

УДК 621.43

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНОСЛИВОСТИ ПРИЦЕПНОГО ШАТУНА 9-ТИ ЦИЛИНДРОВОГО АВИАЦИОННОГО ЗВЕЗДООБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МЕТОДА

*Лантратов П.С., студент
кафедра «Поршневые двигатели»,
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*Научный руководитель: А. Н. Краснокутский, к.т.н., доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
ivashenko.power@bmstu.ru*

В статье рассмотрена математическая модель напряжённно-деформированного состояния (НДС) прицепного шатуна звездообразного двигателя, выполненного из титанового сплава ВТ-6. Проведена оценка его выносливости. Шатун – деталь кривошипно-шатунного механизма, которая подвержена циклическим нагрузкам. Это означает, что исследование выносливости материала занимает значительное место в ходе проектирования конструкции шатуна. Наиболее широкое применение при математическом моделировании НДС шатуна получил метод конечных элементов (МКЭ), применение которого позволяет значительно сократить затраты времени и ресурсов. В статье рассмотрен численный метод анализа выносливости, который позволяет с высокой точностью оценить работу конструкции под воздействием циклических нагрузок. Проведён прочностной анализ конструкции шатуна и сделаны выводы по его работоспособности в течение срока службы. На рис. 1 представлена твердотельная модель прицепного шатуна звездообразного двигателя.

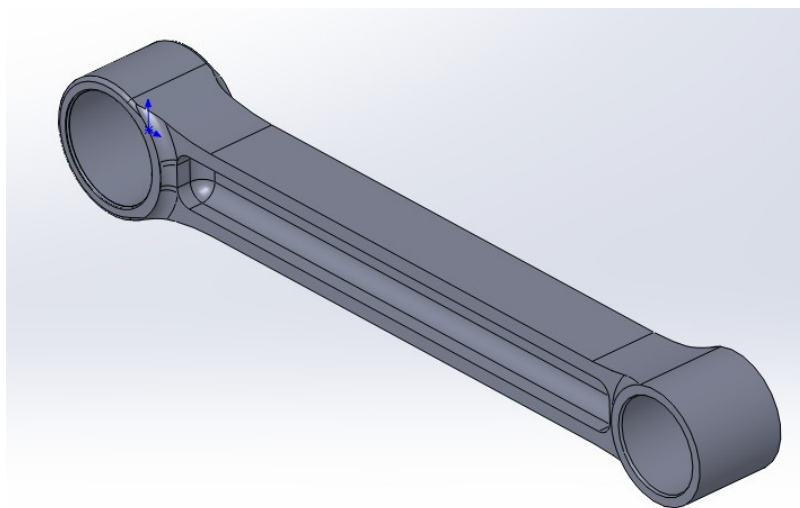


Рис. 1 Твердотельная модель прицепного шатуна звездообразного двигателя

Шатун выполнен из титанового сплава ВТ-6, который по сравнению с традиционными материалами (сталями) обладает лучшими удельными характеристиками.

К авиационным двигателям внутреннего сгорания обоснованно предъявляются самые высокие в отрасли требования по надёжности конструкций. Поэтому прочностная выносливость рабочих деталей ДВС играет очень важную роль при проектировании. По опубликованным данным подконтрольной эксплуатации форсированных среднеоборотных дизелей доля усталостных поломок деталей достигает 90 % и выше от общего числа разрушений. При переменных во времени напряжениях разрушения наступают при меньших их значениях по сравнению со статическим (постоянным во времени) нагружением. При этом усталостные трещины, как правило, появляются в местах концентрации напряжений. Для того, чтобы оценить выносливость шатуна, необходимо исследовать его НДС в двух положениях – при максимальных растягивающих и при максимальных сжимающих напряжениях. Для того, чтобы определить эти положения, необходимо провести динамический анализ.

Максимальные растягивающие и сжимающие напряжения в шатуне двигателя создают две силы: сила давления газов в цилиндре и сила инерции поступательно движущихся масс. На рис. 2 представлена индикаторная диаграмма, полученная с помощью программного комплекса Diesel-RK, разработанного на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

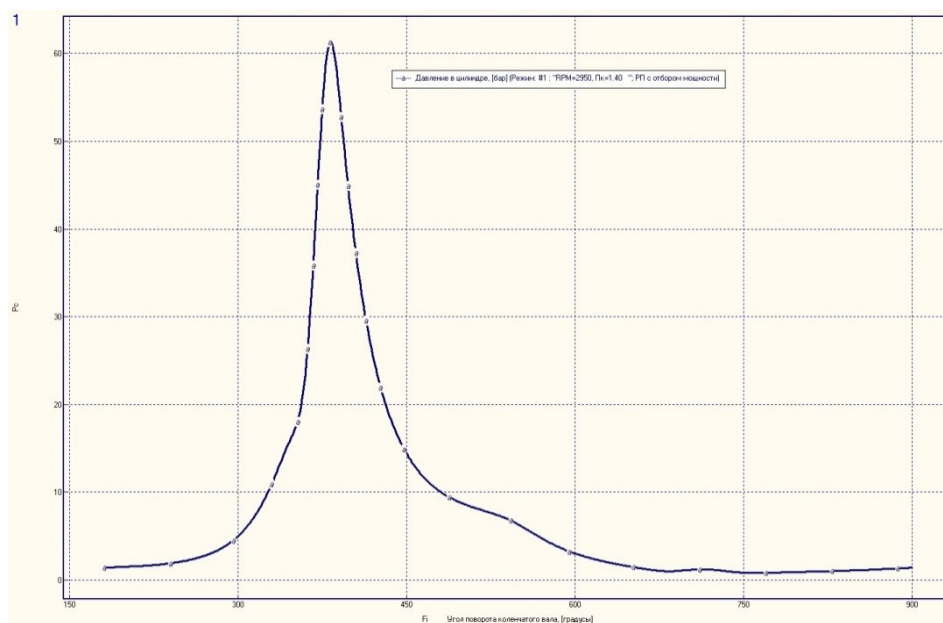


Рис. 2 Индикаторная диаграмма

Максимальная сила давления газов в цилиндре достигается в течение такта рабочего расширения, спустя 23° после верхней мёртвой точки.

Сила от давления газов определяется следующим образом:

$$P_{\Gamma} = p_{\Gamma} \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

- где p_{Γ} – давление газов в цилиндре, D – диаметр цилиндра.

В этом же положении шатуна нам необходимо определить силу инерции поступательно движущихся масс, которая определяется выражением:

$$P_j = (M_{\Pi} + M_{\text{ш}}) R \omega^2 (1 + \lambda),$$

- где M_{Π} – масса поршневого комплекта, $M_{\text{ш}}$ – масса верхней половины прицепного шатуна.

Таким образом, суммарная сжимающая нагрузка, действующая на шатун:

$$P_{\text{сж}} = P_{\Gamma} - P_j = 38,8 \text{ кН}$$

В таком же порядке проводится расчёт для положения шатуна в верхней мёртвой точке в конце такта выпуска, где растягивающие напряжения максимальны:

$$P_{\text{рас}} = -14,22 \text{ кН}$$

После расчёта силовых факторов необходимо определить напряжённо-деформированное состояние шатуна. Для определения мест концентрации напряжений и их величин воспользуемся программой ANSYS. Это расчётный комплекс, который для

определения НДС реализует МКЭ. Суть его заключается в том, что некоторая функция, непрерывная по поверхности тела заменяется своим дискретным аналогом. Для этого тело разбивается на достаточно большое количество малых по размеру элементов. Дискретная модель искомой функции строится с помощью интерполирующего полинома, выражающего изменение этой функции в пределах конечного элемента через значения функции в узлах элементов. На рис. 3 изображена конечно-элементная модель шатуна.

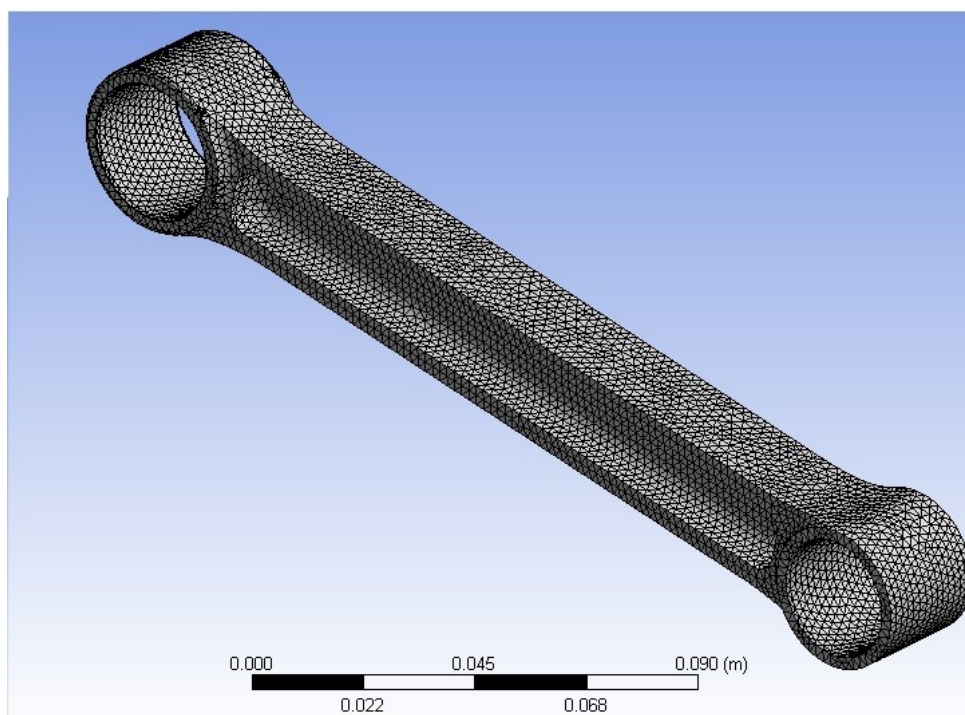


Рис. 3 Конечно-элементная модель шатуна

Далее следует непосредственно расчёт. На рис. 4 изображено распределение напряжений от сжимающей нагрузки:

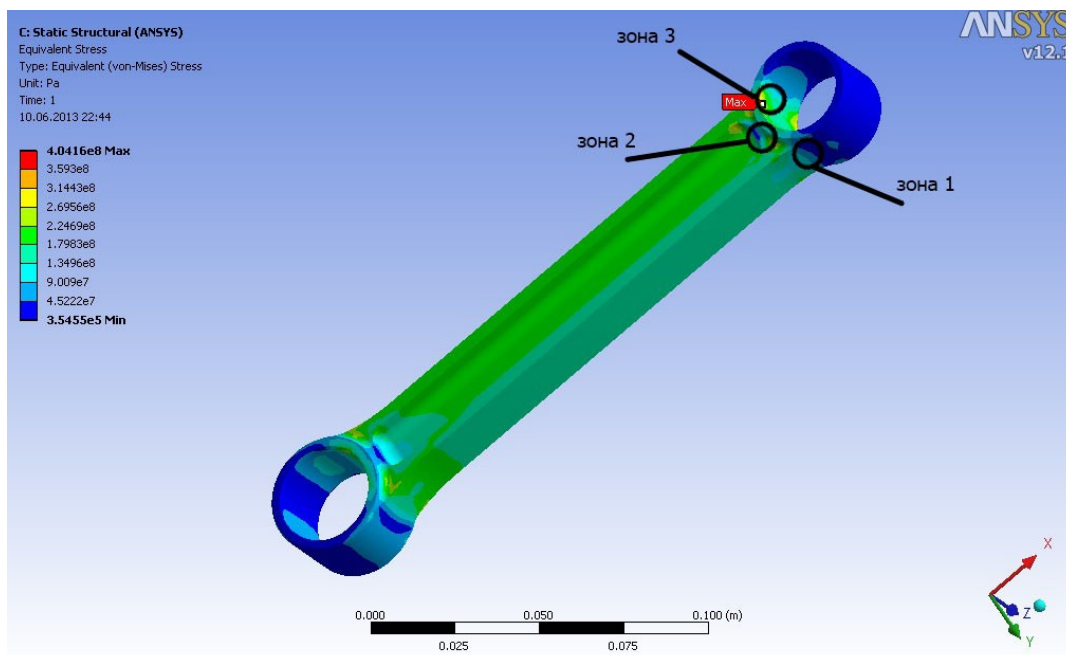


Рис. 5 Распределение напряжений от сжимающей нагрузки

На рис. 5 изображено распределение напряжений от растягивающей нагрузки:

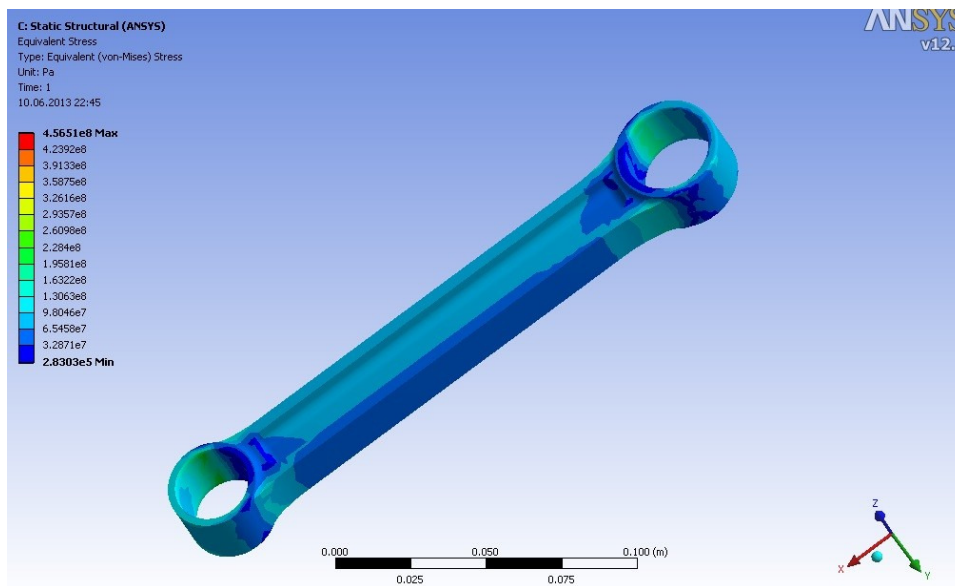


Рис. 5 Распределение напряжений от растягивающей нагрузки

Далее необходимо определить точки концентрации напряжений (максимальные напряжения), для которых в дальнейшем мы будем определять коэффициент запаса выносливости.

- зона 1 – скругление со стенки двутавра на внешнюю плоскую поверхность стержня;
- зона 2 – скругление с внешней плоской поверхности стержня на поршневую головку;
- зона 3 – поверхность контакта поршневой головки и втулки;

Расчёт коэффициента запаса для каждой точки проводился в следующем порядке:

1. Амплитудное значение номинального напряжения цикла:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

2. Среднее значение номинального напряжения цикла:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{l\max} + \sigma_{l\min}}{2}$$

3. Коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\psi_\sigma = 0.02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_\sigma$$

4. Коэффициент учитывающий качество обработки поверхности.

$$\beta = 1 - 0.22 \lg Rz_1 \left(\lg \frac{\sigma_\sigma}{20} - 1 \right)$$

5. Коэффициент чувствительности к концентрации напряжений.

$$q_\sigma = \frac{(q)_{\sigma_\sigma} + (q)_\tau}{2}$$

6. Эффективный коэффициент концентрации напряжений.

$k_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1) = 1$, где $\alpha_\sigma = \sigma^{\max} / \sigma^{\text{ном}}$ – теоретический коэффициент концентрации напряжений, $\sigma^{\max}$ – максимальные напряжения в месте концентрации, $\sigma^{\text{ном}}$ – номинальные напряжения в детали.

7. Выбор коэффициента $\beta_{\text{упр}}$ в соответствии с видом поверхностного упрочнения.

$$\beta_{\text{упр1}} = \begin{cases} \text{дробеструйная обработка (для стали с концентратором напр.) } \beta_{\text{упр1}} = 1.1-1.5 \\ \text{дробеструйная обработка (для Al, Mg.) } \beta_{\text{упр1}} = 1.05-1.15 \\ \text{обкатка роликом (для стали с концентратором напр.) } \beta_{\text{упр1}} = 1.3-1.8 \end{cases}$$

Принимаем $\beta_{\text{упр1}} = 1.5$.

8. Запас выносливости:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma} \cdot \sigma_{ia}}{\varepsilon \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

где $\sigma_{-1} = 600$ Мпа – предел выносливости для сплава ВТ-6, ε – масштабный фактор.

Результаты расчёта коэффициента запаса для всех трёх точек представлены в таблице:

Точка 1	Точка 2	Точка 3
5.118	4.115	3.646

Заключение. В работе был проведён анализ выносливости конструкции прицепного шатуна авиационного звездообразного двигателя. Результаты показали, что при использовании титанового сплава ВТ-6 конструкция является надёжной. Также использование нового материала (титана) снижает вес деталей, что благотворно сказывается на тяговых характеристиках самолёта.

Список литературы

1. Чайнов Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник для студентов ВТУЗов.-М.: Изд-во Машиностроение, 2008.-495с.
2. Когаев В.П. Расчёты на прочность при напряжениях, переменных во времени: -М., Машиностроение, 1977.-232с.
3. ГОСТ 25.504-82-1. Расчёты и испытания на прочность. Методы расчёта характеристик сопротивления усталости.