

ПРОЧНОСТЬ И ТРЕЩИНОСТОЙКОСТЬ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

УДК 669.1:621.515

Н.А. Антипин, Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (Санкт-Петербург, РФ)

Л.Б. Гецов, ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования имени И.И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ») (Санкт-Петербург, РФ),
guetsov@yahoo.com

Е.В. Гнеденков, ОАО «Казанькомпрессормаш» (Казань, Республика Татарстан, РФ)

Н.В. Можайская, ОАО «НПО ЦКТИ»

А.И. Рыбников, ОАО «НПО ЦКТИ»

А.С. Семенов, Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Центробежные компрессоры являются основным видом технологического оборудования компрессорных станций, поэтому анализ их прочности и трещиностойкости в эксплуатации, влияющих на ресурсные показатели данного оборудования, относится к актуальным задачам газовой отрасли. В статье исследуются причины повреждения и разрушения колес центробежных компрессоров, изготовленных из стали 07X16H6. Авторами проведен анализ технологической и конструкторской документации, не выявивший отступлений от практики проектирования и изготовления рабочих колес центробежных компрессоров. Проведено металлургическое исследование структуры, механических свойств, технологического процесса изготовления колес. Установлено, что причинами повреждений являются коррозионное растрескивание и гидравлические удары, связанные с попаданием в проточную часть конденсата. Проведены фрактографические исследования, определены характеристики трещиностойкости, осуществлены конечно-элементные расчеты напряженно-деформированного состояния колес. Определены расчетные значения прочности колес. Выявлена картина повреждений для разных элементов колес, определена скорость роста макротрещин. Расчеты напряженно-деформированного состояния, трещиностойкости и модельный анализ выполнены методом конечных элементов для случаев возможных отклонений от эксплуатационных режимов (нарушение посадки диска на вал, попадание жидкости в проточную часть, вибрации и т. п.) с использованием коммерческого программного комплекса ANSYS v. 17.2. По результатам расчетов сформулированы причины повреждений колес центробежных компрессоров на дожимной компрессорной станции. На основании полученных в данном исследовании результатов была предложена карта мест потенциального зарождения трещин в колесах компрессоров в зависимости от различных причин их возникновения.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ, КОЛЕСА, ФРАКТОГРАФИЯ, КОРРОЗИОННОЕ РАСТРЕСКИВАНИЕ, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, КОЭФФИЦИЕНТ ИНТЕНСИВНОСТИ НАПРЯЖЕНИЙ.

Одной из причин снижения ресурса центробежных компрессоров различных конструкций является возникновение и развитие повреждений колес в процессе эксплуатации, а также при их изготовлении. Механизмы и места появления повреждений могут быть различными. Повреждения наблюдаются для колес, изготовленных из различных материалов (сталей 10X2Г2СМА, 12X2ГМФБР-

ЧА, 07X16H6, титанового сплава VT20L).

Наиболее распространенными являются повреждения колес усталостного происхождения (рис. 1).

Наблюдаются и случаи прогрессирующего развития по усталостному механизму под действием изгибающей переменной нагрузки сварочных трещин, образовавшихся в металле шва при привар-

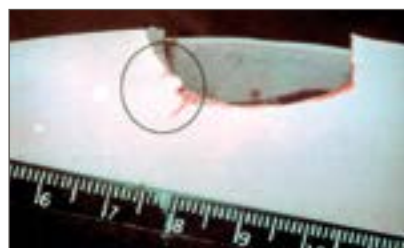


Рис. 1. Внешний вид поврежденного диска из сплава VT20L
Fig. 1. External view of fracture of the disc made from VT20L alloy

Antipin N.A., Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education “Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University” (Saint Petersburg, Russian Federation)

Getsov L.B., Polzunov Research and Production Association for Investigation and Design of Power Generating Equipment (Central Boiler-and-Turbine Institute OJSC) (Saint Petersburg, Russian Federation),
guetsov@yahoo.com

Gnedekov E.V., Kazancompressormash OJSC (Kazan, Republic of Tatarstan, Russian Federation)

Mozhaiskaya N.V., Central Boiler-and-Turbine Institute OJSC

Rybnikov A.I., Central Boiler-and-Turbine Institute OJSC

Semenov A.S., Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education “Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University”

Durability and crack resistance of the wheels of centrifugal compressors

Centrifugal compressors are the main type of technological equipment of compressor stations, therefore the analysis of their durability and crack resistance during operation, which have an impact upon service life resources of the equipment, is regarded as one of the topical tasks of the gas industry. The article studies the causes of fracture and destruction of the wheels of centrifugal compressors produced from 07Cr16Ni6 (07X16H6) steel. The authors analyzed technological and design documentation; the analysis found no deviations from the practice of design and production of the impellers of centrifugal compressors. The metallurgic study of the structure and mechanical properties of the wheels, and also the research of technological process of their production were carried out. The corrosion cracking and hydraulic shocks, caused by the condensate penetrating into the flow channel, are revealed to be the causes of the defects. The fractographic study was carried out, the crack resistance characteristics were determined, and the finite-element calculations of the stressedly-deformed state of wheels were made. The calculated values of the durability of wheels were determined. The fracture pattern for different elements of wheels was revealed, and the macrocrack growth rate was determined. The calculations of the stressedly-deformed state and crack resistance, and also the simulation study were performed with the finite-element method for cases of the possible deviations from operation conditions (disc-shaft shrink failure, water penetrating into the flow channel, vibrations, etc.), with the use of the commercial software package ANSYS v. 17.2. Following the calculation results, the causes of fracture to the wheels of centrifugal compressors at the booster compressor station were formulated. Based upon the obtained results, a chart of places of potential crack nucleation in the wheels of compressors was proposed, depending on different causes of cracks' occurrence.

KEYWORDS: CENTRIFUGAL COMPRESSORS, WHEELS, FRACTOGRAPHY, CORROSION CRACKING, FINITE-ELEMENT METHOD, STRESS INTENSITY FACTOR.

ке лопаток из стали Х2Г2СМА к покрывающему диску. Также были зафиксированы случаи образования трещин в колесах в процессе отпуска остаточных напряжений, связанные с низкой длительной пластичностью при температуре отпуска [1].

В процессе эксплуатации нескольких центробежных газовых компрессоров единого конструкторского исполнения в составе дожимной компрессорной станции (ДКС) были выявлены многочисленные повреждения рабочих колес, изготовленных из стали 07Х16Н6. Высказывались различные предположения о происхождении образующихся трещин, был проведен цикл экспериментальных и расчетных работ по установлению причин образования трещин в колесах этих компрессоров. В данной статье рассматриваются различные случаи повреждений этих колес, описываются результаты

проведенных исследований, позволяющих установить причины преждевременного исчерпания ресурса колес из стали 07Х16Н6. Ранее по вопросам прочности колес нагнетателей был опубликован ряд статей [3, 4].

ОБЪЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

На рис. 2 показаны повреждения колес компрессоров после экс-

плуатации в течение 2000–3000 ч. Видно, что повреждения колес наблюдаются как в виде полного их разрушения по радиусу, так и в виде трещин на ступице и на кромках лопаток. Колеса разных ступеней компрессора имеют типовую конструкцию и размеры (наружный диаметр – 750 мм, посадочный диаметр колеса на вал – 225 мм), изготавливаются

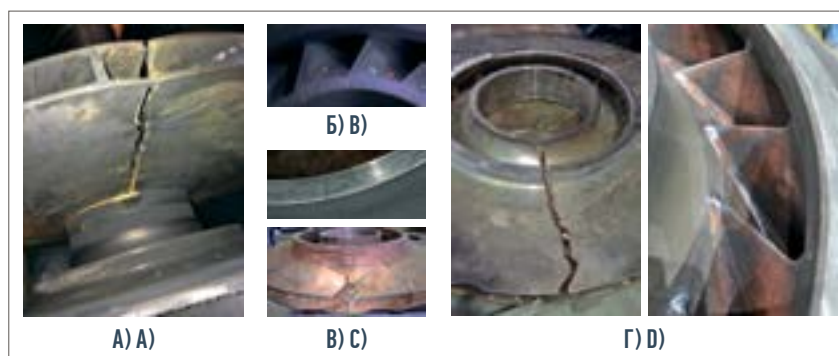


Рис. 2. Повреждения колес 1–4-й ступеней компрессора:
а) 1-я ступень; б) 2-я ступень; в) 3-я ступень; г) 4-я ступень
Fig. 2. Fracture of the wheels of the 1st – 4th stages of the compressor:
a) 1st stage; b) 2nd stage; c) 3rd stage; d) 4th stage

по единой технологии. Однако в колесах 3-й ступени лопатки приварены и к основному, и к покрывающему диску, а в колесах 1-й ступени основной диск изготовлен вместе с лопатками, и они привариваются только к покрывающему диску, что обусловлено производственными причинами изготовления. Диапазон частот вращения при эксплуатации составляет 5452–8588 об/мин. Передаваемая мощность – ориентировочно 12 МВт. После сварки производится отпуск для снятия напряжений при 620 °С.

Для определения причин разрушения колес решались следующие задачи:

- проводилось металлургическое исследование, включающее подробный фрактографический анализ изломов колес и исследование их структуры, а также механических свойств;

- изучались особенности конструкторской документации, технологического процесса изготовления колес и соответствие технологических процессов требованиям конструкторской документации;

- выполнялись расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) колеса 3-й ступени, анализ его прочности и вибрационного состояния, расчетное определение скоростей роста макротрещин (с экспериментальным определением характеристик трещиностойкости) и расчетное определение запасов прочности колес в рабочем диапазоне частот вращения при давлении газа на входе 1,023 МПа и на выходе 1,3 МПа.

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Металлургическое исследование включало цветную дефектоскопию колес первых трех ступеней, химический анализ, определение механических свойств с построением диаграмм деформирования, необходимых для проведения упругопластиче-



Рис. 3. Непровар в колесе 3-й ступени
Fig. 3. Incomplete penetration in the 3rd stage wheel

ских расчетов НДС, испытания на длительную прочность с определением длительной пластичности металла при температуре отпуска 620 °С, металлографические исследования основного металла, металла шва и околошовной зоны, фрактографический анализ изломов, определение характеристик трещиностойкости материала колес при статическом и циклическом нагружении.

Проведенные исследования не выявили никаких особенностей металла, способных инициировать зарождение и развитие трещин. В отличие от высокопрочной стали 08ХН4МД, в колесах из которой в процессе отпуска после сварки образовывались трещины из-за низкой длительной пластичности металла [1], у стали 07Х16Н6 длительная пластичность превышает 10 %. Таким образом, предположение об образовании трещин в исследуемых колесах в процессе отпуска для снятия напряжений было исключено из рассмотрения.

Металлографические исследования металла колес выявили наличие непроваров (рис. 3), которые допускаются в целях исключения повышенных деформаций колеса в процессе сварки.

Микроструктура материала дисков равномерная, мартенсит и небольшое количество аустенита, величина зерен аустенита № 4–5 по шкале ГОСТ 5639–82 [5]. Карбидная сетка в структуре металла отсутствует.

На металле колеса 2-й ступени с визуально наблюдаемой на ступице трещиной были обнаружены язвы и микротрещины (рис. 4а), а также видна ветвистость макротрещины (рис. 4б), однозначно свидетельствующие о том, что причиной повреждений этого колеса является коррозионное растрескивание [6]. Анализ состава перекачиваемого газа, регламентированного техническим заданием, показал, что в нем содержится 2,97 % углекислого газа и 0,08 % сероводорода, которые при наличии конденсата являются средой, вызывающей в напряженном состоянии в несколько раз меньшие значения предела текучести, в результате чего реализуются процессы коррозионного растрескивания металла.

После проведения фрактографического анализа изломов колес 1-й ступени установлено, что поверхность разрушения располо-

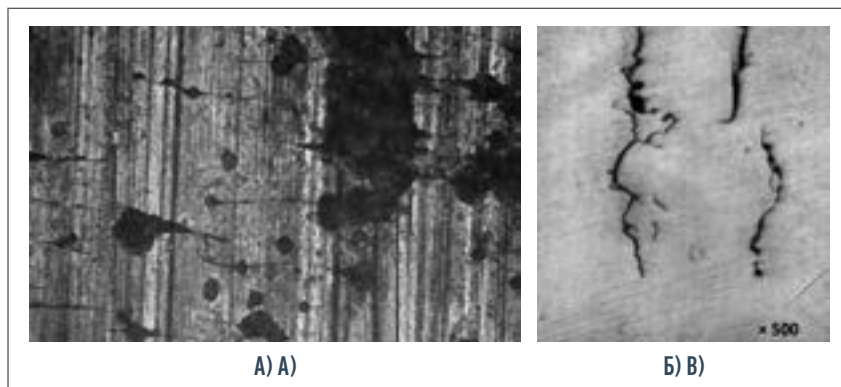


Рис. 4. Дефекты на ступице колеса 2-й ступени:
а) микроструктура поверхности ступицы; б) трещина на ступице (без травления)
Fig. 4. Defects at the 2nd stage wheel hub:
a) microstructure of the hub's surface; b) a crack at the hub (no etching)



Рис. 5. Развитие разрушения колеса 1-й ступени
Fig. 5. Development of the 1st stage wheel fracture

жена в радиальном направлении и состоит из трех зон (рис. 5):

- первая зона занимает всю ступицу от контактной поверхности с валом ротора до сварного шва приварки 1-й лопатки к основному диску;
- вторая зона расположена между швами приварок 1-й и 2-й лопаток;
- третья зона является зоной долома и занимает площадь от сварного шва приварки 2-й лопатки до внешней кромки основного диска.

Также в результате проведенного фрактографического исследования было установлено следующее:

- очаг разрушения колеса 1-й ступени находится на ступице основного диска;
- излом макроскопически хрупкий;
- наличие шевронного узора на всех участках разрушения свидетельствует о высокой скорости разрушения. Линии остановки фронта трещины в 1-й зоне свидетельствуют о наличии циклического характера приложения нагрузки в процессе разрушения.

Поверхность разрушения покрывного диска разрушенного колеса состоит из зоны вязкого разрушения, небольшой зоны с радиальными рубцами и зоны среза. Такой вид поверхности соответствует разрушению при

однократном растяжении или изгибе.

Испытаниями на трещиностойкость, проведенными по ГОСТ 25.506–85 [7] на образцах типа 4, было установлено, что вязкость разрушения стали 07X16H6 при комнатной температуре составляет $K_{IC} = 69...70 \text{ МПа м}^{1/2}$.

Был проведен анализ технологической и конструкторской документации, не выявивший отступлений от практики проектирования и изготовления рабочих колес центробежных компрессоров.

РАСЧЕТЫ НДС КОЛЕСА КОМПРЕССОРА

Для определения причин, вызвавших выявленные повреждения колес компрессоров, были проведены многовариантные конечно-элементные расчеты НДС и прочности. Целью этих расчетов являлась проверка методами механики деформируемого твердого тела и механики разрушения валидности основных гипотез причин зарождения и распространения макротрещины в колесе 3-й ступени, очагом разрушения которой являлась торцевая поверхность ступицы основного диска со стороны входа газа. В числе потенциальных причин возникновения критического уровня напряжений в месте очага разрушения рассматривались:

- нарушения технологии посадки диска на вал;
- коррозионное растрескивание;
- попадание в проточную часть жидкости или газа повышенной плотности;
- вибрационное воздействие;
- повышенное значение частоты вращения.

Для достижения поставленных целей были проведены:

- анализ НДС колеса при посадке на вал на основе прямого моделирования процессов нагрева/охлаждения и решения контактной задачи;
- анализ НДС колеса при различных частотах вращения в упругой и упруго-пластической постановках с учетом и без учета скругления соединения дисков с лопатками;
- анализ НДС колеса при попадании конденсата;
- анализ трещиностойкости колеса при различных местоположении и размерах трещиноподобных дефектов (определение коэффициентов интенсивности напряжений (КИН));
- модальный анализ (определение собственных частот и форм колебаний, построение диаграммы Кэмпбелла).

Расчеты производились методом конечных элементов с использованием коммерческого программного комплекса ANSYS v. 17.2. Краевые задачи решались в трехмерной постановке. В расчетах использовались 20-узловые изопараметрические квадратичные конечные элементы. Их количество и сгущение определялись наличием и формой концентраторов – потенциальных мест высоких градиентов напряжений.

Задача решалась с учетом циклической симметрии. В качестве расчетной модели рассматривался фрагмент колеса, содержащий одиночную лопатку и примыкающие к ней части основного и покрывного дисков. Криволинейные поверхности разреза дисков в лопаточной части колеса

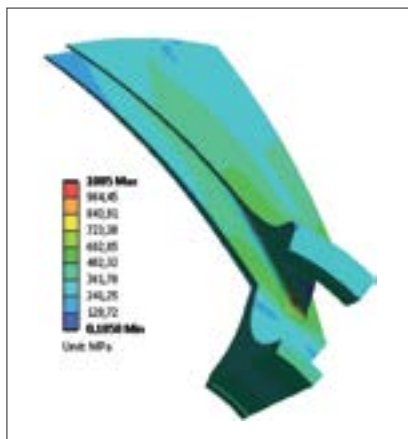


Рис. 6. Распределение полей интенсивности напряжений по Мизесу при вращении колеса с частотой 8500 об/мин, МПа. Решение задачи в упругой постановке

Fig. 6. Distribution of the von Mises stress intensity fields at the wheel rotation with a frequency of 8,500 r/min, MPa. The task is solved with elastic approach

образованы линиями на рабочей поверхности диска, полученными поворотом линии стыка лопатки с диском на угол π/z влево и вправо от лопатки (здесь z – число лопаток, 17 для рассматриваемого колеса). В ступичной части основной диск разрезан меридиональными плоскостями, образующими угол $2\pi/z$.

НДС в колесе преимущественно определяется влиянием двух основных факторов внешнего воздействия: центробежной силой, возникающей при вращении, и начальным натягом. Давление газа на лопатки и диски колеса, за исключением экстремальных ситуаций попадания жидкости или газа повышенной плотности, оказывает существенно меньшее влияние.

В качестве граничных условий задавались:

- условия циклической симметрии на поверхностях разрезов дисков (равенство всех трех компонент вектора перемещений в соответствующих точках);

- для исключения твердотельных перемещений одна из точек вала на оси закреплена в осевом и радиальном направлениях, и в

Таблица 1. Сравнение напряжений для характерных зон колеса при вращении с частотой 8500 об/мин. Решение задачи в упругой постановке
Table 1. Comparison of stresses for characteristic areas of the wheel at a rotation frequency of 8,500 r/min. The task is solved with elastic approach

Зоны колеса The wheel zones	σ_r , МПа (MPa)	σ_t , МПа (MPa)	σ_z , МПа (MPa)
Основной диск, внешний радиус Main disc, external radius	577	586	4
Область соединения лопатки с основным диском Junction of the blade with the main disc	1085	1095	140
Ступица, торцевая поверхность (место зарождения трещины) Hub, end surface (place of the crack nucleation)	413	380	-29
Ступица, внутреннее ребро большой площадки Hub, inner edge of the large contact area	522	210	-360

одной точке на боковой поверхности вала на внешнем радиусе задан запрет на окружные перемещения;

- на ступице на двух цилиндрических поверхностях потенциального контакта между колесом и валом задавались контактные конечные элементы, обеспечивающие условия их взаимного непроникновения.

В конечно-элементных (КЭ) расчетах были учтены следующие свойства материала (стали 07X16H6): плотность – 7850 кг/м³; модуль Юнга – $2,0 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона – 0,3; предел текучести – 835 МПа; предел прочности – 1019 МПа.

К сожалению, в литературе отсутствуют данные о значениях КИН K_{ICSS} для стали 07X16H6 в контакте с водными растворами содержащихся в газе примесей H₂S и CO₂. Поэтому для оценки трещиностойкости колес принималось по аналогии с другими материалами [8] $K_{ICSS} = (0,3-0,4)K_{IC}$.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ПРИ МАКСИМАЛЬНОЙ РАБОЧЕЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ

Рассмотрим решение краевой задачи при вращении с максимально допустимой частотой 8500 об/мин с учетом напряжений от термической посадки. Посадочные напряжения учитывались прямым моделированием процесса посадки путем решения

контактной задачи. При решении задачи в такой постановке допускается частичное отлипание диска от вала при увеличении частоты вращения.

Распределение полей интенсивности напряжений по Мизесу, полученное при решении задачи в упругой постановке, представлено на рис. 6. Область локализации максимальных напряжений соответствует местоположению сочленения входной кромки лопатки с основным диском. Максимальные значения достигают 1085 МПа, что превосходит предел текучести, однако не достигает предела временного сопротивления.

Следует отметить, что без учета локальных концентраторов напряжений условие норм прочности с коэффициентом запаса 1,3 по отношению к пределу текучести в данном случае удовлетворяется.

В целях оценки размера зоны пластичности было получено решение рассматриваемой задачи в упругопластической постановке [9]. Размеры зон пластичности на основном и покрывном дисках имеют локальный характер. Наблюдается низкий уровень максимальных пластических деформаций (<0,08 %). Следует также отметить, что полученный в проведенных опытах предел текучести материала колеса $\sigma_{0,2} = 1050$ МПа превышает значение, использованное в расчетах в

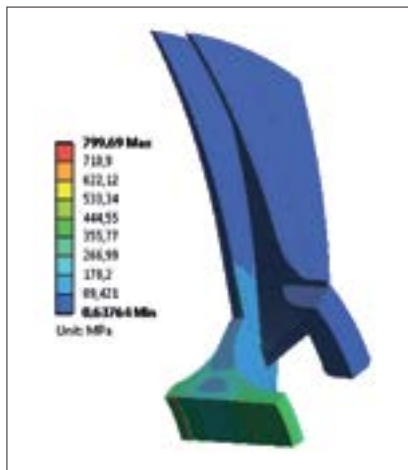


Рис. 7. Распределение полей интенсивности напряжений по Мизесу при посадке колеса на вал, МПа
Fig. 7 Distribution of the von Mises stress intensity fields when a wheel is placed on the shaft, MPa

соответствии с рекомендациями ТУ для стали 07Х16Н6.

Сравнение значений интенсивности напряжений по Мизесу σ_r , а также максимального σ_1 и минимального σ_3 главных значений тензора напряжений для четырех характерных зон колеса представлено в табл. 1.

В области соединения лопатки с основным диском максимальные главные растягивающие напряжения превышают значения предела текучести и могли бы вызвать появление радиальной трещины. Однако, как установлено фрактографическими исследованиями, очаги разрушения находились на ступице.

Интенсивность напряжений на торцевой поверхности ступицы основного диска (место зарождения трещины в реальности) достигает 410 МПа (менее половины предела текучести).

Интенсивность напряжений на внешнем радиусе основного диска достигает 580 МПа (две трети предела текучести).

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ПРИ ПОСАДКЕ КОЛЕСА НА ВАЛ

В целях исследования возможностей зарождения макротрещины на торцевой поверхности ступицы

Таблица 2. Сравнение напряжений для характерных зон на ступице при посадке колеса на вал

Table 2. Comparison of stresses for characteristic areas at a hub where the wheel is placed on the shaft

Место Place	σ_r , МПа (MPa)	σ_1 , МПа (MPa)	σ_3 , МПа (MPa)
Ступица, торцевая поверхность (место зарождения трещины) Hub, end surface (place of the crack nucleation)	410	386	-24
Ступица, внутреннее ребро большой площадки контакта Hub, inner edge of the large contact area	742	19	-813

пицы основного диска со стороны входа газа при посадке колеса на вал были произведены соответствующие расчеты. На основе прямого КЭ-моделирования процессов первоначального нагрева до 350 °С с последующим охлаждением до комнатной температуры 20 °С определялось НДС колеса без вращения. Принималось, что разница между радиусами колеса и вала при комнатной температуре составляла 0,22 мм.

Распределение полей интенсивности напряжений по Мизесу показано на рис. 7. Максимальные значения, достигающие 800 МПа, наблюдаются на внутренних границах площадок контактов. Наибольший вклад в интенсивность вносят радиальные напряжения.

Распределение контактных давлений показано на рис. 8. Наблюдается плотное прилегание контактирующих поверхностей по всей области потенциального соприкосновения колеса с валом.

Сравнение интенсивности напряжений по Мизесу, максималь-

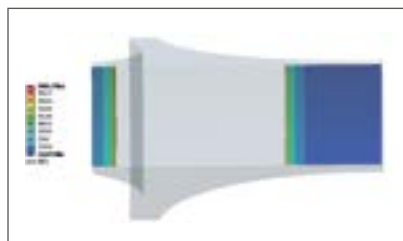


Рис. 8. Распределение контактного давления на ступице при посадке колеса на вал, МПа

Fig. 8. Distribution of the contact pressure at a hub when a wheel is placed on the shaft, MPa

ного и минимального главных значений тензора напряжений для двух характерных зон на ступице колеса, полученное при КЭ-моделировании процесса посадки с учетом контакта колеса с валом, приведено в табл. 2.

По результатам расчетов посадки колеса на вал установлено следующее:

- в условиях однородного нагрева при посадке интенсивность напряжений по Мизесу на внутренних границах площадок контактов не достигает предела текучести ($s_T = 835$ МПа). Однако при нарушении технологии посадки колеса на вал, в частности при существенно неоднородном нагреве колеса, все же возможны более высокие уровни напряжений;

- интенсивность напряжений на торцевой поверхности (в месте выявленного зарождения трещины) достигает лишь половины предела текучести.

Таким образом, расчетами НДС не удается объяснить причину разрушения колеса в условиях рабочих частот вращения, если не учитывать влияние коррозионной среды, при наличии которой уровень напряжений может являться причиной коррозионного растрескивания [6], в том числе на стояночных режимах. Однако результаты фрактографического исследования свидетельствуют о том, что разрушения колес произошли с весьма большой скоростью, в то время как процесс коррозионного растрескивания протекает достаточно медленно.

Тем не менее появление обнаруженных на ступице колеса трещин вполне объясняется процессами коррозионного растрескивания при расчетных значениях напряжений и наличии коррозионной среды.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ КОЛЕСА

Методами линейной механики разрушения проводится анализ условий распространения трещинообразных дефектов, возникших в различных потенциально опасных местах:

- радиальная трещина на торцевой поверхности ступицы основного диска;
- радиальная сквозная трещина на внешнем ободе основного диска.

В качестве примера на рис. 9 показана радиальная трещина на торцевой поверхности ступицы основного диска, имевшая форму четверти окружности. Начальный размер трещины составил 3 мм. В расчетах трещиностойкости определялись распределения значений КИН (K_I , K_{II} , K_{III}) вдоль фронта трещины, и максимальное по фронту трещины значение эквивалентного КИН, вычисленного в соответствии с выражением скорости освобождения энергии, сравнивалось с $K_{IC} = 69 \text{ МПа м}^{1/2}$.

Результаты расчетов позволяют сделать следующие выводы:

- для радиальной трещины, возникшей на торцевой поверхности ступицы основного диска со стороны входа газа, доминирующей является I мода разрушения (нормального отрыва). Максимальное значение K_I превосходит K_{II} и K_{III} более чем в 50 раз;
- характер распределения K_I вдоль фронта трещины на ступице указывает на преобладание направления распространения подобной трещины вдоль радиуса (не вдоль оси);
- рассматриваемая макротрещина на ступице длиной 3 мм при условии отсутствия коррозии не будет распространяться при



Рис. 9. Трещина на торцевой поверхности ступицы колеса 3-й ступени
Fig. 9. A crack at the end surface of the 3rd stage wheel hub

заданных условиях нагружения, так как $K_I = 23,7 \text{ МПа м}^{1/2} < K_{IC} = 69 \text{ МПа м}^{1/2}$;

- если условия зарождения и роста трещины соответствуют трещине коррозионного растрескивания, нельзя исключить возможность ее распространения при заданных условиях нагружения;
- макротрещина на ступице длиной 45 мм будет распространяться при заданных условиях нагружения даже в условиях отсутствия коррозии, так как $K_I = 117 \text{ МПа м}^{1/2} > K_{IC} = 69 \text{ МПа м}^{1/2}$;
- радиальная сквозная трещина на внешнем ободе основного диска с начальным размером 6 мм не будет распространяться при заданных условиях нагружения;

• радиальная полуэллиптическая трещина в основном диске в зоне соединения лопатки с диском (место, где наблюдается зона пластичности) с начальным размером $6 \times 3 \text{ мм}$ не будет распространяться при заданных условиях нагружения;

• внутренний эллиптический дефект, имитирующий несплав в зоне соединения лопатки с диском, не будет увеличиваться в размерах при заданных условиях нагружения.

Анализ условий эксплуатации показал, что обнаруженная в колесе 3-й ступени трещина длиной 45 мм имеет коррозионную природу возникновения, вызванную тем, что компрессор был остановлен после полного разрушения колеса 1-й ступени, и колесо 3-й ступени находилось в стадии предразрушения.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА КОЛЕСА ПРИ ПОПАДАНИИ КОНДЕНСАТА

На данном этапе задача определения НДС колеса при внезапном попадании конденсата в проточную часть компрессора решалась в квазистатической постановке.

В результате КЭ-моделирования имитации процесса внезапного

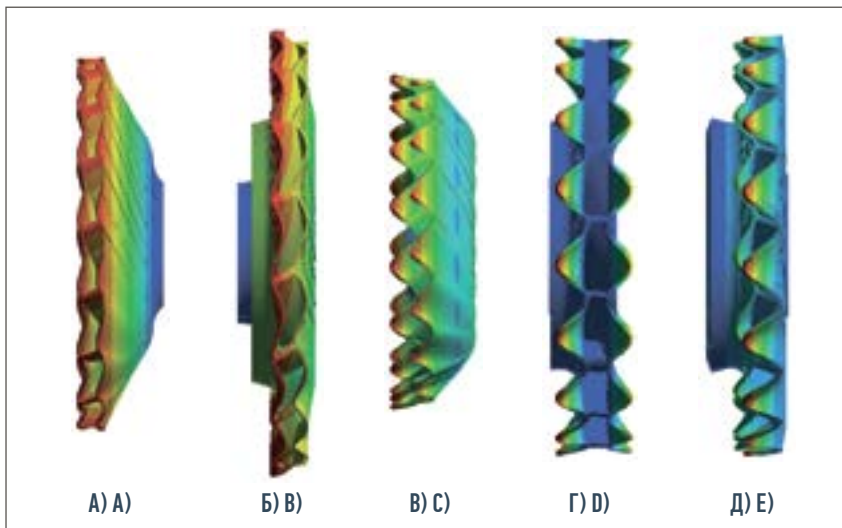


Рис. 10. Расчетные формы колебаний при частоте вращения 8500 об/мин (индекс гармоники 0):

а) первая 572 Гц; б) вторая 1265 Гц; в) третья 1917 Гц; г) четвертая 2800 Гц; д) пятая 2990 Гц

Fig. 10. Design oscillation forms at a rotational rate of 8,500 r/min (harmonics index 0):
а) first 572 Hz; б) second 1265 Hz; в) third 1917 Hz; г) fourth 2800 Hz; д) fifth 2990 Hz

Таблица 3. Карта мест потенциального зарождения трещин в зависимости от различных причин их возникновения
Table 3. Chart of places of the potential nucleation of cracks depending on different causes of their nucleation

Места потенциального зарождения трещин Places of the potential nucleation of cracks	Нарушения технологии посадки диска Disc placement technology failures	Коррозионное растрескивание Corrosion cracking	Внезапное попадание конденсата Unexpected penetration of condensate	Непровар в сварном соединении лопатки с диском Incomplete penetration in a blade's welding joint with the disc	Вибрационное воздействие Vibration impact	Повышенное значение частоты вращения Increased value of the rotation frequency
Ступица, торцевая поверхность (место зарождения трещины) Hub, end surface (place of the crack nucleation)	√	√				
Ступица, внутреннее ребро большой площадки контакта Hub, inner edge of the large contact area	√		√			
Область соединения лопатки с основным диском Junction of the blade with the main disc		√	√		√	√
Непровар в сварном соединении Incomplete penetration in a welding joint			√	√	√	√
Основной диск, внешний радиус между лопатками Main disc, external radius between blades		√			√	
Основной диск, внешний радиус, место стыка с лопаткой Main disc, external radius, junction with a blade		√	√			

попадания конденсата в междисковое пространство колеса установлено следующее:

- при резком увеличении давления на выходе колеса 3-й ступени (вращающегося с частотой 8500 об/мин) с 1,3 до 4,8 МПа максимальные напряжения превзойдут предел временного сопротивления материала, что приведет к разрушению колеса. Местоположение максимальных напряжений соответствует стыку лопатки с основным диском на внешнем радиусе;

- интенсивность напряжений на торцевой поверхности ступицы основного диска со стороны входа газа (место зарождения трещины в реальности) достигает 450 МПа (около половины предела текучести), что указывает на невысокую вероятность зарождения трещины именно в этом месте вследствие попадания значительного объема жидкости в колесо 3-й ступени.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДАЛЬНОГО АНАЛИЗА КОЛЕСА

Модальный анализ колеса выполнялся с учетом преднапряженного состояния, вызванного вращением в рабочем диапазоне частот 4700–8500 об/мин. При скорости вращения 4700 об/мин частота первой собственной формы колебаний составила 558 Гц, что соответствует 33 480 об/мин. При скорости вращения 8500 об/мин частота первой собственной формы колебаний – 572 Гц, что соответствует 34 320 об/мин.

Результаты расчета первых пяти частот собственных колебаний колеса 3-й ступени при вращении с частотой 8500 об/мин для нулевых гармоник представлены на рис. 10.

Первые пять собственных форм колебаний при частоте вращения диска – 8500 об/мин показаны на рис. 10а–д. Наблюдаются как зонтичные, так и веерные формы

колебаний (с узловыми окружностями и узловыми диаметрами).

На основе многовариантных КЭ-расчетов получена резонансная диаграмма (диаграмма Кэмпбелла), представляющая собой графики частотных кривых в зависимости от частоты вращения колеса и частот гармоник возмущающих сил и указывающая на возможность резонансных явлений при индексах гармоник 5 и выше.

ВЫВОДЫ

Резюмируя полученные результаты расчетов НДС и прочности колеса компрессора, можно утверждать, что описанные разрушения (рис. 2) в условиях отсутствия гидроударов от попадания в компрессор значительных количеств конденсата и отсутствия коррозионно-активной среды не могли иметь место. Таким образом, наблюдавшиеся в

условиях эксплуатации центробежных компрессоров в составе ДКС повреждения колес связаны с некондиционными условиями, вызывающими коррозионное растрескивание и гидроудары.

На основании полученных в данном исследовании результатов предложена карта мест потенциального зарождения трещин в колесах компрессоров в зависимости от различных причин их возникновения (табл. 3).

Металлургическими исследованиями и расчетами НДС и прочности колес компрессоров установлены причины их разрушения во

время эксплуатации. Данные материалы могут быть использованы при анализе причин повреждений сварных колес компрессоров при эксплуатации на других станциях. Получены данные, подтверждающие допустимость непроваров в сварных соединениях дисков с лопатками колес.

В настоящее время существует несколько вариантов норм прочности центробежных колес, в частности с коэффициентами запаса 1,2–1,5 по отношению к пределу текучести без учета локальной концентрации напряжений. Однако их использование в

условиях коррозионного растрескивания и учета скруглений и других особенностей конструкции не позволяет проектировать конструкции колес. Поэтому следует считать актуальным создание методики с использованием результатов КЭ-расчетов и норм прочности с учетом рекомендаций, изложенных в настоящей статье и в публикациях [10, 11].

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект № 15-08-08779). Исследования Н.А. Антипина и А.С. Семенова поддержаны стипендиальной программой SIEMENS. ■

ЛИТЕРАТУРА

1. Анофриев В.Ю., Гецов Л.Б., Ножницкий Ю.А. Обеспечение прочностной надежности колес центробежных компрессоров из высокопрочных сталей (ч. 1) // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2005. № 6/22. С. 16–23.
2. Анофриев В.Ю., Гецов Л.Б., Ножницкий Ю.А. Обеспечение прочностной надежности колес центробежных компрессоров из высокопрочных сталей (ч. 2) // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2006. № 1/27. С. 72–81.
3. Гецов Л.Б., Семенов А.С., Мельников Б.Е., Турганев К.А. Сравнительный анализ различных подходов к оценке прочности сварных колес центробежных компрессоров // *Труды VI Междунар. конф. «Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения»*. СПб.: СПбГПУ, 2005. С. 164–173.
4. Анофриев В.Ю., Гецов Л.Б., Марголин Б.З. Создание нагнетателей нового поколения // *Труды V Междунар. конф. «Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения»*. 14–17 октября 2003 г. СПб.: СПбГПУ, 2003. С. 14–23.
5. ГОСТ 5639–82. Стали и сплавы. Методы выявления и определения величины зерна (с изм. № 1) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/gost-5639-82> (дата обращения: 09.11.2017).
6. Гецов Л.Б. *Материалы и прочность деталей газовых турбин: В 2-х кн.* Рыбинск: ООО «Издательский дом «Газотурбинные технологии», 2010–2011.
7. ГОСТ 25.506–85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/1200004652> (дата обращения: 09.11.2017).
8. Романив О.Н., Ярема С.Я., Никифорович Г.Н. и др. *Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие в 4-х т.* Киев: Наукова думка, 1990. Т. 4. 679 с.
9. Семенов А.С. *Вычислительные методы в теории пластичности*. СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2008. 211 с.
10. Гецов Л.Б., Михайлов В.Е., Семенов А.С. и др. *Современные нормы прочности стационарных ГТУ // Газотурбинные технологии*. 2013. № 8 (119). С. 24–29.
11. Гецов Л.Б., Михайлов В.Е., Семенов А.С., Семенов С.Г. *Современные нормы прочности и методики определения запасов прочности стационарных ГТУ // Сб. тезисов Науч.-техн. конгресса по двигателестроению НТКД–2014. М., 2014. Ч. 1. С. 143–146.*

REFERENCES

1. Anofriev V.Yu., Getsov L.B., Nozhnitsky Yu.A. Ensuring the Strength Reliability of the Wheels of Centrifugal Compressors Made from High-Strength Steels (Part 1). *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii = Aviation and Space Engineering and Technology*, 2005, No. 6/22, P. 16–23. (In Russian)
2. Anofriev V.Yu., Getsov L.B., Nozhnitsky Yu.A. Ensuring the Strength Reliability of the Wheels of Centrifugal Compressors Made from High-Strength Steels (Part 2). *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii = Aviation and Space Engineering and Technology*, 2006, No. 1/27, P. 72–81. (In Russian)
3. Getsov L.B., Semenov A.S., Melnikov B.E., Turganey K.A. Comparative Analysis of Various Approaches to the Assessment of the Durability of the Welding Wheels of Centrifugal Compressors. In: *Proceedings of the 6th International Conference "Research and Engineering Problems of Forecasting the Reliability and Durability of Structures and Methods for Solving them"*. Saint Petersburg, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2005, P. 164–173. (In Russian)
4. Anofriev V.Yu., Getsov L.B., Margolin B.Z. Creating a New Generation of Charge Compressors. In: *Proceedings of the 5th International Conference "Research and Engineering Problems of Forecasting the Reliability and Durability of Structures and Methods for Solving them"*. Saint Petersburg, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2003, P. 14–23. (In Russian)
5. National State Standard GOST 5639–82. Steels and Alloys. Methods for Identifying and Establishing the Size of Grain (with Amendment No. 1) [Electronic source]. Access mode: <http://docs.cntd.ru/document/gost-5639-82> (Access date: November 9, 2017). (In Russian)
6. Getsov L.B. *Materials and Durability of the Details of Gas Turbines*. In 2 Books. Rybinsk, "Publishing House "Gas Turbine Technologies" LLC, 2010–2011. (In Russian)
7. National State Standard GOST 25.506–85. Calculations and Durability Tests. Methods of Mechanical Tests of Metals. Establishing Crack Resistance Characteristics (Fracture Toughness) in Cases of Static Loading [Electronic source]. Access mode: <http://docs.cntd.ru/document/1200004652> (Access date: November 9, 2017). (In Russian)
8. Romaniv O.N., Yarema S.Ya., Nikiforovich G.N., et al. *Fracture Mechanics and Durability of Materials*. Reference Book in 4 Books. Kiev, Naukova Dumka, 1990, Book 4, 679 p. (In Russian)
9. Semenov A.S. *Computational Methods in the Theory of Plasticity*. Saint Petersburg, Publishing House of Polytechnic University, 2008, 211 p. (In Russian)
10. Getsov L.B., Mikhailov V.E., Semenov A.S., et al. *Modern Durability Standards of Stationary Gas Turbine Plants*. *Gazoturbinye tekhnologii = Gas Turbine Technologies*, 2013, No. 8 (119), P. 24–29. (In Russian)
11. Getsov L.B., Mikhailov V.E., Semenov A.S., Semenov S.G. *Modern Durability Standards and Methods for Identifying Safety Margins of Stationary Gas Turbine Plants*. In: *Collection of Abstracts of the Research and Engineering Congress on Engine Manufacturing NTKD–2014*. Moscow, 2014, Part 1, P. 143–146. (In Russian)