

*Г.О.АНИЩЕНКО*, канд.техн.наук;  
*О.К.МОРАЧКОВСКИЙ*, докт.техн.наук; НТУ «ХПИ»

## **ОБЗОР РЕШЕНИЙ ЗАДАЧ ПОЛЗУЧЕСТИ И РАЗРУШЕНИЯ ЕЛОЧНЫХ ЗАМКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЛОПАТОК ГТД**

Надано огляд рішень проблем повзучості й руйнування ялинкового замкового з'єднання лопаток авіаційних газотурбінних двигунів. Розглянуті дослідження різних авторів, які містять чисельні розв'язки плоских й просторових задач статичної та динамічної повзучості.

The survey of solutions of problems of creep and fracture of the fur-tree lock of connection of shovels of aviation gas turbine engines is presented. The researches of different authors containing numerical solutions of plane and space problems for static and dynamic creep-damage are considered.

**Актуальность темы.** Проблемы ползучести и длительной прочности особенно актуальны для энергомашиностроения в связи с усовершенствованием и обеспечением долговечности турбомашин различной мощности турбоагрегатов, повышенными требованиями к условиям их эксплуатации. Лопатки компрессоров и турбин и их замковые соединения работают в сложных силовых и температурных условиях и относятся к числу наиболее ответственных деталей газотурбинного двигателя. Одной из важных здесь является проблема исследование причин разрушения отдельных узлов и агрегатов турбомашин, требующая усовершенствования расчетов их на длительную прочность. Как отмечается в работе [1] главной причиной разрушения лопаток газотурбинных двигателей (61 % отказов) является их недостаточная прочность и процессы накопления повреждений вследствие ползучести и усталости. При этом 9 % разрушений лопаток и их соединений связано с недопустимыми деформациями и статическим разрушением, а 42 % разрушений и трещин вызвано влиянием переменных напряжений.

В процессе эксплуатации турбомашин лопатки и их замковые соединения находятся под действием центробежных сил и моментов от центробежных сил, возникающих при смещении центров тяжести поперечных сечений лопатки по отношению к радиусу диска, моментов газовых усилий в осевой плоскости и в плоскости вращения ротора. Кроме того, газовые турбины работают в сложных температурных условиях, что способствует развитию в лопатках, дисках и их соединениях деформаций ползучести. Для газотурбинных двигателей типичны такие рабочие режимы, когда лопатки и их замковые соединения испытывают действие высокочастотных циклических нагрузок, вызванных неравномерностью газового потока.

Экспериментальные исследования по ползучести весьма затруднены [3], поэтому расчетные исследования напряженно – деформированного состояния элементов энергетических машин при ползучести имеют большое значение

для достоверной оценки их длительной прочности при циклических воздействиях. Кроме того, методы расчета на длительную прочность являются важной составной частью в проектировании турбин.

**Состояние проблемы.** До середины прошлого столетия расчеты на длительную прочность лопаток и их соединений проводились отдельно на статическую ползучесть и усталость. В традиционных расчетах методы базировались на подходах, сформировавшихся в период становления теории ползучести, и заключались в определении напряженного установившегося состояния при стационарном нагружении для оценки времени до разрушения по критерию длительной прочности [2,4-5]. В этих расчетах действие циклического нагружения не учитывалось. При этом в расчетах на усталость использовались модели усталостного разрушения, а влияние статической нагрузки учитывалось по «граничным» диаграммам [1]. Однако, как отмечалось ранее, высокотемпературная ползучесть лопаток ГТД и их замковых соединений - это сложный процесс, происходящий под действием не только значительных стационарных нагрузок, вызванных центробежными силами, но и при циклическом нагружении, вызванном в основном неравномерностью газового потока.

Предложенные и обоснованные в работах [5-9] методы расчета на длительную прочность основаны на современных представлениях о ползучести и разрушении тел, включает достижения в области континуальной механики повреждаемости, и расширяют возможности расчетов на ползучесть, в частности, для случая высокочастотного циклического нагружения. В рамках этого подхода процессы микроповреждений при ползучести описываются соотношениями, ранее предложенными Работновым и Качановым. При рассеянных микроповреждениях параметр повреждаемости  $\omega = \omega(x,t)$  принимается скалярной функцией координат точек тела и времени. На стадии скрытого разрушения  $0 \leq t < t_c$  ( $t_c$  – время окончания скрытого разрушения) в точках конструктивного элемента происходит накопление повреждаемости от  $\omega(x,0) = 0$  до  $\omega(x,t_c) = \omega_*$  в момент окончания скрытого разрушения. Обычно принимают  $\omega_* \cong 1$ .

В работе [8] на основании теоретических подходов и численных методов расчета на ползучесть и повреждаемость в плоских конструктивных элементах машин при совместном действии статических и циклических нагрузок, представленных ранее в работах [6,7], выполнены расчеты ползучести и длительной прочности елочного замкового соединения ГТД. Здесь приведены результаты численного анализа напряженно-деформированного состояния, накопления повреждаемости и разрушения вследствие динамической ползучести при температуре 700 °С для елочного замкового соединения лопатки второй ступени ГТД из жаропрочного сплава ЭИ-617 (ХН70ВМТЮ).

Расчетами установлено время до окончания скрытого разрушения, которое оказалось равным  $t_c = 6760$  часов при статическом нагружении центро-

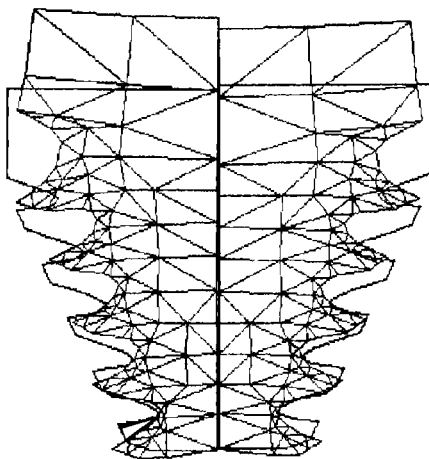
бежными усилиями  $\sigma_0 = 110$  МПа при температуре 700 °С. Коэффициент концентрации напряжений во впадине первого зуба достигает 3,5. Во всех зубьях максимальные напряжения локализуются на некотором расстоянии от дна впадины, а по мере удаления от корня лопатки их значения уменьшаются. Через 100 часов работы вследствие установления ползучести отмечается снижение уровня максимальных напряжений во впадинах всех зубьев. На этой стадии влияние поврежденности весьма мало. Затем в замковом соединении происходит процесс накопления повреждаемости при существенном перераспределении напряжений по телу замка. Напряжения перед разрушением не соответствуют установившимся, как это предполагается в традиционных методах расчета [2,4].

Зоны с максимальными значениями параметра повреждаемости, локализованы вблизи впадин каждого из зубьев замкового соединения. Так, например, в момент окончания скрытого разрушения значения  $\omega_{\max}^i$  ( $i$  – номер зуба) оказались следующими:  $\omega_{\max}^1 = 0,994$ ;  $\omega_{\max}^2 = 0,426$ ;  $\omega_{\max}^3 = 0,359$ ;  $\omega_{\max}^4 = 0,217$ ;  $\omega_{\max}^5 = 0,128$ . Разрушение соединения начинается во впадине первого зуба, где параметр повреждаемости достигает наибольшего значения, равного предельному –  $\omega_* \cong 1$ . Эти данные согласуются с расчетными данными работы [9], в которой проведено численное исследование ползучести елочного хвостовика лопатки авиационного ГТД на основе полуаналитического метода конечных элементов

В работе [9] на основании численных методов расчета на ползучесть и повреждаемость пространственных элементах елочного хвостовика лопатки авиационного ГТД при статических нагрузках, представлены распределения повреждаемости в момент начала разрушения ( $\omega_{\max}^1 = 0,94$ ;  $\omega_{\max}^2 = 0,372$ ;  $\omega_{\max}^3 = 0,223$ ;  $\omega_{\max}^4 = 0,074$ ). Здесь приведены результаты численного анализа напряженно-деформированного состояния, накопления повреждаемости и время до начала разрушения составило 1580 часов. Расположение зон разрушения совпадает с [8]. Решение задачи в пространственной постановке с учетом совместного действия изгибающих и растягивающих усилий уменьшает значение времени до начала разрушения на 25 %.

В работе [8] также рассмотрены результаты влияния циклической нагрузки  $P_a \sin \Omega t$ , наложенной на центробежные силы  $P_0$ . Моделирование динамической ползучести выполнялось для различных значений параметра асимметрии цикла нагружения  $A = P_a/P_0$ : 0,25; 0,3; 0,5. На рисунке представлено формоизменение замкового соединения (в масштабе 200 : 1): слева – при действии статического нагружения  $P = P_0$  ( $t_C = 6760$  ч), справа – при наложении циклической составляющей  $P_a = 0,25 P_0$  ( $t_C = 2330$  ч). Отметим, что окончание скрытого разрушения при циклическом нагружении происходит при не столь существенном формоизменении за время до разрушения, чем при статическом нагружении. Это объясняется тем, что в условиях циклического нагружения происходит более интенсивное накопление повреждаемости и со-

крашение времени до разрушения, хотя скорость динамической ползучести заметно увеличивается.



Формоизменение замкового соединения

Распределение интенсивности напряжений  $\sigma_i$  для статического и циклического нагружения различной составляющей внешней нагрузки имеют существенные различия перед разрушением. Вблизи оси замкового соединения значения  $\sigma_i$  изменяются в диапазоне от 130-180 МПа до 100-150 МПа, уровень максимальных значений  $\sigma_i$  снижается 320-390 МПа до 180-230 МПа. При динамической ползучести во впадине первого зуба  $\sigma_i$  снижаются на меньшую величину, чем при статической ползучести, причем, чем больше величина  $P_a$ , тем большие значения  $\sigma_i(t_c)$  в окрестности впадины.

Сравнительные данные проведенных исследований сведены в таблицу, анализ которой позволяет сделать следующие выводы. При циклическом нагружении замкового соединения вдали от резонанса большее значение на время окончания скрытого разрушения  $t_c$  оказывает величина параметра асимметрии цикла внешней нагрузки  $A$ . Наложение даже незначительной амплитудной составляющей  $P_a = 0,1 P_0$  сокращает время  $t_c = 6760$  часов, как было установлено расчетами статической ползучести с нагрузкой  $P = P_0$  ( $A = 0$ ), до 5120 ч ( $A = 0,1$ ). Увеличение величины амплитудной составляющей, например до  $P_a = 0,25 P_0$  уменьшает время  $t_c$  примерно в 3 раза, а до  $P_a = 0,5 P_0$  – почти в 12 раз.

A	P = P <sub>0</sub> (1 + A)			P = P <sub>0</sub> (1 + A sin Ωt)		
	σ <sub>w</sub> <sup>max</sup> (0), МПа	σ <sub>w</sub> (t <sub>c</sub> ), МПа	t <sub>c</sub> , ч	σ <sub>w</sub> <sup>max</sup> (0), МПа	σ <sub>w</sub> (t <sub>c</sub> ), МПа	t <sub>c</sub> , ч
0	407,7	34,3	6760	407,7	34,3	6760
0,1	448,5	27,2	2690	407,7	22,03	5120
0,25	509,6	209,5	700	407,7	73,88	2330
0,5	611,6	457,6	122	407,7	218	534

Установлено, что замена расчетов на динамическую ползучесть расчетами на статическую ползучесть с нагрузкой, равной максимальному ее значению в цикле, приводит к снижению расчетного времени окончания скрыто-

го разрушения рассматриваемой конструкции. Так, например, при статической нагрузке  $P = 1,1 P_0$ , равной максимальной за цикл при  $A = 0,1$ , время  $t_c$  меньше примерно в 2 раза, чем при действии соответствующей циклической нагрузки, при  $P = 1,25 P_0$  – в 3,3 раза, а при  $P = 1,5 P_0$  – уже в 4,4 раза.

Таким образом, влияние циклического нагружения на напряженно-деформированное состояние и длительную прочность елочного замкового соединения лопаток турбомашин даже при небольших значениях коэффициента асимметрии цикла внешней нагрузки  $A$  весьма существенно. При этом, замена расчета динамической ползучести рассматриваемой детали при ее циклическом нагружении на расчет статической ползучести не является адекватной для оценки длительной прочности, так как приводит к завышению значений узловых перемещений и снижению времени до окончания скрытого разрушения.

После окончания периода скрытого разрушения (с момента времени  $t_c$ ) в некоторой точке или области конструктивного элемента процесс накопления рассеянных повреждений становится неустойчивым и образовавшиеся микротрещины сливаются в макротрещину. Дальнейшее разрушение происходит преимущественно вследствие роста магистральных трещин. Точный анализ развития последних затруднен. Приближенное же описание макроразрушения при  $t > t_c$  с момента окончания скрытого микроразрушения можно выполнить введением движущегося фронта разрушения. В момент окончания скрытого разрушения в некоторой области, в точках которой  $\omega = \omega_*$ , образуется фронт разрушения и новые микротрещины, продвижением фронта завершается полное разрушение конструктивного элемента. Для оценки ресурса конструктивного элемента в условиях ползучести можно принять  $t_{cr} \cong t_c + t_{fr}$ , где  $t_{fr}$  – время распространения фронта разрушения.

В работах [10,11] предложен метод численного анализа распространения макротрещины в елочном замковом соединении турбинной лопатки газотурбинного двигателя (ГТД), для которого ранее в работе [8] определен ресурс по критерию зарождения макротрещины и установлено время распространения фронта разрушения  $t_{fr} \cong 2700$  часов, продвижение которого происходит между первым и вторым зубьями замка. Вначале фронт разрушения продвигается по телу замка с максимальной скоростью. Затем фронт медленно продвигается с постоянной скоростью до его распространения на глубину  $l_* \cong 0,65 \cdot 10^{-3}$  м, что отвечает разрыву связи в передаче нагрузки на первый зуб. Далее фронт распространяется с увеличением скорости и в момент времени  $t_{cr} \cong t_c + t_{fr} \cong 9500$  часов корневая нагрузка замка уже воспринимается только четырьмя зубьями зацепления, что существенно и ускоряет процесс разрушения соединения. Найденное время разрушения первого зуба можно рекомендовать в качестве оценки времени полного разрушения замкового соединения.

Время «доживания» замкового соединения после завершения скрытого

разрушения составляет примерно 40 % от этого времени и 28,8 % от времени полного разрушения. Заметная продолжительность времени полного разрушения конструкции объясняется существенным перераспределением напряженно-деформированного состояния при ползучести и высокой вязкостью материала.

Практическая ценность предложенного [10,11] метода состоит в возможности его использования для оценки ресурса «доживания» конструктивных элементов энергетических машин после завершения в них процессов скрытого накопления повреждений, происходящих до появления макротрещин. Это время позволяет установить остаточный ресурс машин после возникновения в них макротрещин.

**Выводы.** Предоставлен обзор решений проблем ползучести и разрушение слочного замкового соединения лопаток авиационных газотурбинных двигателей. Рассмотрены исследования разных авторов, которые содержат численные решения плоских и пространственных задач статической и динамической ползучести. Сопоставления результатов позволяют сделать вывод об их хорошем соответствии, что позволяет положить их в основу дальнейших исследований.

**Список литературы.** 1. Несущая способность рабочих лопаток ГТД при вибрационных нагружениях / Троценко В.Т., Матвеев В.В., Грязнов Б.А. и др. – Киев, Наукова думка, 1981. – 316 с. 2. Мавлютов Р.Р. Концентрация напряжений в элементах машиностроительных конструкций. – М.: Наука, 1981. – 141 с. 3. Сухинин В.П. Расчет нагрузочных и деформационных характеристик слочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин // Проблемы машиностроения. – 2005. – Том. 8, № 1. – С. 38-46. 4. Малинин Н.Н. Расчеты на ползучесть элементов машиностроительных конструкций. – М.: Машиностроение, 1981. – 221 с. 5. Морачковский О.К. О нелинейных задачах ползучести тел при воздействии быстро осциллирующего поля // Прикладная механика. – 1992. – Т. 28, № 8. – С. 17-23. 6. Бреславский Д.В., Морачковский О.К. Нелинейная ползучесть и разрушение плоских тел при высокочастотном циклическом нагружении // Прикладная механика. – 1998. – Том 34, № 3. – С. 97-103. 7. Анищенко Г.О., Бреславский Д.В. Ползучесть и повреждаемость в телах при плоском напряженном состоянии // Динамика и прочность машин. – 1997. – Харьков: ХГПУ. – Вып. 55. – С. 23-32. 8. Анищенко Г.О., Бреславский Д.В., Морачковский О.К. Ползучесть и длительная прочность слочного замкового соединения ГТД при совместном действии статических и циклических нагрузок // Проблемы прочности, 1998. – № 19 (331). – С. 34-40. 9. Баженов В.А., Гуляев А.И., Майборода Е.Е., Пискунов С.О. Численное исследование ползучести элементов паровых и газовых турбин // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. – № 5(21). – С. 109-111. 10. Морачковский О.К., Анищенко Г.О. Распространение трещин вследствие ползучести и численный анализ накопления повреждений в пластинах с надрезами // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков: ХГПУ. – 1995-1996. – Вып. 50. – С. 226-228. 11. Анищенко Г.О. Численный анализ макроразрушения для оценки ресурса замкового соединения лопаток газотурбинных дисков // Вісник Інженерної академії України, KB N2635, Спеціальний випуск 2000. – Київ. – 2000. – С. 379-382.

*Поступила в редакцию 08.11.2007*