

Изучая все рисунки 1 – 4 в целом, можно сделать общее заключение: несущая способность силовой системы (и ее элементов) определяется относительной величиной циклических напряжений (σ/σ_{-1}), относительной величиной контактных (p/p_f) либо фрикционных (τ_w/τ_f) напряжений и условиями взаимодействия повреждений от контактных и внеконтактных нагрузок ($R \geq 1$). Все это и принимается во внимание при проектировании силовых систем по критерия трибофатики.

Новые принципы проектирования, разработанные применительно к наиболее ответственным – силовым системам машин и оборудования, позволяют обоснованно решать проблемы обеспечения их эксплуатационной надежности по важнейшим критериям работоспособности – сопротивлению комплексным износоусталостным повреждениям. Нетрудно видеть, что эти принципы являются обобщенными; в частных случаях они сводятся к известным процедурам расчета элементов конструкций и узлов трения по отдельным критериям прочности и износостойкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Писаренко Г.С. и др. Сопротивление материалов. – Киев.: Вища школа, 1986. – 775 с;
2. Сосновский Л.А. Основы трибофатики. – Гомель: БелГУТ, 2003. – Т.1. – 246 с., – Т.2. – 234 с;
3. Основы трибологии. Под ред. А.В. Чичинадзе/ Авт.: А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше и др. – М.: Машиностроение, 2001. – 663 с;
4. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 528 с;
5. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение в экстремальных условиях. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с;
6. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). Научный редактор Сосновский Л.А./ Авт.: Л.А.Сосновский, В.Т. Трощенко, Н.А. Махутов, Гао Ван-Чжэн, А.В. Богданович, С.С. Щербаков. – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001. – 170 с.

УДК 620.178.16; 620.178.3

Л.А. Сосновский¹⁾, Н.А. Махутов²⁾

ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИЛОВЫХ СИСТЕМ С УЧЕТОМ РИСКА ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

¹⁾ *Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

²⁾ *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН
Москва, Россия*

Согласно нашему представлению, риск есть ожидание повреждений в объектах; это, в обобщенном понимании, ожидание любых неблагоприятных событий, явлений, ситуаций [1–3]. Количественно такое ожидание можно оценить как долю «плохого в хорошем». Если, например, $P(A)$ – вероятность отказа силовой системы, а $Q(B)$ – вероятность ее безотказной работы, то показатель риска

$$\rho = \frac{P(A)}{Q(B)}. \quad (1)$$

определяется соотношением вероятностей указанных событий, которое и выражает отношение плохого $[P(A)]$ в хорошем $[Q(B)]$.

Зависимость показателя риска ρ от вероятностей $P(A)$ и $Q(B)$, при условии, что

$$P(A) + Q(B) = 1, \quad (2)$$

называется оперативной характеристикой риска. Ее графическое представление дано на рисунке 1 для ограниченного интервала

$$0 \leq \rho \leq 1. \quad (3)$$

Нижняя граница риска $\rho=0$ соответствует случаю, когда $P(A) = 0$. Верхнее значение анализируемых на рисунке 1 рисков $\rho_k=1$ ограничено условием, что $P(A) = Q(B) = 0,5$. Значение $\rho_k=1$ считается критическим. Поскольку численное значение показателя риска может изменяться на несколько порядков, то шкалу ρ для оперативной характеристики зачастую принимают логарифмической (см. рисунок 1, а). Текущее (оцененное по формуле (1)) значение риска указывают на оперативной характеристике сплошной вертикальной линией AB .

В принципе может быть установлено нормативное значение риска $[\rho]$. Его обосновывают соответствующим технико-экономическим расчетом с учетом тяжести последствий в случае реализации тех или иных неблагоприятных событий. Нормативное значение риска $[\rho]$ указывают пунктирной линией на его оперативной характеристике (см. рисунок 1, а).

Интересно, что на оперативной характеристике риска (см. рисунок 1, б) обнаруживается так называемая золотая пропорция. Если на шкале вероятностей указать числа $Q_G = 0,618$ и $P_G = 0,382$, то на оперативной характеристике образуется сечение $A_G B_G$, которое определяет золотой риск

$$\rho_G = \frac{0,382}{0,618} = 0,618, \quad (4)$$

равный золотому числу $\Phi^{-1} = 0,618$. Поскольку развиваемая концепция риска содержит в себе золотое сечение, то, следовательно, она причастна к фундаментальным результатам. Более подробно вопросы оценки риска и безопасности обсуждаются в работах [2–6].

Ниже речь идет о предложенных в трибофатике принципах проектирования не машины, а только наиболее ответственных – силовых ее систем. Процедура проектирования предусматривает, прежде всего, обоснованное определение основных размеров элементов, которые обеспечивают требуемую работоспособность системы как целого. Если расчетное условие прочности записывать по параметрам риска и/или безопасности, то и определяющие размеры элементов системы устанавливаются по этим критериям.

Изложим процедуру проектирования силовой системы по критерию приемлемого риска. Требуется определить диаметр вала и площадь контакта подшипника в зависимости от уровня риска, изменяющегося в интервале (3).

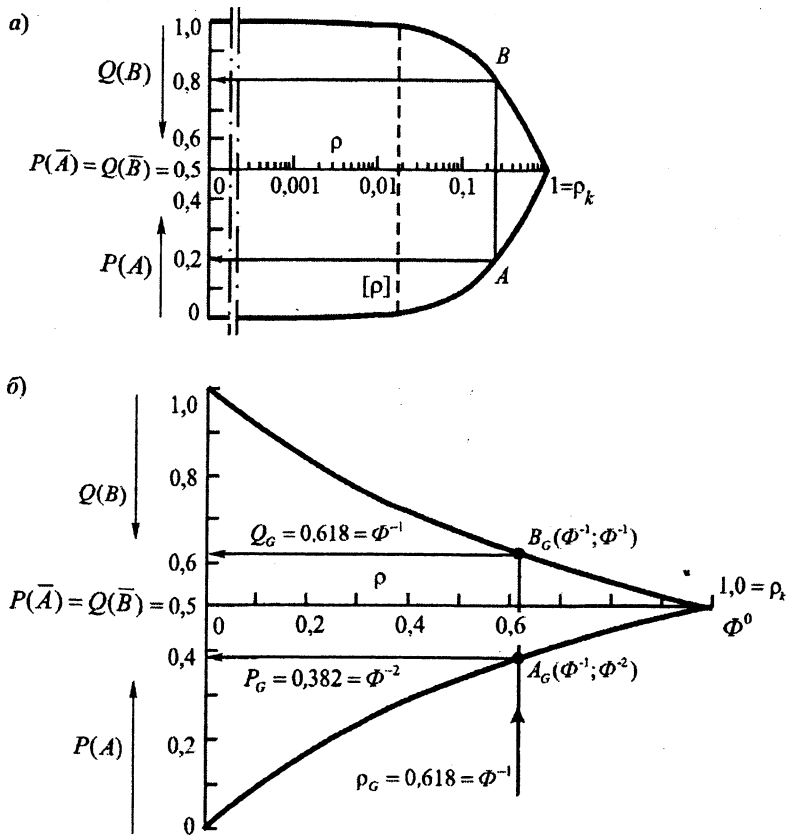


Рисунок 1. Оперативная характеристика риска, построенная на логарифмической (а) либо равномерной (б) шкале

Будем считать, что этот интервал и устанавливает приемлемый риск. Нормативное значение приемлемого риска обозначим через $[\rho]$. Условие прочности запишем в терминах повреждений ω :

$$\omega_{\Sigma} \leq [\omega] = \frac{[\rho]}{k_p}. \quad (5)$$

Используя простейший критерий предельного состояния силовой системы [4], запишем

$$\Lambda_{\sigma/\tau} \left(\frac{a_{\sigma}}{U_0} \sigma^2 + \frac{a_{\tau}}{U_0} \tau_w^2 \right) \leq \frac{[\rho]}{k_p}, \quad (6)$$

где σ – циклические напряжения, τ_w – удельная сила трения (фрикционные напряжения), a_{σ} , a_{τ} , k_p – коэффициенты [4], U_0 – энергия разрыва межатомной связи.

Уравнение (6) позволяет решить три задачи.

(1) *Определить требуемый диаметр вала.* Это задача о прямом эффекте (когда сопротивление усталости оценивается с учетом влияния процесса трения) [4, 5]. Следовательно, уравнение (6) надо разрешить относительно циклического напряжения $\sigma = \sigma_p$:

$$\sigma_p \leq \sqrt{\frac{U_0}{a_{\sigma}} \frac{[\rho]}{k_p \Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{a_{\tau}}{a_{\sigma}} \tau_w^2}. \quad (7)$$

Задавая приемлемое для данной системы численное значение $[\rho]$ в соответствии с интервалом (3) его возможного изменения, из (7) получаем тот уровень циклического напряжения σ_ρ , который и соответствует приемлемому риску. Поскольку для вала

$$\sigma_\rho = \frac{M}{W_\rho} = \frac{32M}{\pi d_\rho^3}, \quad (8)$$

то, учитывая (8) в (7), получим требуемый либо момент сопротивления W_ρ , соответствующий принятому уровню ρ :

$$W_\rho \geq \frac{M}{\sigma_d \sqrt{k_\rho \Lambda_{\sigma/\tau} \frac{[\rho]}{a_\tau \tau_w^2} - \frac{a_\sigma \sigma_d^2}{a_\sigma \sigma_d^2}}}, \quad (9)$$

либо непосредственно диаметр вала

$$d_\rho \geq \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi \sigma_d \sqrt{k_\rho \Lambda_{\sigma/\tau} \frac{[\rho]}{a_\tau \tau_w^2} - \frac{a_\sigma \sigma_d^2}{a_\sigma \sigma_d^2}}}}, \quad (10)$$

где предел деструкции $\sigma_d = \sqrt{U_0 / a_\sigma}$ [4].

Формулы (9) либо (10) и дают решение поставленной первой задачи.

(2) *Определить требуемую площадь контакта подшипника с валом.* Это задача об обратном эффекте (когда износостойкость оценивается с учетом влияния процессов усталостного повреждения при действии циклических напряжений σ) [4, 5]. Следовательно, теперь уравнение (6) надо разрешить относительно фрикционного напряжения $\tau_w = \tau_\rho$:

$$\tau_\rho \leq \tau_d \sqrt{\frac{[\rho]}{k_\rho \Lambda_{\sigma/\tau} \frac{a_\sigma \sigma^2}{a_\tau \tau_d^2}}}. \quad (11)$$

Если τ_ρ – среднее фрикционное напряжение на площадке контакта, то

$$\tau_\rho = \frac{F_\sigma}{A_\rho} = f_\rho p_a. \quad (12)$$

Учитывая (12) в (11), получим

$$A_a = \frac{F_s}{\tau_d \sqrt{k_\rho \Lambda_{\sigma/\tau} \frac{[\rho]}{a_\tau \tau_d^2} - \frac{a_\sigma \sigma^2}{a_\sigma \sigma_d^2}}}, \quad (13)$$

где F_σ – сила трения в силовой системе и предел деструкции $\tau_d = \sqrt{U_0 / a_\tau}$ [4].

Формула (13) и дает решение второй поставленной задачи.

Очевидно, что проблема работоспособности силовой системы как целого еще не решена окончательно: требуется знать, каково должно быть значение коэффициента трения f_ρ в силовой системе, соответствующее приемлемому риску ρ .

(3) *Определить требуемое значение коэффициента трения.* Из (11) с учетом (12) имеем

$$f_\rho = \frac{1}{p_a} \tau_d \sqrt{\frac{[\rho]}{k_\rho \Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{a_\sigma \sigma^2}{a_\tau \tau_d^2}}. \quad (14)$$

Формула (14) и дает решение третьей поставленной задачи.

Таким образом, на основе формул (10), (13) и (14) оказывается построенной процедура проектирования силовой системы по критерию приемлемого риска.

Проанализируем основные формулы (9) и (14)

Введем момент сопротивления по пределу деструкции σ_d :

$$W_d = M / \sigma_d \quad (15)$$

и учтем, что $a_\tau / a_\sigma \approx 4$ [4]. Тогда формула (9) с учетом (15) примет вид

$$\frac{W_\rho}{W_d} = \frac{1}{\sqrt{\frac{[\rho]}{k_\rho \Lambda_{\sigma/\tau}} - 4 \left(\frac{\tau_w}{\sigma_d} \right)^2}}. \quad (16)$$

Графический анализ формулы (16) дан на рисунке 2 при $k_\rho = 1$.

Поскольку величина момента сопротивления W_d соответствует пределу деструкции материала, соотношение W_ρ / W_d фактически определяет коэффициент запаса прочности, исчисляемый как σ_d / σ_ρ . Если $W_\rho = W_d$, то это значит, что $\sigma_\rho = \sigma_d$, т. е. при $W_\rho / W_d = 1$ имеем безусловное разрушение.

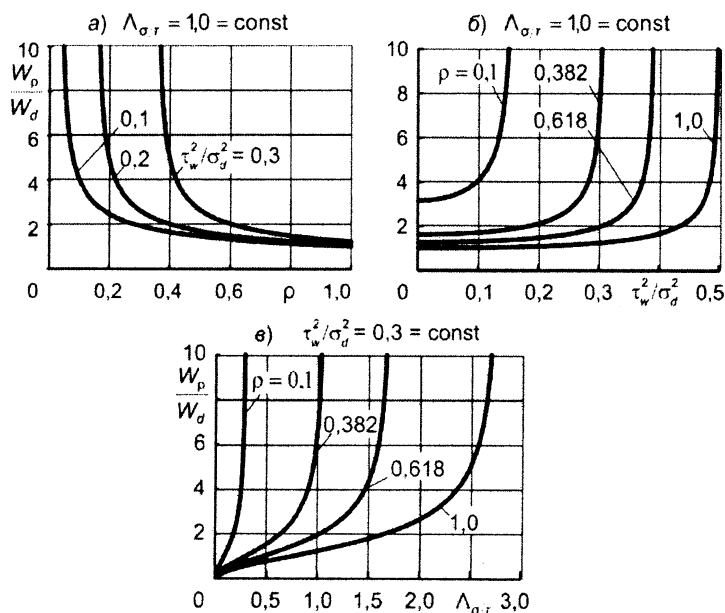


Рисунок 2. Графический анализ уравнения (16)

Следовательно, чем больше величина W_p/W_d , тем выше коэффициент запаса $\sigma_d/\sigma_p > 1,0$ и, естественно, тем меньше риск достижения предельного состояния. И, наоборот: чем больше риск, тем ближе значение W_p должно быть к величине W_d , т. е. тем меньше будет величина W_p/W_d . Эту основную закономерность и отражают графики на рисунке 2, а. В количественном отношении указанная закономерность существенно корректируется величиной фрикционного напряжения τ_w , исчисляемого в долях от предела деструкции σ_d (т. е. значением τ_w/σ_d). Из рисунков 2, а и 2, б следует: если τ_w^2/σ_d^2 увеличивается, то риск соответственно растет (при данном соотношении W_p/W_d). Другой вывод состоит в том, что всегда приходится увеличивать W_p (или, что то же, соотношение W_p/W_d), если нужно поддерживать $\rho = const$ при росте τ_w/σ_d (см. рисунок 2, б), либо сохранять $\tau_w/\sigma_d = const$ при снижении ρ (см. рисунок 2, а). Наконец, согласно рисунку 2, в параметр взаимодействия повреждений $\Lambda_{\sigma/\tau}$ оказывает существенное влияние на работоспособность системы; при этом чем ниже его значение, тем меньший требуется момент сопротивления W_p при данном $\rho = const$. С другой стороны, рост ρ приводит к сдвигу графиков на рисунке 2, в вправо, т. е. при $W_p/W_d = const$ увеличение $\Lambda_{\sigma/\tau}$ ведет к повышению ρ .

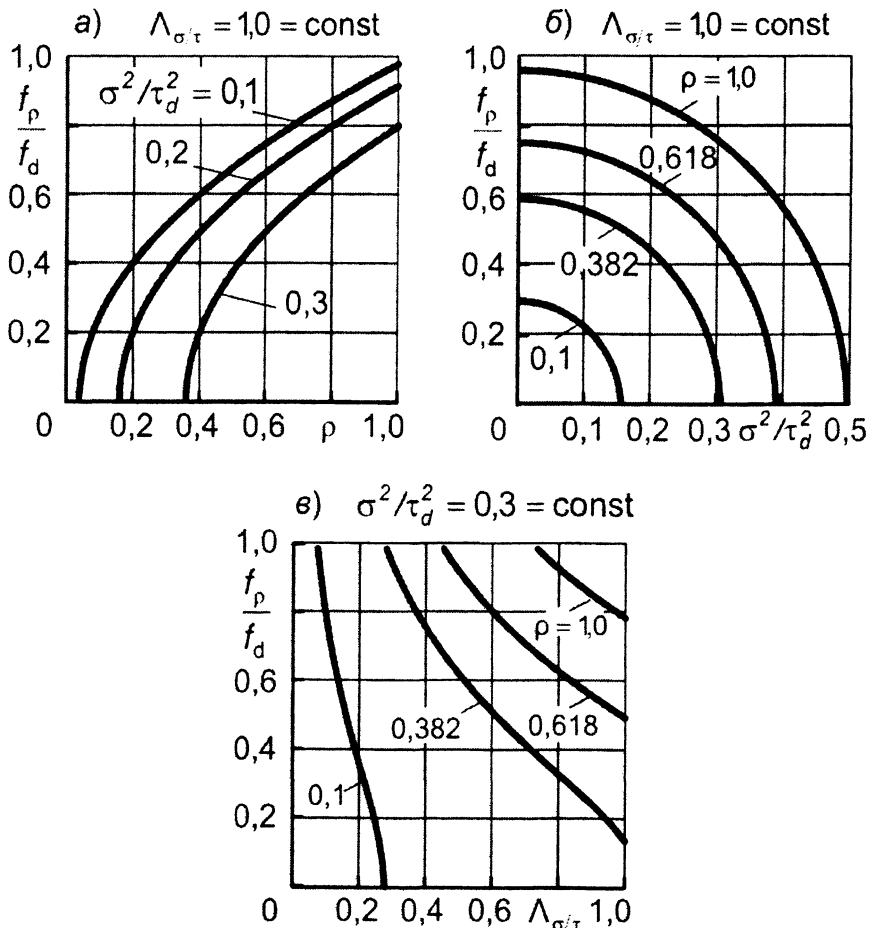


Рисунок 3. Графический анализ уравнения (18)

Введем теперь коэффициент трения, определяемый по пределу деструкции τ_d :

$$f_d = \tau_d / p_a. \quad (17)$$

Тогда формула (14) с учетом (17) примет при $a_\sigma / a_\tau = 0,25$ [4] вид

$$\frac{f_\rho}{f_d} = \sqrt{\frac{[\rho]}{k_\rho \Lambda_{\sigma/\tau}} - 0,25 \left(\frac{\sigma}{\tau_d} \right)^2}. \quad (18)$$

Графический анализ формулы (18) дан на рисунке 3. Из него следует, что коэффициент трения f_ρ , соответствующий данному значению ρ , зависит также от величины $\Lambda_{\sigma/\tau}$ и соотношения σ/τ_d . Общая закономерность такова: коэффициент трения должен быть снижен, если а) нужно уменьшить ρ при $\sigma/\tau_d = const$ (см. рисунок 3, а); б) увеличивается σ/τ_d при $\rho = const$ (см. рисунок 3, б); в) растет $\Lambda_{\sigma/\tau}$ при $\rho = const$ (см. рисунок 3, в).

Таким образом, разработаны принципы и процедуры проектирования силовых систем машин и оборудования на базе представления о риске, который определяется соотношением вероятностей отказа и безотказной работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сосновский Л. А. Показатель безопасности и оперативная характеристика риска: Методические указания. – Гомель: БелГУТ, 1991. – 16 с; 2; Махутов Н.А., Сосновский Л.А. Риск применения и безопасность силовых систем/ Тр. 4-го Международного симпозиума по трибофатике (ISTF 4), 23–27 сентября 2002 г., Тернополь (Украина)/ Отв. Ред. В.Т. Трощенко. – Тернополь: Тернопольский государственный технический университет имени Ивана Пулюя, 2002. – Т. 1. – С. 44-49;
3. Сосновский Л.А. Об оценке риска и безопасности// Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса (Тезисы докладов Международной научно-практической конференции). – Гомель: БелГУТ, 2003. Часть 1. – С.110-112; 4. Сосновский Л.А. Основы трибофатики. – Гомель: БелГУТ, 2003. – Т.1. – 246 с., – Т.2. – 234 с; 5. Сосновский Л.А., Махутов Н.А. Трибофатика: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности машин. – Москва-Гомель: ФЦНТП "Безопасность" - НПО "ТРИБОФАТИКА", 2000. – 304 с; 6. Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.