

Ю. М. Темис, Д. А. Якушев,
Е. А. Тарасова

ОПТИМИЗАЦИЯ ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ЛОПАТКИ С ДИСКОМ КОМПРЕССОРА

Рассмотрены особенности контактного взаимодействия в замковом соединении типа “ласточкин хвост”. Показано преимущество конструкции хвостовика со скругленной боковой поверхностью, при котором достигается перераспределение контактных напряжений со смещением их максимума к центру поверхности контакта. Рассмотрены несколько схем параметризации геометрической формы соединения, для которых решены задачи минимизации массы при выполнении прочностных ограничений.

E-mail: jmt@newmail.ru, catherina.tarasova@gmail.com

Ключевые слова: замковое соединение “ласточкин хвост”, контактное взаимодействие, параметризация, оптимальное проектирование.

Одним из наиболее распространенных типов замковых соединений в авиационном двигателестроении, наряду с елочными замками, являются замки типа “ласточкин хвост”. Чаще всего они применяются для соединения лопаток компрессоров ГТД с дисками. Такое соединение, являясь одним из наиболее нагруженных и ответственных, при рациональном проектировании обеспечивает простую и надежную конструкцию [1, 2]. Однако в зоне контактного взаимодействия между хвостовиком лопатки и замковым выступом диска при высоком уровне контактных напряжений возможно развитие фреттинг-коррозии по контактными поверхностям, что ведет к усталостному разрушению замкового соединения. Исследование контактных напряжений в зоне контакта и поиск их оптимального распределения представляет значительный интерес для конструктора. Отметим, что имеет место аналогия между распределениями контактных давлений в классических задачах о вдавливании штампа в упругое полупространство и интересующими нас распределениями контактных давлений в контакте хвостовика лопатки с диском.

Классическая конструкция замкового соединения типа “ласточкин хвост” подразумевает прямолинейность профиля контактных поверхностей как хвостовика лопатки, так и паза замка в диске. Такое конструктивное решение соответствует контакту Прандтля, характеризующему вдавливание штампа с прямолинейным основанием и нескругленными прямыми углами в упругое полупространство. При таком типе взаимодействия распределение контактного давления имеет вид [3, 4]

$$p(x) = \frac{P \cos \pi \gamma}{\pi (a^2 - x^2)^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{a+x}{a-x} \right)^{\gamma}, \quad (1)$$

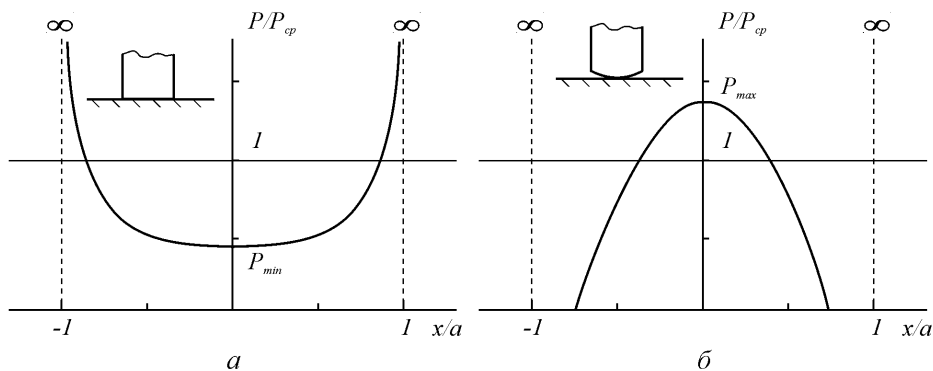


Рис. 1. Распределение контактного давления под основанием штампа: прямолинейный профиль (а) и параболический (б)

где

$$\operatorname{ctg} \pi \gamma = -\frac{2(1-\nu)}{\mu(1-2\nu)}.$$

Здесь P — полная нормальная нагрузка на штамп, a — полуширина основания штампа, μ — постоянный коэффициент трения скольжения.

Из формулы (1) следует, что на краях штампа ($x = \pm a$) давление принимает теоретически бесконечные значения (рис. 1, а).

В то же время, решение задачи о вдавливании штампа с параболическим профилем основания, заданным выражением $z = Bx^2$, показывает возможность перераспределения контактного давления. Функция распределения давления в этой задаче определяется выражением [3]

$$p(x) = -\frac{EBa^2}{(1-\nu^2)\pi} \frac{I_1}{(a^2-x^2)^{\frac{1}{2}}} + \frac{P}{\pi(a^2-x^2)^{\frac{1}{2}}},$$

где

$$I_1 = \pi \left[\left(\frac{x}{a} \right)^2 - \frac{1}{2} \right].$$

Здесь E — модуль упругости материала, ν — коэффициент Пуассона, B — геометрический параметр профиля, a — полуширина площадки контакта, P — полная нагрузка. Это выражение определяет давление неединственным образом, поскольку не установлена связь между полной нагрузкой P и полушириной площадки контакта a .

Приняв во внимание условие неотрицательности давления в зоне контакта, можно показать, что при $P = EB\pi a^2 / [2(1-\nu^2)]$ выражение для распределения давления принимает вид

$$p(x) = \frac{EB(a^2-x^2)^{\frac{1}{2}}}{1-\nu^2}.$$

В этом случае давление достигает максимального значения в центре площадки контакта, а на ее границе давление равно нулю (рис. 1, б).

Таким образом можно предположить, что изменение геометрической формы профиля боковой поверхности хвостовика лопатки в замковом соединении типа “ласточкин хвост” приведет к аналогичному перераспределению контактных напряжений.

Исследование распределения контактных напряжений в замках при различных формах боковых поверхностей хвостовика выполнено численно с использованием МКЭ. Для этого создана модель сектора диска с углом, соответствующим шагу лопаток. По границам сектора приложены условия циклической симметрии. Нижняя поверхность участка сектора диска закреплена в окружном направлении. К верхней кромке хвостовика лопатки приложено давление P , соответствующее центробежной нагрузке от пера лопатки на расчетном режиме,

$$P = \frac{mR\omega^2}{L},$$

где m — масса лопатки; R — радиус центра масс лопатки; ω — частота вращения; L — длина кромки хвостовика. Между замковым пазом диска и хвостовиком лопатки моделировалось контактное взаимодействие с учетом трения.

Рассмотрены два варианта конструктивных решений замкового соединения. В варианте 1 площадки контакта имеют плоские поверхности (рис. 2, а). В варианте 2 контактная поверхность хвостовика имеет закругленную форму (рис. 2, б), в то время как поверхность паза остается плоской.

Наиболее предпочтительной представляется конструкция с закругленной поверхностью площадки контакта хвостовика лопатки. В этом случае максимум контактных напряжений смещается к центру контакта. Можно предположить, что, варьируя радиус скругления поверхностей контакта хвостовика и диска, можно получить наиболее рациональное распределение контактных напряжений. Для определения этого радиуса возможно применение методов оптимального проектирования конструкций.

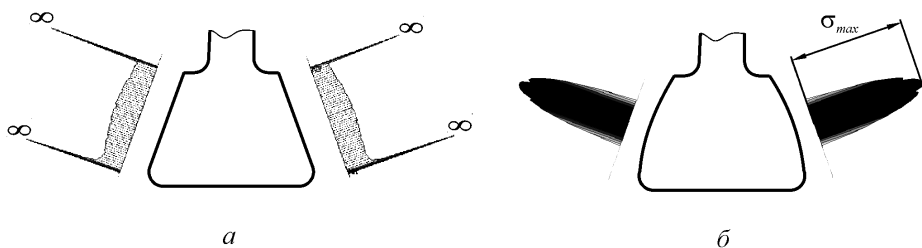


Рис. 2. Распределение контактного давления на поверхности хвостовика:
а — плоские поверхности; *б* — закругленные поверхности

Оптимальное проектирование замкового соединения. Для решения задач оптимального проектирования конструктивных элементов ГТД применяется программный комплекс, состоящий из нескольких частей. Каждая часть, выполняющая собственные подзадачи, выделена в отдельный модуль [2]. Структура взаимодействия между модулями в задаче оптимизации формы и размеров конструкции представлена на рис. 3. Анализ конструкции проводят численно с использованием МКЭ. В процедуре оптимизации использован метод последовательной квадратичной аппроксимации.

Задачу минимизации массы замкового соединения типа “ласточкин хвост” при выполнении прочностных ограничений и ограничений, задающих область допустимых параметров, можно записать следующим образом:

$$\begin{cases} mass \rightarrow \min \\ \sigma^{\max} \leq [\sigma]; \\ P_i^{\min} \leq P_i \leq P_i^{\max}, i = 1, \dots, N_P, \end{cases}$$

где $mass$ — масса конструкции; σ^{\max} — максимальное напряжение; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение; P_i — параметры; N_P — число параметров.

В задаче оптимизации целесообразно ввести ряд ограничений на напряжения в конструкции. Требование обеспечить заданную долговечность накладывает ограничение на максимальные напряжения в галтелях замкового паза для титанового сплава ВТ8 $[\sigma] \approx 710$ МПа. Контактные напряжения ограничены допустимым напряжением смятия $[\sigma_{см}] \approx 330$ МПа. Конструкция соединения рассматривалась при постоянной температуре под действием центробежной нагрузки.

Успех решения задачи оптимизации определяется правильно выбранной схемой параметризации модели [2, 5]. Увеличение количества параметров расширяет область поиска оптимального решения,

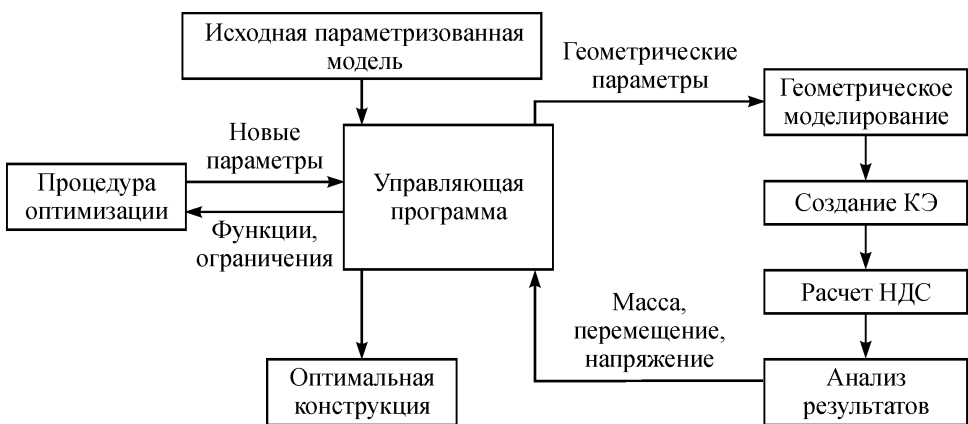


Рис. 3. Структура взаимодействия между модулями в задаче оптимизации формы и размеров конструкции

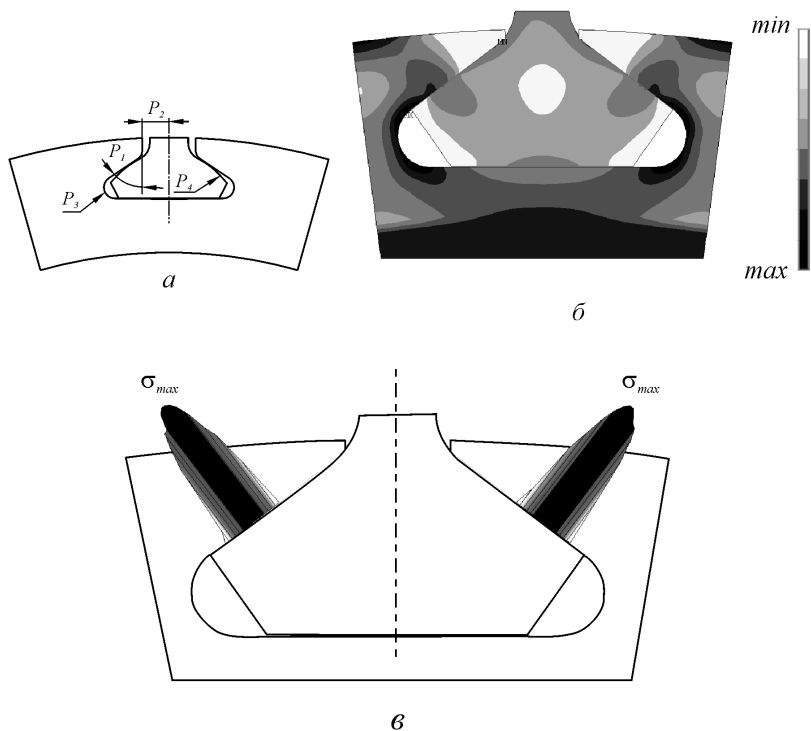


Рис. 4. Оптимальное замковое соединение (4 параметра):

а — схема параметризации; *б* — распределение эквивалентных напряжений; *в* — распределение контактных напряжений

но также увеличивает время вычислений. Поэтому представляет интерес сравнить результаты решения задачи оптимизации для разных схем параметризации. Для этого проведен анализ конструкции для двух схем: с четырьмя параметрами и с пятью параметрами.

На рис. 4, *а* показан сектор диска с углом, соответствующим шагу лопаток, и первой схемой параметризации модели. Введены следующие геометрические параметры:

P_1 — угол наклона контактной поверхности паза;

P_2 — расстояние от центральной линии до выступа диска;

P_3 — радиус галтели;

P_4 — радиус кривизны контактной поверхности хвостовика.

Проведено решение задачи оптимизации массы диска при ограничениях на допустимые напряжения в галтелях и на контактные напряжения. Общая масса оптимального диска 6,11 кг. Значения оптимальных параметров $P_1 = 53,32^\circ$, $P_2 = 4$ мм, $P_3 = 3,5$ мм, $P_4 = 299$ мм. На рис. 4, *б* показано распределение эквивалентных напряжений в оптимальном по массе замковом соединении. Распределение контактных напряжений для этого оптимального замкового соединения показано на рис. 4, *в*.

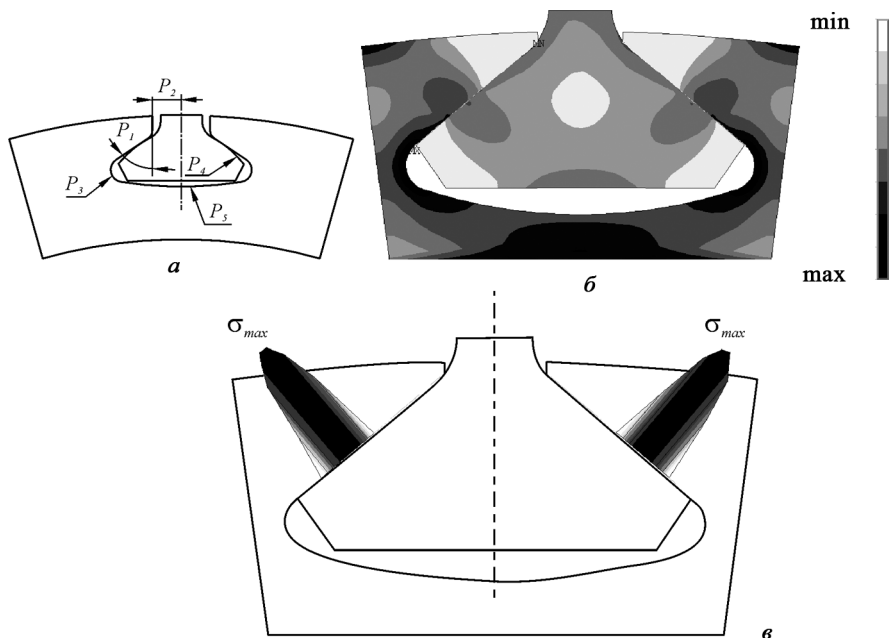


Рис. 5. Оптимальное замковое соединение (5 параметров):

a – схема параметризации; *б* – распределение эквивалентных напряжений; *в* – распределение контактных напряжений

Оценим напряжение, растягивающее перемычку в оптимальном замковом соединении. Усилие Q , отрывающее перемычку замкового выступа диска, определяется следующим соотношением [1]:

$$Q = C_{\text{л}} \frac{\sin(P_1 + 0,5\beta)}{\sin P_1} + C_{\text{в}}.$$

Суммарная центробежная сила замковой и профильной частей лопаток составляет

$$C_{\text{л}} = C_3 + C_{\text{п}} = \rho b F_3 \omega^2 r + m_0 \omega^2 r_0,$$

где ρ – плотность материала замка; b – толщина замка; F_3 – площадь поверхности сечения; ω – частота вращения; r_3 – радиус центра масс замковой части лопатки; r_0 – радиус центра масс профильной части лопатки; m_0 – масса профильной части лопатки.

Центробежная сила замкового выступа

$$C_{\text{в}} = m_{\text{в}} \omega^2 r_{\text{в}},$$

где $m_{\text{в}}$ – масса выступа диска; ω – частота вращения; $r_{\text{в}}$ – радиус центра масс выступа диска.

Для представленного замкового соединения $Q = 123,8 \text{ кН}$ и $F_{\text{пер}} = 304 \text{ мм}^2$. Напряжение в перемычке меньше допустимого и равно $\sigma \approx 407 \text{ МПа}$.

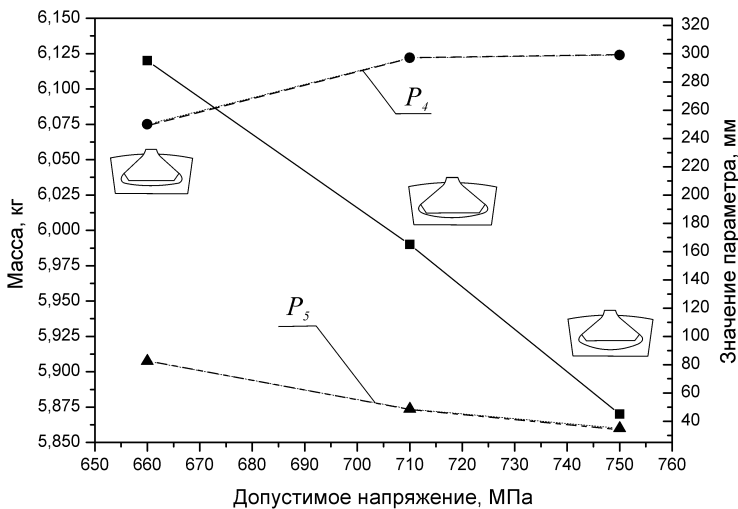


Рис. 6. Зависимость массы диска и конструктивных параметров от величины допустимых напряжений

Аналогичная задача оптимального проектирования решена для второй схемы параметризации при введении дополнительного геометрического параметра P_5 , определяющего радиус дна паза диска. Схема параметризации конструкции показана на рис. 5, а. Общая масса оптимального диска 5,99 кг. Значения оптимальных параметров $P_1 = 50,17^\circ$, $P_2 = 4,1$ мм, $P_3 = 2,44$ мм, $P_4 = 297$ мм, $P_5 = 48,7$ мм. На рис. 5, б показано распределение эквивалентных напряжений в оптимальном по массе замковом соединении для второй схемы параметризации. Распределение полных контактных напряжений для этого оптимального замкового соединения показано на рис. 5, в. Таким образом изменение параметризации модели позволяет найти оптимальное решение с меньшей массой.

Изменение ограничений в задаче оптимизации также приводит к разным оптимальным решениям. Для параметризации модели по второй схеме проведено исследование влияния величины допустимого напряжения в галтелях на результат оптимизации геометрии. График зависимости массы конструкции от ограничений на напряжения представлен на рис. 6. Исследование влияния величины допустимого напряжения в галтелях на результат оптимизации геометрии показывает, что при более слабом ограничении можно добиться снижения массы диска на 4 %.

Форма диска в проведенной оптимизации замкового соединения не изменялась. Однако уменьшение массы замковой части снижает центробежную нагрузку на диск, что также приводит к меньшим напряжениям в диске. Добавление четырех параметров, определяющих размеры диска, к параметризации замкового соединения с пятью параметрами и решение задачи минимизации массы позволяет добиться

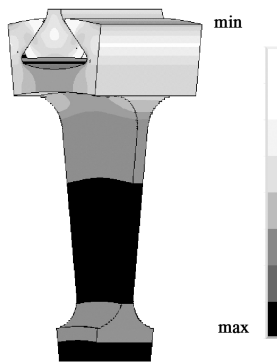


Рис. 7. Сектор оптимального диска с хвостовиком лопатки

снижения массы диска на 9 %. Пример сектора оптимального диска с хвостовиком лопатки и распределение напряжений в нем показаны на рис. 7.

Заключение. Из анализа полученных результатов следует, что замена прямолинейного профиля контактной поверхности хвостовика лопатки на скругленный профиль позволяет добиться перераспределения контактных напряжений, при котором их максимум смещается к центру поверхности.

Рациональный выбор параметризации геометрии замкового соединения и дальнейшее решение задачи оптимизации позволяет минимизировать массу конструкции замкового соединения при выполнении необходимых прочностных ограничений на величину эквивалентных напряжений в галтелях паза замка, а также на уровень контактных напряжений. Полученный оптимальный радиус скругления контактной грани хвостовика предполагает отклонение от прямолинейного профиля на величину порядка 50...70 мкм.

Работа выполнена при поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки ведущих научных школ (проект НШ-255.2012. 8)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
2. Машиностроение. Энциклопедия. Самолеты и вертолеты. Т. IV–21. Авиационные двигатели. Кн.3 / Под ред. В.А. Скибина, Ю.М. Темиса и В.А. Сосунова. – М.: Машиностроение, 2010. – 720 с.
3. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия. – М.: Наука, 2001. – 478 с.
4. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
5. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. Т. 1. – М.: Мир, 1986. – 350 с.

Статья поступила в редакцию 05.09.2012