

кладные инженерные расчеты можно выполнять на основе линейного закона [7].

В заключение необходимо отметить, что при нестационарном нагружении деталей в эксплуатации уровни действующих напряжений при многоциклового усталости оказываются существенно ниже исходного предела выносливости и закономерности суммирования усталостных повреждений используются при подобном преобразовании спектра действующих нагрузок для возможности определения запаса прочности по напряжениям, а также в связи со снижением сопротивления усталости детали в эксплуатации (коррозионно-эрозионное повреждение, механические повреждения, изменение свойств от воздействия температуры) при многоциклового усталости для назначения сроков регламентных осмотров [1].

Весьма актуальными являются вопросы суммирования повреждений при малоциклового усталости для определения запаса по долговечности (по числу циклов N) в связи с назначением эксплуатационного ресурса.

Л и т е р а т у р а

1. Серенсен С. В., Когаев В. П., Козлов Л. А., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1975.
2. Биргер И. А. Вероятность разрушения, запасы прочности и диагностики.— В кн.: Проблемы механики твердого деформируемого тела. Л., 1970.
3. Прочность при нестационарных режимах нагрузки: сб. /Под ред. С. В. Серенсена. Киев: АН УССР, 1961.
4. Балашов Б. Ф., Козлов Л. А. Критерии сопротивления усталости при нестационарной нагруженности.— Проблемы прочности, 1974, № 1.
5. Биргер И. А. Детерминированные и статистические модели суммирования повреждений.— Проблемы прочности, 1978, № 11.
6. Серенсен С. В., Когаев В. П. Долговечность деталей машин с учетом вероятности разрушения при нестационарном переменном нагружении.— Вестник машиностроения, 1966, № 1.
7. Болотин В. В., Ермоленко А. Ф. Суммирование усталостных повреждений и статистический разброс прочности.— Машиноведение, 1979, № 1.

УДК 621.438-226.001.24

В. Н. Альперт, Н. А. Филиппова

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ И ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТЫ ТУРБИННОГО ДИСКА

При проектировании турбинных дисков учет многорежимности и цикличности нагружения обычно проводят предварительным увеличением запасов статической прочности. В последующем

поверочным расчетом уточняют запасы циклической прочности и запасы долговечности с учетом многорежимности и, в случае необходимости, повторяют проектирование по скорректированным соответствующим образом статическим запасам. Даже будучи автоматизированным, этот итеративный процесс получается достаточно длительным. В данной работе предлагается ускоренный алгоритм построения профиля турбинного диска с предварительным учетом влияния многорежимности и циклической нагрузки на прочность этой ответственной конструкции.

Для определения статической и циклической долговечности диска применяется инженерная методика, базирующаяся на результатах статических и циклических испытаний гладких и надрезанных образцов материала диска при повышенных температурах, а также на расчетной оценке напряженно-деформированного состояния и коэффициентов концентрации напряжений в опасных сечениях диска. Рассматривается симметричный относительно срединной плоскости диск, находящийся в упругом состоянии (вне мест концентрации напряжений). Температура и физико-механические свойства материала меняются только по радиусу диска и постоянны по его толщине; которая полагается переменной по радиусу. Основными нагрузками, действующими на вращающийся диск турбины, являются центробежные силы самого диска, лопаток и замковых соединений, а также радиальные усилия взаимодействия с дефлекторами и проставками или валами.

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ТУРБИННЫХ ДИСКОВ

Прочность турбинных дисков оценивается запасами местной прочности, несущей способности и циклической прочности [1], которым соответствуют запасы долговечности дисков.

Местная прочность в каждой точке конструкции определяется по достижению максимальными или приведенными напряжениями значения предела длительной прочности при заданной программе нагружения.

Запас по несущей способности определяется как отношение рабочих оборотов в некоторый момент работы диска к предельным в тот же момент времени, вызывающим разрушение диска за ресурс при подобной заданной программе нагружения и заданной программе нагрева. При определении предельных оборотов предполагается исчерпание длительной прочности на каждом радиусе разрушающейся части диска. Последняя может охватывать все меридиональное сечение либо только периферийную область его. В соответствии с этим выбирают минимальный запас по несущей способности: k_{B1} — запас при разрушении по всему меридиональному сечению или k_{B2} — запас при разрушении по периферийной части меридионального сечения диска.

Долговечность, т. е. время до разрушения, определяют для всех рассмотренных выше типов статического разрушения при подобной по времени программе нагружения и выбирают минимальную из них. Циклическую долговечность на этапе проектирования удастся определить расчетно только для малоциклового усталости, связанной с циклическостью нагружения и нагрева конструкции в работе. Оценка сопротивления повторным нагружениям проводится по расчетной долговечности, полученной для опасных сечений дисков с концентраторами напряжений (отверстий, пазов замков крепления рабочих лопаток и т. п.), и заданному числу рабочих циклов.

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ МНОГОРЕЖИМНОСТИ НА СТАТИЧЕСКУЮ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И ДЛИТЕЛЬНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Основой оценки длительной прочности и статической долговечности турбинных дисков является использование экспоненциальной зависимости времени разрушения от напряжений и гипотезы линейного суммирования повреждений в материале дисков. При таких предположениях запас длительной прочности можно рассматривать как множитель, на который нужно умножить нагрузки и температурные перепады всех режимов, чтобы достигнуть разрушения за заданный ресурс диска. Аналогично запас статической долговечности — множитель, на который нужно умножить длительность каждого режима, чтобы достигнуть разрушения при заданных нагрузках и тепловых перепадах. Наконец, используя этот подход для оценки многорежимности, можно подобрать и эквивалентный режим, дающий ту же меру поврежденности материала диска, что и заданный набор режимов. *Оценка местной прочности с учетом многорежимности.* При фиксированной температуре T зависимость предела длительной прочности от времени для многих материалов хорошо описывается уравнением

$$\sigma^m t = \text{const}, \quad (1)$$

где σ — предел длительной прочности гладкого цилиндрического образца при растяжении; t — время до разрушения. Показатель степени m определяется по двум точкам (σ_1, t_1) и (σ_2, t_2) приведенной выше зависимости по формуле

$$m = (\ln t_2 - \ln t_1) / (\ln \sigma_1 - \ln \sigma_2).$$

Обозначим повреждение материала на некотором радиусе диска при работе на i -ом режиме через

$$\beta_i = t_i / t_{i,d}$$

где t_i — время работы; $t_{i,d}$ — время до разрушения при рабочем напряжении.

Из формулы (1) следует:

$$\beta_i = (\sigma_i / \sigma_{i.d})^{m_i} = k_{M_i}^{-m_i},$$

где σ_i — рабочее напряжение; $\sigma_{i.d}$ — предел длительной прочности за время t_i при температуре диска T_i на рассматриваемом радиусе; m_i — показатель степени в зависимости (1), определенный для T_i ; k_{M_i} — запас местной прочности по окружным или радиальным напряжениям на рассматриваемом радиусе диска. Складывая повреждения всех режимов работы по гипотезе линейного суммирования, получим суммарное повреждение:

$$\beta = \sum_{i=1}^n \beta_i = \sum_{i=1}^n k_{M_i}^{-m_i}.$$

Коэффициент запаса статической долговечности по местным напряжениям

$$k_d = t_d / t = 1 / \beta,$$

где t_d — время до разрушения в данной точке диска при заданном наборе режимов; t — ресурс диска.

Найдем на каждом радиусе диска k_M — запас местной прочности при заданном наборе режимов. Для этого, уменьшив соответствующий местный запас на каждом из режимов в k_M раз, положим поврежденность материала за весь ресурс равной 1. В результате придем к уравнению

$$\sum_{i=1}^n (k_M / k_{M_i})^{m_i} = 1, \quad (2)$$

из которого и определим k_M .

Оценка несущей способности диска с учетом многорежимности. Несущая способность диска так же, как и местная прочность, определяется всей заданной совокупностью режимов работы. Рассмотрим сначала определение долговечности по несущей способности с учетом многорежимности. На каждом из режимов найдем $t_{i.d1}$ — время работы, при котором исчерпывается запас по несущей способности k_{B_i} . Таким образом, будет определена поврежденность во всех точках меридионального сечения на каждом из режимов

$$\beta_{i1} = t_i / t_{i.d1}.$$

Используя гипотезу линейного суммирования повреждений, получим суммарную поврежденность $\beta_1 = \sum_{i=1}^n \beta_{i1}$ и запас долговечности

$$k_{d1} = t_{d1} / t = 1 / \beta_1,$$

где t_{d1} — время до разрушения диска в результате исчерпания

несущей способности по всему меридиональному сечению; t — ресурс диска.

Аналогичным образом определяется k_{d2} — запас долговечности при разрушении по периферийной части меридионального сечения. Как показывают расчеты, для многих дисковых материалов зависимость k_{B1} и k_{B2} от времени в логарифмической системе координат весьма мало отличается от линейной. Таким образом, можно считать, по аналогии с формулой (1), справедливым выражение

$$k_B^{2m} t = \text{const.} \quad (3)$$

Здесь под k_B понимается k_{B1} либо k_{B2} , а m определяется по соответствующей зависимости k_{B1} и k_{B2} от времени.

Определив для каждого режима показатель степени m_i , получим из выражения (3) поврежденность на этом режиме:

$$\beta_{i.a} = k_{Bi}^{-2m_i}$$

Приравнивая суммарную поврежденность диска единице, найдем запас по несущей способности при заданном наборе режимов из уравнения:

$$\sum_{i=1}^n (k_B^2/k_{B1}^2)^{m_i} = 1.$$

Это уравнение аналогично уравнению (2) для определения местных запасов прочности с учетом многорежимности.

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ МНОГОРЕЖИМНОСТИ НА ЦИКЛИЧЕСКУЮ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Коэффициенты запаса по циклической долговечности k_N определяются как отношения прогнозируемой максимальной циклической долговечности $N_{пр}$ к прогнозируемой эксплуатационной циклической долговечности $N_{э. пр}$: $k_N = N_{пр}/N_{э. пр}$. Прогнозируемая эксплуатационная циклическая долговечность задается числом рабочих циклов за ресурс. Прогнозируемую максимальную циклическую долговечность определим по экспериментальным кривым малоциклового усталости, полученным при испытаниях образцов с заданными коэффициентами концентрации, и по расчетным значениям напряжений в сечениях дисков с концентраторами напряжений.

Учет накопления усталостных повреждений по всем режимам проводится здесь при следующих предположениях:

— усталостное повреждение материала диска происходит при нагружении, т. е. при возрастании абсолютного значения циклических напряжений [2];

— усталостное повреждение материала диска происходит также при действии циклических напряжений ниже предела вы-

нослivosti (до некоторого уровня), входящих в блок напряжений наряду с напряжениями высокого уровня [3];

— усталостное повреждение материала диска суммируется по линейному закону [4].

Многорежимность работы диска характеризуется повторением блоков режимов, каждый из блоков начинается пуском и завершается остановом турбины. Количество повторений каждого такого блока, а также число входящих в них режимов в общем случае различны.

Предельные кривые и поверхности малоциклового усталости. Кривая малоциклового усталости многих материалов может быть описана при заданной температуре T уравнением

$$\sigma_{r/N}^T = \sigma_k (1 + k \ln N),$$

где σ_k , k — постоянные; $\sigma_{r/N}^T$ — разрушающее напряжение при N циклах нагружения; r — коэффициент асимметрии цикла. Постоянные σ_k и k определим по двум точкам заданной кривой. Положив, например, $N_1 = 1 \cdot 10^3$ циклов и $N_2 = 1 \cdot 10^5$ циклов и задав разрушающие напряжения σ_{r/N_1}^T , σ_{r/N_2}^T , найдем:

$$\sigma_k = \frac{\sigma_{r/N_1}^T \ln N_2 - \sigma_{r/N_2}^T \ln N_1}{\ln N_2 - \ln N_1},$$

$$k = \frac{\sigma_{r/N_2}^T - \sigma_{r/N_1}^T}{\sigma_{r/N_1}^T \ln N_2 - \sigma_{r/N_2}^T \ln N_1}.$$

Долговечность для некоторого заданного значения циклического напряжения определится по формуле

$$N = \exp \left(\frac{\sigma_a - \sigma_k}{k \sigma_k} \right). \quad (4)$$

Поскольку экспериментальные данные имеются обычно для трех-четырёх значений температур, то для промежуточных значений T постоянные σ_k и k определяются интерполяцией. Аналогичным образом, т. е. при помощи интерполяции, определяются постоянные σ_k и k и для промежуточных значений теоретического коэффициента концентрации α_s .

Для всех возможных значений коэффициента асимметрии цикла множество кривых малоциклового усталости располагаются на некоторой предельной поверхности в пространстве переменных σ_a , σ_m , $\ln N$ (σ_a , σ_m — амплитудное и среднее значения циклического напряжения, N — число циклов нагружения). Будем предполагать эту поверхность кусочно-линейчатой, проекция ее на плоскость σ_a , σ_m показана на рис. 1. Угол Ψ на этом рисунке, по данным работы [5], зависит только от коэффициента концентрации напряжений. Такая зависимость, построенная по результатам многочисленных испытаний образцов материалов, представлена на рис. 2.

Оценка циклической долговечности. Как показывает анализ напряженности турбинных дисков, наиболее опасными сечениями (с учетом концентрации напряжений) являются: внутренний край ступицы; сечение около отверстий под болты крепления; сечение около пазов крепления рабочих лопаток на ободу диска.

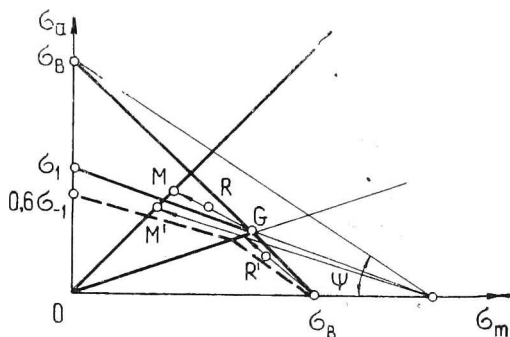


Рис. 1

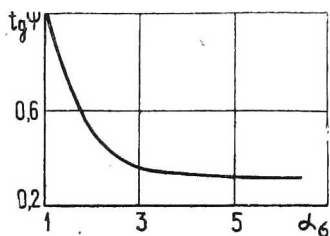


Рис. 2

Номинальные напряжения определяются по результатам решения осесимметричной задачи о плоском напряженном состоянии неравномерно нагретого вращающегося упругого диска переменной толщины. Концентрация напряжений в опасных сечениях оценивается по известным справочным данным либо эмпирическим формулам типа формулы Теворовского для концентраторов в виде ряда отверстий [6].

Циклические напряжения в расчетном сечении при переходе с $(j-1)$ -го на j -й режим опишем амплитудными и средними значениями $\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_j - \sigma_{j-1})$; $\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_j + \sigma_{j-1})$. Температуру диска во время этого перехода примем равной температуре при $(j-1)$ -ом режиме.

Экспериментальные кривые малоциклового усталости определяются обычно при отнулевом цикле, поэтому для оценки долговечности по формуле (4) необходимо перейти от заданного цикла к отнулевому.

Методика приведения заданной «рабочей» точки $R(\sigma_a, \sigma_m)$ к точке отнулевого цикла $M(\sigma_{rd.a}, \sigma_{rd.m})$ ясна из рис. 1, на котором стрелками показан путь этого приведения.

По экспериментальным кривым малоциклового усталости построим с помощью интерполяции кривую с заданными в опасном сечении значениями коэффициента концентрации напряжений и температуры. На базе построенной кривой по формуле (4) определим $N_{пр j}$ — долговечность при циклических переходах с $(j-1)$ -го на j -й режим, а затем сложим поврежденность от всех

таких переходов по гипотезе линейного суммирования и получим суммарную расчетную долговечность i -го блока

$$N_{\text{пр } i} = \left(\sum_{j=1}^n N_{\text{пр } j}^{-1} \right)^{-1} \quad (5)$$

Влияние на долговечность циклических напряжений ниже предела выносливости, входящих в спектр наряду с высокими повреждающими напряжениями, оценим, следуя работе [3]. Положим, что приведенные к отнулевому циклу напряжения σ_{rd} ниже $0,6 \sigma_0^T$ не влияют на долговечность, а в интервале $0,6 \sigma_0^T \leq \sigma_{rd} \leq \sigma_0^T$ долговечность i -го блока (в циклах) $N_{\text{пр } i}$ зависит от среднего значения σ_{rd}/σ_0^T линейно

$$N_{\text{пр } i} = 2,5 [N_0 - 0,6 N_1 - (N_0 - N_1) (\sigma_{rd}/\sigma_0^T)_{\text{ср}}].$$

N_0, N_1 — долговечности, вычисленные по формуле (5), в которой циклические напряжения из интервала $0,6 \sigma_0^T \leq \sigma_{rd} \leq \sigma_0^T$ опущены или учтены соответственно; σ_0^T — предел выносливости отнулевого цикла при температуре T . Линейным суммированием поврежденности по всем блокам режимов получим запас циклической долговечности в опасном сечении:

$$k_N = \left(\sum_{i=1}^l N_{\text{э. пр } i} / N_{\text{пр } i} \right)^{-1},$$

где l — число блоков режимов; $N_{\text{э. пр } i}$ — прогнозируемая эксплуатационная циклическая долговечность i -го блока режимов.

АЛГОРИТМ ПРОГРАММЫ РАСЧЕТА ТУРБИННОГО ДИСКА

На базе изложенной методики оценки влияния многорежимности работы турбинного диска на его прочность и долговечность разработана программа поверочного и проектировочного расчетов. Программа имеет ветви поверочного и проектировочного расчетов, предваряемые общей частью, осуществляющей инициализацию расчетов. В общей части определяются, например, коэффициенты сплайнов для интерполяции геометрических параметров и температуры диска, механических и теплофизических свойств его материала, используемые в обеих ветвях программы.

Поверочный расчет начинается с определения распределения напряжений в упругом неравномерно нагретом по радиусу вращающемся диске переменной толщины. Затем на каждом из режимов вычисляются местные запасы и запасы по несущей способности, а также соответствующие запасы статической долговечности. Эти данные позволяют по формулам (1)—(3) найти суммарные поврежденности материала диска, запасы статической долговечности, а также запасы местной прочности и несущей способности с учетом действия заданного набора режимов

работы диска. Построенная по режимам напряженность диска позволяет найти циклическую поврежденность для каждого блока режимов и для всего набора режимов во всех опасных сечениях диска, как это описано в разделе «Учет влияния многорежимности на циклическую долговечность». Тем самым определяется циклическая долговечность и запас по циклической долговечности для заданного набора режимов работы диска.

Проектировочный расчет начинается с определения влияния набора режимов на несущую способность проектируемого диска, которое проводится на модели диска с трапецевидным ободом и полотном постоянной толщины, что идет в запас. Диск с центральным отверстием «снабжается» бесконечно тонкой ступицей с конечной площадью, равной площади меридионального сечения отверстия. Определив запасы по несущей способности такого диска с учетом влияния многорежимности, выберем один из режимов в качестве расчетного и умножим заданные нормированные запасы k_{B1} и k_{B2} на отношения запасов, определенных на этом режиме, к запасам с учетом многорежимности.

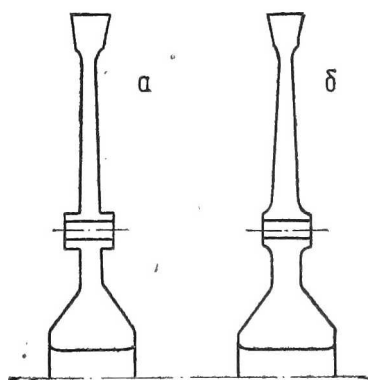


Рис. 3

На следующем этапе проводится построение диска заданной проектной конфигурации, в качестве которой выбран диск из пластин постоянной или линейной вдоль радиуса толщины, имеющий фланец с отверстиями под болты крепления и коническую ступицу, сопрягаемые между собой радиусами перехода (рис. 3, а). Построение ведется, начиная с обода, из условия удовлетворения запаса k_{B2} , вычисленного с учетом многорежимности. Параметры ступицы выбираются таким образом, что-

бы был удовлетворен запас k_{B1} также с учетом многорежимности.

Построенный таким способом диск подвергается затем поверочному расчету с определением запасов местной прочности, статической и циклической долговечности с учетом многорежимности, как это было описано выше. Полученные на этом этапе запасы сравниваются с нормированными допустимыми запасами. По результатам сравнения вносятся в случае необходимости коррективы в проектные значения k_{B1} и k_{B2} и цикл проектирования повторяется. При успешном завершении обе ветви программы заканчиваются выводом на печать информации о напряжениях, запасах местной прочности и несущей способности, статической и циклической долговечности, а также о геометрии и весе конструкции.

На рис. 3 показаны результаты проектировочного расчета турбинного диска в виде профиля меридионального сечения — *a* и профиль спроектированного на те же условия работы диска — *b*, выполненный конструктором. Диск, спроектированный машиной, при одинаковых допустимых запасах прочности и долговечности, оказался несколько легче (примерно на 3,5 кг).

Программа написана на алгоритмическом языке ФОРТРАН-4 и эксплуатируется на ЭВМ ЕС-1033 с ОС версии 4.1, на шаге выполнения занимает 200 К оперативной памяти. Время счета указанного выше примера 4 мин.

Опытная эксплуатация программы показала эффективность ее применения как по экономии времени, затрачиваемому на разработку конструкции, так и по качеству получаемых решений, соответствующих уровню проектных разработок высококвалифицированного конструктора.

Л и т е р а т у р а

1. Демьянушко И. В., Биргер И. А. Расчет на прочность вращающихся дисков. М.: Машиностроение, 1978.
2. Коротких Ю. Г. Кинетические уравнения процесса накопления поврежденный материала при неизотермическом вязкоупруго-пластическом деформировании.— В сб.: Прикладные проблемы прочности и пластичности. Статика и динамика деформируемых систем /ГГУ, 1982.
3. Филатов Э. Я., Павловский В. Э., Панфилов Ю. А. Накопление усталостных повреждений в связи с нижними уровнями напряжений эксплуатационных спектров.— Проблемы прочности, 1969, № 1.
4. Серенсен С. В., Козаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машгиз, 1963.
5. Цейтлин В. И., Федорченко Д. Г. Оценка циклической долговечности деталей, работающих при сложных программах нагружения.— Проблемы прочности, 1983, № 2.
6. Рабинович В. П. Прочность турбинных дисков. М.: Машиностроение, 1966.

УДК 593.3

Н. С. Кондрацов,

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ПРОБЛЕМЫ НЕПРОБИВАЕМОСТИ КОРПУСОВ

Одним из самых напряженных элементов авиационного ГТД является рабочая лопатка. Циклическое действие на нее центробежных, газовых и тепловых нагрузок дополняется интенсивным вибрационным нагружением, газовой коррозией, эрозией от запыленного воздуха и повреждением посторонними предметами. Поэтому, несмотря на достижения последних лет в области расчета и конструирования, технологии и материаловедения,