

Безносиков Дмитрий Иванович,

студент

3 курс, факультет «Нефтегазовое дело»

Институт геологии, нефтегазодобычи и трубопроводного транспорта

Россия, г. Ухта

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ВАЛА РЕДУКТОРА

***Аннотация:** Трудоспособность машин дают оценку некоторыми аспектам. Согласно одному либо многим аспектам ведут вычисление, задача которого определение величин элемента, одна из них – прочность. Прочность характеризует сопротивление детали пластической деформации (для деталей из пластичных материалов) или разрушению (для деталей из хрупких материалов). Прочность – главный критерий работоспособности. На примере вала редуктора приведен расчет определения коэффициента запаса прочности.*

***Ключевые слова:** Вал редуктора, прочность, напряжение, коэффициент запаса прочности, усталость.*

***Abstract:** The working capacity of machines is assessed by some aspects. According to one or many aspects, a calculation is carried out, the task of which is to determine the values of the element, one of them is strength. Strength characterizes the resistance of a part to plastic deformation (for parts made of plastic materials) or destruction (for parts made of brittle materials). Strength is the main criterion of working capacity. On the example of the gearbox shaft, the calculation of determining the safety factor is given.*

***Keywords:** Gearbox shaft, strength, stress, safety factor, fatigue.*

Уточненные расчеты на сопротивление усталости отражают влияние разновидности цикла напряжений, механических характеристик материала вала, размеров, формы и состояния поверхности. Шпоночные пазы, резьбы под установочные гайки, отверстия под установочные винты, посадки деталей с натягом, а также канавки и резкие изменения сечений вала уменьшают его усталостную прочность. Поэтому, если вал имеет небольшой запас по сопротивлению усталости, следует избегать использования элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

Расчет заключается в определении коэффициента запаса прочности, минимально допустимое значение которого принимают в диапазоне $[S] = 1,5 \div 2,5$ в зависимости от ответственности конструкции и последствий разрушения вала, точности определения нагрузок и напряжений, уровня технологии изготовления и контроля.

Расчетная часть: Коэффициент запаса прочности определяется по формуле:

$$S = \frac{S_\sigma * S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 * S_\tau^2}}$$

где S_σ и S_τ - коэффициенты запаса усталой прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям.

Они вычисляются по формулам

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma * \beta} * \sigma_\vartheta + \psi_\sigma * \sigma_m}, \text{ и } S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau * \beta} * \tau_\vartheta + \psi_\tau * \tau_m}$$

где σ_{-1} , τ_{-1} - пределы выносливости материала при симметричном цикле изгиба и кручении соответственно, МПа;

K_σ , K_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении соответственно;

ε_σ , ε_τ - масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений;

β - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности и поверхностного упрочнения на усталостную прочность;

$\sigma_{\vartheta}, \tau_{\vartheta}$ - амплитуды циклов нормальных и касательных напряжений при изгибе и кручении соответственно, МПа;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ - коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла нормальных и касательных напряжений;

σ_m, τ_m - средние напряжения циклов нормальных и касательных напряжений соответственно, МПа.

По рекомендациям [1] принимаем условно, что напряжения изгиба в валах изменяются по симметричному циклу (рисунок 1.а), а напряжение кручения по - отнулевому (рисунок 1.б).

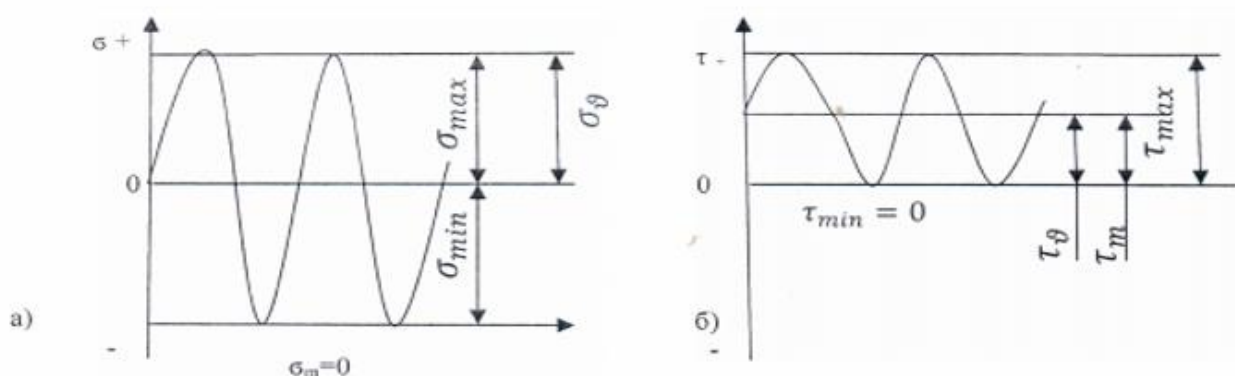


Рис. 1

а - симметричный цикл для напряжений изгиба; б - отнулевой (пульсирующий) цикл для напряжений кручения;

$\sigma_{max}, \sigma_{min}$ - наибольшее и наименьшее по алгебраической величине напряжения цикла при изгибе, τ_{max}, τ_{min} то же самое при кручении;

σ_m, τ_m - средние напряжения цикла при изгибе и кручении соответственно;

$\sigma_{\vartheta}, \tau_{\vartheta}$ - амплитуды напряжений цикла при изгибе и кручении соответственно;

Расчетные значения вала редуктора:

Суммарный изгибающий момент $M_2 = 408,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Крутящий момент $T_2 = 313,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Пределы выносливости материала вала $\sigma_{-1} = 260 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 170 \text{ МПа}$.

Коэффициенты концентрации напряжений от посадки подшипника с натягом и масштабные факторы при диаметре вала $d_A = 48 \text{ мм}$ и пределе прочности материала вала $\sigma_b = 560 \text{ МПа}$, следующие [2]

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,3 \qquad \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 * \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 * 3,3 + 0,4 = 2,38$$

Коэффициент $\beta = 0,9$ возьмем, полагая шероховатость вала под кольцом подшипника $R_a = 2,5 \text{ мкм}$ [2].

Амплитуды циклов нормальных и касательных напряжений соответственно при диаметре вала $d_A = 48 \text{ мм}$

$$\sigma_\vartheta = \sigma_{max} = 18,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_\vartheta = \frac{\tau_{max}}{2} = 14,4 \text{ МПа}$$

Примечание - Значения коэффициентов $\psi_\sigma = 0,05$ и $\psi_\tau = 0$ взяты для углеродистой стали с пределом прочности $\sigma_b = 560 \text{ МПа}$.

Среднее напряжение цикла для нормальных напряжений $\sigma_m = 0$, а для касательных - $\tau_m = \tau_\vartheta = 14,4 \text{ МПа}$.

Вычислим теперь коэффициенты запаса прочности по напряжениям нормальным и касательным соответственно

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma * \beta} * \sigma_\vartheta + \psi_\sigma * \sigma_m} = 3,77;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau * \beta} * \tau_\vartheta + \psi_\tau * \tau_m} = 4,5.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma * S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 * S_\tau^2}} = \frac{5,26 * 17,055}{\sqrt{5,26^2 + 7,055}} = 2,9$$

что больше допускаемой величины $[S]=2,5$ [2]. Следовательно, прочность вала обеспечена.

Библиографический список:

1) Жингаровский, А.Н. Задания на расчетные работы по теории механизмов и машин; Методические указания для студентов дневной формы обучения / А.Н. Жингаровский, Е.И. Кейн, М.Н. Коновалов. - Ухта: Изд-во УГТУ, 2013. - 36 с.

2) Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С.А.Чернавский, К.Н.Боков, И.М.Чернин и др. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988.

3) Анурьев В.Н. Справочник конструктора-машиностроителя. – М.: Машиностроение, 2001.

4) Глухих В.Н. Расчет и проектирование валов в редукторах: Метод. указания по курсовому проектированию. – СПб.: ЛТА, 2002.

5) Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и дополн. — Калининград: Янтар. сказ. 2002. — 454 с: ил., черт. — Б. ц.