

Соколов Д.Л., к.т.н., доц.,  
Национальный университет гражданской защиты Украины

## К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВЫХ СИСТЕМ ДЛЯ ИНЖЕНЕРНОЙ И АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Изложены основные принципы проектирования силовых систем, обеспечивающие оптимальное конструирование несущих элементов инженерной и аварийно - спасательной техники. Рассмотрен метод проектирования силовых систем с позиции износоусталостных повреждений, обеспечивающей оптимальное конструирование несущих элементов.

**Ключевые слова:** силовая система, несущий элемент, ресурсное проектирование, надежность.

**Введение.** Циклический характер нагрузок, действующих на несущие элементы силовых систем механизмов инженерной и аварийно-спасательной техники их эксплуатации, обуславливает возникновение отказов преимущественно износоусталостного происхождения. На их долю приходится до 95 % от общего количества отказов механизмов и машин. Только в последние годы стало ясно, что износоусталостные повреждения силовых систем есть результат взаимодействия как минимум двух повреждающих явлений – трения (изнашивания) и механической усталости. Поэтому расчет прочности и надежности силовых систем должен базироваться на таком взаимодействии.

Износоусталостное повреждение – это особый и своеобразный вид поверхностного повреждения основного элемента силовой системы. Его особенность – поверхностное крошение по пересекающимся плоскостям скольжения в результате рассеянного эффекта множественного микросдвига. При оптимальном сочетании нагрузочных параметров  $\sigma_a$  (допускаемое напряжение) и  $p_a$  (допускаемое контактное давление) достигается такое состояние силовой системы, когда ее несущая способность самопроизвольно и в течение длительного времени поддерживается (регулируется) тонким изнашиванием и удалением из зоны трения поврежденного поверхностного слоя. Необратимые повреждения обусловленные контактной нагрузкой  $\omega_P$  и необратимые повреждения, обусловленные только циклическими напряжениями от внеконтактной нагрузки  $\omega_\sigma$ , не складываются в процессе износоусталостных испытаний, но нелинейно взаимодействуют ( $\omega_\sigma \leftrightarrow \omega_P$ ) между собой. Результат такого взаимодействия  $f_\Sigma (\omega_\sigma \leftrightarrow \omega_P) = \omega_\Sigma$  и есть комплексное (износоусталостное) повреждение  $\omega_\Sigma$ .

**Анализ современных исследований.** Подходами к оптимизации конструирования силовых систем в среднем машиностроении Украины заниматься специалисты ИПП им. Г. Писаренко [1] и авторы работ [2-4]. Неоспоримые известные преимущества волновых механизмов заставили активно и творчески заработать конструкторскую и технологическую мысль во всем мире, направленную на расширение функциональных возможностей волновых механизмов, повышение их прочности, ресурса, к.п.д., вибростойкости, снижение металлоемкости, упрощение технологии изготовления и сборки. Тенденция последнего времени – это переход от кинематических к силовым волновым зубчатым передачам (СВЗП). Такая тенденция устойчиво намечалась в мировой практике, в том числе и в Украине.

В нашей стране выделились три основные концепции расчета и проектирования СВЗП:

- трехволновые зубчатые передачи с металлополимерными гибкими колесами (МГК);
- сдвоенные ВЗП и ВЗП с двумя зубчатыми венцами, работающие по двухволновой схеме (школа А.И. Полетучего, НАКУ им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, г. Харьков);
- шарико-винтовые и ВПЗ с промежуточными телами качения (школа М.В. Маргулиса, ПГТУ, г. Мариуполь, Донецкая область).

Все три концепции, безусловно, имеют право на существование, успешно реализуются на практике, однако, приходит время создать единый подход к расчету и проектированию СВЗП независимо от их конструктивного исполнения.

**Цель.** Специфика эксплуатации инженерной и аварийно–спасательной техники, а именно: повышенные требования к надежности, возможность многократных перегрузок, высокий коэффициент динамичности, интенсивный абразивный износ и т.д. требует надежной, научно обоснованной расчетно-проектировочной базы для разработки новой и модернизации старой техники для проведения работ по ликвидации чрезвычайных ситуаций. Исходя из специфики условий эксплуатации инженерной и аварийно–спасательной техники необходимо использовать научно – обоснованный подход к выполнению проектировочных и проверочных расчетов несущих элементов этих машин с целью усовершенствования их конструкций при модернизации.

**Объекты и методы исследований.** Задача исследования формулируется следующим образом: установить основные критерии, по которым выполняются проектировочные и проверочные расчеты несущих элементов инженерной и аварийно-спасательной техники.

В обычной практике расчетов отдельных деталей на прочность при проектировании [2-3] решают две основные задачи. 1) размеры поперечного сечения детали и 2) выбирают материал для ее изготовления. Методики таких расчетов разработаны давно и широко известны. При проектировании силовых систем решаются более сложные задачи, чем при расчетах на прочность. Во-первых, требуется определить размеры не одного, а двух элементов системы в сложных условиях нагрузки, а также выбрать материалы для их изготовления. Во-вторых, надо учесть работу системы как целого, т.е. принять во внимание и прямой, и обратный эффекты.

Необходимо изложить принципы проектирования Сосновского - Трощенко и сравнительно проанализировать различные результаты расчета силовых систем (а) традиционными методами (по отдельным критериям сопротивления усталости и/или износостойкости) и (б) методами износоусталостных повреждений (по комплексным критериям износоусталостного повреждения) [2-4]. Поэтому мы будем рассматривать лишь простейшие силовые системы [5]. Такие системы следует считать принципиальными, поскольку они находятся под воздействием как контактных, так и неконтактных (повторно-переменных) нагрузок.

Определим диаметр вала силовой системы манипулятора ИМР, которая работает при фрикционно-механической усталости. Условие прочности с коэффициентом запаса  $n_{от}$  следует записать с учетом прямого эффекта

$$\text{—} \tag{1}$$

где  $[\sigma]$  - допускаемое напряжение. Величину  $\sigma_{-1\tau}$  (предела выносливости вала с учетом влияния процессов трения и изнашивания) можно установить либо экспериментально (с помощью машин для износоусталостных испытаний), либо расчетным методом, например, по формуле [1]:

$$\frac{M}{W} = \frac{16M}{\pi d^3} \quad (2)$$

Пусть вал диаметром  $d$  изгибается моментом  $M$ . Тогда, как известно, наибольшее нормальное напряжение в нем

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W} \quad (3)$$

где  $W$  - момент сопротивления изгиба.

Учитывая (3) в (4), найдем, с учетом (2), необходимый диаметр вала:

$$d_{TF} = d_F \left( \frac{K_{\sigma\tau}}{\Lambda_{\sigma\tau}} \right)^{1/3} \quad (4)$$

Таким образом, требуемый диаметр вала ( $d_{TF}$ ) можно определить либо по комплексной характеристике износоусталостного повреждения ( $\sigma_{-1\tau}$ ), либо по отдельным характеристикам сопротивления усталости ( $\sigma_{-1}$ ) и износоустойкости ( $\tau_f$ ) - в зависимости от того, какими результатами экспериментов располагает расчетчик.

Графический анализ формулы (4) дан на рис. 1а, где осью ординат служит отношение  $d_{TF} / d_F$  диаметра вала, определенного по критерию износоусталостного повреждения ( $d_{TF}$ ) либо по критерию механической усталости ( $d_F$ ); здесь принято, что коэффициенты запаса в обоих случаях одинаковы ( $n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$ ). Случаю  $d_{TF} = d_F$  соответствует горизонтальный пунктир на рис. 1а. Учет процессов трения и изнашивания при  $\Lambda_{\sigma\tau} = 1$  иллюстрируется криволинейной пунктирной линией; сплошные линии характеризуют случаи, когда  $\Lambda_{\sigma\tau} > 1$  либо  $\Lambda_{\sigma\tau} < 1$ .

Пусть, например,  $\frac{\tau_w^2}{\tau_f^2} = 0,5$ . Тогда оказывается, что  $d_{TF} / d_F \approx 1,12$ , когда  $\Lambda_{\sigma\tau} = 1$ , и

$d_{TF} / d_F \approx 1,2$ , когда  $\Lambda_{\sigma\tau} \approx 1,2$ . А в случае, когда  $\Lambda_{\sigma\tau} \approx 0,5$ , имеем  $d_{TF} \approx 0,93 d_F$ . Конкретные значения параметра  $\Lambda_{\sigma\tau}$  взаимодействия повреждений определяют в зависимости от свойств упрочнения-разупрочнения материалов, принятых для элементов силовой системы, и условий ее эксплуатации.

Общее заключение таково: диаметр вала определённый по критерию износоусталостных повреждений, может быть существенно меньше или больше того диаметра, который был бы определен по критерию механической усталости при условии, что изгибающий момент в обоих случаях одинаков.

Задачу определения площади контакта решим для силовой системы, которая работает при контактно-механической усталости. В таком случае условие прочности с коэффициентом запаса  $n_{p\sigma}$  следует записать с учетом обратного эффекта

$$\sigma \leq \frac{\sigma_{-1}}{n_{p\sigma}} \quad (5)$$

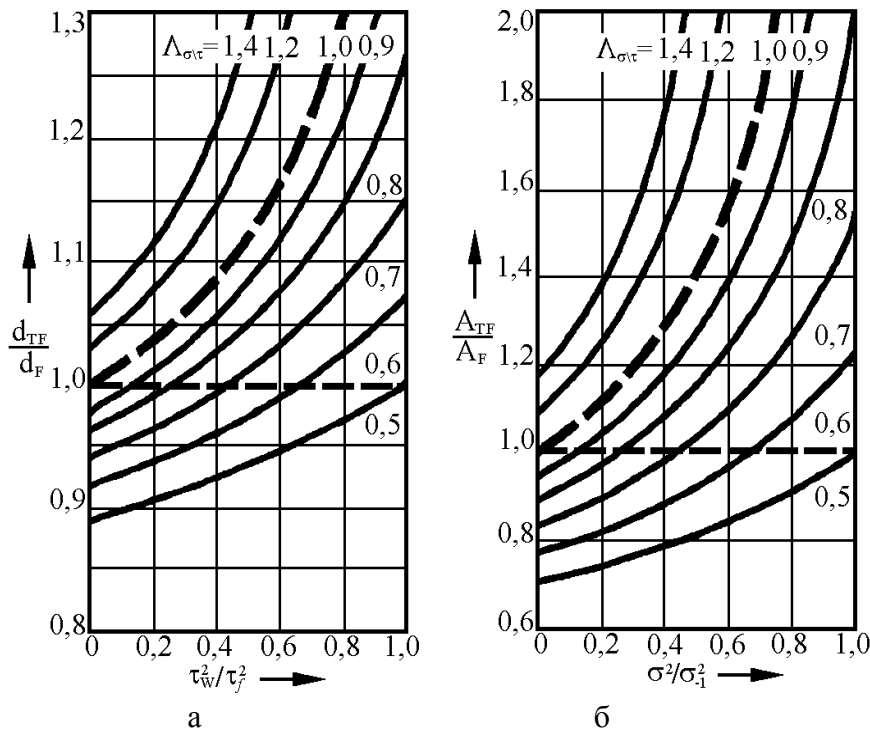


Рис. 1. Основные решения задачи проектирования силовых систем: а - определение диаметра вала; б - определение площади контакта.

где  $[p]$  - допускаемое контактное давление. Величину  $p_{fg}$  (предела контактной выносливости с учетом влияния циклических напряжений) устанавливают либо экспериментально (с использованием машин для износоусталостных испытаний), либо расчетным методом,[1]

$$\frac{d_{TF}}{d_F} = \frac{A_{TF}}{A_F} \quad (6)$$

Рассмотрим далее случаи контакта вала с цилиндрическим роликом. Из (5) с учетом (6) получаем формулу для расчета требуемой (номинальной) площади контакта:

$$A_{TF} = \frac{d_{TF}^2}{4} \quad (7)$$

Зная величину площади контакта (7) и радиус вала, радиус ролика вычислить нетрудно (например, по соответствующему решению Герца).

**Результаты.** Анализ условия (7) аналогичен анализу условия (4) и дан на рис. 1б. Из этого рисунка следует, что в зависимости от условий работы системы и принятых материалов для изготовления ее элементов может быть  $A_{TF} \leq A_T$  или  $A_{TF} \geq A_T$ . Иными словами, площадь контакта, определенная по критерию износоусталостных повреждений ( $A_{TF}$ ), может быть существенно больше или меньше той площади, которая была определена по критерию «чистого» трения ( $A_T$ ).

**Выводы.** Таким образом, рассмотрен метод проектирования силовых систем с позиции износоусталостных повреждений, обеспечивающей оптимальное конструирование несущих элементов инженерной и аварийно-спасательной техники.

Проектирование таким методом силовых систем несущих элементов инженерной и аварийно-спасательной техники существенно повысит ее надежность.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Трощенко в.т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В.Т. Трощенко. - Киев: Наукова думка, 1981. - 343 с.
2. Приймаков А.Г. Основы конструирования силовых волновых механизмов с позиции трибофатики // А.Г. Приймаков., Ю.А. Градыский., Г.А. Приймаков. Монография. Харьков: Оберіг, 2012. 302 с.
3. Приймаков А.Г. Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач // А.Г. Приймаков. Ю.С. Воробьев. Г.А. Приймаков. Монография. Харьков: Оберіг, 2010. 383 с.
4. Приймаков А.Г. Расчет и проектирование герметичных силовых волновых зубчатых передач // А.Г. Приймаков., Г.А. Приймаков., Н.П. Швырев. Монография. Харьков: Оберіг, 2010. 112 с.
5. Сосновский Л.А. Комплексная оценка надежности силовых систем по критериям сопротивления усталости и износостойкости (Основы трибофатики) / Л.А. Сосновский. - Гомель: БелИИЖТ, 1988. - 55 с.

Д.Л. Соколов.

**Щодо питання проектування несучих елементів силових систем для інженерної та аварійно-рятувальної техніки.**

Викладено основні принципи проектування силових систем, що забезпечують оптимальне конструювання несучих елементів інженерної та аварійно - рятувальної техніки. Розглянуто метод проектування силових систем з позиції ізносоусталостних ушкоджень, що забезпечує оптимальне конструювання несучих елементів.

D. Sokolov.

**The question of design elements bearing for power systems engineering and rescue equipment.**

Изложены основные принципы проектирования силовых систем, обеспечивающие оптимальное конструирование несущих элементов инженерной и аварийно - спасательной техники. Рассмотрен метод проектирования силовых систем с позиции износоусталостных повреждений, обеспечивающей оптимальное конструирование несущих элементов.

D. Sokolov.

**The question of design elements bearing for power systems engineering and rescue equipment.**

The basic principles of designing power systems that ensure optimal design of bearing elements of engineering and emergency - rescue equipment. Considered power systems design method from the standpoint of wear-fatigue damage, providing the optimal design of bearing elements.