

Определение начала разрушения поверхностного слоя жидкости на границе раздела фаз или границы области неустойчивого гребня проводилось визуально при освещении границы раздела фаз строботометром.

Для оценки влияния физических свойств жидкости на границу неустойчивости испытания проводились холодной и подогретой водой, температура которой регулировалась расходом жидкости через полости вращения РК и контролировалась термометром.

Испытания проводились в двух вариантах. В одном варианте за постоянную величину принимали угловую скорость и увеличивали значение радиуса  $R_r$ . При этом фиксировали момент срыва капля. Далее фиксировали момент, когда капли на границе раздела фаз отсутствовали. Аналогично проводили испытания, принимая значения  $R_r = \text{const}$  и варьируя угловую скорость РК.

#### Библиографические ссылки

1. Краева Е. М. Высокооборотные центробежные насосные агрегаты : монография / Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2011.
2. Кеттола Н., Мак-Грю М. Теория частично смоченного вращающегося диска // Проблемы трения и смазки : тр. АОИМ. М. : Мир, 1986. Т. 30. Сер. F. С. 86–102.
3. Third M. T., Saynders M. G. The hydrodynamic disk seal. Third international conference on fied sealing. England : Cambridge, 1967. P. 97–124.
4. Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М. : Физматгиз, 1960.
5. Байбиков А. С., Караханьян В. К. Гидродинамика вспомогательного тракта лопастных машин. М. : Машиностроение, 1982.
6. Краев М. В., Протевень И. С. Структура поверхности раздела частично смоченного диска с радиальными лопатками // Вестник СибГАУ. Вып. 3 (36), 2011. С. 113–116.
7. Масич И. С., Краева Е. М. Вихревые структуры турбулентных потоков и их моделирование // Вестник СибГАУ. Вып. 1 (34). С. 107–111.
8. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М. : Наука, 1969. 774 с.

M. V. Kraev

#### TURBULENT UNSTEADINESS OF «LIQUID–GAS» SURFACE OF CAVITIES OF ROTATION OF HYDROMACHINES ROTORS

*On the basis of the stipulated picture of a current in a field of centrifugal forces of liquid and gas in inter blade channel of a semiexposed driving wheel of a rotor hydro-machine, the author calculate the parameters of «liquid–gas» surface with the analysis of stability of a rotating surface with experimental data.*

*Keywords: driving wheel, rotation, whirlwind, surface, interface, «liquid–gas».*

© Краев М. В., 2012

УДК 539.3

В. А. Лавренов, А. В. Кацура

#### ВЛИЯНИЕ ТЕРМОЭКСПОЗИЦИИ И ПЕРИОДА ЭКСПЛУАТАЦИИ НА УСТАЛОСТНУЮ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПЛАНЕРА ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

*Ресурс основных частей планера летательного аппарата (ЛА) определяется усталостной долговечностью деталей с концентраторами напряжений, работающих в условиях повторно-циклических деформаций растяжения или растяжения–сжатия. Основное повреждение в конструкционный материал вносят нагрузки растяжения.*

*Ключевые слова: деформирование, прочность, долговечность, термоэкспозиция.*

Снижения уровня напряжений, действующих в зонах концентраторов, можно добиться увеличением площади расчетных сечений деталей при растяжении, сжатии, сдвиге, моментах сопротивления (разнесением сечения) при изгибе или кручении, увеличением количества крепежных элементов в заклепочных или болтовых соединениях. Но эти меры связаны со значительным увеличением веса или габаритов конст-

рукций, уменьшением полезных объемов, что в авиации неприемлемо.

Эффективным способом повышения характеристик сопротивления усталости элементов конструкции планера ЛА стало создание в зонах концентрации напряжений полей остаточных напряжений обратного опасным с позиций сопротивления усталости эксплуатационным напряжениям знака (остаточных на-

пряжений сжатия) методами локально-упругого, упруго-пластического или пластического деформирования материала по контуру концентратора напряжений и постановки болтов и заклепок с гарантированным осевым и радиальным натягом.

Полезные остаточные напряжения сжатия, суммируясь с действующими в конструкции эксплуатационными напряжениями от внешних воздействий, существенно снижают уровень максимальных напряжений цикла растяжения, что приводит к ощутимому приросту долговечности элемента конструкции за счет увеличения периода циклической наработки до момента появления трещины усталости.

С другой стороны, при сборке узлов и агрегатов планера вследствие неизбежных погрешностей увязки и базирования между обшивками и сопряженными элементами каркаса возникают местные зазоры, которые во многих случаях устраняются методом упругой компенсации – путем подтяжки элементов пакета. Возникающие в сопрягаемых деталях монтажные напряжения местного изгиба отрицательно влияют на ресурсные характеристики конструкции, причем при поперечной деформации наибольшим деформациям подвергается наименее жесткий элемент пакета – обшивка, а уровень монтажных напряжений от изгиба определяется кривизной контура (срединной плоскости) конструктивного элемента. А максимальная кривизна наблюдается в местах постановки крепежа, т. е. в зоне неустранимых концентраторов напряжений – отверстий под болты и заклепки.

Исследования показали, что в штатных болтовых и заклепочных соединениях с идеальным прилеганием сопрягаемых элементов пакета (обшивки и подкрепляющего набора) монтажные напряжения невелики – около 1 кгс/мм<sup>2</sup>.

В случае упругой компенсации зазора, равного 0,3 мм, монтажные напряжения в обшивке достигают 8 кгс/мм<sup>2</sup>, при устранении зазора 0,8 мм напряжения возрастают до 22 кгс/мм<sup>2</sup>. В большинстве натурных конструкций монтажные напряжения достигают максимальных значений в наименее жестких элементах (в обшивке), в местах пересечения продольного и поперечного силового набора и составляют  $\Delta\sigma_x = 7,6$  кгс/мм<sup>2</sup>;  $\Delta\sigma_y = 8,2$  кгс/мм<sup>2</sup>. В упругой области зависимость между величиной компенсируемого зазора и уровнем монтажных напряжений практически линейная: чем больше технологический зазор

в пакете сопрягаемых деталей, тем выше остаточные монтажные напряжения.

Монтажные напряжения такой величины, возникшие в конструкции планера ЛА при сборке (экстремальные напряжения на растянутой при местном изгибе поверхности детали), суммируясь с эксплуатационными напряжениями (примерно такой же величины) могут существенно снизить долговечность конструкции [1].

Основной путь борьбы с негативными последствиями упругой компенсации зазоров – применение металлических прокладок-компенсаторов или прослоек полимерных компенсирующих заполнителей.

Однако длительная эксплуатация или воздействие повышенной температуры могут существенно сказаться на общем напряженно-деформированном состоянии конструкций и снизить положительный эффект упрочнения местным пластическим деформированием или повысить негативное действие монтажных напряжений.

Исследование влияния предварительной термоэкспозиции на усталостную долговечность конструкций с монтажными напряжениями проведено на образцах продольного проходного болтового соединения (см. таблицу).

Образец типа 1 – без зазора; образец типа 2 – с зазором 0,3 мм, прокладка Д16АТ; образец типа 3 – с зазором 0,8 мм, прокладка Д16АТ. При отсутствии прокладки элементы конструкции образца воспринимают усилия, пропорциональные площадям их поперечных сечений. При наличии прокладки происходит перераспределение усилий вследствие различных поперечных деформаций от продольных усилий – более жесткий элемент нагружается сильнее, что также моделирует условия работы натурных конструкций. Анодированные образцы без прокладки и с прокладкой толщиной 0,3 мм, что соответствует монтажным напряжениям в расчетном сечении (внутренний болт)  $\sigma_m = 8...10$  кгс/мм<sup>2</sup>, после экспозиции в термостате конвективного теплообмена при температуре 175 °С в течение 168 ч (эквивалентных по параметру Ларсона–Миллера 20 000 ч выдержки при нормальной температуре) были испытаны на уровне  $\sigma_{max} = 16$  кгс/мм<sup>2</sup>,  $\sigma_{min} = 4$  кгс/мм<sup>2</sup> с частотой циклического нагружения  $f = 10$  Гц. Отмечено снижение усталостной долговечности исходных образцов в 1,9 раза, образцов с прокладкой – в 1,3 раза.

**Характеристика образцов для исследования влияния монтажных напряжений на выносливость**

Образец			Деталь					
Обозначение	Технологические параметры	Количество	Позиция	Наименование	Материалы	Размеры, мм	Количество, шт	
							на поз.	всего
Тип 1	Без зазора $h_1 = 0$ $\sigma_m = 0$	75	1	Пластина	Д16АТ	340×36×5	1	75
			2	Накладка	Д16АТ	340×36×4	1	75
Тип 2	С зазором $h_2 = 0,3$	72	1	Пластина	Д16АТ	340×36×5	1	72
			2	Накладка	Д16АТ	340×36×4	1	72
			3	Прокладка	Д16АТ	20×36×03	1	72
Тип 3	С зазором $h_3 = 0,8$	72	1	Пластина	Д16АТ	340×36×5	1	72
			2	Накладка	Д16АТ	340×36×4	1	72
			3	Прокладка	Д16АТ	20×36×08	1	72

Аналогичные по конструкции образцы, изготовленные 10 лет назад, были испытаны на усталость после выдержки в нормальных условиях в течение прошедшего с тех пор времени (88 000 ч). Часть их предварительно была подвергнута воздействию повышенной температуры. После 10-летней выдержки усталостные характеристики образцов снизились в 1,5...2,0 раза. Дополнительная термоэкспозиция значительно (в 2,5...3,0 раза) уменьшает сопротивление усталости всех образцов.

Используя принцип суперпозиции и считая, что термоэкспозиция не оказала существенного влияния на свойства материала Д16АТ, можно выразить долговечность образца без прокладок  $N_{ТЭ}$  и образца с прокладкой  $N_{ТЭ}^H$  после термоэкспозиции через исходные долговечности  $N_0$  и  $N_0^H$  с помощью коэффициентов, учитывающих влияние температуры на осевой натяг в зоне постановки крепежа  $K_{ТЭ}^H$  и на величину (релаксацию) монтажных напряжений в расчетном сечении  $K_{ТЭ}^M$ :

$$N_{ТЭ} = K_{ТЭ}^H \cdot N_0, \quad (1)$$

$$N_{ТЭ}^M = K_{ТЭ}^H \cdot K_{ТЭ}^M \cdot N_0^M, \quad (2)$$

откуда

$$K_{ТЭ}^H = N_{ТЭ} / N_0, \quad (3)$$

$$K_{ТЭ}^M = N_{ТЭ}^M / N_0^M \cdot K_{ТЭ}^H. \quad (4)$$

Долговечность исходных образцов после 10-летней выдержки в нормальных условиях

$$N_{\tau} = K_{\tau}^H \cdot N_0, \quad (5)$$

после предварительной термоэкспозиции и последующей 10-летней выдержки

$$N_{ТЭ\tau}^M = K_{ТЭ}^H \cdot K_{\tau}^H \cdot N_0. \quad (6)$$

Аналогично для образцов с монтажными напряжениями

$$N_{\tau}^M = K_{\tau}^H \cdot K_{\tau}^M \cdot N_0^M, \quad (7)$$

$$N_{ТЭ\tau}^M = K_{\tau}^H \cdot K_{\tau}^M \cdot K_{ТЭ}^H \cdot K_{ТЭ}^M \cdot N_0^M. \quad (8)$$

Здесь коэффициент  $K_{\tau}^H$  учитывает изменение величины натяга в болтовом соединении со временем, коэффициент  $K_{\tau}^M$  – влияние временных выдержек на величину монтажных напряжений.

Используя экспериментальные данные, из выражения (3) получаем

$$K_{ТЭ}^H = 71\,432 / 135\,348 = 0,53,$$

из выражения (4)

$$K_{ТЭ}^M = 74\,168 / 95\,810 \cdot 0,53 = 1,46.$$

Из выражения (5) имеем

$$K_{\tau}^H = 74\,509 / 135\,348 = 0,55,$$

из выражения (7)

$$K_{\tau}^M = 62\,991 / 95\,810 \cdot 0,55 = 1,19.$$

С помощью полученных коэффициентов можно рассчитать долговечность образца с монтажными напряжениями после предварительной термоэкспозиции и выдержки в нормальных условиях по формуле (8):

$$N_{ТЭ\tau}^M = 0,55 \cdot 1,19 \cdot 0,53 \cdot 1,46 \cdot 95\,810 = \\ = 50\,645 \text{ циклов.}$$

По данным эксперимента  $N_{ТЭ\tau}^M = 40\,400$  циклов.

Анализ результатов, проведенный с использованием изложенной методики, показывает, что коэффициенты удовлетворительно оценивают качественно и количественно влияние эксплуатационных факторов на усталостную долговечность образцов с монтажными напряжениями. Следует учесть, что чем выше монтажные напряжения, осевые, радиальные натяги, тем большее влияние оказывают на них (а значит, и на долговечность) экспозиции.

Если коэффициент меньше 1, то действие соответствующего фактора на долговечность отрицательно. Чем коэффициент больше 1, тем существеннее положительное влияние эксплуатационного воздействия [2; 3].

В элементах конструкций с болтовыми и заклепочными соединениями можно ликвидировать вредное влияние монтажных напряжений путем следующих воздействий:

- хотя бы одноразовой термоэкспозицией с последующей затяжкой болтов (опрессовкой заклепочного соединения) для конструкций с  $K_{ТЭ}^H \cdot K_{ТЭ}^M > 1$ ;
- циклическим нагревом с подтяжкой соединения после каждого цикла или длительной термоэкспозицией с периодической затяжкой болтов (опрессовкой заклепок) для конструкций с  $K_{ТЭ}^H \cdot K_{ТЭ}^M \leq 1$ ,  $K_{\tau}^M > 1$ .

Таким образом, конструкции с  $K_{ТЭ}^M < 1$  улучшению не подлежат.

Результаты испытаний подтверждают вывод о сложном действии остаточных напряжений на напряженно-деформированное состояние конструкции в процессе статического и циклического нагружения при эксплуатации.

Так, в процессе релаксации натягов и монтажных напряжений в болтовых соединениях при длительном или достаточно интенсивном нагреве произошло выравнивание полей напряжений в исходных образцах и образцах с прокладкой, что в конечном счете обусловило практически равную долговечность соединений.

Анализ полученных в эксперименте значений коэффициента  $K_{ТЭ}^M = 1,46$ , учитывающего воздействие температуры на величину (релаксацию) монтажных напряжений в расчетном сечении, и коэффициента  $K_{\tau}^M = 1,19$ , учитывающего воздействие временных выдержек на величину монтажных напряжений, показывает, что недельная выдержка при повышенной температуре снижает отрицательное влияние монтажных напряжений на сопротивление усталости соединения почти в полтора раза за счет их интенсивной релаксации. Временная выдержка продолжительно-

стью 10 лет меньше сказалась на величине остаточных напряжений, усталостная долговечность соединения выросла примерно на 20 %. Если в первом приближении воспользоваться линейной аппроксимацией реологических эффектов, можно для сравниваемых временных интервалов получить эквивалент температурного воздействия на остаточные напряжения по критерию остаточной усталостной долговечности: выдержка продолжительностью 10 лет оказывает такое же влияние на снижение уровня остаточных напряжений в соединении, как и термоэкспозиция при температуре 175 °С в течение 70 ч (примерно трое суток).

Эти выводы применимы также для оценки снижения положительного эффекта упрочнения методом пластического деформирования в отношении

сопротивления усталости элементов летательных аппаратов.

#### Библиографические ссылки

1. Трощенко В. Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении. Киев : Наукова Думка, 1981.
2. Хардрат Г. Ф., Науманн Ю. С. Испытания образцов алюминиевого сплава на усталость при варьировании амплитуды нагрузки // Усталость и выносливость металлов ; под ред. Ужика. М. : Машиностроение, 1963. С. 339–355.
3. Харри Р., Жубер Ф., Гомаа А. Определение истинного предела выносливости неразрушающим методом по испытаниям одного образца // Теоретические основы инженерных расчетов. 1981. № 1. С. 72–77.

V. A. Lavrenov, A. V. Katsura

### INFLUENCE OF THERMAL EXPOSURE AND PERIOD OF RUNNING ON LIFE CYCLE OF AN AIRFRAME

*Endurance of the main parts of an airframe is estimated according to life cycle of the parts with stress concentrators, operating under repetitively applied deformations of expansion and expansion – shrinking. The main damage to the structure material is caused by extension loads*

*Keywords: deformation, durability, thermal exposure.*

© Лавренов В. А., Кацура А. В., 2012

УДК 621.396.946

В. И. Лавров, А. В. Кузовников, В. Г. Сомов

### МЕТОДИКА АНАЛИЗА РАДИОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОДНОРЕФЛЕКТОРНОЙ ГИБРИДНО-ЗЕРКАЛЬНОЙ АНТЕННЫ СО СМЕЩЕННЫМ РЕФЛЕКТОРОМ

*Проанализированы математические соотношения для описания геометрии гибридно-зеркальной антенны со смещенным рефлектором. Предложены механизмы оценки главной и кроссполаризационной составляющих поля в плоскости антенной решетки (АР) в режиме приема плоской волны, методика, позволяющая рассчитывать энергетические характеристики однозеркальной гибридно-зеркальной антенны со смещенным рефлектором при возбуждении ее плоской антенной решеткой, состоящей из излучателей с круговой и линейной поляризацией излучения.*

*Ключевые слова: крупногабаритные антенны, методика анализа радиотехнических характеристик антенны, программно-методическое обеспечение.*

Рассмотрим гибридную зеркальную антенну (ГЗА), которая состоит из смещенного параболического рефлектора и облучающей антенной решетки (АР) (рис. 1). Рефлектор представляет собой вырезку из осесимметричного параболического зеркала, ось симметрии которого совпадает с осью  $OZ$  системы  $XYZ$ . Вырезка рефлектора осуществлена эллиптическим цилиндром, ось которого смещена относительно оси  $OZ$  на величину  $X_{ОВ}$ .

Облучающая антенная решетка может быть плоской или криволинейной. Однако при этом предпола-

гается, что нормали к плоскости раскрыва всех излучателей параллельны и образуют угол  $\Psi_{АР}$  с осью рефлектора.

Для определения положения облучающей АР ГЗА, зон возбуждения антенной решетки, соответствующих различным положениям диаграммы направленности (ДН) антенны в секторе сканирования, предварительно проводится анализ поля в области фокусировки рефлектора при падении на него плоской волны.