

УДК 621.165

## КОНСТРУКТИВНАЯ МОДИФИКАЦИЯ ЛОПАТКИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Михалченок В.Ю.

Научный руководитель – старший преподаватель Пантелей Н.В.

Паровые турбины используются в различных видах производства электроэнергии, включая атомную энергетику, угольную энергетику, газотурбинную, парогазовую энергетику и другие системы производства электроэнергии [9]. В тепловой электростанции паровая турбина является первичным двигателем, который генерирует достаточно крутящего момента для получения энергии от генератора. Паровая турбина получает свою мощность за счет адиабатического расширения потока пара через лопатки. Турбина имеет несколько частей, которые участвуют в преобразовании кинетической энергии в механическую энергию [13]. Лопатки паровой турбины – это сердце турбины, которое испытывает самые интенсивные статические и динамические условия на протяжении всего своего жизненного цикла. Основной причиной неисправности в паровых турбинах является выход из строя лопатки. Выход из строя лопасти может привести к катастрофическим последствиям как экономически, так и физически. Поэтому конструкция лопатки турбины играет значительную роль в функционировании турбины [13], а анализ лопастей является обязательным, чтобы избежать каких-либо сбоев [15].

Лопастей подвергаются разрушению из-за напряжений, возникающих в первую очередь от центробежных нагрузок и изгибающих сил, связанных с массовым потоком пара [13]. Кроме того, коррозия, вызывающая возникновение и распространение трещин, является важным механизмом разрушения лопастей. Это приводит к замене или ремонту лопастей и даже вероятному перепроектированию элементов [7]. Для того чтобы спроектировать высокоэффективную паровую турбину, необходимо учитывать множество проектных целевых функций, связанных с гидродинамическими характеристиками (плавное направление рабочего пара и т. д.). Кроме того, паровая турбина имеет ряд геометрических и топологических переменных (форма лопатки, количество лопаток, количество ступеней и др.), что также необходимо учитывать на стадии проектирования [5].

Существуют различные лопатки, которые можно разделить на основе их использования в трех турбинных модулях как лопатки высокого давления (ВД), среднего давления (СД) и низкого давления (НД). Первые два турбинных модуля, ВД и СД, характеризуются высокими температурами и содержат небольшие лопатки, которые должны выдерживать малые центробежные силы, однако большие лопатки содержат изгибающие силы из-за импульсных изменений и высокого статического давления. Эти лопатки оснащены Т-образными корнями, собранными в тангенциальных канавках вокруг ротора. Лопастей связаны друг с другом через цельные корни и кожухи, которые обеспечивают высокую жесткость лопастного ряда, а также трения о конструкцию. Для лопастей последней ступени центробежные силы настолько

высоки, что изгиб под действием сил пара ничтожен. Самые большие вращающиеся лопасти снабжены еловыми корнями, собранными в осевые пазы. Эти корни включают в себя три или более пары выступов, передающих силы порционно в соответствующие выступы ротора [4].

Рихтер и другие представили обзор конструктивного исполнения лопаток современных паровых турбин на предприятиях Siemens power generation [9]. Различные типы лопастей и их элементов были подробно описаны (их геометрия и нагружение). Гаджбие и его соавторы провели подробный анализ вибрации лопаток. Они показали, что если значение частоты лопасти выходит за пределы собственной частоты лопасти, то на лопасти накапливается необратимое повреждение [9]. Саксеной и др. был исследован отказ работы лопаток в более чем 30 – летней конструкции тепловой электростанции. Представленный отказ лопатки турбины был связан с цилиндром НД, который имеет 8 ступеней. Результаты каждого исследования интерпретировались так, что приводило к нахождению места первичного отказа лопатки турбины, последовательности и первопричины его выхода из строя [13]. Сегави и другими разработана новая лопатка ротора для паротурбинных установок [8]. Новая конструкция лопасти оптимизировала аэродинамику лопасти вблизи корневого сечения лопатки, что позволило уменьшить потери как в профиле, так и в торцевой стенке. Было обнаружено, что новая лопасть ротора увеличивает эффективность ступени примерно на 0,3 %.

Лопатки являются важными компонентами паровых турбин, которые выходят из строя из-за напряжений, возникающих от центробежных и изгибающих сил. Лопатка турбины имеет ряд геометрических переменных, которые необходимо учитывать на стадии проектирования. Лопатки паровой турбины различной длины и толщины проанализированы с помощью метода конечных элементов (МКЭ) для получения исследуемых показателей надежности турбинных лопаток деформаций и напряжений фон Мизеса. Напряжение фон Мизеса – это величина, используемая для определения того, будет ли данный материал поддаваться деформации или разрушаться. Он в основном используется для пластичных материалов, таких как металлы. Критерий текучести фон Мизеса гласит, что если напряжение фон Мизеса материала под нагрузкой равно или больше предела текучести того же материала при простом растяжении – что легко определить экспериментально – то материал будет текучим.

Опыт состоял в следующем: все материалы предполагались линейными, однородными, упругими и изотропными. К лезвию была приложена широко распространенная сила 5 Н. Для моделирования выбрана лопатка первой ступени. Моделирование профиля лопасти является важной задачей, так как непосредственно влияет на результаты моделирования. Модуль упругости и предел текучести для лопатки турбины (хромированная сталь) рассматривались  $E=210$  ГПа и 585 МПа соответственно. Коэффициент Пуассона ( $\nu$ ) и плотность также установлены 0,3 и 7900 кг/м<sup>3</sup> соответственно [13]. Для анализа лопатки турбины использован широкий диапазон осевых усилий, поэтому в исследовании к лопатке приложена широко распространенная осевая сила

5 Н [6]. Корень лопасти (основание) фиксировался в трех направлениях ( $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ). После выбора свойств материала и фиксации основания следующим шагом было решение использовать вентильный электродвигатель. В качестве переменных параметров для анализа была выбрана длина ( $L$ ) и толщина ( $t$ ) лопасти. Таким образом, было сделано 9 различных случаев, как показано в таблице 1. Описанные модели были использованы для получения напряжений и деформаций фон Мизеса в лопастях.

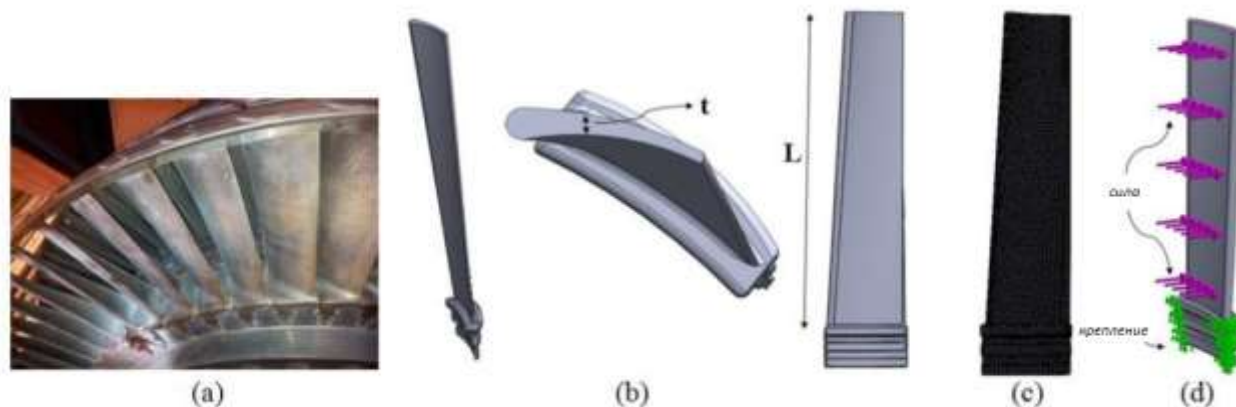


Рисунок 1. Лопатка паровой турбины (а) реальная лопатка паровой турбины (b) моделируемая лопатка (с) сетчатая лопатка (d) приложенная сила и граничные условия

Таблица 1- Переменные параметры для анализа лопаток турбины

Случай	Длина	Толщина
1	400	10
2	400	15
3	400	20
4	500	10
5	500	15
6	500	20
7	600	10
8	600	15
9	600	20

Результаты исследования для девяти различных лопаток турбины показали, что различная геометрия повлияла на напряжение и деформацию лопасти фон Мизеса (Рис. 2). Длинные лопасти испытывают более высокие максимальные напряжения и деформации фон Мизеса, чем более короткие. Лопать длиной 400 мм и толщиной 20 мм испытывала наименьшее максимальное напряжение фон Мизеса при 51 кПа. Кроме того, лопасти длиной 400 мм и 600 мм испытывали наименьшую и наибольшую деформацию при  $3,07 \cdot 10^{-6}$  и  $4,3 \cdot 10^{-6}$  соответственно. Кроме того, более толстые лопасти подвергались меньшему максимальному напряжению и деформации фон Мизеса, чем более тонкие.

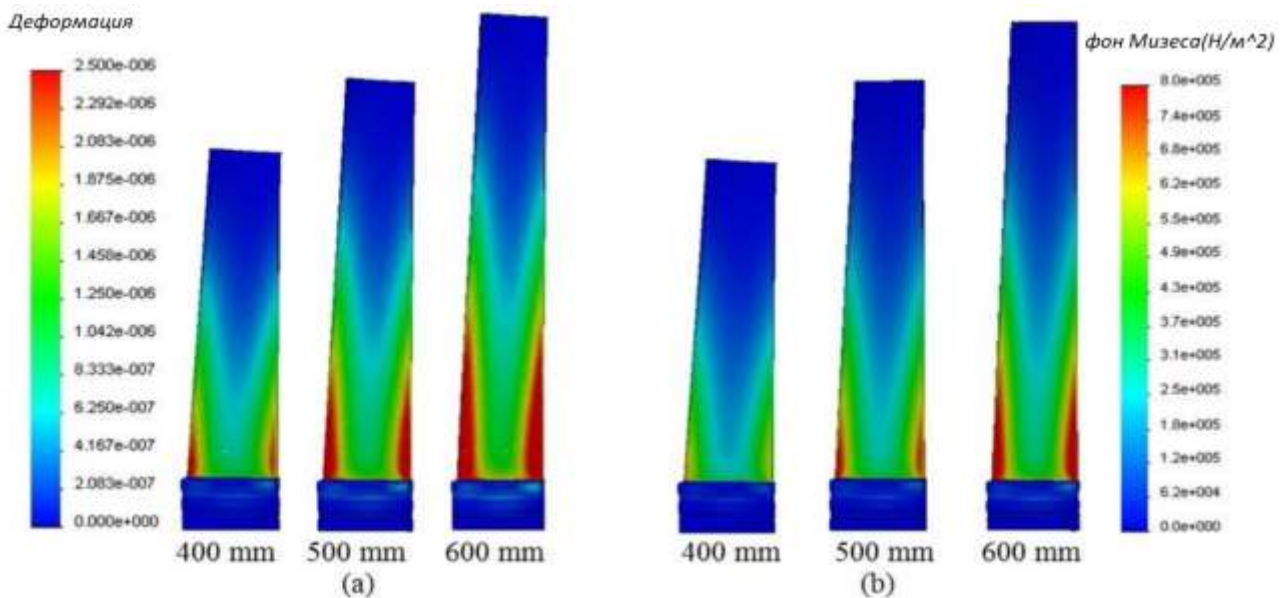


Рисунок 2. Различные лопасти толщиной 10 мм (a) деформация (b) распределение напряжений фон Мизеса

Наибольшее напряжение оказалось у основания всех лопастей толщиной 10 мм. Однако наименьшее напряжение оказалось в кончике лопастей. Точно так же наибольшее напряжение оказалось в основании лопастей, однако кончик лопастей не подвергался никакому напряжению. Меньшее напряжение оказалось в основании лопасти длиной 400 мм по сравнению с лопастями длиной 500 мм и 600 мм. Как видно из рисунка 3, лопасти длиной 400 мм и толщиной 20 мм испытывали наименьшее максимальное напряжение фон Мизеса при 51 кПа по сравнению со всеми другими моделями. Однако лопасть длиной 600 мм и толщиной 10 мм показала самый высокий максимум напряжения фон Мизеса-237,73 кПа. Для лопасти длиной 400 мм замечено меньшее максимальное напряжение фон Мизеса в лопасти толщиной 20 мм по сравнению с лопастью толщиной 15 мм (91,66 кПа) и 10 мм (161,34 кПа). Аналогично, для длины 500 мм лопасть толщиной 10 мм испытывала более высокое максимальное напряжение фон Мизеса при 199,36 кПа, чем лопасть толщиной 15 мм и 20 мм при 114,17 кПа и 63,43 кПа соответственно. Эта тенденция наблюдалась и для лопасти длиной 600 мм. Более толстая лопасть (20 мм) показала меньшее максимальное напряжение фон Мизеса при 75,77 кПа, чем лопасть толщиной 15 мм и 10 мм. Лезвие длиной 400 мм испытывало наименьшую деформацию при  $3,07 \cdot 10^{-6}$ , в то время как лезвие длиной 600 мм демонстрировало наибольшую деформацию при  $4,3 \cdot 10^{-6}$ . Для лопасти длиной 500 мм деформация значительно снизилась с  $3,8 \cdot 10^{-6}$  при толщине 10 мм до  $1,48 \cdot 10^{-6}$  при толщине 20 мм. Аналогичная тенденция наблюдалась и для лопастей длиной 400 мм и 600 мм.

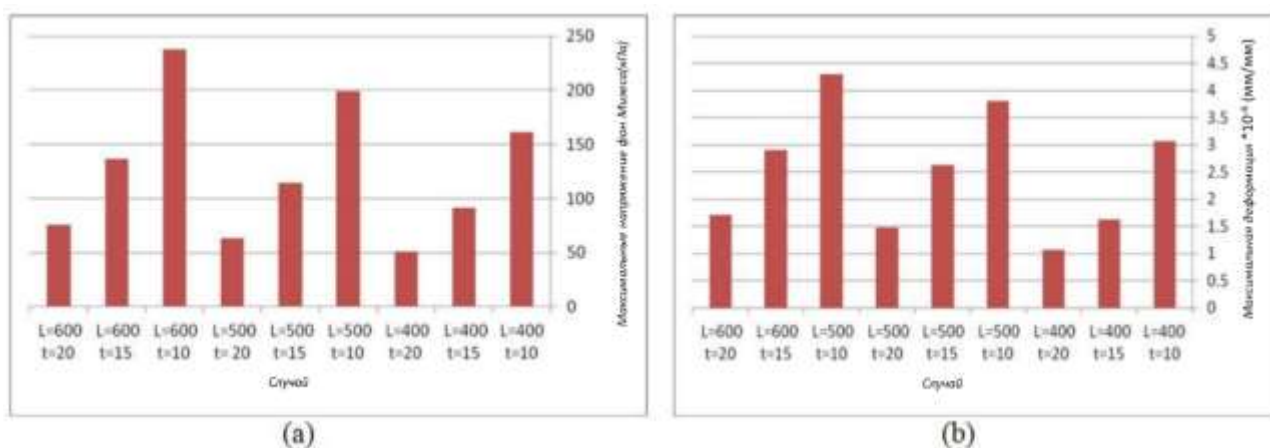


Рисунок 3. (а) максимальное напряжение фон Мизеса (б) максимальная деформация для лопасти с различной длиной ( $L$ ) и толщиной ( $t$ )

Качественная конструкция лопатки турбины состоит из определения стационарных нагрузок, действующих на лопатку и обусловленных ими напряжений, определения нестационарных сил, обусловленных взаимодействием ступенчатых потоков, определения геометрических характеристик из газодинамического анализа, определения собственных частот и форм режимов, а также определения динамических сил [11]. Однако внимание уделялось изменению геометрии лопасти на напряжение и деформацию.

Судя по результатам, напряжение и деформация в основании лопастей выше, чем в острие. Лопасть длиной 400 мм и толщиной 20 мм испытывала наименьшее максимальное напряжение фон Мизеса при 51 кПа по сравнению со всеми другими моделями. Однако лопасть длиной 600 мм и толщиной 10 мм показала самый высокий максимум напряжения фон Мизеса-237,73 кПа. Этот максимум представляет собой предпочтение более коротких и толстых лопастей для уменьшения напряжения и деформации фон Мизеса по сравнению с более длинными и тонкими лопастями. Более короткие лопасти имеют меньшую поверхность и поэтому подвергаются меньшему усилию и деформации по сравнению с более длинными. Кроме того, более высокая толщина приводит к тому, что лезвия сгибаются или деформируются меньше, чем более тонкие. Кроме того, лопасти длиной 400 мм и 600 мм испытывали самую низкую и самую высокую деформацию- $3,07 \cdot 10^{-6}$  и  $4,3 \cdot 10^{-6}$  соответственно. Это связано с тем, что возможности удлинения у короткого клинка меньше, чем у более длинного.

Исследования состояния напряжений и деформаций, вызванных изменением геометрии лопастей, ограничены. Поэтому введена модификация лопатки паровой турбины для уменьшения факторов, вызывающих разрушение лопатки, включая напряжение и деформацию с использованием МКЭ. Длина и толщина лопатки турбины являются конструктивными параметрами, влияющими на долговечность элемента. Лопатка паровой турбины предназначена для работы на высоких напряжениях, так что она может выдерживать высокое давление и температуру. Поскольку лопатка паровой турбины вращается с очень высокой скоростью (приблизительно 25000 об / мин),

существует несколько шансов на отказ, даже несмотря на её состав материала и конструкцию [9]. А также, основной причиной усталости можно считать высокие напряжения и деформации. Следовательно, проектировщикам необходимо уделять значительное внимание для того, чтобы уменьшить напряжение и деформацию в лопастях. Однако стоит отметить различные ограничения. Свойства материала предполагались линейными, но с учетом нелинейных материалов могут быть получены более надежные результаты. Центробежная сила и давление пара являются основными силами, которые действуют на лопатку. Однако давление пара не применялось для анализа, что может играть или не играть существенной роли в получении изменений напряжений и деформаций в различных лопастях.

Рассмотренная нами тема опыта являлась модификация лопатки паровой турбины с использованием МКЭ. Исходя из результатов видно, что изменение геометрии лопатки турбины, включая длину и толщину, может быть полезно для уменьшения напряжений и деформаций фон Мизеса. Результаты показали более высокие напряжения и деформации в основании лопастей, а не в наконечниках. Можно сделать вывод, что при использовании более коротких и толстых лопастей лучше уменьшить напряжение и деформацию, что может обеспечить большую долговечность.

#### Литература

1. Бхупендра, Э.Г. Вибрационный анализ профиля лопатки газовой турбины с использованием метода МКЭ / Э.Г. Бхупендра, В.Б. Сачин, Б.С. Капил. – 2014.
2. Джаббари, А.А. Проектирование и анализ лопатки ротора газовой турбины с использованием метода конечных элементов / А.А. Джаббари, А.К. Рай, П.Р. Риди. – 2014.
3. Иоланта, Б. Реконструирование лопаток ротора паровой турбины и роторных пакетов – экологический анализ в рамках системного подхода к эко-дизайну, преобразованию и управлению энергией / Б. Иоланта. – 2016.
4. Кристоф, Х.Р. Структурное проектирование лопаток современных паровых турбин с использованием компьютеров и конструкций ADINA / Х.Р. Кристоф. – 2003.
5. Многоцелевая оптимизация конструкции лопатки статора паровой турбины с использованием LES и GA. / К. Шимояма [и др.]. – 2011.
6. Нурбанасари, М.А. Трещина лопатки первой ступени в паровой турбине / М.А. Нурбанасари. – 2014.
7. Оценка срока службы лопаток турбин с трещинами в агрессивной среде / С.С. Артеага [и др.]. – 2013.
8. Сегави, К. Международный журнал разработки высоконагруженной лопатки ротора для паровых турбин JSME / К.Сегави, Г. Шикану, Н. Шибашита. – 2002.
9. Сену, С. Титановые 50-дюймовые и 60-дюймовые лопатки последней ступени для паровых турбин Hitachi Review / С. Сену, К. Асаи, А. Куросава. – 2013.
10. Сингх, М.П. Дизайн лопаток и анализ паровых турбин / М.П. Сингх, Г.М, Лукас. – 2011.
11. Соарес, С. Газовая турбина воздушного, наземного и морского применения / С. Соарес. – 2008.
12. Совместное механическое, металлургическое и МКЭ исследование отказов лопаток паровых турбин, инженерный анализ отказов / С. Саксена [и др.]. – 2015.

13. Тулсидас, Д. Оценка ресурса лопатки паровой турбины с использованием метода анализа усталости низкого цикла / Д. Тулсидас, М. Шантараджа, В.Г. Бхарат. – 2014.
14. Хайдари, М. Конструктивная модификация лопатки паровой турбины / М. Хайдари, К. Амини // Кафедра машиностроения, Исламский университет Азад, филиал Ахрам, Иран. – 2017.
15. Шукла, А. Экспериментальный и МКЭ-модальный анализ трещиноватых и нормальных материалов лопаток паровой турбины / А. Шукла, С.П. Харша. – 2015.