

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВХОДНОГО ВАЛА ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Сильнягин А.Н.¹, Черемискина М.С.²

¹НИ ТПУ, ИШНПТ, 4А21

e-mail: ans87@tpu.ru

²НИ ТПУ, отделение машиностроения, старший преподаватель

e-mail: mcherry@tpu.ru

Проектирование прочных валов редукторов является ключевым этапом в создании надежных и эффективных механических передач. Валы редукторов воспринимают значительные статические и динамические нагрузки, которые возникают в процессе работы машин и механизмов. От качества их проектирования зависит не только долговечность самого редуктора, но и безопасность всего оборудования.

Для достижения необходимых прочностных характеристик в процессе проектирования учитываются различные факторы, такие как материал вала, размеры и форма, а также условия эксплуатации. Использование современных методов расчета, таких как конечные элементы и прочностные анализы, позволяет точно оценить нагрузки и предсказать возможные точки разрушения.

Цель исследования – анализ прочностных характеристик входного вала двухступенчатого червячного редуктора. Исследование, способен ли входной вал выдерживать нагрузки, возникающие в процессе работы редуктора.

Расчеты вала на прочность. Основными нагрузками на валы являются силы от передач. Силы на валы передают через насаженные на них детали. При расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают силы и моменты валу на середине своей ширины. Под действием постоянных по значению и направлению сил во вращающихся валах возникают напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу.

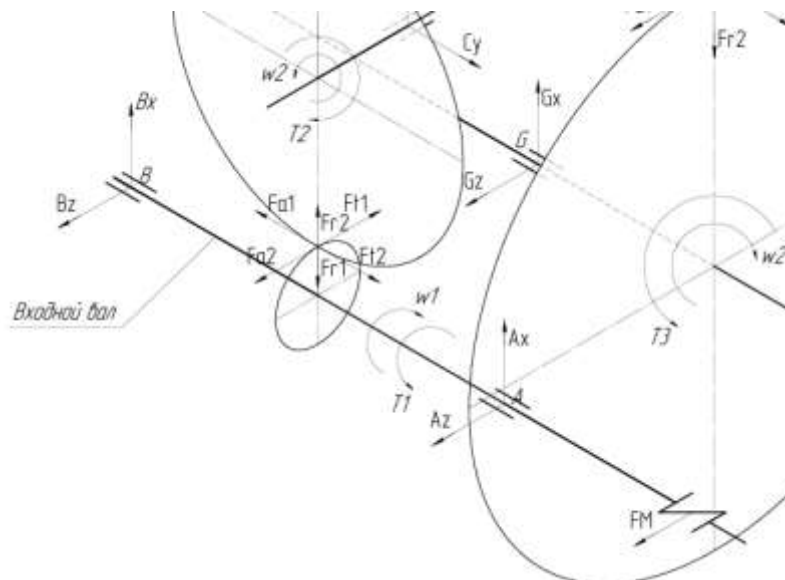


Рис. 1. Схема нагружения внешних сил на входном валу двухступенчатого червячного редуктора

Расчет на статическую прочность. Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок (при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывании предохранительного устройства).

В расчете определяют нормальные σ и касательные τ напряжения в рассматриваемом сечении вала при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma = \frac{10^3 M_{max}}{W} + \frac{F_{max}}{A}; \tau = \frac{10^3 M_{kmax}}{W_k},$$

где $M_{max} = K_{\Pi}(\sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_{кон})$ – суммарный изгибающий момент, Н·м; $M_{kmax} = T_{max} = K_{\Pi}T$ – крутящий момент, Н·м; $F_{max} = K_{\Pi}F_a$ – осевая сила, Н; W и W_k – моменты сопротивления сечения вала при расчете на изгиб и кручение, мм³; A – площадь поперечного сечения, мм².

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma}; S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau}.$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}}.$$

Статическая прочность обеспеченная, если $S_T \geq [S_T]$, где $[S_T] = 1.3 \dots 2$.

Моменты сопротивления W при изгибе, W_k при кручении и площадь A вычисляют по нетто-сечению: для сплошного круглого сечения диаметром D :

$$W = \pi D^3 / 32; W_k = \pi D^3 / 16; A = \pi D^2 / 4.$$

Расчет на сопротивление усталости.

Расчет коэффициента S запаса прочности:

$$S = S_{\sigma} \cdot S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \geq [S], [S] = 1.5 - 2.5,$$

где S_{σ} и S_{τ} – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям.

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1D} / (\sigma_a + \psi_{\sigma D} \sigma_m); S_{\tau} = \tau_{-1D} / (\tau_a + \psi_{\tau D} \tau_m),$$

Здесь σ_a и τ_a – амплитуды напряжений цикла; σ_m и τ_m – средние напряжения цикла; $\psi_{\sigma D}$ и $\psi_{\tau D}$ – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений для рассматриваемого сечения.

В расчетах валов принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу $\sigma_a = \sigma_m$ и $\sigma_m = 0$, а касательные напряжения – по отнулевому циклу: $\tau_a = \tau_m / 2$ и $\tau_m = \tau_k / 2$.

Тогда

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1D} / \sigma_a.$$

Напряжения в опасных сечениях вычисляют по формулам

$$\sigma_a = \sigma_m = 10^3 M / W; \tau_a = \tau_k / 2 = 10^3 M_k / (2W_k),$$

где M – результирующий изгибающий момент, Н·м; M_k – крутящий момент, Н·м; W и W_k – моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении, мм³.

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}; \tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения; $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости.

Таким образом, представлен метод анализа прочностных характеристик вала, в котором рассчитывается коэффициент запаса прочности, показывающий способность конструкции выдерживать прилагаемые к ней нагрузки выше расчётных.

Список литературы

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 12-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2009. – 496 с.

2. 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.