

# Оценка рисков – гарантия верного технического решения

**В** настоящее время все более широкое распространение находит формализованная оценка безопасной эксплуатации (Formal Safety Assessment – FSA) как основное средство оценки и снижения рисков до момента их появления [1, 2, 3]. Оно позволяет принимать обоснованные решения на разных стадиях жизни технического объекта, например на стадии его проектирования, когда существуют возможности выбора различных технических решений и требуются критерии для такого выбора.

Для реализации методологии FSA необходимы оригинальные методики для проведения анализа состояния конкретного технического объекта. Применительно к судовой энергетической установке, доминирующую роль в безопасной эксплуатации играет главный двигатель. В судовой газотурбинной установке – это газовая турбина.

Специфика судового оборудования связана с тем, что требует от конструктора постоянного снижения массогабаритных показателей и увеличения удельной мощности при обеспечении приемлемой надежности. Это заставляет оптимально использовать конструкционные свойства применяемых материалов – в результате запасы прочности деталей двигателя постепенно приближаются к своим предельным значениям. В этой ситуации отклонение параметров нагружения деталей может привести к их отказу. Отклонение параметров может быть обусловлено воздействием случайных факторов. В результате логично оценивать риск такого стечения обстоятельств вероятностью превышения в детали некоторого порогового значения определяющей величины. Сравнение разных вариантов выполнения деталей по величине этого риска может быть основанием для выбора наилучшего варианта.

Применительно к газовой турбине, в качестве примера выделим тепловое состояние направляющего соплового аппарата (СА) 1-й ступени. Ухудшение теплового состояния любой лопатки может привести к отказу как самой лопатки, так и СА и турбины в целом. Структурная схема «дерева отказов» для данного случая приведена на рис. 1. Отказ может быть вызван перегревом лопатки (или ее участка), например, из-за случайного отклонения геометрии проточной части каналов охлаждения.

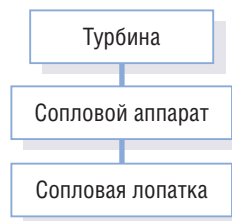


Рис. 1. Структура «дерева отказов»

Сравним два варианта охлаждения внутренней проточной части сопловой лопатки ГТЭ-150 – с дефлектором и с поперечными перегородками (рис. 2). В последней конструкции перфорированная трубка для подвода охлаждающего воздуха и четыре поперечные перегородки образуют пять последовательно расположенных камер, в которых организуется пристенное струйное охлаждение [4]. Тепловое состояние лопаток для номинального режима работы турбины приведено на рис. 3. Расчеты выполнены для среднего сечения путем решения двумерной стационарной задачи теплопроводности методом конечных элементов с помощью программного комплекса ANSYS. В качестве граничных условий применены локальные коэффициенты теплоотдачи и местные температуры окружающей среды (граничные условия III рода), определенные в результате приведенных в [5] расчетов. По воздушной стороне использованы: для среднего

патки (или ее участка), например, из-за случайного отклонения геометрии проточной части каналов охлаждения.

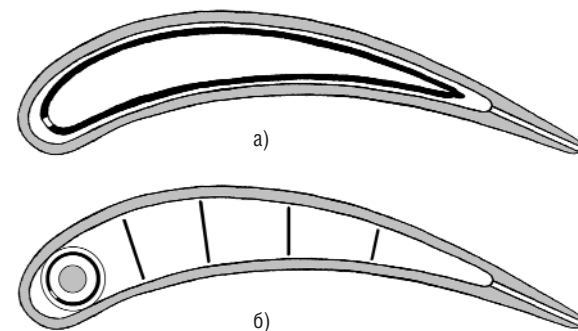


Рис. 2. Конструкция сопловой лопатки: а – с дефлектором; б – с поперечными перегородками

теплообмена на внутренней поверхности входной кромки при ее обдуве струями, истекающими из отверстий в носике дефлектора, – методика ИТТФ [6]; для теплообмена при течении воздуха в зазоре между дефлектором и лопаткой и в каналах выходной кромки – зависимости для теплообмена в трубах [7], при пристенном струйном обтекании поверхности (за перегородками) – зависимости [8]. Температура газа перед сопловой лопаткой принята 1076 °С, охлаждающего воздуха на входе в лопатку – 320 °С. Сравнение температурных полей (см. рис. 3) показывает, что они весьма близки друг к другу на участке спинки и корытца, при меньшем значении относительного расхода охлаждающего воздуха у лопатки с перегородками. Расположение поперечных перегородок соответствует их размещению в натурной модели сопловой лопатки, испытанной на высокотемпературном тепловом стенде ЦКТИ. Расчетное температурное поле в целом идентично полю, полученному в результате термометрирования.

Для лопаток с дефлектором известны проблемы с технологическими отклонениями при монтаже дефлектора [9]. В результате проходные сечения  $S$  между стенкой лопатки и дефлектором могут существенно отличаться от номинальных. Это приводит к изменению скорости движения охлаждающего воздуха в щелевом зазоре и, как следствие, изменению условий теплообмена с воздушной стороны и теплового состояния лопатки в зоне размещения дефлектора. Поскольку большая часть гидравлического сопротивления тракта охлаждения (более 70%) как дефлекторной лопатки так и лопатки с перегородками, приходится на щелевой канал выходной кромки, то изменение зазоров практически не влияет на общий расход через лопатку, однако в месте размещения дефлектора и перегородок тепловое состояние изменяется.

Для дефлекторной лопатки изменение теплового состояния на участке размещения дефлектора происходит эквидистантно. Характер изменения температур показан на рис. 4. Можно отметить, что уменьшение скорости охладителя в зоне размещения дефлектора приводит к повышению общего температурного уровня лопатки, в то время как профильная неравномерность поля температур уменьшается. И наоборот, увеличение скорости движения охладителя приводит к увеличению профильной неравномерности. Следовательно, может оказаться опасным как уменьшение скорости, так и ее увеличение. Температурное поле выходной кромки сохраняется практически одинаковым.

В приведенном примере номинальная величина зазора между дефлектором и оболочкой лопатки  $S = 2$  мм. Технологические отклонения

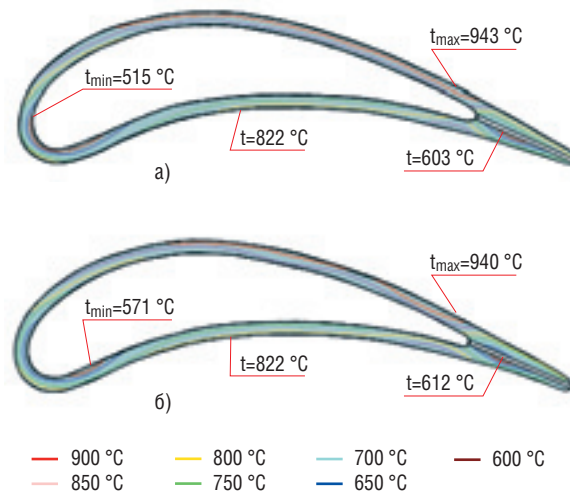


Рис. 3. Тепловое состояние сопловой лопатки:

а – с дефлектором,  $G_B = 2\%$ ,  $S = 2$  мм;

б – с перегородками,  $G_B = 1,47\%$ ,  $S = 1,5$  мм

в форме внутренней проточной части и ошибки в размещении дефлектора, вызванные сложным профилем внутренней поверхности оболочки лопатки, могут приводить к тому, что действительное значение зазора  $S_D$  может отличаться от  $S$ . Случайная величина зазора  $S_D$  (а следовательно, и скорости охладителя в этом зазоре) описывается законом распределения со своими параметрами. Для технологических отклонений обычно характерен нормальный закон распределения (можно исследовать и другие законы распределения: экспоненциальный, равномерный, логарифмически нормальный, законы Релея, Вейбулла), а параметром распределения может служить коэффициент вариации  $V$ . Таким образом, тепловое состояние лопатки – случайная величина. Отклонение этой величины от номинального режима как по общему уровню, так и по локальным значениям может превысить опасное значение.

Примем в качестве примера считать опасным увеличение средней температуры наружной поверхности на выпуклой стороне больше  $t_1$  (при уменьшении скорости теплоносителя) или увеличение профильной неравномерности свыше  $\Delta t_2$  (при увеличении скорости теплоносителя). В этом случае необходимо найти вероятность отказа лопатки при имитационном моделировании возможных состояний тракта охлаждения лопатки. Решение этой задачи основано на проведении статистических испытаний  $N_{исп}$  (рис. 5). В процессе испытаний разыгрываются, например методом Монте-Карло, случайные значения зазоров. Примем, что вследствие податливости дефлектора величина зазора со стороны спинки не зависит от величины зазора со стороны корытца. Тогда в одном испытании значения этих зазоров разыгрываются отдельно,

и находится среднее арифметическое значение. По нему определяется скорость движения охладителя и вызванное этим значением тепловое состояние лопатки в исследуемых местах. В результате определяется сколько раз ( $N_{н.и}$ ) температурный уровень лопатки, определенный с выбранным значением  $V$ , привел к тому, что была превышена величина  $t_1$  или  $\Delta t_2$ . Тогда вероятность отказа

$$P_{л} = \frac{N_{н.и}}{N_{исп}}$$

Для определения вероятности отказа соплового аппарата  $P_{СА}$  и турбины в целом  $P_T$  необходимо использовать логические связи указанных элементов на основе представленного на рис. 1 «дерева отказов». Поскольку отказ любой лопатки является отказом всего СА (и двигателя в целом), то справедливо выражение

$$P_T = P_{СА} = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_{ли}),$$

где  $n$  – количество лопаток СА;  $P_{ли}$  – вероятность отказа  $i$ -й лопатки.

Согласно методологии FSA, вычисление риска выполняется по формуле

$$R = P \cdot C,$$

где  $C$  – степень тяжести последствий нежелательного события.

Далее следует процедура оценки приемлемости риска, в которой с использованием матриц рисков и так называемых диаграмм FN определяется допустимость риска [10] и намечаются шаги, направленные на его уменьшение при неблагоприятном прогнозе. В данном случае производится сравнительный расчет двух вариантов выполнения лопаток СА. Для них значение  $C$  одинаково – следовательно, достаточно сравнивать значения  $P$ .

Чем больше число испытаний, тем более достоверный результат можно получить. С этой точки зрения процесс испытаний резко упрощается, если в их ходе не рассчитывать при новом значении зазора  $S$  (и, следовательно, скорости охладителя) тепловое состояние лопатки в целом, а использовать заранее подготовленные зависимости, представленные на рис. 4а. Здесь расчет выполнен только для нескольких скоростей, а любые промежуточные значения могут быть получены путем интерполяции, например с помощью многочлена Лагранжа.

При использовании гипотезы о нормальном законе статистические испытания при  $V = 0,1$ ,  $t_1 = 950$  °С,  $\Delta t_2 = 440$  °С,  $n = 42$  и  $N_{исп} = 100\,000$  показали, что вероятность отказа лопатки составила  $P_{л} = 0,756$  %, а отказа СА  $P_{СА} = 27,29$  %. Наибольшее превышение над  $t_1$  в испытаниях достигло  $0,64$  °С, над  $\Delta t_2$  –  $9,97$  °С. Наибольшая величина среднего зазора между внутренней стенкой оболочки лопатки и дефлектором составила  $2,646$  мм, наименьшая –  $1,368$  мм.

Конструкция сопловой лопатки с поперечными перегородками предусматривает индивидуальную регулировку зазоров  $S$  между перегородкой и стенкой лопатки с каждой стороны перегородки. В результате, отклонение величины зазора от номинального значения с одной стороны перегородки не связано с отклонением других зазоров. Поэтому в одном статистическом испытании производится розыгрыш величины зазоров по всем четырем перегородкам с обеих сторон для каждой и определяется среднеарифметическое значение СД. Это значение определяет среднюю скорость движения охладителя. Дальнейшая процедура полностью идентична описанной выше для дефлекторной лопатки. При этом используются зависимости, приведенные на рис. 4б.

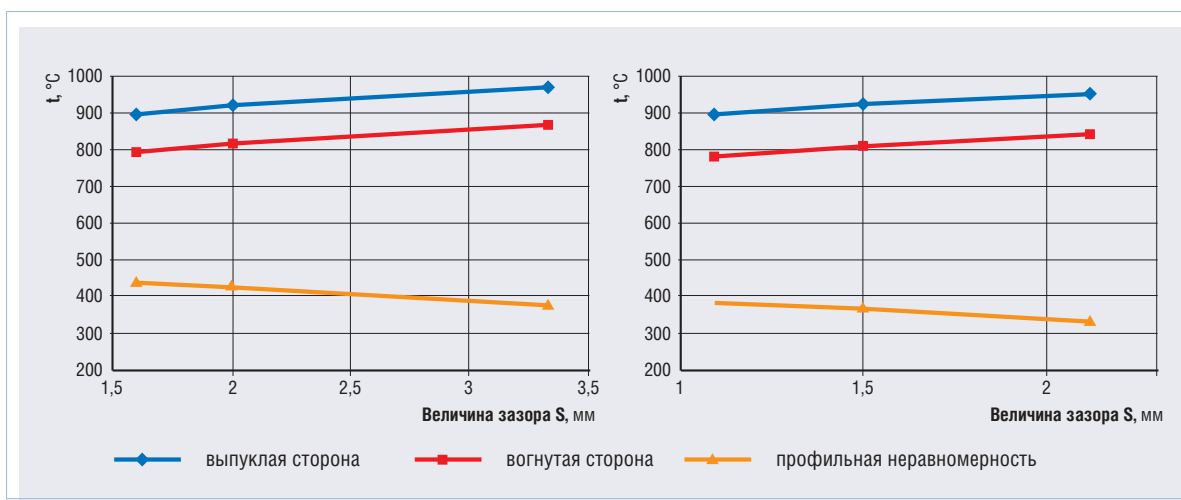


Рис. 4. Изменение теплового состояния лопаток:

а – дефлекторной ( $G_B = 2$  % – idem); б – с поперечными перегородками ( $G_B = 1,47$  % – idem)

Статистические испытания при  $S = 1,5$  мм,  $V = 0,1$ ,  $t_1 = 950$  °С,  $\Delta t_2 = 440$  °С,  $n = 42$  и  $N_{исп} = 100\ 000$  показали, что вероятность отказа СА составила  $P_{СА} = 0\%$ .

Только при  $V = 0,3$  вероятность отказа СА стала равной  $P_{СА} = 0,12\%$ . Таким образом, конструкция лопатки с поперечными перегородками обеспечивает большую устойчивость теплового состояния лопатки к влиянию технологических отклонений и уменьшает риск появления отказа.

Естественно, что приведенный пример носит демонстрационный характер. Но описанная методика позволяет проводить аналогичные исследования применительно к любым критичным точкам теплового поля лопаток и принимать обоснованное решение. В этом, по сути, находит реализацию методика FSA, которая является универсальным инструментом для оценки рисков и обоснования принятия решений в любой отрасли, где отмечаются высокие риски для безопасности людей, собственности и окружающей среды [10]. ■

#### Использованная литература

1. Решетов Н.А., Захаров А.А. Формализованная оценка безопасности (ФОБ) и ее влияние на судоходную индустрию // *Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства*. 2004, вып. 27. С. 7-13.

2. MSC/Circ.1023 T5/1.01 MEPC/ Circ.3925 April 2002 Guidelines for Formal Safety Assessment (FSA) for Use in the IMO Rule-making Process.

3. Семенов Ю.Н. Проблемы обеспечения безопасности морской техники // *Морской журнал*. 2001, № 3. С. 37-40.

4. Нарезный Э.Г., Кузнецов А.Л., Сударев Б.В. и др. Лопатка газовой турбины. А.с. №1466358. 1987.

5. Нарезный Э.Г., Сударев Б.В., Медведев В.В. и др. Исследование температурного и напряженного состояния соплового аппарата высокотемпературной газовой турбины с воздушным охлаждением, применительно к ГТЭ-150 с начальной температурой газа 1100 °С, и создание научного задела для ее повышения до 1250 °С. Отчет ЛКИ. № ГР 0186.0120.843, 1988. 158 с.

6. Швец И.Т., Дыбан Е.П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. Киев: Наук.думка, 1979. 488 с.

7. Локай В.И., Бодунов М.Н. и др. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1985. 216 с.

8. Soudarev A.V., Soudarev B.V., Medvedev V.V. et al. Hydrodynamics and heat exchange with wall jet cooling of gas turbine blade internal

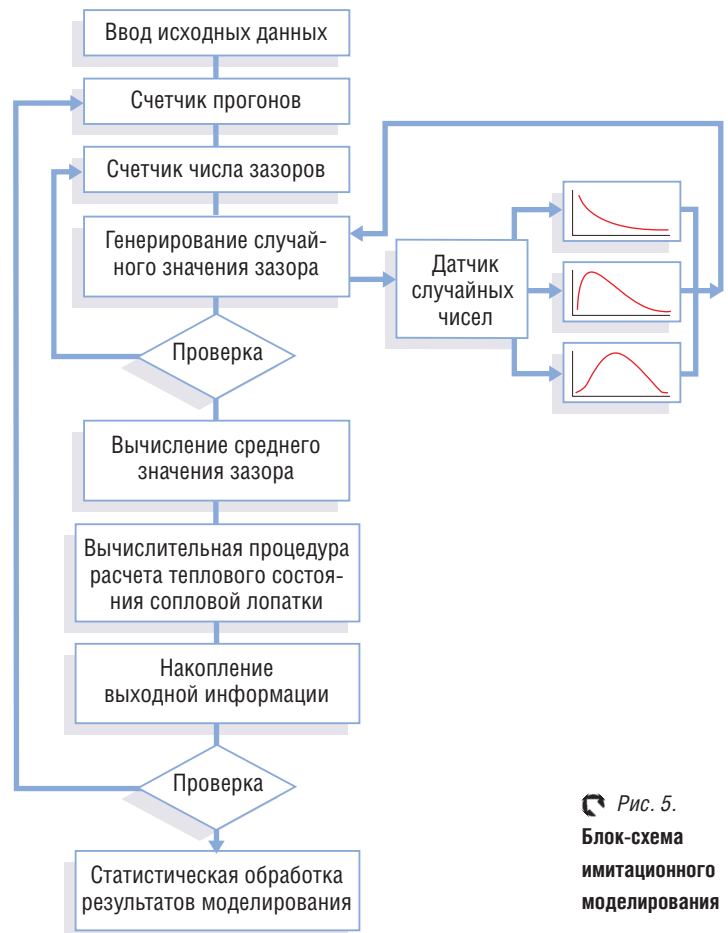


Рис. 5. Блок-схема имитационного моделирования

spaces. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress Exhibition, 96-GT-526, Birmingham, UK - June 10-13, 1996.

9. Зысина-Моложен Л.М., Зысин Л.В., Поляк М.П. Теплообмен в турбомашинах. Л.: Машиностроение, 1974. 335 с.

10. Захаров А.А. Формализованная оценка безопасности – универсальный инструмент для снижения риска на транспорте // *Транспорт Российской Федерации*. 2006, №3. С. 66-68.