

УДК 539.3

Н.Н. Беклемишев, Н.Г. Бураго, А.Б. Журавлев, И.С. Никитин

**АЭРОУПРУГИЙ АНАЛИЗ ЭЛЕМЕНТОВ
КОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРА**

ВЕСТНИК МАИ. 2011. Т. 18. N. 5. С. 49-61.

Беклемишев Нил Нилович, заведующий кафедрой МАТИ – Российского государственного технологического университета им. К.Э. Циолковского, д.ф.-м.н., профессор.

Ул. Оршанская, 3; г. Москва, 121552; тел.: (495) 417-99-04; e-mail: nnbeklem@mati.ru

Beklemishev Nil N., head of department of MATI - Russian State University of Aviation Technology named after K. Tsiolkovsky, Doctor of Physics and Mathematics Science, professor.

Orshanskaya Street, 3, Moscow, Russian Federation, 121552; phone: +7 (495) 417-99-04; e-mail: nnbeklem@mati.ru

Бураго Николай Георгиевич, ведущий научный сотрудник Института проблем механики РАН имени А.Ю. Ишлинского, д.ф.-м.н., профессор.

Пр. Вернадского, 101; г. Москва, 119526; тел.: (495) 434-41-35; e-mail: buragong@yandex.ru

Burago Nikolay G., leading researcher of Institute for Problems in Mechanics RAS named after A. Ishlinsky, Doctor of Physics and Mathematics Science, professor.

Vernadskogo av., 101, Moscow, Russian Federation, 1119526; phone: +7 (495) 434-41-35; e-mail: buragong@yandex.ru

Журавлев Алексей Борисович, старший научный сотрудник Института проблем механики РАН имени А.Ю. Ишлинского, к.ф.-м.н.

E-mail: zhuravlev.alex2010@yandex.ru

Zhuravlev Alexey A., senior researcher of Institute for Problems in Mechanics RAS named after A. Ishlinsky.

E-mail: zhuravlev.alex2010@yandex.ru

Никитин Илья Степанович, профессор кафедры физики МАТИ – Российского государственного технологического университета им. К.Э. Циолковского, д.ф.-м.н.

E-mail: i_nikitin@list.ru

Nikitin Ilya S., professor of MATI - Russian State University of Aviation Technology named after K. Tsiolkovsky, Doctor of Physics and Mathematics Science.

E-mail: i_nikitin@list.ru

Аннотация: В трехмерной постановке численно исследованы зоны концентрации напряжений в окрестности соединения диска и лопаток компрессора ГТД при различных контактных условиях с учетом аэроупругого эффекта взаимной зависимости деформаций лопаток и действующих нагрузок.

Ключевые слова: концентрация напряжений, центробежная нагрузка, аэродинамическая нагрузка, диск и лопатки компрессора, метод конечных элементов.

N.N. Beklemishev, N.G. Burago, A.B. Zhuravlev, I.S. Nikitin

AEROELASTIC ANALYSIS OF THE ELEMENTS OF COMPRESSOR'S STRUCTURE

Annotation: Stress concentration zones near the GTE disk and blades junction are investigated numerically using various contact conditions. Aeroelastic effect of centrifugal and aerodynamic loads dependence on blade deformation is taken into account.

Keywords: stress concentration, centrifugal loads, aerodynamic loads, disk and blades of compressor, finite element method.

1. Введение

Эксперименты и исследования последствий летных происшествий показывают [1], что очень часто зарождение усталостных трещин происходит в зонах концентрации напряжений в окрестности соединения «ласточкин хвост» лопаток и диска в его ободной части (Рис. 1).

Для расчета прочности дисков развиты приближенные методы, основанные на интегральной оценке силовых, моментных факторов в условиях упругости, пластичности и ползучести [2,3,4]. В рамках этого подхода на основе МКЭ в [5], рассчитана окрестность контактной зоны «елочного» замка диска турбины, в [6] определены зоны максимальных напряжений в диске компрессора под действием центробежных нагрузок, в [7] исследовано влияние концентратора в диске на рост усталостной трещины.

Для дальнейшего уточнения напряженно-деформированного состояния (НДС) и зон возможного разрушения следует учитывать контактные взаимодействия между диском, лопатками и фиксирующими штифтами, а также взаимную зависимость аэродинамического давления и деформаций системы.

Современные прикладные пакеты программ в принципе обеспечивают решение связанных трехмерных задач газодинамики и механики деформируемого твердого тела. Препятствием на пути реализации таких решений является недостаточное быстродействие ЭВМ. Поэтому в настоящей работе используется промежуточный уточненный подход к

решению. А именно, трехмерный анализ НДС контактной системы диска и лопаток компрессора выполняется численно с помощью конечно-элементного пакета программ Cosmos/SolidWorks [8], а распределенные аэродинамические нагрузки определяются приближенно аналитически с использованием классических решений [9] об обтекании решетки пластинок под произвольным углом атаки, полученных методами ТФКП на основе гипотезы изолированного профиля [10]. При этом учитывается взаимовлияние деформаций лопаток и аэродинамических нагрузок. Подробное описание этого подхода приведено в [11].

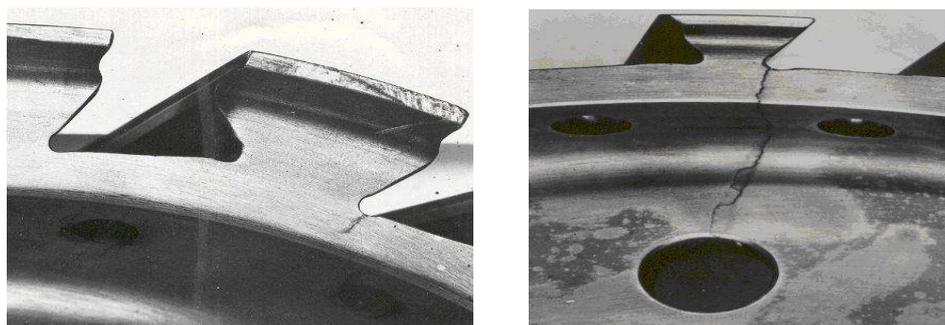


Рис. 1. Усталостные трещины в соединении “ласточкин хвост”

В настоящей работе учтено влияние дополнительных элементов конструкции компрессоров ГТД – так называемых бандажных полок, которые значительно ограничивают возможности изгиба и кручения лопаток. Определены зоны максимальных растягивающих главных напряжений и ориентация плоскостей, в которых они действуют, то есть определены места возможного зарождения усталостных трещин и их ориентация. Выявлены контактные условия, обеспечивающие улучшенное

соответствие расчетных и экспериментальных данных. С использованием рассчитанного напряженного состояния и моделей многоосного усталостного разрушения с повреждаемостью получены оценки долговечности диска компрессора.

2. Постановка задачи

Напряженно-деформированное состояние контактной системы диск-лопатка определяется системой уравнений [12]:

$$\rho d\mathbf{v} / dt = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \rho \mathbf{g}$$

$$d\boldsymbol{\sigma} / dt = \lambda(\mathbf{e} : \mathbf{I})\mathbf{I} + 2\mu\mathbf{e} \quad (1)$$

$$\mathbf{e} = (\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T) / 2$$

$$d\mathbf{u} / dt = \mathbf{v}$$

где записаны уравнения движения, продифференцированный по времени закон упругости Гука и кинематические соотношения, связывающие скорость деформации \mathbf{e} , векторы перемещения \mathbf{u} и скорости \mathbf{v} . Отметим, что λ и μ - константы упругости Лямэ, $\boldsymbol{\sigma}$ - тензор напряжений Коши, $\rho \mathbf{g}$ - центробежная сила, ρ - плотность.

Граница области решения V представлена объединением частей границы трех типов $S = S_p \cup S_v \cup S_c$, на которых заданы внешние нагрузки, скорости и условия контакта, соответственно. Для границ S_p и S_v условия имеют вид

$$t \geq 0, \mathbf{x} \in S_p : \sigma_n = (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \cdot \mathbf{n} = p_n^*, \quad \sigma_{n\alpha} = (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \cdot \boldsymbol{\tau}_\alpha = T_\alpha^* \quad (2)$$

$$t \geq 0, \mathbf{x} \in S_v : \mathbf{v} = \mathbf{v}_*$$

где \mathbf{n} и $\boldsymbol{\tau}_\alpha$ ($\alpha=1,2$) – орты нормали и касательных к границе, величины со звездочками полагаются заданными. При аэродинамических поверхностных нагрузках $T_\alpha^*=0$, p_n^* - аэродинамическое давление.

Контактные условия различных типов задаются на контактных поверхностях S_c . При записи контактных условий скачки касательных скоростей и нормальных смещений обозначены $[\mathbf{v}_{\alpha\alpha}]$ ($\alpha=1,2$) и $[u_n]$, считается, что нормальные и касательные напряжения непрерывны на контактных границах $[\sigma_n]=[\sigma_{n\alpha}]=0$, полагается, что коэффициент трения q не зависит от направления касательной и неотрицателен.

Контактные условия проскальзывания с трением имеют вид

$$t \geq 0, \mathbf{x} \in S_c : \sigma_n < 0, |\sigma_{n\alpha}| < q|\sigma_n|, [\mathbf{v}_{\alpha\alpha}] = 0, [u_n] = 0$$

для трения покоя и

$$t \geq 0, \mathbf{x} \in S_c : \sigma_n < 0, \sigma_{n\alpha} = q|\sigma_n|[\mathbf{v}_{\alpha\alpha}]/\|\mathbf{v}_{\alpha\alpha}\|, [\mathbf{v}_{\alpha\alpha}] \neq 0, [u_n] = 0 \quad (3)$$

для трения скольжения. Здесь ($\alpha=1,2$) и при $q=0$ имеем случай проскальзывания без трения (гладкий контакт).

Контактные условия при отлипании имеют вид

$$t \geq 0, \mathbf{x} \in S_c : [u_n] \geq 0, \sigma_{n\alpha} = \sigma_n = 0 \quad (\alpha=1,2) \quad (4)$$

Контактные условия с полным сцеплением (идеальный контакт) имеют вид:

$$t \geq 0, \mathbf{x} \in S_c : [\mathbf{u}] = [\sigma_n] = [\sigma_{n\alpha}] = 0 \quad (\alpha=1,2) \quad (5)$$

Начальные условия принимаются в виде

$$t=0, \mathbf{x} \in V : \mathbf{u}=0, \mathbf{v}=0, \boldsymbol{\sigma}=0 \quad (6)$$

3. Расчет аэродинамической нагрузки

Для расчета напряженно-деформированного состояния рассматриваемой контактной системы диска и лопаток компрессора необходимо задать аэродинамические нагрузки, действующие на поверхность вращающихся лопаток в набегающем потоке. Для наших целей аналитического определения распределенных аэродинамических нагрузок на лопатки и введения их в расчетную схему, примем ряд упрощающих гипотез.

Распределенная нагрузка на лопатку в решетке. Для расчета обтекания решетки лопаток под углом атаки α потоком идеального несжимаемого газа примем гипотезу изолированного профиля [10]. Сечение лопатки с переменной круткой будем считать пластинкой длины $2a$.

Примем обозначения: v_∞ , p_∞ и ρ - скорость, давление и плотность газа на бесконечности, x - координата точек пластинки, $|x| \leq a$.

Задача обтекания решетки пластинок с периодом d в общем виде решена в [9].

На основе комплексного потенциала течения можно получить формулу для квадрата скорости обтекания:

$$v_\pm^2 = v_\infty^2 g_\pm(\varphi)$$

где $\varepsilon = th\left(\frac{\pi a}{2d}\right)$, $\cos \varphi = cth(\pi a/d)th(\pi x/d)$,

$$g_{\pm}(\varphi) = \left[\left(1 - \frac{4\varepsilon}{(1+\varepsilon)^2} \sin^2 \alpha \right) + \left(1 - \frac{2(1+\varepsilon^2)}{(1+\varepsilon)^2} \sin^2 \alpha \right) \cos \varphi \pm \frac{2(1-\varepsilon)}{(1+\varepsilon)} \sin \alpha \cos \alpha \sin \varphi \right] / (1 + \cos \varphi)$$

Знак (+) в этой формуле относится к верхней стороне пластинки, знак (-) к ее нижней стороне. Подставляя эти выражения в формулу для квадрата скорости v_{\pm}^2 , используя формулу Бернулли, получим выражение для распределения давления p_{\pm} на обеих сторонах пластинки в решетке:

$$p_{\pm} = p_{\infty} + \rho v_{\infty}^2 (1 - g_{\pm}(\varphi)) / 2$$

Окончательная формула для разности давлений Δp на разных сторонах пластинки в решетке будет выглядеть следующим образом:

$$\Delta p = \rho v_{\infty}^2 \exp(-\pi a / d) \sin 2\alpha \sqrt{\operatorname{sh} \frac{\pi(a-x)}{d} / \operatorname{sh} \frac{\pi(a+x)}{d}}$$

При $d \rightarrow \infty$ формула для решетки пластинок переходит в формулу для одной пластинки [9]: $\Delta p = \rho v_{\infty}^2 \sin 2\alpha \sqrt{(a-x)/(a+x)}$.

Рассмотрим вопрос об угле атаки сечения лопатки вращающегося диска с переменной круткой $\gamma(r)$ каждого сечения, где r - радиальная координата сечения.

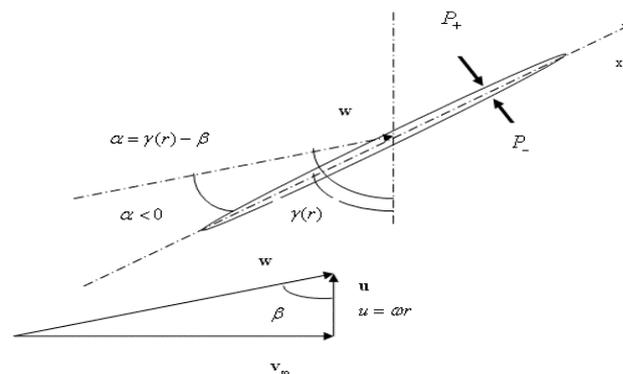


Рис. 2. Схема обтекания сечения лопатки

Схема обтекания сечения лопатки показана на Рис.2. Примем обозначения: ω - частота вращения диска, x - локальная продольная координата хорды сечения, β - угол между окружной составляющей скорости и результирующим вектором скорости, $w = \sqrt{v_\infty^2 + \omega^2 r^2}$ - модуль результирующей скорости. Локальный угол атаки сечения, очевидно, будет равен: $\alpha(r) = \gamma(r) - \arctg(v_\infty / \omega r)$. Локальный шаг решетки будет равен: $d = 2\pi r / n$, где n - число лопаток на диске.

С учетом этих связей выпишем окончательные формулы для перепада давлений в случае обтекания решетки пластин. Поскольку полученные решения из-за острой передней кромки содержат особенность при $x = -a$, для снятия этой особенности введем в формулы малый радиус скругления передней кромки δ .

Для перепада давлений на поверхности лопатки в решетке можно выписать явную зависимость:

$$\Delta p(r, x) = \rho (v_\infty^2 + \omega^2 r^2) \exp(-an/2r) \sin 2\alpha(r) \sqrt{\operatorname{sh} \frac{n(a-x)}{2r} / \operatorname{sh} \frac{n(a+x+\delta)}{2r}} \quad (7)$$

Сжимаемость газа можно учесть введением множителя Прандтля-Глауэрта $1/\sqrt{1-M^2}$, где M - число Маха набегающего потока, $M = w/c = \sqrt{v_\infty^2 + \omega^2 r^2} / c$, c - скорость звука:

$$p_\pm^e(r, x) = p_\pm(r, x) / \sqrt{1-M^2}, \quad \Delta p^e(r, x) = \Delta p(r, x) / \sqrt{1-M^2} \quad (8)$$

Приведенные формулы справедливы при выполнении условия дозвукового обтекания $\sqrt{v_\infty^2 + \omega^2 r^2} < c$ для любого сечения лопатки и

использовались для определения распределенных аэродинамических давлений на лопатки при расчете напряженно-деформированного состояния рассматриваемой контактной системы, подробный вывод (7) сделан в [11].

4. Расчетная модель контактной системы

Геометрическая модель системы, построенная средствами программного комплекса [8], состоит из нескольких элементов, составляющих «сборку» - собственно диск, набор лопаток с бандажными полками (см. Рис. 3). Условия на контактных поверхностях допускают скольжение и отлипание, поэтому геометрическая модель включает также цилиндрический фиксирующий штифт, ограничивающий смещения лопатки (реальный элемент конструкции).

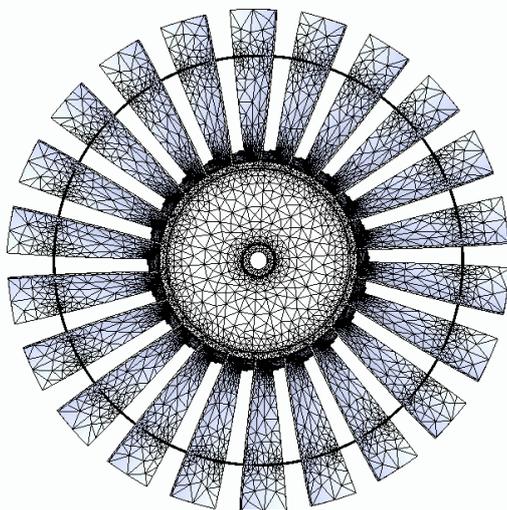


Рис. 4. Полная геометрическая КЭ-модель

Концентрация напряжений в окрестности соединения «ласточкин хвост» приводит к необходимости значительного сгущения расчетной сетки в этой области. Оценки показывают, что расчет полномасштабной модели диска с полным набором лопаток и с достаточной степенью сгущения, а также с учетом значительного времени обработки каждого контактного условия не может быть выполнен с использованием **персонального компьютера**. В то же время при рассмотрении сектора диска с единственной лопаткой остаются неизвестными граничные условия на его боковых поверхностях, так как в силу разворота лопаток относительно оси вращения и самого вращения задача не является осесимметричной. **Поэтому была** создана сетка с умеренным сгущением для полной модели (Рис.4). Количество элементов $\sim 2 \cdot 10^5$. В дальнейшем для задачи на секторе диска с сильным сгущением сетки в качестве условий на боковых поверхностях использовались перемещения, полученные из расчета на полной модели

Конечно-элементная сетка показана на Рис. 5. Сетка значительно сгущена в окрестности ожидаемых концентраторов напряжений. Общее количество элементов не превосходит 100000, что вполне приемлемо для проведения расчетов на персональном компьютере. Свойства материалов диска (титановый сплав) – $E=120\text{Гпа}$, $\nu = 0.32$, $\rho = 4370 \text{ кг/м}^3$, лопаток (алюминиевый сплав) - $E=69\text{Гпа}$, $\nu = 0.33$, $\rho = 2700 \text{ кг/м}^3$, фиксирующих штифтов (сталь) - $E=207\text{Гпа}$, $\nu = 0.27$, $\rho = 7860 \text{ кг/м}^3$.

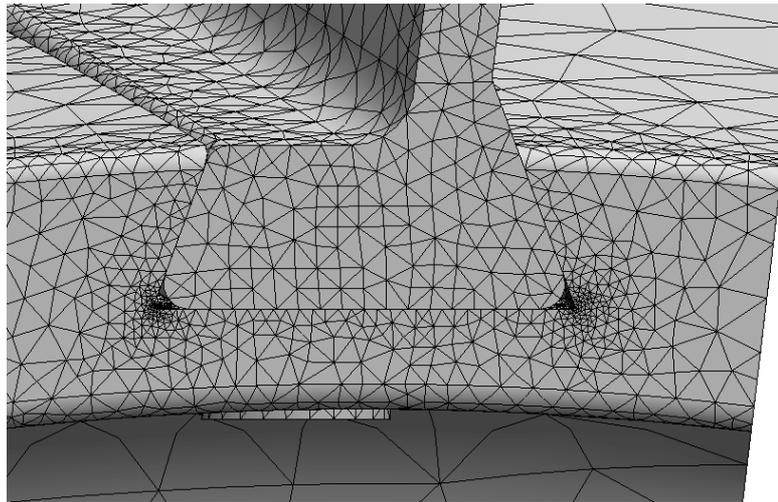


Рис. 5. Расчетная сетка.

Исследовались различные условия на контактных границах. Применялись упрощенные условия идеального контакта (полного сцепления) и общие условия, допускающие переменную зону контакта, отлипание, проскальзывание и трение.

Принимались следующие параметры расчета напряженно-деформированного состояния диска компрессора ГТД, оснащенного лопатками. Угловая скорость вращения $\omega = 314$ рад/с (3000 об/мин). Скоростной напор на бесконечности $\frac{1}{2}\rho \cdot V^2 = 26000$ н, что соответствует скорости потока 200 м/с при плотности 1.3 кг/м³. Давление на лопатки принимается равным дополнительному давлению, формулы для определения которого приведены выше.

Расчет проводился в два этапа. На первом этапе на грубой сетке при упругом поведении материала рассчитывались деформации целого диска компрессора вместе с лопатками (Рис. 4), в результате определялись

перемещения на границе сектора диска с одиночной лопаткой (Рис. 3). На втором этапе проводился уточненный расчет сектора диска с одной лопаткой на измельченной сетке при заданных граничных перемещениях, рассчитанных на первом этапе. В расчетах учитывались цилиндрические штифты, фиксирующие соединение каждой лопатки с диском, и бандажные полки (Рис. 3).

Взаимовлияние аэродинамических нагрузок и деформированного состояния лопаток принималось во внимание на обоих этапах в итерационном процессе поочередного уточнения нагрузок и деформированного состояния. Расчеты показывают, что для достижения приемлемой точности порядка 1% требуется 3-4 итерации. Уточнение величины нагрузки приводит к уменьшению перемещений и, таким образом, к меньшему изгибу лопатки. Эффект взаимовлияния деформации лопаток и аэродинамической нагрузки становится более заметным при более высоких скоростях обтекания, угловых скоростях вращения и при больших углах разворота основания лопаток относительно оси вращения.

Проведены исследования влияния фиксирующих штифтов и бандажной полки (Рис. 3) на напряженно-деформированное состояние диска и лопаток. Концентрация напряжений на контактных границах со штифтами невелика. Бандажная полка повышает жесткость рассматриваемой системы и уменьшает отклонения лопаток набегающим потоком газа.

Рассмотрим влияние условий контакта на решение задачи о диске с лопатками, вращающемся в набегающем потоке. Сравним два случая: первый

– условие полного сцепления (идеальный контакт) и второй – малое трение ($k = 0.1$) при сжимающих нормальных напряжениях с возможностью отлипания (контакт не выдерживает растягивающих напряжений).

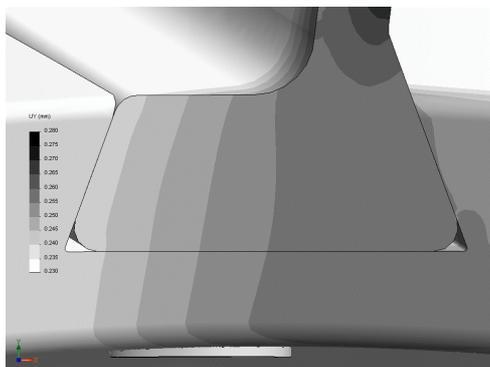


Рис. 6. Вертикальное перемещение.
Полное сцепление.

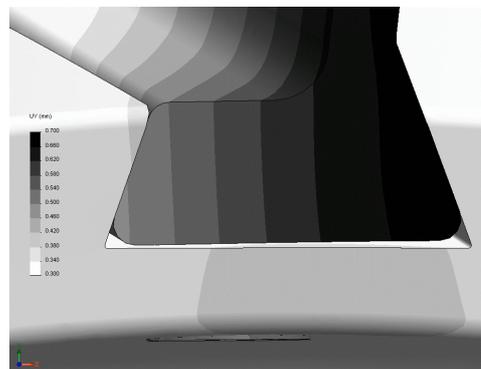


Рис. 7. Вертикальное перемещение.
Условия малого трения.

На Рис. 6-7 изображены распределения вертикального перемещения в окрестности контактной границы у основания лопатки при условиях полного сцепления и при условиях малого трения, соответственно.

При условии полного сцепления перемещения непрерывны на границах лопатки и диска, детали деформируются как единое целое. При малом трении (Рис. 7) на контактной границе виден скачок перемещений, материал диска остается слабодеформированным, в основании лопатки имеют место значительные градиенты перемещений. При «отлипании» появляется возможность расхождения берегов контакта на подошве и проявляется тенденция поворота основания против часовой стрелки внутри выреза. В окрестности левого нижнего угла мы имеем близко расположенные

концентраторы растяжения (раскрытие угла выреза) и сжатия (точка, вокруг которой поворачивается основание)

На Рис. 8-9 изображены распределения максимального главного напряжения в окрестности основания лопатки для условий полного сцепления и малого трения, соответственно. Максимальное главное напряжение в данных задачах является растягивающим. Видно, что при малом трении диск испытывает значительные напряжения в области соединения “ласточкин хвост”.

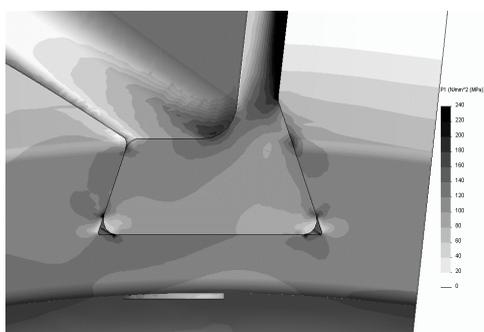


Рис. 8. Максимальное главное напряжение. Полное сцепление.

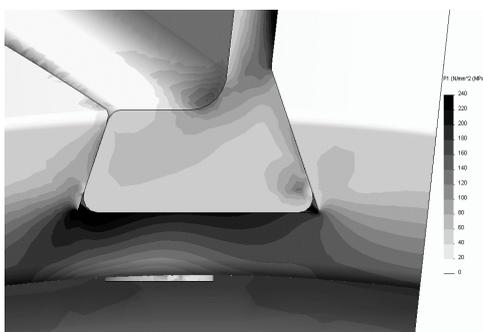


Рис. 9. Максимальное главное напряжение. Малое трение.

Отличия в распределениях напряжений по поверхности контакта заключаются в следующем. При полном сцеплении возникает концентратор в месте контакта левой грани основания лопатки и боковой поверхности выреза в диске. Поскольку условия малого трения допускают проскальзывание и отлипание вдоль поверхностей контакта, концентраторы напряжений в этом случае определяются поворотом основания лопатки внутри выреза.

Зона повышенной концентрации растягивающих напряжений в левом нижнем углу соединения «ласточкин хвост» в случае контакта с малым трением и отлипанием совпадает с расположением усталостной трещины в реальной конструкции, показанной на Рис.1.

На Рис. 10-11 изображены распределения максимального главного напряжения в пазах диска.

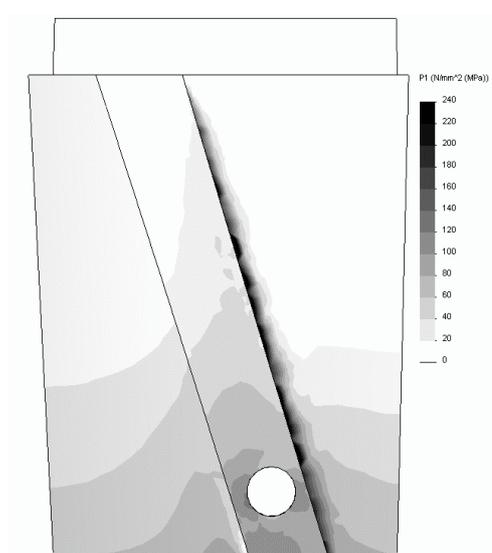


Рис. 10. Максимальное главное напряжение. Полное сцепление.

В условиях полного сцепления сильно нагружена только середина правой кромки паза, здесь материал работает на разрыв из-за изгиба лопатки (Рис. 10).

На Рис. 12-13 изображены распределения максимального главного напряжения в сечении через середину паза диска.

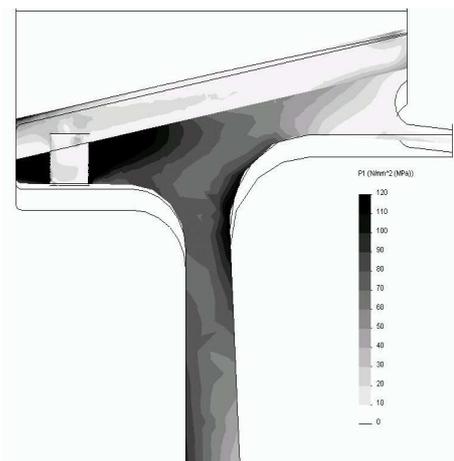


Рис. 13. Максимальное главное напряжение. Малое трение.

Сравнительный анализ двух решений показывает, что при полном сцеплении штифт практически не нагружен, детали удерживаются за счет жесткого контакта. При малом трении детали удерживаются штифтом, около него имеется сильная концентрация напряжений (Рис. 11 и Рис. 13).

Напряжения, рассчитанные при различных контактных условиях, отличаются не только количественно, но и распределяются различным образом. Неправильно поставленное условие контакта может привести к потере важного концентратора.

5. Оценка долговечности в полетных циклах нагружения.

На основе полученных результатов расчета напряжённо-деформированного состояния и моделей многоосного усталостного разрушения определены величины числа полетных циклов N до разрушения диска в окрестности левого угла паза, что соответствует условиям малоциклового усталости (МЦУ).

Предполагается, что циклом многоосного нагружения системы диска и лопаток является полетный цикл нагружения (ПЦН), состоящий в достижении максимальных нагрузок на крейсерской скорости полета воздушного судна и соответствующих угловых скоростях вращения диска компрессора.

В настоящее время существует несколько основных типов критериев и моделей многоосного усталостного разрушения, позволяющих оценить число циклов нагружения образца материала или элемента конструкции до разрушения по напряженному состоянию, по деформированному состоянию [13], или по накопленной повреждаемости. Определение параметров рассматриваемых моделей является непростой экспериментальной задачей. В данной работе будем использовать модели усталостного разрушения с повреждаемостью Лемэтра-Шабоша и Университета Льеж (УЛ) [14-17], так как для титанового сплава Ti-6Al-4V в [14-17] определены все параметры и константы выбранных моделей.

Модель усталостного разрушения с повреждаемостью Лемэтра-Шабоша.

В работах [14-16] предложено дифференциальное уравнение для повреждаемости D , накапливаемой при многоосном циклическом нагружении:

$$\frac{dD}{dN} = \left[1 - (1 - D)^{\beta+1} \right]^{\alpha} \left[\frac{A_{IIa}}{M_0(1 - 3b_2\bar{\sigma})(1 - D)} \right]^{\beta}, \quad \alpha = 1 - a \left\langle \frac{(A_{IIa} - A^*)}{(\sigma_u - \sigma_{VM})} \right\rangle, \quad 0 \leq D \leq 1$$

Интегрирование приводит к результату:

$$N = \frac{1}{(1+\beta)a_M} \left[\frac{(1-3b_2\bar{\sigma})}{A_{IIa}} \right]^\beta \left\langle \frac{(\sigma_u - \sigma_{VM})}{(A_{IIa} - A^*)} \right\rangle \quad (9)$$

с сохраненными обозначениями из [16]:

$$A_{IIa} = 0.5\sqrt{1.5(S_{ij,\max} - S_{ij,\min})(S_{ij,\max} + S_{ij,\min})} \quad , \quad \sigma_{VM} = \sqrt{0.5S_{ij,\max}S_{ij,\min}}$$

$$\bar{\sigma} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{mean} / 3, \quad A^* = \sigma_{10}(1-3b_1\bar{\sigma}), \quad a_M = a / M_0^\beta$$

где $S_{ij,\max}$ и $S_{ij,\min}$ - максимальное и минимальное значение девиатора напряжений в цикле нагружения, $\bar{\sigma}$ - среднее напряжение за цикл

нагружения, для угловых скобок принято обозначение: $\langle X \rangle = 0$ при $X < 0$,

$\langle X \rangle = X$ при $X \geq 0$. Параметры модели для титанового сплава, приведенные в

[16], имеют значения: $\beta = 7.689$, $b_1 = 0.0012$, $b_2 = 0.00085$ 1/МПа, $a_M = 4.1 \cdot 10^{-28}$,

$\sigma_{10} = 395$ МПа, $\sigma_u = 1085$ МПа.

Модель УЛ (Университет Льеж). Эта модель предложена и обоснована в [17]. Проинтегрированное дифференциальное уравнение для повреждаемости в этом случае дает результат:

$$N = \frac{\gamma+1}{C} \left\langle \frac{\sigma_u - \theta \cdot \sigma_{VM}}{A_{IIa} - A^*} \right\rangle f_{cr}^{-(\gamma+1)} \quad (10)$$

где сохранены обозначения из [17]:

$$f_{cr} = \frac{1}{b}(A_{IIa} + a\sigma_H - b), \quad f_{cr} > 0, \quad A^* = \sigma_{-1}(1-3s\sigma_H), \quad \sigma_H = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)_{\max} / 3,$$

σ_H - максимальное значение среднего напряжения за цикл нагружения.

Параметры модели [17] имеют следующие значения: $a=0.467$, $b=220$ МПа, $\gamma=0.572$, $C=7.12 \cdot 10^{-5}$, $\theta=0.75$, $s=0.00105$ 1/МПа, $\sigma_{-1}=350$ МПа, $\sigma_u=1199$ МПа.

Задача состоит в определении долговечности диска N (число ПЦН до разрушения) из соотношений (9-10).

На Рис. 14 для окрестности левого угла контактного соединения диска и лопатки типа «ласточкин хвост» (в зонах максимальной концентрации напряжений) показаны рассчитанные величины числа полетных циклов до разрушения N для модели Лемэтра-Шабоша (Рис. 14-а) и модели УЛ (Рис. 14-б). На Рис. 14-в рассматриваемая окрестность левого угла контактного паза диска выделена сплошной линией. На Рис. 14-а,б по горизонтальной оси отложена безразмерная координата закругления левого угла паза, по вертикальной оси отложена безразмерная координата по глубине паза.

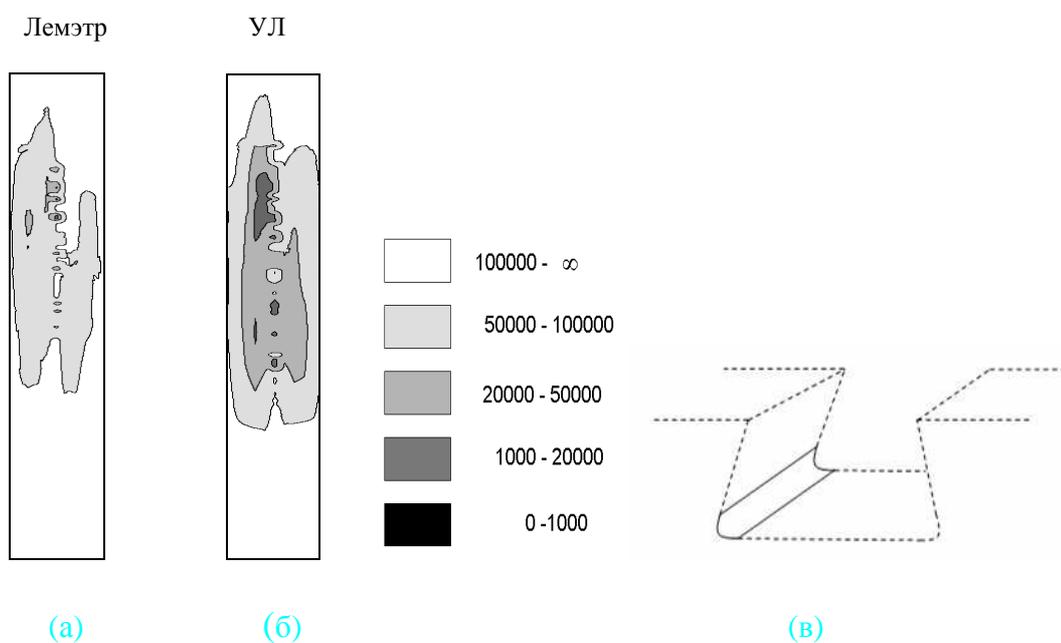


Рис.14. Распределение числа полетных циклов N до разрушения по моделям Лемэтра-Шабоша (а) и Университета Льеж (б) в зоне контакта (в).

По модели Лемэтра-Шабоша получена оценка долговечности дисков ГТД на уровне 20 000 - 50 000 циклов. На основе модели УЛ предсказана возможность усталостного разрушения менее, чем в 20 000 полетных циклов. В целом, обе модели дали сходное расположение зон усталостного разрушения (ближе к тыльной части левого угла паза), что приблизительно соответствует наблюдаемым при эксплуатации [1].

6. Выводы

В данной работе изучены зоны и уровни концентрации напряжений, вызывающие зарождение усталостных трещин, в ободной части диска компрессора ГТД. Созданы трехмерные геометрические модели сложной контактной системы «диск – лопатки - бандажные полки - фиксирующие штифты».

Для уменьшения объема вычислительной работы распределенная аэродинамическая нагрузка определена приближенно аналитически на основе гипотезы «изолированного профиля». На этой основе реализована итерационная процедура учета взаимного влияния деформированного состояния лопаток и аэродинамической нагрузки

Проведены расчеты НДС в диске и лопатках при совместном действии центробежных и аэродинамических нагрузок, при контактных условиях полного сцепления и скольжения с трением и отлипанием. Изучена концентрация напряжений в окрестности соединительных элементов диска,

лопатки и фиксирующего штифта. Наиболее опасными с точки зрения зарождения усталостных трещин, являются окрестности зон контакта диска и лопаток, имеющих вид соединения типа “ласточкин хвост”. Показано, что наилучшее соответствие расчетных и экспериментально наблюдаемых зон концентрации напряжений достигается при контактных условиях трения с учетом возможности отлипания на границах диска и лопаток.

С использованием рассчитанного напряженного состояния и моделей многоосного усталостного разрушения с повреждаемостью получены оценки долговечности диска компрессора.

Данная работа выполнена в рамках реализации ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009-2013 годы и гранта НШ-3288.2010.1.

Литература.

1. Шанявский А.А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. – Уфа: Издательство научно-технической литературы «Монография», 2003. – 802с.
2. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение, 1978. – 247с.
3. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 476с.

4. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2008. – 204с.
5. Meguid S. A., Kanth P. S., Czekanski A. Finite element analysis of fir-tree region in turbine discs // Finite Elements in Analysis and Design. – 2000. – Vol. 35, Issue 4. – P. 305-317.
6. Wen Xue Qian, Li Yang Xie, Xiao Wei Yin. Finite Element Analysis of a Compressor Disk // Journal Advanced Materials Research. – 2010. – Vol. 118-120, Vol: Materials and Product Technologies II. – P. 49-53.
7. Zhuang W. Z. Prediction of crack growth from bolt holes in a disc // Int. Journal of Fatigue. – 2000. – Vol. 22. – P.241-250.
8. Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 799с.
9. Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика. Ч.1. – М.: Физматгиз, 1963. – 584с.
10. Мхитарян А.М. Аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1976. – 447с.
11. Бураго Н.Г., Журавлев А.Б., Никитин И.С., Юшков В.С. Исследование напряженного состояния элементов конструкции ГТД. М.: ИПМех РАН, 2010, Препринт №959, 32с.
12. Бураго Н.Г., Кукуджанов В.Н. Обзор контактных алгоритмов.//Изв. РАН МТТ. – 2005. – №1. – С.45-87.

13. Meggiolaro M.A., Miranda A.C., de Castro J. Comparison among fatigue life prediction methods and stress-strain models under multiaxial loading. Proceedings of 19th Int. Congress of Mech. Eng. 2007. Brasilia, DF.
14. Lemaitre J., Chaboche J.L. Mechanics of solid materials. Cambridge University Press. 1994. 582p.
15. Chaboche J.L., Lesne P.M. Non-linear continuous fatigue damage model.// Fatigue and fracture of eng. materials and structures. 1988. V.11. N1. Pp.1-17.
16. Marmi A.K., Habraken A.M., Duchene L. Multiaxial fatigue damage modeling at macro scale of Ti6Al4V alloy.// Int. J. of fatigue. 2009. V. 31. Pp. 2031-2040.
17. Marmi A.K., Habraken A.M., Duchene L. Multiaxial fatigue damage modeling of Ti6Al4V alloy. Proc. 9 Int. Conf. of Multiaxial Fatigue and Fracture (ICMFF9). Parma, Italy. 2010. Pp.559-567.