

Список литературы

1. Дудина, О.И. Качество рабочей силы в условиях обновления производства: автореф. дис. ... канд. экон. наук: 08.00.05 / О.И. Дудина. — Екатеринбург, 2005. — 24 с.
 2. Жиленкова, Е.П. Управление промышленными предприятиями на основе эффективной подготовки и использования персонала (на примере Брянской области):

дис. ... канд. экон. наук: 08.00.05 / Е.П. Жиленкова. — Брянск, 2006. — 218 с.
 3. Иванова, С.Н. Программы внутрифирменного обучения персонала и оценка их эффективности: дис. ... канд. экон. наук: 08.00.05 / С.Н. Иванова. — М., 2002. — 194 с.
 4. Клочков, А.К. КРП и мотивация персонала. Полный сборник практических инструментов / А.К. Клочков. — М.: Эксмо, 2010. — 160 с.

УДК 621.192(035)

С.С. Чибухчян, канд. техн. наук
М.Г. Стакян, доктор техн. наук

Государственный инженерный университет Армении (Политехник)

В.Н. Пряхин, доктор техн. наук

Московский государственный университет природообустройства

НАДЕЖНОСТЬ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ ПО КРИТЕРИЮ ПРОЧНОСТИ

Обеспечение необходимого уровня надежности машин и транспортных систем различного назначения носит комплексный характер, так как процессы проектирования, изготовления, эксплуатации и обслуживания включают выявление и учет разнохарактерных физико-химических явлений, статистическое исследование частоты отказов и оценку случайных факторов, действующих на показатели надежности. Указанные показатели в основном являются случайными величинами, поэтому современные методы расчета на несущую способность и надежность основаны на положениях теории вероятностей, математической статистики и надежности. Они постепенно заменяют традиционные методы расчета, в которых показатели несущей способности представлены в виде детерминированных величин [1, 2].

Работоспособность машин и транспортного оборудования характеризуется рядом критериев: прочностью, жесткостью, износо-, тепло-, вибро-, коррозионостойкостью и др. Расчеты по указанным критериям проводятся сравнением их медианных расчетных Y и предельных Y_{lim} параметров в виде $Y - Y_{lim} < 0$, которые в основном подчиняются нормальному закону распределения. Учитывая это, для заданного уровня вероятности безотказной работы $P(x)$ можно записать следующее:

$$Y - Y_{lim} < z_p s, \tag{1}$$

где $s = \sqrt{s_Y^2 + s_{Y_{lim}}^2}$ — с.к.о. величины $(Y - Y_{lim})$; $s_Y, s_{Y_{lim}}$ — те же, но для параметров Y, Y_{lim} ; z_p — квантиль нормированной функции нормального распределения (функции Лапласа), которая соответствует заданному $P(x)$.

Решая (1) относительно z_p , можно получить

$$z_p = \frac{Y - Y_{lim}}{s} = - \frac{Y_{lim} - Y}{\sqrt{s_{Y_{lim}}^2 + s_Y^2}} = - \frac{(Y_{lim}/Y) - 1}{\sqrt{(s_{Y_{lim}}/Y)^2 + (s_Y/Y)^2}} = - \frac{s - 1}{\sqrt{(sv_{lim})^2 + v_Y^2}}, \tag{2}$$

где $s = Y_{lim}/Y$ — медианное значение коэффициента безопасности; $v_Y = s_Y/Y, v_{lim} = s_{lim}/Y_{lim}$ — коэффициенты вариации параметров Y, Y_{lim} . Уравнение (2) является основным для выполнения вероятностных расчетов элементов конструкций и узлов по различным критериям работоспособности машин.

Из всех указанных критериев прочность является основополагающей и в расчетах проектируемых машин встречается чаще других. Общеизвестны традиционные расчетные методы по критерию прочности — проектные, проверочные и на несущую способность:

$$\sigma = F/A \leq [\sigma], \quad A \geq F/[\sigma], \quad F \leq A[\sigma], \tag{3}$$

где $[\sigma] = \sigma_R/s; F$ и A — силовой фактор и геометрический параметр расчетной детали; $\sigma, \sigma_R, [\sigma]$ — расчетное, предельное и допускаемое напряжения; $s = 1,5...3,0$ — медианный коэффициент запаса прочности.

Указанные величины в формуле (3) рассмотрены как детерминированные, а значения \bar{s} , как показали лабораторные и натурные испытания последних десятилетий, взяты заведомо завышенными (особенно $s = 3,0$), что приводит к увеличению геометрических параметров расчетных сечений деталей и, следовательно, повышению материалоемкости конструкций. Это сущест-

венно затрудняет организацию крупносерийного и массового производства машин и транспортных средств в связи с тенденцией повышения цен на конструкционные материалы. В формуле (3) не учитываются также значения и размах варьирования амплитуд режимов нагружения, которые меняются в широком спектре нагрузок и регламентированы как особо легкие (ОЛ), легкие (Л), средненормальные (СН), среднеравномерные (СР) и тяжелые (Т) (рис. 1).

В действительности все параметры в выражении (3) являются вероятностными величинами, как правило, подчиняющимися нормальному закону распределения, поэтому вероятность безотказной работы ответственных элементов конструкции по критерию прочности необходимо определить на основе формулы (2). Рассмотрим указанные расчеты для наиболее нагруженных и ответственных деталей и узлов передаточных механизмов — валов и соединений типа «вал—ступица».

Валы должны удовлетворять двум критериям работоспособности — прочности и жесткости. По критерию прочности необходимо обеспечить сопротивление усталости при сложном нагружении (совместное действие переменного изгиба и кручения), так как в большинстве случаев (~60%) отказы валов носят усталостный характер. Обеспечение жесткости необходимо для нормальной работы механических передач и подшипниковых узлов, а также для предотвращения нежелательных вибраций. Но пролеты валов передаточных механизмов (коробки скоростей, редукторы, раздаточные механизмы и др.) сравнительно небольшие, поэтому необходимый уровень критерия жесткости в большинстве обеспечивается прочностными расчетами. Для обеспечения необходимого уровня вероятности безотказной работы валов они должны удовлетворять условию $(\sigma_a - \sigma_R) < 0$, откуда аналогично формуле (2) получим

$$z_p = -(s - 1) / \sqrt{(s v_{\sigma R})^2 + v_{\sigma a}^2}, \quad (4)$$

где σ_a, σ_R — медианные расчетные напряжения и предел выносливости материала вала; $s = s_\sigma s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}$ — медианный коэффициент запаса прочности вала; s_σ, s_τ — те же значения по нормальным и касательным напряжениям:

$$\begin{aligned} s_\sigma &= \sigma_R / [\sigma_a (\varepsilon_\sigma / K_\sigma) + \psi_\sigma \sigma_m], \\ s_\tau &= \tau_R / [\tau_a (\varepsilon_\tau / K_\tau) + \psi_\tau \tau_m], \end{aligned} \quad (5)$$

где $v_{\sigma R}, v_{\sigma a}$ — коэффициенты вариации для σ_R и σ_a .

При средних режимах нагружения валов нормальные напряжения в опасных сечениях меняются по симметричным циклам, а касательные — несимметричным, близким к постоянным циклам (реже — по пульсирующим), поэтому при инициации усталостных повреждений преобладают

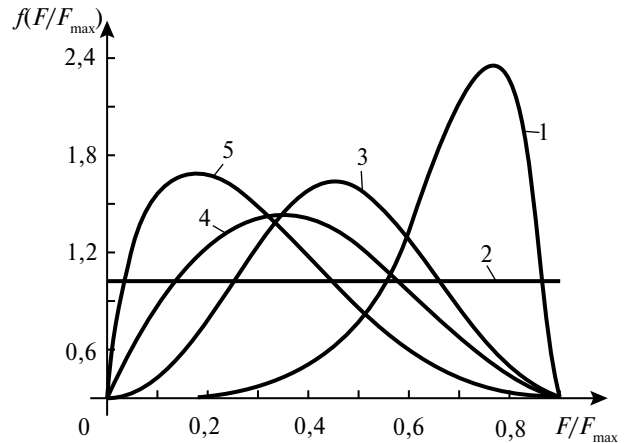


Рис. 1. Функции спектров относительных нагрузок для типовых режимов нагружения: 1 — тяжелый (Т); 2 — среднеравномерный (СР); 3 — средненормальный (СН), 4 — легкий (Л); 5 — особолегкий (ОЛ)

щее влияние оказывают нормальные напряжения ($s_\sigma < s_\tau$). В связи с этим в структуре (4) используют коэффициенты вариации $v_{\sigma R}, v_{\sigma a}$ для σ_R и σ_a :

$$v_{\sigma R} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2},$$

где $v_1 = 0,04...0,10$ — учитывает вариацию σ_R материала одной плавки; $v_2 \approx 0,08$ — межплавочное рассеяние σ_R ; $v_3 = (0,03...0,045)v_p$ — влияние различных факторов, вызывающих усталостное разрушение; $v_p = 0,03...1,00$ — влияние концентрации напряжений.

В итоге $v_{\sigma R} = 0,10...0,15$.

Величину коэффициента $v_{\sigma R}$ устанавливают в результате изучения режимов нагружения машин определенного класса. Как правило, этот коэффициент преобладает над $v_{\sigma a}$ и меняется в пределе: $v_{\sigma a} = 0,1...0,3$.

Выполнение расчетов на прочность с учетом вероятностных значений физико-механических свойств материалов, размеров и конструктивных форм валов, технологических параметров и режимов нагружения имеет определенные преимущества перед традиционными расчетами (3), в которых применяются значения $s = 1,5...3,0$. Расчетно-графический анализ условия (4) свидетельствует о значительном влиянии на расчетную величину s_p уровня $P(x)$ и сочетания крайних значений интервалов $v_{\sigma R}, v_{\sigma a}$ (таблица), которые не учитываются в традиционных расчетах и в первом приближении покрываются заведомо высокими значениями s . Согласно расчетам (4) при $P(x) = 0,95$ и $v_{\sigma R}, v_{\sigma a} = (0,1; 0,1)...(0,15; 0,3)$ получено: $s_p = 1,27...1,64$; при $P(x) = 0,99$ и тех же значениях $v_{\sigma R}, v_{\sigma a} - s_p = 1,40...2,98$ и лишь при $P(x) = 0,999 - s_p = 1,58...2,48$, т. е. лишь при высоких уровнях $P(x)$ минимальные значения \bar{s} пригодны для выполнения вероятностных расчетов, а в остальных случаях они превышают расчетные значения s_p .

Сравнительная оценка расчетных процедур согласно (3) и (4)

№	P(x)	z _p	v _{σR} , v _{σa}	s _p	Интервалы значений		
					δ _s	δ _d	δ _m , %
1	0,95	-1,645	0,10, 0,10	1,266	1,185...2,370	0,945...0,750	10,7...43,7
			0,15, 0,30	1,638	0,916...1,832	1,030...0,817	-6,1...33,3
2	0,99	-2,326	0,10, 0,10	1,400	1,071...2,143	0,978...0,776	4,4...39,8
			0,15, 0,30	1,983	0,756...1,513	1,098...0,871	-20,6...24,1
3	0,999	-3,090	0,10, 0,10	1,577	0,951...1,902	1,017...0,807	-3,4...34,9
			0,15, 0,30	2,475	0,606...1,212	1,182...0,938	-39,7...12,0

Для сравнительной оценки выполненных расчетов в таблице введены следующие относительные коэффициенты:

$$\delta_s = s/s_p, \delta_d = d_p/d, \delta_m = [(m - m_p)/m]100\%,$$

где s_p, d_p, m_p и s, d, m — соответственно коэффициенты запасов прочности, диаметры и массы валов, полученные согласно формулам (3) и (4).

Относительное изменение диаметров валов при P(x) = 0,95...0,999 и v_{σR}, v_{σa} = (0,1; 0,1)...(0,15; 0,3), в среднем составляет: δ_d = 1,042...0,827, а массы — δ_m = -9,1...31,3% (незначительное повышение диаметров валов, указанное в таблице, связано с некоторым увеличением значений s_p над s при минимальных величинах последнего). Представленные в таблице данные относятся лишь к валам, но уменьшение их диаметров и масс приведет к соответствующим изменениям конструкции сопряженных деталей и узлов (насаженные детали, подшипниковые узлы, опорные части корпусных деталей и др.) и в конечном итоге — снижению материалоемкости всей конструкции машины.

Для сравнительной оценки традиционного и вероятностного методов расчета и комплексного учета всех действующих факторов условие (4) представим как сложную функцию:

$$F(P(x), z_p, s, s_p, v_{\sigma R}, v_{\sigma a}, d, m) = 0, \quad (6)$$

которую можно заменить системой взаимосвязанных параметрических функций

$$\begin{aligned} s_p &= f_1(z_p), \delta_s = f_2(s_p), \\ \delta_d &= f_3(\delta_s), \delta_m = f_4(\delta_d). \end{aligned} \quad (7)$$

Систему (7) можно представить в виде номограммы, позво-

ляющей в расчетной практике простыми графическими построениями определить весь комплекс параметров, необходимых в процессе проектирования. Номограмму строят по следующей последовательности.

1. Определяют значения s_p из условия (4) для вариантов сочетаний коэффициентов v_{σR}, v_{σa} = 0,1, 0,1; 0,15, 0,1; 0,125, 0,2; 0,1, 0,3; 0,15, 0,3, охватывающих крайние и средние значения интервалов этих коэффициентов, а также для уровней P(x) = 0,95, 0,99 и 0,999 (z_p = -1,645, -2,326 и -3,090), чаще применяемых в машиностроении. Строят графики функции s_p = f₁(z_p), параметрами которой являются указанные 5 вариантов сочетаний v_{σR}, v_{σa}.

2. Для сравнительного анализа расчетных и ранее применяемых коэффициентов запаса прочности s_p и s из интервала s = 1,5...3,0 берутся значения: s₁ = 1,5, s₂ = 1,88, s₃ = 2,25, s₄ = 2,63, s₅ = 3,00, определяют относительные параметры δ_s = s₁/s_{p1}, ..., s₅/s_{p5} и строят графики функции δ_s = f₂(s_p), параметрами которой являются s₁, ..., s₅.

3. Определяют относительное изменение диаметров валов δ_d в связи с уменьшением значений s_p < s и, следовательно, увеличением допустимых напряжений [σ_p], приводящих к d_p < d, которые рассчитаны согласно d_p = √(M_{экв}/0,1[σ_p]). Строят график функции δ_d = f₃(δ_s).

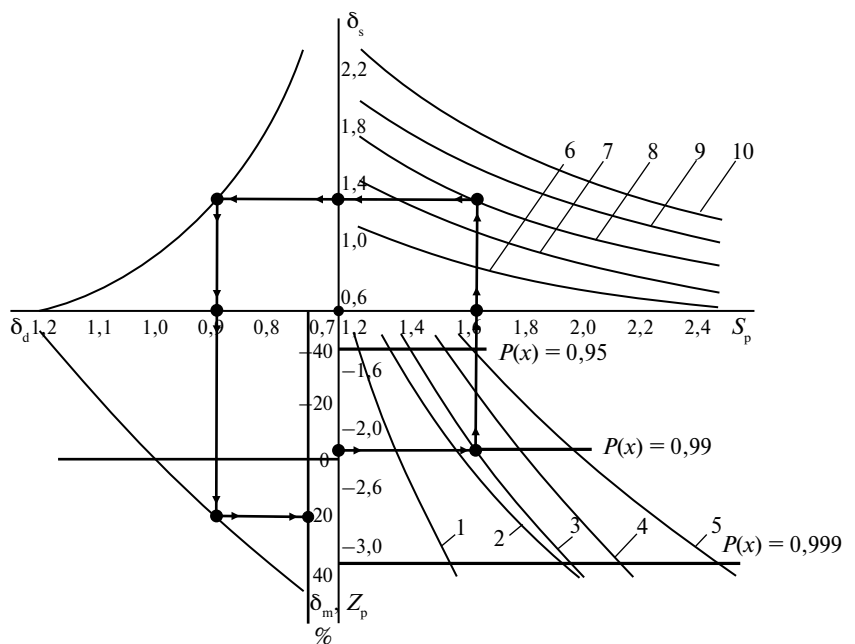


Рис. 2. Номограмма F(P(x), z_p, s, s_p, v_{σR}, v_{σa}, d, m) = 0:

1, ..., 5 — функции s_p = f₁(z_p) при v_{σR}, v_{σa} = 0,1, 0,1; 0,15, 0,1; 0,125, 0,2; 0,1, 0,3; 0,15, 0,3; 6, ..., 10 — функции δ_s = f₂(s_p) при s = 1,50, 1,88, 2,25, 2,63, 3,00

4. Определяют относительное изменение массы валов δ_m в связи с уменьшением диаметров согласно $m_p = \gamma \pi d_p^2 l / 4$ и строят график функции $\delta_m = f_4(\delta_d)$.

5. В квадрантах I–IV координатной системы (y, x) размещают графики указанных функций с соблюдением масштабов общих осей (рис. 2).

В качестве примера на рисунке представлено графическое построение для варианта $\nu_{GR}, \nu_{ca} = 0,125, 0,2$ и $P(x) = 0,99$ как средненормального и чаще встречающегося в машиностроении и получены данные: $s_p = 1,673, \delta_s = 1,114, \delta_d = 0,907, \delta_m = 18,6\%$.

Применяя известные методы обработки данных [3], можно получить уравнения регрессий рассмотренных функций и построить аналогичные номограммы для определенного класса конструкционных материалов и режимов нагружения валов.

Расчеты на надежность по данной методике позволяют также решать обратные задачи [4]:

- для заданного уровня надежности механизма определить ожидаемую вероятность безот-

казной работы отдельных тяжело нагруженных и ответственных элементов конструкции;

- установить равный уровень вероятности безотказной работы для всех элементов конструкции, что весьма важно для установления единых норм времени ремонта и обслуживания машин;
- минимизировать материалоемкость конструкции машин, что важно в условиях общей тенденции повышения цен на конструкционные материалы.

Список литературы

1. Решетов, Д.Н. Надежность машин / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. — М.: Высшая школа, 1988. — 238 с.
2. Проников, А.С. Параметрическая надежность машин / А.С. Проников. — М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2003. — 536 с.
3. Степнов, М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: справочник / М.Н. Степнов, А.В. Шаврин. — М.: Машиностроение, 2007. — 400 с.
4. Стакян, М.Г. Надежность машин и механизмов. — Т.1 / М.Г. Стакян. — Ереван: Изд-во ГИУА(П), 2005. — 84 с.