

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ПЕРЕДАЧ МАШИН С УЧЕТОМ ПОДХОДОВ ТРИБОФАТИКИ

Лидский технический колледж

УО «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы»

г. Лида, Беларусь

Создание в последние годы теоретических основ трибофатики, развитие ее экспериментальной базы, методов износоусталостных испытаний силовых систем машин и их моделей, стандартизация этой бурно развивающейся области механики предопределили внедрение накопленного в трибофатике опыта в практику расчета изделий машиностроения и приборостроения.

Наиболее успешными примерами инженерных приложений трибофатики, на наш взгляд, являются: методика оригинальных износоусталостных испытаний моделей зубчатых передач, анализа качества и разработанные на ее основе мероприятия по повышению надежности коробки передач ПКК 0135000 производства ПО «Гомсельмаш» [1, 2], методика расчетно-экспериментальной оценки характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям и надежности силовой системы коленчатый вал – подшипник скольжения [3]. Ведутся серьезные исследования по оценке и повышению характеристик надежности уникальной силовой системы железнодорожные колесо – рельс [4].

По-видимому, назрела потребность в корректировке, а в ряде случаев и в пересмотре методов расчета типовых соединений и передач машин общего применения с учетом методологии механики износоусталостного повреждения. Так как эти соединения и передачи являются наиболее массовыми, следует ожидать существенный экономический эффект от разработки и внедрения новых методов расчета.

Ниже излагается ряд предложений по совершенствованию методик расчета некоторых типовых соединений и передач, прежде всего таких, где взаимодействие явлений механической усталости и трения наиболее заметно и может привести к значительному влиянию на характеристики сопротивления разрушению.

В большинстве соединений деталей машин реализуются одновременно и процессы трения, и механическая усталость. К ним можно отнести соединения с натягом, шпоночные, шлицевые, профильные, заклепочные, резьбовые соединения. Прочность и долговечность таких узлов лимитируется чаще всего фреттинг-усталостью – одним из видов износоусталостного повреждения.

Рассмотрим, например, цилиндрические соединения с натягом, расчет которых выполняют преимущественно в форме проверочного. Необходимое посадочное давление p в общем случае нагружения (действуют осевая сила и вращающий момент) [5]

$$p \geq \frac{Fs}{\pi d l f} \quad (1)$$

подбирают из условия прочности сцепления, где F – равнодействующая сила; l – длина ступицы; d – диаметр посадочной поверхности; s – коэффициент безопасности; f – коэффициент трения.

Влияние переменных напряжений (в условиях сложного напряженного состояния их уровень оценивается амплитудой эквивалентных напряжений $\sigma_{э\text{кв}}$) на прочность соединения можно учесть путем корректировки коэффициентов трения и безопасности, в обозначении которых введем индекс « σ », т.е. f_σ и s_σ

В трибофатике получено следующее выражение для f_σ [4]:

$$f_\sigma = \pm \frac{\sigma}{\tau_w} = \pm \frac{\sigma}{p} \cdot \frac{1}{f}, \quad (2)$$

где $\tau_w = pf$ – удельная сила трения; f – коэффициент трения без учета переменных напряжений σ . В работе [6] приводится эмпирическая формула для коэффициента трения при фреттинг-усталости в условиях переменного изгиба вала:

$$f_\sigma = f - \beta \frac{\sigma}{p} \cdot \frac{d}{l}, \quad (3)$$

где β – коэффициент, определяемый экспериментально.

Коэффициент безопасности s_σ рекомендуют [5] в условиях циклических напряжений изгиба увеличивать \sim в 2 раза по сравнению с коэффициентом безопасности s при их отсутствии:

$$s_\sigma \approx 2s. \quad (4)$$

Однако требуется обоснование значений величины s_σ для различных условий нагружения с учетом подходов трибофатики.

Таким образом, условие (1) следует привести к виду:

$$p \geq \frac{Fs_\sigma}{\pi d l f_\sigma}. \quad (1a)$$

Расчетный натяг N для обеспечения требуемого давления определяют в соответствии с зависимостью Лямэ, которую с учетом (1a) запишем так:

$$N = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = \frac{Fs_\sigma}{\pi l f_\sigma} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (5)$$

где C_1 и C_2 – коэффициенты радиальной податливости вала и втулки; E_1 и E_2 – модули продольной упругости материалов вала и втулки соответственно.

В процессе работы соединения из-за фреттинг-износа его элементов ослабляется натяг. Суммарный износ этих элементов в точке посадочной поверхности можно приближенно определить, используя формулу американских исследователей, приведенную в [5], уточнив ее применительно к сопряженным деталям и с учетом влияния переменных напряжений:

$$i_\sigma = \frac{2k_{f_\sigma} N f_\sigma^4}{30} \left(\frac{1}{H_1} + \frac{1}{H_2} \right) \int_0^\pi p(\varphi) \Delta'_x(\varphi) dx,$$

где $p(\varphi)$, $\Delta'_x(\varphi)$ – изменение давления и производной осевого смещения в зависимости от угловой координаты φ окружности посадочной поверхности (МПа, м); $k_{F\sigma}$ – коэффициент износа при фреттинг-усталости, зависящий от материалов сопрягаемых деталей; H_1 , H_2 – твердость по Виккерсу элементов соединения.

Необходимо провести дополнительное исследование по оценке значений коэффициентов $k_{F\sigma}$ и уточнению областей применимости выражения (6).

При проектировании опор скольжения – массовых и ответственных узлов машин – их ресурс в числе оборотов определяют в общем случае (изнашиваются оба элемента узла) по известному соотношению [5]

$$N = \frac{[i]}{(I_h L)_1 + (I_h L)_2},$$

где $[i]$ – общий допустимый износ элементов узла; I_h – линейная интенсивность изнашивания; L – путь трения за один оборот подвижного элемента. Индексы соответствуют элементам 1 (вал) и 2 (втулка, вкладыш) узла.

Если вал, установленный в подшипнике скольжения, в процессе эксплуатации подвергается циклическим напряжениям изгиба и/или растяжения-сжатия и/или кручения, то имеем силовую систему, работающую в условиях трения скольжения. В этом случае влияние переменных напряжений σ , а также коррозионного воздействия смазочного материала и окружающей среды может быть оценено путем введения в (7) интенсивности изнашивания $I_{h\sigma}$ определяемой выражением [4]:

$$I_{h\sigma} = I_h \left(\left[1 + \frac{\sigma \cdot \tau_f}{\tau_w \cdot \sigma_{-1}} \frac{1 - D_{\tau/T}}{1 - D_{\sigma/T}} \right]^{m_\sigma} \frac{K_0}{K_{RR}} \frac{N_\tau}{N_\sigma} \right) R_{\tau/\varepsilon},$$

где I_h – интенсивность изнашивания элемента узла трения (без учета σ); σ_{-1} – предел выносливости вала при симметричном цикле по критерию образования магистральной трещины; τ_f – предел фрикционной выносливости элемента силовой системы по критерию достижения допустимого износа; m_σ – показатель наклона кривой механической усталости вала; $D_{\tau/T}$, $D_{\sigma/T}$ – параметры, учитывающие электрохимическую повреждаемость элемента силовой системы; K_0 – эмпирический коэффициент; K_{RR} – параметр Роско-Рибиндера; N_τ , N_σ – долговечность по критериям фрикционной и механической усталости соответственно; $R_{\tau/\varepsilon}$ – параметр взаимодействия повреждений.

Приведем некоторые предложения по совершенствованию методов расчета передач зацеплением и гибкой связью.

Зубчатые передачи. С точки зрения трибофатики уточнения требует прежде всего методика проверочного и проектировочного расчетов передач по контактным напряжениям σ_H , поскольку возникающие под действием изгибающего момента растягивающие напряжения накладываются на сжимающие контактные напряжения, и выкрашивание рабочей поверхности зуба является, по существу, результатом сложного взаимодействия указанных повреждений. Поэтому необходимо уточнить методику оценки допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$, связанных с пределом выносливости σ_{lim} зубьев.

Червячные передачи. При работе передачи имеет место трение качения со скольжением витков червяка по зубьям червячного колеса, изгиб зубьев червячного колеса и вала червяка. Следовательно, происходит взаимодействие процессов трения и изнашивания и механической усталости на сопряженных зубьях червячного колеса и витках червяка. Значит, есть необходимость корректировки методики расчетно-экспериментальной оценки характеристик сопротивления контактной усталости зубьев червячного колеса с учетом циклических напряжений изгиба, а для некоторых открытых червячных передач, ресурс которых лимитирует износ, следует предусмотреть расчет на износостойкость также с учетом напряжений изгиба.

Цепные передачи. При расчете передачи определяют разрушающие нагрузки по критерию механической усталости материала пластин, валиков и втулок приводных цепей, расчетные формулы для которых приведены, например, в энциклопедии [5], должны быть модернизированы с целью учета сил трения и влияния процессов трения (скольжения, качения с проскальзыванием) на сопротивление усталости пластин, валиков и втулок. С другой стороны, при оценке допускаемого давления [р], используемого в расчете шарниров цепи на износостойкость, следует учесть влияние напряжений изгиба, возникающих во втулках и валиках.

По нашему мнению, в ряде случаев расчет цепных передач при проектировании должен включать также оценку сопротивления пластин цепи и зубьев звездочки трению-механической усталости.

Ременные передачи. Потеря несущей способности ременной передачи происходит, как известно, по критерию усталостной прочности ремня. Передачу рассчитывают по тяговой способности и по долговечности ремня. Кривые усталости ремней описываются зависимостью [5, 7]:

$$\sigma_{\max}^{m_{\sigma}} N_{\sigma} = C_{\sigma}, \quad (9)$$

где m_{σ} , C_{σ} – опытные постоянные; σ_{\max} – наибольшее напряжение в ремне; N_{σ} – число циклов нагружения за срок службы ремня.

Ресурс ремня в часах можно найти по формуле [5, 7]:

$$L_h = \left(\frac{C_{\sigma}}{\sigma_{\max}} \right)^{m_{\sigma}} \frac{1}{3600 \xi z_{ш}}, \quad (10)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба ремня на меньшем и большем шкивах; $z_{ш}$ – число шкивов в передаче.

Ясно, что в ременной передаче, которая относится к передачам трением, влияние процессов трения и изнашивания на характеристики сопротивления усталости (так называемый прямой эффект) ремня должно быть существенным. Поэтому их следует определять в заданных условиях трения – условиях, в которых работает проектируемая передача. К указанным характеристикам сопротивления усталости, полученным в заданных условиях трения, добавим индекс «т», означающий учет удельной силы трения τ_w . Тогда формулы (9), (10) можно записать в виде:

$$\sigma_{\max}^{m_{\sigma t}} N_{\sigma t} = C_{\sigma t}, \quad (9a)$$

$$L_h = \left(\frac{C_{\sigma}}{\sigma_{\max}} \right)^{m_{\sigma}} \frac{1}{3600 \xi z_{\text{ш}}}, \quad (10a)$$

Методика расчетно-экспериментальной оценки величин m_{σ} , C_{σ} , N_{σ} изложена в работах [4, 8].

ЛИТЕРАТУРА

1. Жмайлик В.А. К оценке качества силовых систем по критериям сопротивления износоусталостным повреждениям// Заводская лаборатория. – 1999. - №4. – С.55 – 58;
2. Сосновский Л.А., Жмайлик В.А. Показатель качества материалов по механическим свойствам и его применение// Заводская лаборатория. – 1999. - №3. – С.36 – 40.
3. Богданович А.В., Сосновский Л.А. Расчет надежности силовой системы «коленчатый вал – подшипник скольжения»: Учебное пособие. – Гомель: БелГУТ, 2004. – 91 с.;
4. Сосновский Л.А. Основы трибофатики: Учеб. Пособие для студентов высших технических учебных заведений. – Гомель: БелГУТ, 2003. – Ч.1. – 246 с. Ч.2. – 235 с.;
5. Машиностроение. Энциклопедия/ Ред совет: К.В. Фролов и др. Т. VI-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка/ Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др.; Под общ. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.;
6. Гречищев Е.С., Ильяшенко А.А. Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с.;
7. Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. Детали машин и основы конструирования: Учебник. Под общ. ред. А.Т. Скойбеда. – Мн.: Выш. шк., 2000. – 584 с.;
8. Л.А. Сосновский, А.В. Богданович. Теория накопления износоусталостных повреждений/ Под ред. Н.А. Махутова. – Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 2000. – 60 с.

УДК 621.185.532

С.Е. Бельский, Ф.Ф. Царук, А.В. Блохин

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА ЛИТЕЙНЫХ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ НА ИХ УСТАЛОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

*Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь*

Литейные алюминиевые сплавы широко применяются для изготовления ряда ответственных деталей машин, работающих при повышенных температурах в условиях динамических нагрузок, в частности для головок блоков цилиндров, поршней, элементов топливной аппаратуры двигателей. К таким материалам предъявляются высокие требования, как по прочностным, так и по усталостным характеристикам. Однако в настоящее время в связи с отсутствием в Республике Беларусь первичного алюминия расширяется использование алюминиевых сплавов из вторичного сырья, неизменно содержащих в составе железо (как правило, около одного процента). Структура таких материалов содержит игольчатые включения фазы Al_3Fe весьма негативно влияющие на их прочностные и особенно усталостные характеристики.

В настоящей работе исследовано влияние состава и технологии выплавки на усталостные характеристики вторичных литейных алюминиевых сплавов. Составы