

Здравствуйте, уважаемые члены государственной аттестационной комиссии.

Тема моей выпускной квалификационной работы магистра:
**«ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ТРЕЩИНООБРАЗОВАНИЯ И АНАЛИЗ
ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ СНИЖЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ДИСКАХ
РОТОРОВ ТВД ГТК-10М РЕКОН»**

СЛАЙД №2

Актуальность темы исследования: Накопленные статистические данные по результатам дефектоскопии при проведении ремонтов и экспертизы промышленной эксплуатации (ЭПБ) значительного числа рассматриваемых турбинных дисков ГТК-10 позволяют заключить, что появление трещин в ёлочных пазах установки рабочих лопаток фиксируется в условиях компрессорных станций в 20-30 % обследуемых дисков с наработкой от 8 тыс. часов. Поломка дисков турбин не носит локального характера и может привести к выходу из строя всей ГТУ. Решение этой задачи вызвано необходимостью увеличения надёжности ответственных деталей ГТУ, а также высокой стоимостью их изготовления и замены.

Цель данного исследования: определить техническое решение снижения напряжений в дисках роторов ТВД ГТК-10М Рекон. Выполнить исследование напряжённо-деформированного состояния елочного паза диска ТВД. Получить картины распределения полных деформаций и суммарных напряжений.

Для достижения цели работы были поставлены следующие **задачи исследования:**

1. построить 3D модель рабочей лопатки ТВД на основании выполненных газодинамических расчетов и диска ротора ТВД в соответствии с чертежом завода-изготовителя.
2. выполнить численный расчет НДС рабочей лопатки и диска ТВД в программном комплексе ANSYS;
3. определить максимальные суммарные напряжения в пазах диска и вычислить коэффициенты запаса прочности рабочей лопатки и диска ТВД.

СЛАЙД №3

В своей работе я выполнил тепловые расчеты ГТК-10М Рекон при номинальном режиме работы. Определены значения расхода рабочего тела, давления и температуры в ключевых точках. По результатам расчётов выполнил построение тепловой схемы ГТУ.

СЛАЙД №4

В работе выполнено моделирование осевого компрессора ГТУ ГТК-10М Рекон

Газотурбинная установка входящая в состав агрегата, выполнена по открытому циклу, с регенерацией тепла по схеме с «разрезным валом» (со свободной силовой турбиной).

В блок турбогруппы входит: 10 ступенчатый осевой компрессор, двухступенчатая газовая турбина (первая ступень ТВД, вторая ступень ТНД) объединенные в едином корпусе

СЛАЙД №5

Диски роторов ТВД могут эксплуатироваться при номинальном режиме работы ГПА вплоть до 300 тысяч часов.

Однако, как показывает практика, диски турбин ГТК-10М Рекон в зоне межпазовых выступов для крепления рабочих лопаток являются наиболее напряженными элементами ГТУ и подвержены трещинообразованию.

В своей работе я провёл исследование причин возникновения трещин в дисках роторов турбины и уже реализованные технические решения на ГТК-10М Рекон.

Объединив три последние причин, можно сделать вывод, что на появление и развитие трещин влияют зазоры в сопряжении лопатка-диск.

СЛАЙД №6

Для решения причины трещинообразования, необходимо рассчитать внедрение процесса раззазоривания сопряжения лопатка-диск.

Так как максимальная величина и интенсивность сжимающих напряжений действует в местах контакта елочного соединения диска с хвостовиками рабочих

лопаток по границам контактных площадок под первым зубом, то для исследования выбираем модель сопряжения лопатка диск согласно рисунку. То есть с увеличенным базовым зазором по первому ёлочному выступу.

СЛАЙД №7

На данном этапе постановки задачи выполнено построение трехмерной модели фрагмента диска ТВД агрегата ГТК-10М Рекон.

Облопаченный диск состоит из 90 рабочих лопаток. Однако, поскольку программа Ansys позволяет рассматривать подобные задачи в симметричной постановке, при моделировании расчетной модели применен сегмент диска в 4° , включающим одну рабочую лопатку.

СЛАЙД №8

Пространственная (3-D) модель построена в процессе проектирования лопатки на основании газодинамических расчетов и чертежа завода-изготовителя.

Затем обе детали подгружались в среду сборки, где было выполнено их совмещение. Контакт выполнен по зубьям в соответствии с выбранной моделью раззазоривания.

СЛАЙД №9

Второй этап - создание конечно-элементной модели, которая представляет собой совокупность конечных элементов, заменяющая геометрическую модель.

На этом этапе определено оптимальное числом ячеек сетки. Проведя расчет при разных размерах сетки конечных элементов, я выявил закономерность, что оптимальное значение сетки для решателя получается в пределах 45-70 тыс. ячеек.

СЛАЙД №10

Третий этап - задание граничных условий и температурных полей.

Задание вращения ось Z, число оборотов равным 5080 об/мин. на основании моделирование осевого компрессора ГТУ;

Задание градиента температур на роторе турбины по результатам газодинамического расчёта.

СЛАЙД №11

По результатам расчёта видим:

Самыми нагруженными элементами лопатки оказалась ее корневая полка. Также высокие напряжения наблюдаются в хвостовике лопатки.

На хвостовике лопатки максимальные напряжения проявились на поверхности зубьев. Они равняются 400-500 МПа. Эквивалентные средние напряжения в рабочей лопатки ТВД, полученные по результату расчёта, составили 550 МПа.

Коэффициент запаса прочности для рабочей лопатки равен 1,51. Полученное значение коэффициента запаса прочности удовлетворяет минимально допустимому.

СЛАЙД №12

По результатам расчёта видим, что выбранные базовые зазоры контакта «лопатка – диск» позволили равномерно перераспределить суммарные напряжения в пазах диска. Эквивалентные средние напряжения, полученные по результату расчёта, составили 435 МПа. Максимальные напряжения получились 640 МПа в пазах под хвостовик лопатки. Коэффициент запаса прочности для диска равен 1,72. Полученное значение удовлетворяет минимально допустимому.

СЛАЙД №13

Для подтверждения оптимальных зазоров, выполнено дополнительно построение двух моделей сопряжения контакта рабочей лопатки и диска ТВД.

А также для сравнения максимальных напряжений в ключевых точках при изменении базовых зазоров лопатка-диск.

Построены 3-D модели в первом случае: с зазорами в месте контакта одинаковыми – 0,1 мм., во втором случае: с зазорами по пазам: первый - 0,1 мм., второй - 0,2 мм., третий - 0,3 мм.

СЛАЙД №14

При равных базовых зазорах всех трёх пазов равных 0,1 мм., возникла зона повышенных напряжений в третьих зубьях диска ТВД. В данных зонах и возможен процесс трещинообразования. Так же наблюдается увеличение эквивалентных средних напряжений, полученных по результату расчёта, и составили 490 МПа. Коэффициент запаса прочности для диска снизился до значения 1,53. Но всё ещё удовлетворяет минимально допустимому.

При базовых зазорах по пазам: первый - 0,1 мм., второй - 0,2 мм., третий - 0,3 мм., возникла зона повышенных напряжений в первых зубьях диска ТВД, как месте наименьшем зазором. В данных зонах также возможен процесс трещинообразования. Наблюдается увеличение эквивалентных средних напряжений, полученных по результату расчёта, и составили 450 МПа. Коэффициент запаса прочности для диска снизился относительно первоначального до значения 1,67, но удовлетворяет минимально допустимому.

СЛАЙД №15

В работе получены следующие основные результаты:

1. Расчет на прочность дисков по трехмерным моделям (3-D расчет) позволяет с любой необходимой степенью детализации учесть особенности формы, действующих на них сил, поля температур, учитываются свойства материалов, контактное взаимодействие дисков с соседними деталями.

2. Полученные значения коэффициентов запаса прочности: для рабочей лопатки равен 1,51; для диска равен 1,72, удовлетворяют минимально допустимому.

3. Техническое решение раззозоривания контакта «лопатка – диск ТВД» в соответствии с выбранной моделью позволяет равномерно распределить суммарные напряжения в пазах диска. Исключает возникновение зон повышенных напряжений и снижает вероятность трещинообразования в елочном пазе.

Окончательные выводы по применению той или иной модели возможны после тщательного сопоставления расчетных данных с замерами.