

# Исследование влияния конструктивного угла лопаток на выходе из рабочего колеса одноступенчатого центробежного компрессора на его прочностные характеристики

А. А. Блохина<sup>1</sup>, А. И. Суханов<sup>2</sup>, К. Л. Лапшин<sup>3</sup>

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Санкт-Петербург, Россия

blox.anastasia@yandex.ru<sup>1</sup>, alesuhanov@gmail.com<sup>2</sup>, kirill.lapschin@gmail.com<sup>3</sup>

**Аннотация.** В статье представлен выбор конструктивного угла лопаток на выходе из рабочего колеса (РК) одноступенчатого центробежного компрессора (ЦК) для турбовального газотурбинного двигателя (ТвГТД) предназначенного для беспилотного летательного аппарата (БПЛА) с точки зрения прочности РК. Исследование проведено в среде ANSYS Workbench. Рассмотрено также влияние на прочностные характеристики применения двухъярусных решеток. Оценка влияния типа лопаток рабочего колеса ЦК на надежность производится по эпюрам напряжений.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор; рабочее колесо; конструктивный угол; прочностной анализ

## I. ВВЕДЕНИЕ

На данный момент развитие современной авиации тесно связано с созданием беспилотных летательных аппаратов различного назначения. Разработка турбовальных двигателей для БПЛА представляет собой перспективное направление, поскольку данный класс двигателей позволяет обеспечить стабильную мощность на большой высоте и в экстремальных климатических условиях.

Применение БПЛА с данным классом двигателей ощутимо сокращает расходы на контрольные мероприятия по мониторингу безопасного функционирования объектов и, в значительной степени, повышает эффективность процесса управления всеми элементами топливно-энергетического комплекса.

Развитие современного авиа двигателестроения тесно связано с повышением ресурса и надежности, а, следовательно, с обеспечением прочности наиболее ответственных узлов двигателя, к которым, разумеется, относится и РК центробежного компрессора. При этом, обеспечение прочности требует решения задачи её рационального обоснования, посредством исследования сложного комплекса взаимосвязанных факторов.

К авиационным двигателям предъявляют жесткие требования по массогабаритным показателям. При этом, степень повышения давления в центробежной ступени компрессора может достигать 8 и даже выше. Такое повышение давления невозможно в ступени осевого компрессора. Следовательно, при таких условиях применения обычно требуется проектировать и изготавливать рабочие колеса центробежного компрессора из титановых сплавов.

На данный момент повышение эффективности ГТД во многом ограничено наличием доступных высокопрочных материалов. Невозможность существенного повышения показателей двигателя пока связана с реальными прочностными характеристиками металлов.

Как известно, ограничение окружной скорости прочностью лопаточного венца приводит к потерям эффективности ступени, поскольку наиболее эффективный вариант с точки зрения газодинамики оказывается невозможным с точки зрения прочности. Поэтому необходимо подходить к выбору конструктивных параметров ступеней лопаточных машин, анализируя совместно их газодинамические и прочностные характеристики. Только при таком подходе удастся добиться максимальной эффективности современных турбомашин.

Тема данной работы актуальна, вследствие необходимости обеспечения надежной работоспособности и высоких топливно-экономических показателей летательных аппаратов. Очевидно, что выбор наиболее рациональных конструкций узлов турбовального двигателя составляет одну из главных задач при проектировании ТвГТД.

Целью данной работы является обоснование выбора рационального значения конструктивного угла лопаток на выходе из рабочего колеса центробежного компрессора для турбовального двигателя БПЛА.

## II. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Тип рабочих лопаток центробежного компрессора во многом определяет прочность рабочего колеса в поле центробежных сил инерции.

Вопрос выбора конструктивного угла лопаток на выходе из РК центробежного компрессора исследовали: Ф.М. Чистяков [1], И.И. Кириллов [2], Ю.Б. Галеркин [3], Ю.А. Чумаков [4], Н. Кампти [5] и многие другие исследователи.

В перечисленных работах даны схожие рекомендации по выбору типа лопаток рабочего колеса. Прочность рабочих колес лимитирует максимально допустимые окружные скорости. В связи с этим ограничением невозможно пока добиться максимальной эффективности ступени центробежного компрессора. Следовательно, исследование прочностных характеристик, в данном случае, позволяет определить

возможный уровень коэффициента полезного действия всей ступени ЦК в целом.

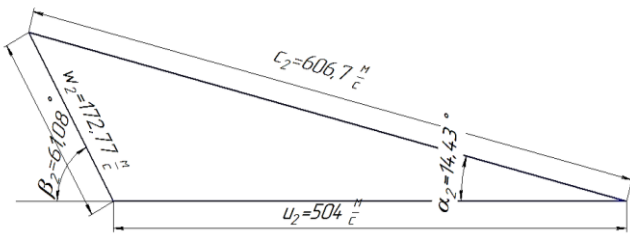


Рис. 1. Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса при  $\beta_{2к} = 130^\circ$

Различные исследования применения типов рабочих лопаток в значительной степени выявили их влияние на газодинамические характеристики ступени центробежного компрессора. В то же время часть, посвященная прочностным характеристикам, ограничивается весьма обобщенными рекомендациями. Так, например, очевидно, что радиально направленные лопатки подвержены меньшему воздействию растягивающих и, особенно, изгибающих напряжений в поле центробежных сил инерции. Но вопрос прочностных характеристик, так называемых, «загнутых», не радиальных лопаток освещен в литературе недостаточно.

Таким образом, представляется целесообразным исследовать конкретное влияние конструктивного угла лопаток на выходе из рабочего колеса на его прочностные характеристики в поле центробежных сил инерции.

### III. ОБЪЕКТ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Конструктивный угол лопаток на выходе из рабочего колеса –  $\beta_{2к}$  во многом определяет характеристики центробежного компрессора. В центробежных компрессорных машинах, чаще всего, применяют три типа лопаток:

- $\beta_{2к} < 90^\circ$  – лопатки «загнутые назад»;
- $\beta_{2к} = 90^\circ$  – радиально направленные лопатки;
- $\beta_{2к} > 90^\circ$  – лопатки «загнутые вперед».

В данной работе выполнено сравнение всех трех вариантов с точки зрения прочностного анализа в программном комплексе ANSYS Workbench для конкретного ТвГТД.

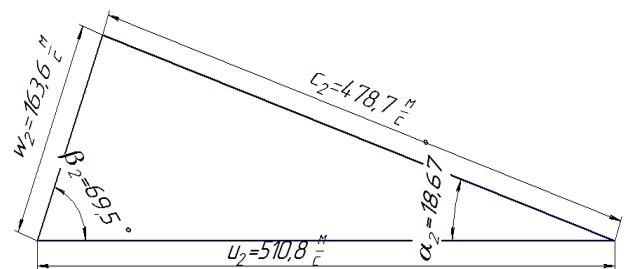


Рис. 2. Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса при  $\beta_{2к} = 90^\circ$

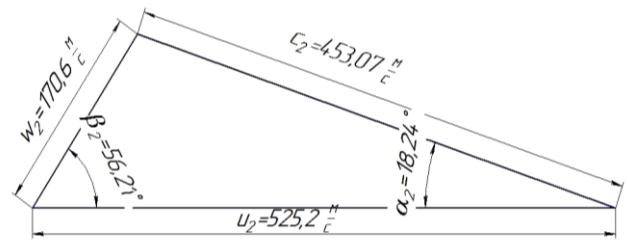


Рис. 3. Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса при  $\beta_{2к} = 75^\circ$

Согласно уравнению Эйлера, при осевом входе потока в РК:

$$l_3 = u_2 \cdot c_{u_2}, \quad (1)$$

максимальный напор, при одинаковой окружной скорости, будет передан газу в случае  $\beta_{2к} > 90^\circ$ , поскольку при этом скорость  $c_{u_2}$  имеет наибольшее значение (рис. 1). Однако, несмотря на преимущества достижения наибольшей степени повышения давления в ступени, данный тип лопаток не целесообразно применять в транспортных ГТД. Это обусловлено тем, что в данном варианте наблюдается значительное уменьшение степени реактивности:

$$\rho_k = \frac{\int_1^2 dP}{L_{кз}}, \quad (2)$$

и, следовательно, уменьшается доля работы, идущая на увеличение давления в области РК. Из этого следует, что значительную часть энергии газа на выходе из РК, составляет кинетическая энергия, а ее преобразование в давление будет происходить в безлопаточном и лопаточном диффузорах с большими потерями. Следовательно, это приведет к уменьшению коэффициента полезного действия всей ступени компрессора [4].

Радиально направленные лопатки позволяют повысить давление и степень реактивности в рабочем колесе по сравнению с предыдущим вариантом (рис. 2).

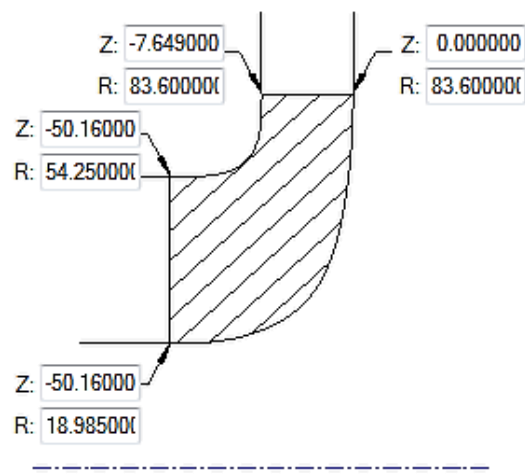


Рис. 4. Геометрические параметры исследуемых моделей

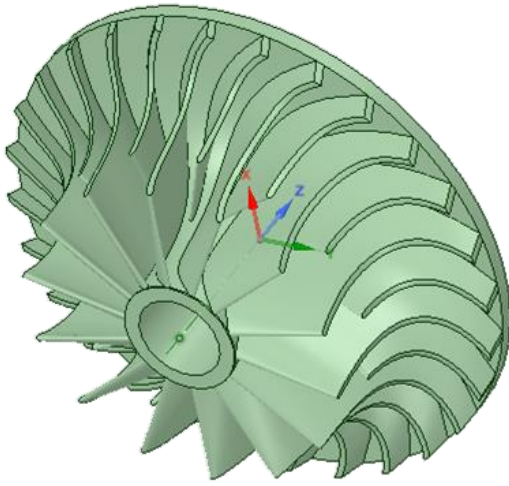


Рис. 5. 3D модель рабочего колеса №1

Лопатки, «загнутые назад», т. е.  $\beta_{2к} < 90^\circ$ , характеризуются наибольшей степенью реактивности ( $c_{u_2} < u_2$ ) (рис. 3). Это означает, что наибольшая доля энергии, переданной газу, преобразуется в давление непосредственно в самом РК. Кроме того, в этом варианте наиболее благоприятна картина взаимодействия относительного и циркуляционного движений в каналах РК, что способствует уменьшению потерь кинетической энергии в РК [1]. Поэтому коэффициент полезного действия данного варианта ожидается выше, по сравнению рассмотренными ранее.

Объект расчётного исследования – три центробежных рабочих колеса, спроектированные при равных условиях: расход воздуха  $G_b = 1,5 \left(\frac{кг}{с}\right)$ , степень повышения давления в ступени компрессора  $\pi_k^* = 6$ , частота вращения компрессора  $n_k = 60000 \left(\frac{об}{мин}\right)$ , атмосферные условия стандартные, геометрические параметры представлены на рис. 4, число лопаток  $z=28$ , с различными конструктивными углами РЛ на выходе. Конфигурация РК в меридианной плоскости во всех трех вариантах принята одинаковой (рис. 4).

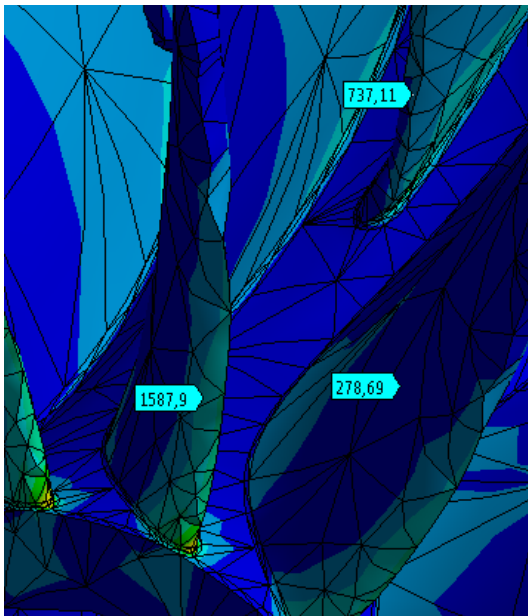


Рис. 6. Эпюра напряжений рабочего колеса №1

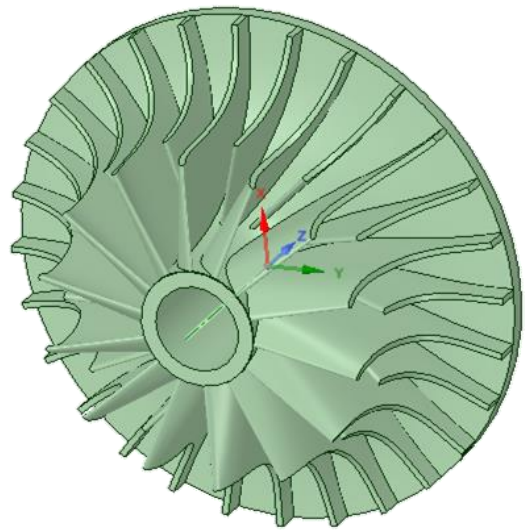


Рис. 7. 3D модель рабочего колеса №2

Рассматривались три варианта конструктивного угла лопаток на выходе из рабочего колеса:

- $\beta_{2к} = 130^\circ$  – РК №1 (рис. 5);
- $\beta_{2к} = 90^\circ$  – РК №2 (рис. 7);
- $\beta_{2к} = 75^\circ$  – РК №3 (рис. 9).

На основе газодинамических характеристик, вариантов РК, полученных по методике [4], было выполнено построение 3D моделей этих вариантов в программном модуле «BladeGen», а далее выполнен прочностной анализ рассмотренных вариантов рабочих колес.

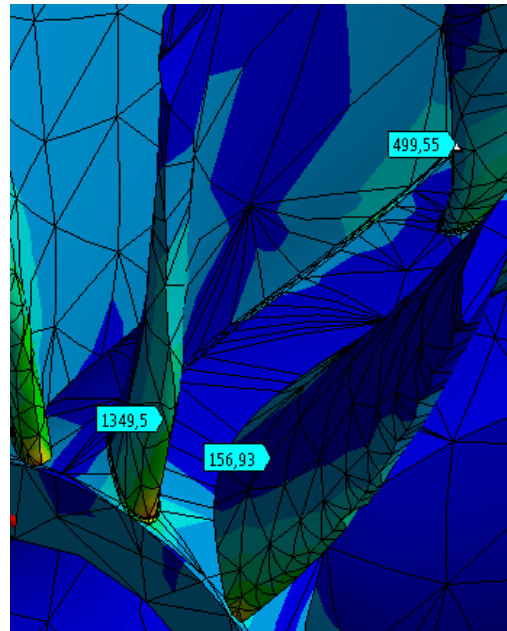


Рис. 8. Эпюра напряжений рабочего колеса «№2»

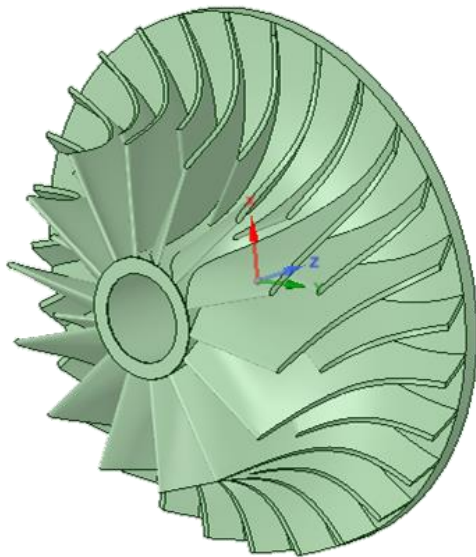


Рис. 9. 3D модель рабочего колеса №3

Во избежание загромождения проходных сечений на входе в рабочее колесо и уменьшения потерь на трение была применена двухъярусная решетка. Выполненное исследование на прочность показало, что применение такой конструкции рационально и не влечет за собой значительного увеличения растягивающих и изгибающих нагрузок в РК от действия центробежных сил инерции.

Расчёты, выполненные в среде ANSYS Workbench, показывают, что применение конструктивного угла лопаток на выходе из рабочего колеса  $\beta_{2к} > 90^\circ$  при данных условиях сопоставления вариантов не рационально. Согласно эпюре напряжений, представленной на рис. 6, напряжения вдоль длины рабочей лопатки имеют завышенные значения по сравнению с другими вариантами. Кроме того, возникает концентратор напряжений на входной кромке в корневом сечении рабочей лопатки.

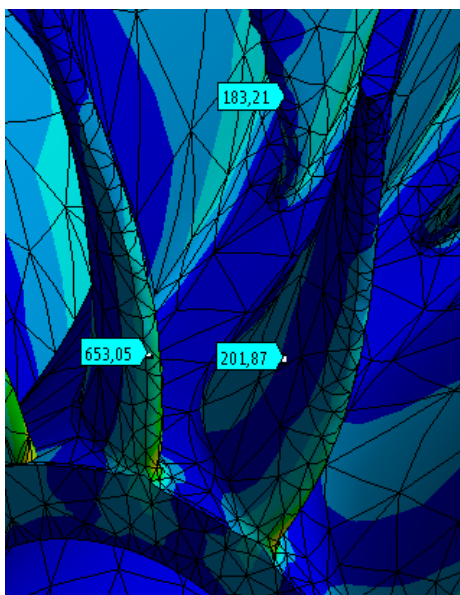


Рис. 10. Эпюра напряжений рабочего колеса №3

Учитывая вышесказанное о данном типе лопаток, высокую выходную скорость  $c_2$  и, как следствие, большие потери в диффузорах, данный тип не целесообразен и с точки зрения газодинамики.

Кроме того, характеристики данных ступеней крутые и имеют большую неустойчивую область [1]. Поэтому применение лопаток, «загнутых по вращению», представляется нерациональным.

Рабочее колесо №2 с радиально направленными лопатками чаще всего встречается в конструкциях авиационных двигателей. Данный тип рабочих лопаток предполагает априори возникновение наименьших растягивающих и изгибающих напряжений по сравнению с остальными вариантами. Но данное исследование показало, что не всё так очевидно.

Согласно эпюре, представленной на рис. 8, напряжения вдоль длины рабочей лопатки существенно ниже, чем для варианта с лопатками «загнутыми» по вращению, но, вследствие наличия значительного концентратора напряжений во входной кромке корневого сечения, данный вариант уступает варианту с лопатками, «загнутыми назад» (рис. 10).

Рабочие колеса с радиальными лопатками создают высокий напор, но при этом коэффициент обычно меньше, чем у варианта с применением лопаток «загнутых» против вращения. Главным достоинством рабочих колес с радиальными лопатками является отсутствие изгибающих усилий пера лопатки на больших радиусах. Следовательно, такие колеса могут работать при очень высоких окружных скоростях (до 550 м/с) [1].

Рассматриваемый вариант №2 при данных конкретных условиях сравнения оказался по прочности менее рационален, чем рабочее колесо №3. Этот парадоксальный результат отчасти можно объяснить увеличением жесткости заделки пера лопатки в РК варианта №3 по сравнению с вариантом №2. Конечно, полученный вывод не следует считать окончательным, так как при расчете напряжений в РК следует учесть ещё и усилия от газового потока, которые, впрочем, должны быть не слишком существенны, так как высоты пера лопаток РК невелики. Во всяком случае, можно сделать предварительный вывод о том, что применение варианта №3 не приведет к недопустимому росту напряжений по сравнению с «классическим» вариантом №2. При этом вариант №3 обеспечивает заметное преимущество по экономичности по сравнению с вариантом №2 и, особенно, по сравнению с вариантом №1.

Поэтому в рамках данного исследования применение рабочего колеса с лопатками, «загнутыми» против вращения, наиболее оказалось наиболее целесообразным.

Эпюра напряжений данного типа лопаток показывает наиболее благоприятную картину, по сравнению с вариантами, рассмотренными выше (рис. 10), поскольку напряжения вдоль длины рабочей лопатки имеют более низкие значения.

Данный тип лопаток наиболее широко применяется в энергетическом машиностроении. Поскольку ступени с такими рабочими колесами имеют наиболее высокие степени реактивности и коэффициенты полезного действия.

Применение лопаток, «загнутых» против вращения можно считать наиболее передовым также и в связи с существованием разнообразных способов повышения их КПД, по сравнению с радиально направленными лопатками [5].

#### IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам выполненного анализа наиболее напряженным типом рабочих лопаток являются лопатки «загнутые по вращению», следовательно, применение данного типа рабочих лопаток в конструкции конкретного ТвГТД не рационально.

Радиально направленные лопатки рациональны с точки зрения прочности, вследствие отсутствия изгибающих усилий в пере лопатки РК на периферийных радиусах. Однако, выполненные исследования показали, что в данных конкретных условиях сравнения этот тип рабочих лопаток также нецелесообразно применять, так как эпюра напряжений уступает по качеству варианту с лопатками, незначительно «загнутыми назад».

Из вышеизложенного следует, что для проектируемого турбовального двигателя для беспилотного летательного аппарата наиболее рационально выбрать вариант с  $\beta_{2к} = 75^\circ$ , поскольку данный тип РК оказался наиболее прочным. Кроме того, величина абсолютной скорости газа на выходе из рабочего колеса для этого варианта имеет наименьшее значение, что позволяет получить меньшие потери в

системе безлопаточного и лопаточного диффузоров и повысить, тем самым, КПД ступени ЦК.

Дальнейшее исследование данного вопроса (учет напряжений от газовых сил) позволит более корректно изучить влияние конструктивного угла лопаток на выходе из рабочего колеса на прочностные характеристики РК центробежного компрессора, применяемого в беспилотных летательных аппаратах, поскольку экономическая эффективность двигателя неразрывно связана с его надежностью и ресурсом.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Чистяков Ф.М., Игнатенко В.В., Романенко Н.Т., Фролов Е.С. Центробежные компрессорные машины. Москва: Машиностроение, 1969. 326 с.
- [2] Кириллов И.И., Кириллов А.И. Теория турбомашин. Ленинград: Машиностроение, 1974. 320 с.
- [3] Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Москва: КХТ, 2010. 581 с.
- [4] Чумаков Ю.А. Газодинамический расчет центробежных и комбинированных двигателей: Учеб. пособие. МГТУ «МАМИ», 2009. 72 с.
- [5] Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров. Пер. с англ. под ред. Гельмедова Ф.Ш., Савина Н.М. Москва: Мир, 2000. 688 с.