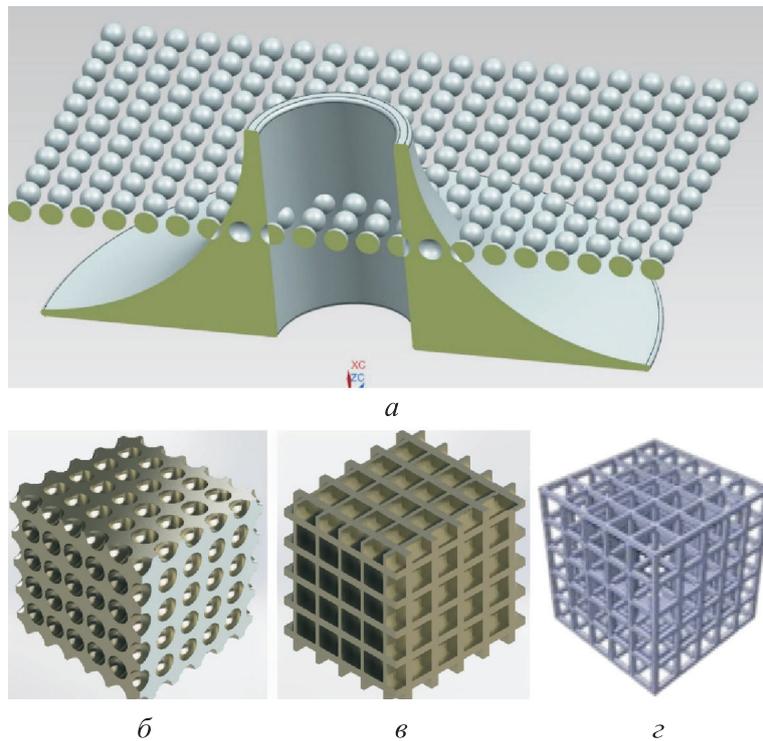


Рис. 4. Этап послойного вычитания из зоны разгрузки колеса турбины массива сферических элементов (*а*), изометрические изображения кубических объемов разгрузочной зоны, полученные по завершении послойного вычитания массива сферических (*б*) и кубических (*в*) элементов, кубический элемент разгрузочной зоны турбинной лопадки (*г*)

Для конечно-элементной модели необходимы следующие исходные данные:

- условия контакта колеса турбины с элементами ротора и их кинематика;
- силовые и температурные нагрузки, вызванные воздействием на детали ротора потока рабочего тела;

- монтажные условия;
- физико-механические и теплофизические характеристики материала рабочего колеса [22–24].

Для каждой виртуальной геометрии исследуемых конструкций рабочего колеса турбины заданы данные, которые описывают поведение материала рабочего колеса в эластичной и пластической зонах нагружения и его разрушение [25, 26].

Использованные при конечно-элементном анализе силовые и температурные нагрузки, характеризующие воздействие рабочего тела на элементы рабочего колеса турбины, приведены в [27]. С помощью разработанных конечно-элементных моделей, реализующих методы вычислительной газовой динамики, получены таблицы со значениями давления и температуры в точках на поверхности виртуального тела рабочего колеса турбины [28]. Поскольку для разных частот вращения ротора МГТД параметры рабочего тела будут различаться по значениям [28], подготовлены таблицы со значениями давления и температуры при разных значениях частоты вращения ротора. Таким образом, при оценке НДС рабочего колеса турбины учтено изменение давления и температуры рабочего тела в зависимости от изменения частоты вращения. Необходимо добавить, что учет температурных данных потребовал разработать дополнительные конечно-элементные модели, с помощью которых получены распределения температурных полей по виртуальным телам различных конструкций рабочего колеса турбины. Эти модели позволили получить таблицы со значениями температуры в точках пространства, ограниченного виртуальным телом рабочего колеса, исходя из температуры в зоне контакта рабочего тела и рабочего колеса [29, 30].

Согласно техническому заданию, первоначально анализировали режим работы двигателя при частоте вращения $50\,000\text{ мин}^{-1}$. Температура и давление газового потока на входе в рабочее колесо турбины при данной частоте вращения 1003 К и $276,9\text{ кПа}$. На выходе из рабочего колеса температура снижается до $794,5\text{ К}$, а давление падает до $109,8\text{ кПа}$. По разработанным конечно-элементным моделям, определяющим НДС рабочих колес турбины шести различных конструкций, определено НДС колес при статическом нагружении центробежной силой, давлением и температурой со стороны потока рабочего тела. Результаты проведенных вычислений приведены на рис. 5–8, видно распределение коэффициента запаса прочности по виртуальным геометриям рабочих колес турбины.

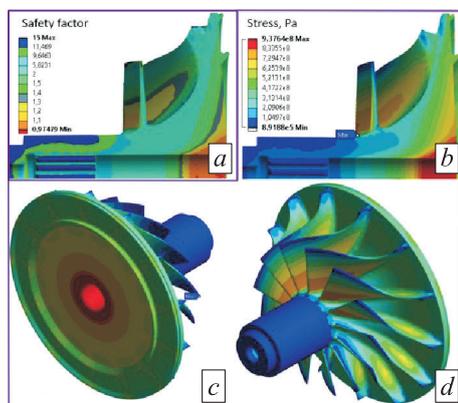


Рис. 5. Скриншот распределения коэффициента запаса прочности (а) и эквивалентных напряжений (б) по телу исходного колеса турбины (с, д) при частоте вращения 50 000 мин⁻¹

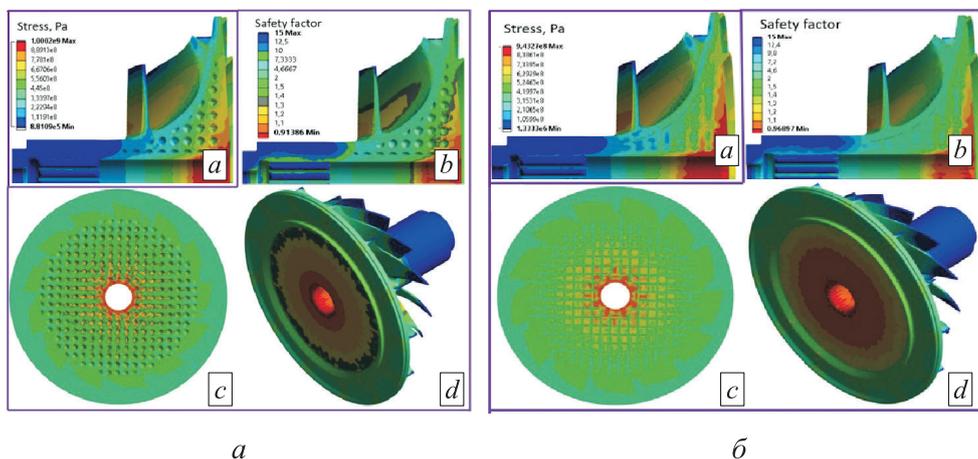


Рис. 6. Скриншот распределения эквивалентных напряжений (а) и коэффициента запаса прочности (б) по телу исходного колеса турбины (с, д) при частоте вращения 50 000 мин⁻¹:

а — решетчатые структуры со сферическими элементами (см. рис. 3, б);
 б — то же с элементами в виде параллелепипедов (см. рис. 3, в)

Заключение по выполненному анализу НДС рабочего колеса турбины шести вариантов исполнения. В результате расчетов определено, что заполнение тела рабочего колеса турбины решетчатыми структурами, как показано на рис. 2, б, приводит к уменьшению несущей способности. Следовательно, разгрузочный эффект, возникающий в результате уменьшения массы на периферии рабочего колеса, не оказывает большего влияния, чем эффект роста напряжений при ступице рабочего колеса, ввиду уменьшения объема материала. Отметим, что разгрузочный эффект ис-

ходного рабочего колеса при исполнении его конструкции в виде, приведенном на рис. 3, б и в, более заметен, чем у рабочих колес модернизированной конструкции при исполнении внутренней решетчатой структуры, как показано на рис. 3, д, е. Это связано с тем, что в процессе модернизации конструкции рабочего колеса (переход от конструкции (рис. 3, а) к конструкции (см. рис. 3, б)) уменьшен объем материала на периферии, что не позволило разместить там решетчатые структуры в том же объеме, что и в исходной конструкции.

Рис. 7. Скриншот распределения эквивалентных напряжений (а) и коэффициента запаса прочности (б) по телу модернизированного колеса турбины (с, д) при частоте вращения $50\,000\text{ мин}^{-1}$

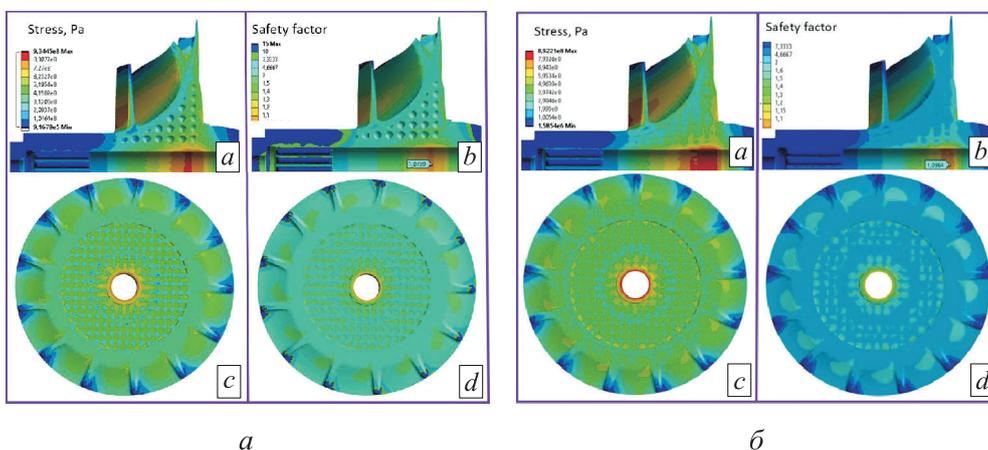
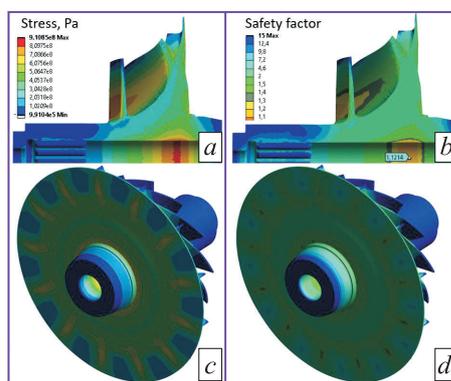


Рис. 8. Скриншот распределения эквивалентных напряжений (а) и коэффициента запаса прочности (б) по телу модернизированного колеса турбины (с, д) различных конструкций при частоте вращения $50\,000\text{ мин}^{-1}$:

- а — решетчатые структуры со сферическими элементами (см. рис. 3, д);
- б — то же с элементами в виде параллелепипедов (см. рис. 3, е)

Максимальные эквивалентные напряжения, действующие в ступичной части рабочего колеса, и значения коэффициента запаса прочности приведены в табл. 1, коэффициент, характеризующий уменьшение напряженности в результате примененных конструктивных мер, — в табл. 2.

Таблица 1

Значения эквивалентного напряжения, действующего в ступичной части рабочего колеса, и коэффициента запаса прочности

Конструкция	Эквивалентное напряжение σ^{IV} , МПа	Коэффициент запаса прочности k	
Исходная	938	0,97	
Исходная с решетчатыми структурами и с элементами в виде:	сфер	1000	0,91
	параллелепипедов	943	0,97
Модернизированная	821	1,12	
Модернизированная с решетчатыми структурами и с элементами в виде:	сфер	860	1,07
	параллелепипедов	844	1,09

Таблица 2

Коэффициент, характеризующий уменьшение напряженности в результате примененных конструктивных мер

Конструкция	Исходная		Модернизированная		
	рис. 3, б	рис. 3, в	рис. 3, д	рис. 3, е	рис. 3, з
Исходная, рис. 3, а	0,938	0,995	1,091	1,111	1,14
Модернизированная, рис. 3, з	0,821	0,871	0,955	0,973	–

Коэффициент, характеризующий снижение напряженности, получен в результате соотношения максимальных напряжений, действующих в ступичной части. Например, коэффициент 0,995 (см. табл. 2) указывает на отношение максимальных эквивалентных напряжений, действующих на ступице исходной конструкции из рис. 3, а, к напряжениям на том же участке конструкции из рис. 3, в. Таким образом, для проведенного исследования можно заключить, что наибольший эффект в уменьшении напряженности достигнут путем усиления ступичной части и утонения периферийных зон без внедрения решетчатых структур (см. рис. 3, з).

Численный эксперимент по определению оптимального расположения разгрузочной полости внутри тела рабочего колеса. Для исследования эффектов снижения напряжений в результате уменьшения массы тела рабочего колеса турбины и увеличения напряжений за счет уменьшения объема материала при ступице выполнен численный эксперимент. Для его проведения разработаны конечно-элементные модели на базе виртуальных тел рабочего колеса турбины, имеющего различный объем пустот. Примеры расчетов по разработанным конечно-элементным моделям, где объем пустоты менялся вместе с h (расстояние от цилиндрической поверхности ступицы колеса до нижней поверхности полости), приведены на рис. 9.

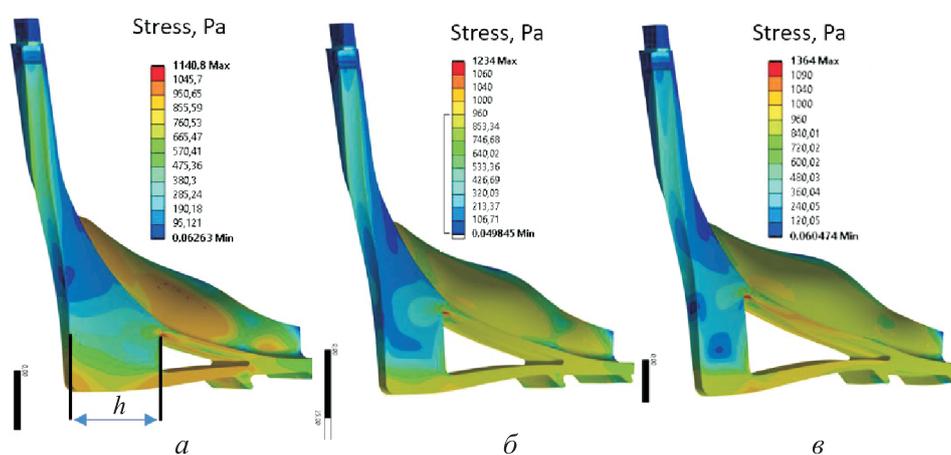


Рис. 9. Распределения эквивалентных напряжений по виртуальным телам рабочего колеса турбины, имеющей полости разного объема, при $h = 32,5$ мм, объем полости составляет 11,6 % (а); $h = 22,5$ мм, объем — 21,2 % (б); $h = 17,5$ мм, объем — 27,7 % (в)

По результатам эксперимента построена кривая оптимального расположения полости, при котором достигается максимальный эффект разгрузки рабочего колеса турбины путем достижения рационального соотношения между эффектом снижения напряженности колеса за счет уменьшения его массы и эффектом роста напряженности за счет уменьшения объема материала в ступичной части колеса. Зависимость эквивалентных напряжений, сформированных в ступичной части, от объема, занятого полостью и выраженного в процентах, и от толщины стенки между цилиндрической поверхностью ступицы и началом полости h (см. рис. 9) приведена на рис. 10.

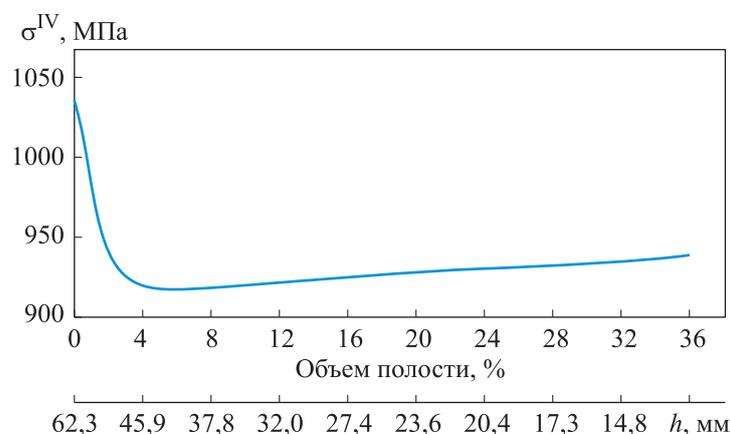


Рис. 10. Зависимость эквивалентных напряжений, сформированных в ступичной части, от объема, занятого полостью, а также от толщины стенки между цилиндрической поверхностью ступицы и началом полости

Выводы. В результате численных экспериментов выявлено, что применение решетчатых структур внутри тел, испытывающих воздействие центробежных сил, является достаточно рациональной мерой по снижению их напряженности. Однако очень многое зависит от геометрии изделий, поскольку эффект разгрузки тем заметнее, чем больше решетчатых структур размещено в периферийной части подобных изделий. Эффект также зависит и от радиуса периферии. Если деталь имеет малый объем периферии и решетчатые структуры можно разместить только в ступичной части вращающегося тела, то применение решетчатых структур повлечет резкое увеличение напряжений ввиду ослабления ступичной части.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Пивоварова М.В., Бессчетнов В.А. Расчетный метод оценки изменения уровня вибронпряжений в компрессорных лопатках газотурбинных двигателей. *Вестник ПНИПУ*, 2021, № 2, с. 118–131. DOI: <https://doi.org/10.15593/perm.mech/2021.2.11>
- [2] Suha H.A., Ghaidaa I.H., Majeed A.A. Theoretical stress analysis of gas turbine blade made from different alloys. *AREJ*, 2019, vol. 24, no. 1, pp. 10–18. DOI: <https://doi.org/10.33899/rengj.2019.163122>
- [3] Седунин В.А., Нусс А.С., Серков С.А. Исследование прочностных характеристик лопаток осевого компрессора. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2016, № 3 (126), с. 90–99. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2016-3-90-99>

- [4] Братухин А.Г., Язов Г.К., Карасев Б.Е. и др. Современные технологии в производстве газотурбинных двигателей. М., Машиностроение, 1997.
- [5] Lu X., Xu G., Cong C., et al. Residual stress prediction of micro-milling Inconel 718 thin-walled parts. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2024, vol. 133, no. 3-4, pp. 1305–1316. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-024-13784-5>
- [6] Wang S., Zhang T., Deng W., et al. Analytical modeling and prediction of cutting forces in orthogonal turning: a review. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2022, vol. 119, no. 3-4, pp. 1407–1434. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-021-08114-y>
- [7] Ярославцев В.М. Новые технологии повышения качества поверхностного слоя при резании волокнистых полимерных композиционных материалов. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2017, № 6 (117), с. 79–88. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2017-6-79-88>
- [8] Demirpolat H., Binali R., Patange A.D., et al. Comparison of tool wear, surface roughness, cutting forces, tool tip temperature, and chip shape during sustainable turning of bearing steel. *Materials*, 2023, vol. 16, no. 12, art. 4408. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma16124408>
- [9] Макаров В.Ф., Мешкас А.Е., Ширинкин В.В. Исследование проблем механической обработки современных высокопрочных композиционных материалов, используемых для производства деталей авиационной и ракетно-космической техники. *Вестник ПНИПУ. Машиностроение, машиноведение*, 2015, т. 17, № 2, с. 30–41. EDN: TYWFXB
- [10] Рыжов Э.В., Аверченков В.И. Оптимизация технологических процессов механической обработки. Киев, Наукова думка, 1989.
- [11] Евдокимов Д.В., Ахтамьянов Р.М., Алексенцев А.А. Разработка комплексной методики оценки отклонений формы изделия и его ресурса в зависимости от технологических остаточных напряжений. *Вестник МАИ*, 2024, т. 31, № 2, с. 164–173. EDN: OIOBIO
- [12] Alketan O., Reza Rowshan R., Abu Al-Rub R. Topology-mechanical property relationship of 3d printed strut, skeletal, and sheet based periodic metallic cellular materials. *Addit. Manuf.*, 2018, vol. 19, pp. 167–183. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.addma.2017.12.006>
- [13] Borikar G.P., Patil A.R., Kolekar S.B. Additively manufactured lattice structures and materials: present progress and future scope. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2023, vol. 24, no. 2, pp. 1–48. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12541-023-00848-x>
- [14] Novak N., Vesenjак M., Ren Z. High strain rate hardening of metallic cellular metamaterials. *J. Dynamic Behavior Mater.*, 2024, vol. 10, no. 4, pp. 363–377. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40870-024-00425-x>
- [15] Kladovasilakis N., Tsongas K., Karalekas D., et al. Architected materials for additive manufacturing: a comprehensive review. *Materials*, 2022, vol. 15, no. 17, art. 5919. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma15175919>

- [16] Hassan I.M., Enab T.A., Fouda N., et al. Design, fabrication, and evaluation of functionally graded triply periodic minimal surface structures fabricated by 3D printing. *J. Braz. Soc. Mech. Sc. Eng.*, 2023, vol. 45, no. 1, art. 66.
DOI: <https://doi.org/10.1007/s40430-022-03972-3>
- [17] Ivanov V.V., Nikolaenko A.N., Evdokimov D.V., et al. Development of a universal algorithm for designing personalized ankle joint endoprostheses. *Biomed. Eng.*, 2023, vol. 57, no. 1, pp. 48–51. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10527-023-10265-z>
- [18] Hassan Ali M.I., Alketan O., Alhammadi A., et al. Heat transfer characterization of 3D printable architected heat sinks. *IMECE*, 2019, paper no. IMECE2019-11523.
DOI: <https://doi.org/10.1115/IMECE2019-11523>
- [19] Hussain S., Ghopa W.A.W., Singh S.S.K., et al. Experimental and numerical vibration analysis of octet-truss-lattice-based gas turbine blades. *Metals*, 2022, vol. 12, no. 2, art. 340.
DOI: <https://doi.org/10.3390/met12020340>
- [20] Yan C., Zhu J., Shen X., et al. Structural design and optimization for vent holes of an industrial turbine sealing. *Chin. J. Aeronaut.*, 2021, vol. 34, no. 5, pp. 265–277.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2020.07.010>
- [21] Lipian M., Czapski P., Obidowski D. Fluid–structure interaction numerical analysis of a small, urban wind turbine blade. *Energies*, 2020, vol. 13, no. 7, art. 1832.
DOI: <https://doi.org/10.3390/en13071832>
- [22] Bhavik P., Mayur K., Dhruv J. Design and analysis of turbocharger impeller for diesel engine. *IJMTE*, 2018, vol. 8, no. X, pp. 1804–1811.
- [23] Rafi S., Amara N., Rao N. Structure analysis of a turbocharger compressor wheel using FEA. *IJERA*, 2014, vol. 4, no. 10-6, pp. 157–159.
- [24] Sathishkumar N., Premkumar P., Ruskin Bruce A., et al. Design and analysis of an impeller of a turbocharger. *IJRR*, 2020, vol. 7, no. 4, pp. 45–51.
- [25] Haq I., Weiguoa G., Arifb M., et al. Study of various conical projectiles penetration into Inconel-718 target. *Procedia Struct. Integr.*, 2018, vol. 13, no. 2, pp. 1955–1960.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2018.12.265>
- [26] Dorogoy A., Rittel D. Numerical validation of the shear compression specimen. Part I: quasi-static large strain testing. *Exp. Mech.*, 2005, vol. 45, no. 2, pp. 167–177.
DOI: <https://doi.org/10.1177/0014485105052325>
- [27] Baturin O.V., Lyu C., Sun P., et al. Educational optimization software for axial compressor flow path design. *5th. ICET*, 2022.
DOI: <https://doi.org/10.1109/ICET55676.2022.9824409>
- [28] Veerbhadrappa N. CFD Analysis of mixed flow impeller. *IJRET*, 2014, vol. 3, no. 3, pp. 601–607.
- [29] Chen Z., Xia Z., Luo J. Impact of inlet flow angle variation on the performance of a transonic compressor blade using NIPC. *AIP Adv.*, 2022, vol. 12, no. 2, art. 025001.
DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0074200>

[30] Diaz R.B., Tomita J.T., Bringhenti C., et al. An evaluation of passive wall treatment with circumferential grooves at the casing of the first and second blade rotor rows of a high-performance multi-stage axial compressor. *Aerospace*, 2024, vol. 11, no. 8, art. 662. DOI: <https://doi.org/10.3390/aerospace11080662>

Евдокимов Дмитрий Викторович — канд. техн. наук, старший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Энергетические установки», доцент кафедры технологий производства двигателей и кафедры сопротивления материалов Самарского университета (Российская Федерация, 443086, г. Самара, Московское ш., д. 34).

Санхинес Лесам Фидель — аспирант кафедры сопротивления материалов Самарского университета (Российская Федерация, 443086, г. Самара, Московское ш., д. 34).

Филинов Евгений Павлович — канд. техн. наук, старший научный сотрудник конструкторского бюро двигателестроения, научно-исследовательской лаборатории «Энергетические установки», доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В.П. Лукачева Самарского университета (Российская Федерация, 443086, г. Самара, Московское ш., д. 34).

Алексенцев Артем Алексеевич — лаборант-исследователь инженерингового центра и научно-исследовательской лаборатории «Энергетические установки» Самарского университета (Российская Федерация, 443086, г. Самара, Московское ш., д. 34).

Чертыковцев Павел Александрович — начальник отдела перспективных проектов и программ, ассистент кафедры технологий производства двигателей и инженерной графики, специалист по учебно-методической работе института дополнительного образования Самарского университета (Российская Федерация, 443086, г. Самара, Московское ш., д. 34).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Евдокимов Д.В., Санхинес Лесам Ф., Филинов Е.П. и др. Исследование напряженно-деформированного состояния рабочего колеса турбины, выполненного методами литья и аддитивных технологий. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 3 (154), с. 15–35. EDN: NLURJB

STUDYING THE STRESS-STRAIN STATE OF A TURBINE WHEEL MANUFACTURED BY THE CASTING AND ADDITIVE TECHNOLOGIES METHODS

D.V. Evdokimov

F. Sangines Lezama

E.P. Filinov

A.A. Aleksentsev

P.A. Chertykovtsev

dmitry.evd.ssau@gmail.com

fidel.sangines@gmail.com

filinov@ssau.ru

aleksencev.aa@ssau.ru

chertykovtsev.pa@ssau.ru

Samara University, Samara, Russian Federation

Abstract

The emerging and developing additive technologies are promoting works devoted to design and manufacture of the gas turbine engine centrifugal wheels. Inside them, the lattice structures are positioned, their application is promising from the standpoint of saving material and reducing loads due to reduction in the centrifugal force acting on them. The paper presents results of studying the stress-strain state of a turbine centrifugal wheel for six different designs. Two wheel designs involve the use of casting as a method for obtaining the initial workpiece, where one design is the initial, and the other is improved. Four designs differ in their internal structure, namely in the presence of lattice structures of different geometries, which manufacture requires primarily application of the additive technologies. In this case, two of the four designs have the external shape of the initial wheel, and the other two have the shape of the improved one. The paper analyzes turbine wheel of a promising small-sized gas turbine engine. Based on the results analysis, it assesses the unloading effect of using the lattice structures, and demonstrates an approach to finding their optimal position inside the wheel body

Keywords

Stress-strain state, centrifugal turbine, lattice structure, additive technologies, stresses, assurance factor

Received 20.06.2024

Accepted 15.01.2025

© Author(s), 2025

The work was carried out within the framework of the Federal Project "Development of Human Capital in the Interests of Regions, Industries and Research and Development Sector" (project no. FSSS-2022-00190)

REFERENCES

- [1] Pivovarova M.V., Besschetnov V.A. The computational method of estimating vibration stress levels for GTE compressor blades. *Vestnik PNIPU* [PNRPU Mechanics Bulletin], 2021, no. 2, pp. 118–131 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.15593/perm.mech/2021.2.11>
- [2] Suha H.A., Ghaidaa I.H., Majeed A.A. Theoretical stress analysis of gas turbine blade made from different alloys. *AREJ*, 2019, vol. 24, no. 1, pp. 10–18.
DOI: <https://doi.org/10.33899/rengj.2019.163122>
- [3] Sedunin V.A., Nuss A.S., Serkov S.A. Studying the strength characteristics of axial compressor blades. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2019, no. 3 (126), pp. 90–99 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2016-3-90-99>
- [4] Bratukhin A.G., Yazov G.K., Karasev B.E., et al. *Sovremennyye tekhnologii v proizvodstve gazoturbinnnykh dvigateley* [Modern technologies in the production of gas turbine engine]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1997.
- [5] Lu X., Xv G., Cong C., et al. Residual stress prediction of micro-milling Inconel 718 thin-walled parts. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2024, vol. 133, no. 3-4, pp. 1305–1316.
DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-024-13784-5>
- [6] Wang S., Zhang T., Deng W., et al. Analytical modeling and prediction of cutting forces in orthogonal turning: a review. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2022, vol. 119, no. 3-4, pp. 1407–1434. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-021-08114-y>
- [7] Yaroslavtsev V.M. New technologies for surface layer quality improvement in cutting fibrous polymer composite materials. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2017, no. 6 (117), pp. 79–88 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2017-6-79-88>
- [8] Demirpolat H., Binali R., Patange A.D., et al. Comparison of tool wear, surface roughness, cutting forces, tool tip temperature, and chip shape during sustainable turning of bearing steel. *Materials*, 2023, vol. 16, no. 12, art. 4408.
DOI: <https://doi.org/10.3390/ma16124408>
- [9] Makarov V.F., Meshkas A.E., Shirinkin V.V. Research problems machining high strength composite materials used for the production of details of aviation and space-rocket technicians. *Vestnik PNIPU. Mashinostroenie, mashinovedenie* [Bulletin PNRPU. Mechanical Engineering, Materials Science], 2015, vol. 17, no. 2, pp. 30–41 (in Russ.).
EDN: TYWFXB
- [10] Ryzhov E.V., Averbchenkov V.I. *Optimizatsiya tekhnologicheskikh protsessov mekhanicheskoy obrabotki* [Optimization of technological processes of mechanical processing]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1989.
- [11] Evdokimov D.V., Akhtamyanyanov R.M., Aleksentsev A.A. Developing complex evaluation technique for the product shape deviations and its endurance in dependence of technological residual stresses. *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2024, vol. 31, no. 2, pp. 164–173 (in Russ.). EDN: OIOBIO

- [12] Alketan O., Reza Rowshan R., Abu Al-Rub R. Topology-mechanical property relationship of 3d printed strut, skeletal, and sheet based periodic metallic cellular materials. *Addit. Manuf.*, 2018, vol. 19, pp. 167–183.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.addma.2017.12.006>
- [13] Borikar G.P., Patil A.R., Kolekar S.B. Additively manufactured lattice structures and materials: present progress and future scope. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2023, vol. 24, no. 2, pp. 1–48. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12541-023-00848-x>
- [14] Novak N., Vesenjак M., Ren Z. High strain rate hardening of metallic cellular metamaterials. *J. Dynamic Behavior Mater.*, 2024, vol. 10, no. 4, pp. 363–377.
DOI: <https://doi.org/10.1007/s40870-024-00425-x>
- [15] Kladovasilakis N., Tsongas K., Karalekas D., et al. Architected materials for additive manufacturing: a comprehensive review. *Materials*, 2022, vol. 15, no. 17, art. 5919.
DOI: <https://doi.org/10.3390/ma15175919>
- [16] Hassan I.M., Enab T.A., Fouda N., et al. Design, fabrication, and evaluation of functionally graded triply periodic minimal surface structures fabricated by 3D printing. *J. Braz. Soc. Mech. Sc. Eng.*, 2023, vol. 45, no. 1, art. 66.
DOI: <https://doi.org/10.1007/s40430-022-03972-3>
- [17] Ivanov V.V., Nikolaenko A.N., Evdokimov D.V., et al. Development of a universal algorithm for designing personalized ankle joint endoprostheses. *Biomed. Eng.*, 2023, vol. 57, no. 1, pp. 48–51. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10527-023-10265-z>
- [18] Hassan Ali M.I., Alketan O., Alhammadi A., et al. Heat transfer characterization of 3D printable architected heat sinks. *IMECE*, 2019, paper no. IMECE2019-11523.
DOI: <https://doi.org/10.1115/IMECE2019-11523>
- [19] Hussain S., Ghopa W.A.W., Singh S.S.K., et al. Experimental and numerical vibration analysis of octet-truss-lattice-based gas turbine blades. *Metals*, 2022, vol. 12, no. 2, art. 340.
DOI: <https://doi.org/10.3390/met12020340>
- [20] Yan C., Zhu J., Shen X., et al. Structural design and optimization for vent holes of an industrial turbine sealing. *Chin. J. Aeronaut.*, 2021, vol. 34, no. 5, pp. 265–277.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2020.07.010>
- [21] Lipian M., Czapski P., Obidowski D. Fluid–structure interaction numerical analysis of a small, urban wind turbine blade. *Energies*, 2020, vol. 13, no. 7, art. 1832.
DOI: <https://doi.org/10.3390/en13071832>
- [22] Bhavik P., Mayur K., Dhruv J. Design and analysis of turbocharger impeller for diesel engine. *IJMTE*, 2018, vol. 8, no. X, pp. 1804–1811.
- [23] Rafi S., Amara N., Rao N. Structure analysis of a turbocharger compressor wheel using FEA. *IJERA*, 2014, vol. 4, no. 10-6, pp. 157–159.
- [24] Sathishkumar N., Premkumar P., Ruskin Bruce A., et al. Design and analysis of an impeller of a turbocharger. *IJRR*, 2020, vol. 7, no. 4, pp. 45–51.
- [25] Haq I., Weiguoa G., Arifb M., et al. Study of various conical projectiles penetration into Inconel-718 target. *Procedia Struct. Integr.*, 2018, vol. 13, no. 2, pp. 1955–1960.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2018.12.265>

[26] Dorogoy A., Rittel D. Numerical validation of the shear compression specimen. Part I: quasi-static large strain testing. *Exp. Mech.*, 2005, vol. 45, no. 2, pp. 167–177.

DOI: <https://doi.org/10.1177/0014485105052325>

[27] Baturin O.V., Lyu C., Sun P., et al. Educational optimization software for axial compressor flow path design. *5th. ICET*, 2022.

DOI: <https://doi.org/10.1109/ICET55676.2022.9824409>

[28] Veerbhadrapa N. CFD Analysis of mixed flow impeller. *IJRET*, 2014, vol. 3, no. 3, pp. 601–607.

[29] Chen Z., Xia Z., Luo J. Impact of inlet flow angle variation on the performance of a transonic compressor blade using NIPC. *AIP Adv.*, 2022, vol. 12, no. 2, art. 025001.

DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0074200>

[30] Diaz R.B., Tomita J.T., Bringhenti C., et al. An evaluation of passive wall treatment with circumferential grooves at the casing of the first and second blade rotor rows of a high-performance multi-stage axial compressor. *Aerospace*, 2024, vol. 11, no. 8, art. 662.

DOI: <https://doi.org/10.3390/aerospace11080662>

Evdokimov D.V. — Cand. Sc. (Eng.), Senior Researcher Fellow, Research Laboratory Power Plants, Assoc. Professor, Departments of Engine Production Technologies, Departments of Strength of Materials, Samara University (Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086 Russian Federation).

Sangines Lezama F. — Post-Graduate Student, Department of Strength of Materials, Samara University (Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086 Russian Federation).

Filinov E.P. — Cand. Sc. (Eng.), Senior Researcher Fellow, Propulsion Design Bureau, Research Laboratory Power Plants, Assoc. Professor, Department of Aircraft Engine Theory named after V.P. Lukachev, Samara University (Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086 Russian Federation).

Aleksentsev A.A. — Laboratory Research Assistant, Engineering Center of Samara University, Research Laboratory Power Plants, Samara University (Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086 Russian Federation).

Chertykovtsev P.A. — Head of the Department of Advanced Projects and Programs, Assistant, Department of Engine Production Technologies and Engineering Graphics, Specialist in Educational and Methodical Work, Institute of Continuing Education, Samara University (Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Evdokimov D.V., Sangines Lezama F., Filinov E.P., et al. Studying the stress-strain state of a turbine wheel manufactured by the casting and additive technologies methods. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 3 (154), pp. 15–35 (in Russ.). EDN: NLURJB