

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕТОДА
ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ СТАТОРНЫХ ЛОПАТОК
КОМПРЕССОРА С ПОМОЩЬЮ КОМПЬЮТЕРНОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Мелихов И.В., Седунин В.А., Марченко Ю.Г.

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н.
Ельцина, Екатеринбург, Россия

melikhovi@vk.com v.a.sedunin@urfu.ru iug.marchenko@urfu.ru

Аннотация. В статье рассматривается влияние натяжения направляющих лопаток в компрессоре на их вибрационные и механические свойства. Внимание уделяется моделированию напряженно-деформированного состояния преднатянутой лопатки, расчету на прочность и газодинамическому расчету данной модели. Предложен метод предварительного натяжения направляющих лопаток. На основе проведенного исследования получено, что с помощью предложенного механизма возможно повышать жесткость направляющих лопаток, что позволяет уменьшать их толщину для улучшения аэродинамических характеристик и повысить эффективность, с сохранением вибрационно-частотных характеристик и регулировать их собственные частоты колебаний в широком диапазоне, что позволяет избегать резонанса.

Ключевые слова: компрессор, расчет на прочность, собственные колебания, резонанс, предварительное натяжение, направляющие лопатки.

**STUDY OF THE EFFICIENCY OF THE METHOD OF PRE-STRETCHING
THE STATOR BLADE OF THE COMPRESSOR WITH THE HELP OF
COMPUTER SIMULATION**

Melikhov I., Sedunin V., Marchenko Yu.

Ural Federal University, Ekaterinburg, Russia

Abstract. The article discusses the influence of the tension of the guide vanes in the compressor on their vibrational and mechanical properties. Attention is paid to modeling the stress-strain state of a prestressed blade, strength analysis and gas-dynamic analysis of this model. A method of pretensioning guide vanes is proposed. Since the study, it was found that with the help of the proposed mechanism it is possible to increase the rigidity of the guide vanes, which makes it possible to reduce their thickness to improve aerodynamic characteristics and increase efficiency, while maintaining vibration-frequency characteristics and adjust their natural oscillation frequencies in a wide range, which makes it possible to avoid resonance.

Key words: compressor, strength calculation, natural vibrations, resonance, pre-tension, stator blades.

Введение

В современном турбостроении приоритетной задачей является повышение энергоэффективности газотурбинных установок и снижение удельных массогабаритных показателей. Это возможно за счет уменьшения толщины направляющих лопаток. Однако, возникает вопрос на сколько тонкой можно выполнить такую лопатку с учётом всех действующих на неё сил [1-2]. При этом её толщина определяется с точки зрения долгосрочного ресурса, а разрушение происходит либо под действием вибраций. Усиление направляющих лопаток может быть достижимо, за счет метода натяжения статорных лопаток.

Постановка задачи

Исследование НДС выполнялось в программе численного моделирования. Как известно, в области галтели возникают наибольшие напряжения, поэтому нанесение более мелкой поверхностной сетки необходимо для получения наиболее достоверных данных по величине напряжений в этих местах [3-4]. Остальные параметры сетки выбраны по умолчанию (рисунок 1 (а)).

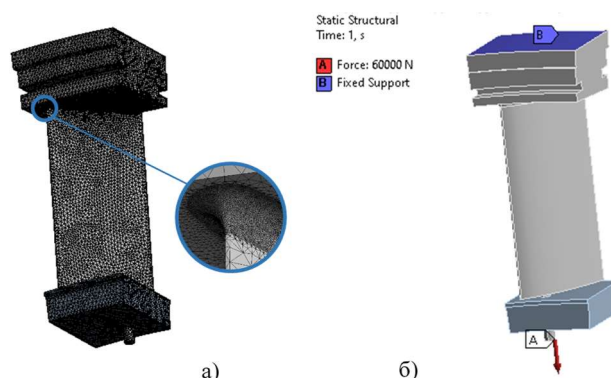


Рисунок 1 – Построение сетки конечных элементов (а) и задание граничных условий лопатки (б)

Для обеспечения натяжения лопаток предложен следующий механизм: хвостовик лопатки фиксируется в паз корпуса, а посадка в бандажное кольцо производится с зазором и обеспечивает лопаткам необходимое пространство для растяжения. Натяжение лопаток между кольцами обеспечивается посредством закручивания гаек на резьбу цапф. Затяжка гаек производится равномерно по окружности. Регулировка натяга обеспечивается регулировкой положения затягивающей гайки.

В качестве граничных условий заданы ограничения перемещения на бандажных полках [5]. Регулировка натяга обеспечивается величиной растягивающей силы, приложенной к стержню, выполненному у как единое

целое с профильной частью лопатки (рисунок 1 (б)), что имитирует предложенную конструкцию. Расчетная модель рассматривается в циклической симметричной постановке, что позволяет исследовать НДС всей обоймы, включающей 57 лопаток, на одной лопатке.

Для газодинамических расчетов использовались параметры сетки по умолчанию.

Анализ результатов

Исходя из коэффициента запаса прочности для данной лопатки определены растягивающие силы, которые не вызывают разрушения лопатки, с учетом ее толщины. Из расчета получена картина полных деформаций и суммарных напряжений (рисунок 2).

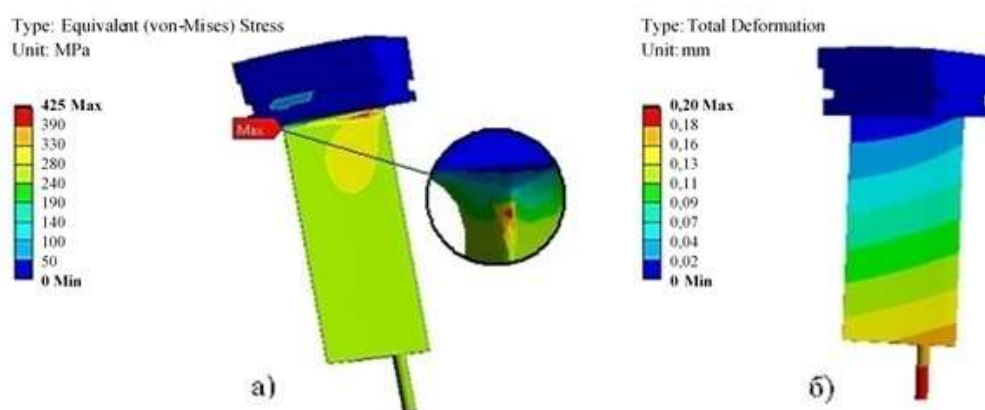


Рисунок 2 – Суммарные напряжения по Мизесу (а) и распределение полных деформаций (б)

Максимальная деформация, наблюдается в стержне, за который осуществляется натяжение, численно составляет 0,2 мм, т.е. 0,2% от высоты пера лопатки. Наибольшие напряжения возникают в галтели и выходной кромке, как наиболее тонких элементах конструкции [6].

Для оценки характера изменения ЧСК от силы натяга, выполнены расчеты частоты в диапазоне натяга от 0 до 60 кН.

Наибольшее влияние предварительное натяжение оказывает на изгибные формы. Изменение частот по первой форме составляет 80%, для третьей 21%. По остальным формам колебаний ЧСК возрастает менее чем на 8%. Поэтому применение натяга можно использовать для вибрационной отстройки лопаток по первой и третьей (изгибным) формам колебаний (рисунок 3).

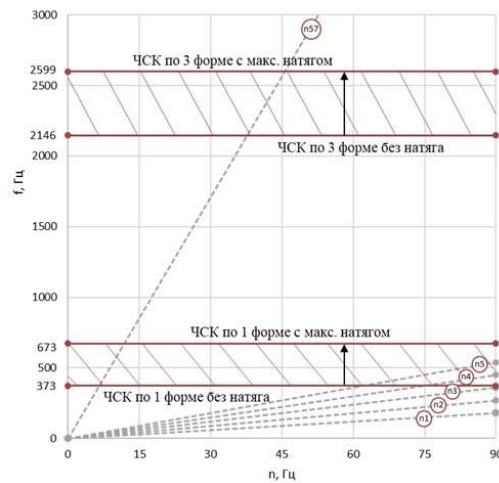


Рисунок 3 – Сравнение ЧСК изгибных форм колебаний для лопаток «без» и «с» предварительным натяжением

Можно заметить, что в рабочем диапазоне компрессора происходит пересечение первой формы колебаний с 4 и 5 гармониками, что может привести к резонансу лопатки. Натяжение направляющей лопатки, при этом, позволяет регулировать ее ЧСК в широком диапазоне, что позволяет избегать резонанса.

Для оценки минимально возможной толщины, с точки зрения сохранения собственных частот колебаний, проведены модальные расчеты лопаток с максимальной толщиной профиля 5, 3 и 1 мм (рисунок 4).

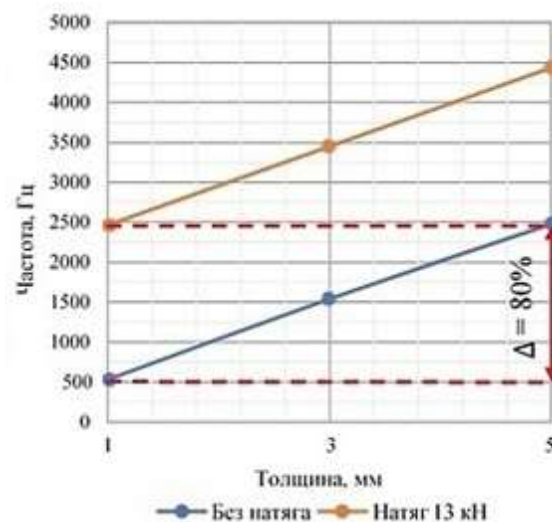


Рисунок 4 – Графики изменения ЧСК в зависимости от толщины лопатки

В лопатке толщиной 1 мм предельно допустимые напряжения возникают при приложенной силе натяга 13 кН, которая не вызывает разрушения лопатки. При данной силе натяга ЧСК лопатки по первой форме составила 2500 Гц, что эквивалентно ЧСК лопатки толщиной 5 мм без натяга. Таким образом, метод предварительного натяжения направляющих лопаток позволяет снизить толщину лопатки в 5 раз с сохранением собственных частот.

Снижение толщины лопатки позволяет снизить как металлоемкость статора, так и потери на выходных кромках, что приведет к повышению эффективности проточной части. Для оценки аэродинамики потока проведены газодинамические расчеты лопаток с толщиной профиля 5 и 1 мм (рисунок 5).

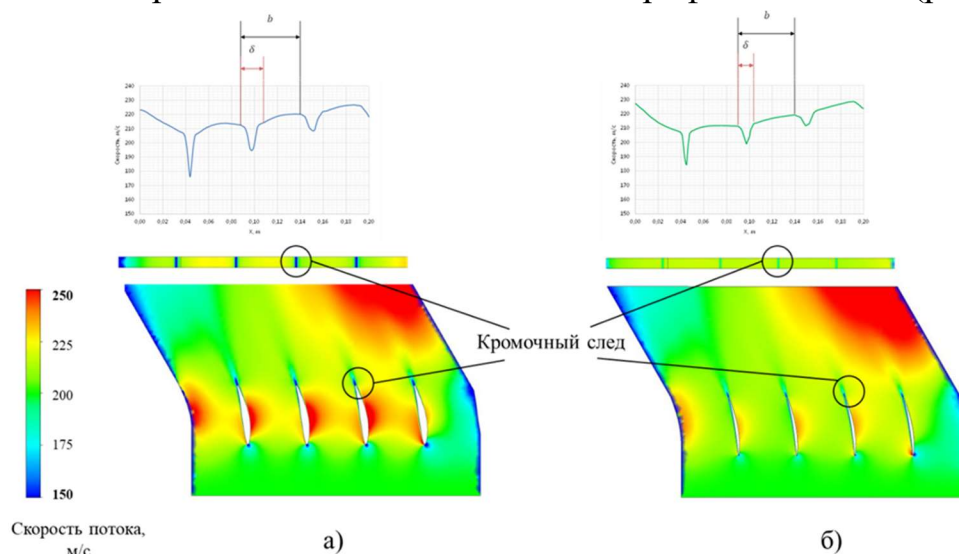


Рисунок 5 – Распределение скорости потока и эпюры скоростей для каналов с лопатками 5 мм (а) и 1 мм (б)

Видно, что лопатки с толщиной 5 мм имеют более выраженный кромочный след нежели лопатки толщиной 1 мм.

Потери в проточной части вычисляются как δ/b , таким образом для проточной части с лопатками толщиной 5 мм потери на выходной кромке составили 0,38, а с толщиной 1 мм – 0,26. При этом КПД компрессора 96% и 97% соответственно. Следовательно, с помощью метода предварительного натяжения возможно повысить КПД компрессора на 1%, при снижении в 5 раз толщины статорных лопаток и соответственно массовых показателей.

Заключение

1. Разработана расчетная модель для исследования напряженно-деформированного состояния статорной лопатки компрессора, что позволило исследовать возможность снижения толщины лопаток при сохранении их собственных частот за счёт предварительного натяжения в бандажных кольцах.

2. Наибольшее влияние предварительное натяжение оказывает на изгибные формы. Изменение частот по первой форме составляет 80%, для третьей 21%. По остальным формам колебаний ЧСК возрастает менее чем на 8%. Характерно, что независимо от формы колебаний, изменение по изгибным формам составило 300 Гц, а по крутильным 70 Гц.

3. Применение метода предварительного натяжения направляющей лопатки, позволяет регулировать ее ЧСК в широком диапазоне, что позволяет избегать резонанса.

4. Для проточной части с лопатками толщиной 5 мм потери на выходной кромке составили 0,38, а с толщиной 1 мм – 0,26. При этом КПД компрессора 96% и 97% соответственно. Следовательно, с помощью метода предварительного натяжения возможно повысить КПД компрессора на 1%, при снижении в 5 раз толщины статорных лопаток и соответственно массовых показателей.

Библиографический список

1. Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Чугай М.А. Развитие трехмерной постановки МКЭ для анализа НДС и вибрационных характеристик элементов турбомашин. Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем, а также элементов их конструкций. Мат. межд. науч.-тех. конф. Севастополь, СевНТУ, 2008, с. 17–25.
2. Корсов Ю.Г., Тарабрин А.П., ред. Разработка, исследование и доводка ГТУ, компрессоров, нагнетателей и их элементов. Ленинград, НПО ЦКТИ, 1990. 161 с.
3. Шаблий Л.С., Колмакова Д.А., Кривцов А.В. Параметрическое моделирование лопаточных машин при оптимизации. Известия Самарского научного центра РАН, 2013, т. 15, № 6-4, с. 1013–1018.
4. 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, с. 90–99.
5. Klimenda F., Soukup J. Modal analysis of thin aluminium plate. Procedia Eng., 2017, vol. 177, pp. 11–16.
6. Ferroudji F., Cherif K. Structural strength analysis and fabrication of a straight blade for a H-Darrieus wind turbine. J. Appl. Comput. Mech., 2020, vol. 7, no. 3, pp. 1276–1282.