

МАШИНОСТРОЕНИЕ
MECHANICAL ENGINEERING

Иванов С. Н., Ким К. К., Сарилов М. Ю.
S. N. Ivanov, K. K. Kim, M. Yu. Sarilov

**РАСЧЁТ НАДЁЖНОСТИ ПРИВОДА ЛИНЕЙНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

**CALCULATION OF THE RELIABILITY OF A LINEAR ACTUATOR
THE MACHINE-BUILDING EQUIPMENT**

Иванов Сергей Николаевич – доктор технических наук, профессор кафедры электромеханики Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681013, Хабаровский край, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27. E-mail: Ivanov.sn@email.knastu.ru.

Mr. Sergey N. Ivanov – Doctor of Technical Sciences, professor, Electrical engineering department, Komsomolsk-on-Amur State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 681013, Khabarovsk territory, Komsomolsk-on-Amur, 27 Lenin str. E-mail: Ivanov.sn@email.knastu.ru.

Ким Константин Константинович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теоретических основ электротехники Петербургского государственного университета путей сообщения (Россия, Санкт-Петербург); 190031, г. Санкт-Петербург, пр. Московский, 9; тел.: +7 (903) 096-57-70. E-mail: kimkk@inbox.ru.

Mr. Konstantin K. Kim – Doctor of Technical Sciences, professor, Head of Department of Theoretical Foundations of Electrical Engineering St. Petersburg State Transport University (Russia, St. Petersburg); 190031, St. Petersburg, 9 Moskovsky str.; tel.: +7 (903) 096-57-70. E-mail: kimkk@inbox.ru.

Сарилов Михаил Юрьевич – доктор технических наук, профессор кафедры машин и аппаратов химических производств Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681013, Хабаровский край, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27. E-mail: sarilov@knastu.ru.

Mr. Mikhail Yu. Sarilov – Doctor of Technical Sciences, Professor; head of the Department Machines and apparatus of chemical production, Komsomolsk-on-Amur State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 681013, Khabarovsk territory, Komsomolsk-on-Amur, 27 Lenin str. E-mail: sarilov@knastu.ru.

Аннотация. В статье рассмотрены подходы к расчёту надёжности привода линейного перемещения машиностроительного оборудования, широко используемого в различных областях промышленного производства. Приведены основные аналитические выражения, позволяющие провести предварительную оценку механических характеристик элементов высокоэффективного машиностроительного оборудования. Обоснованы критерии безотказности применительно к объекту исследования. Показано, что предварительный анализ надёжности привода может быть проведён на основе известных в машиностроении современных расчётов валов с учётом циклических напряжений, называемых расчётами по сопротивлению усталости или на выносливость. Такой подход позволяет учитывать характер изменения напряжений, характеристики усталостной прочности материала, концентрацию напряжений, влияние абсолютных размеров переходных участков вала, шероховатости поверхности и поверхностного упрочнения. Повышение эффективности и надёжности привода обеспечивает улучшение технико-экономических параметров оборудования в целом. Приведён пример расчёта вала – базового элемента привода с использованием адаптированной машиностроительной методики оценки надёжности вала привода линейного перемещения механизированного оборудования.

Summary. The article discusses approaches to calculating the reliability of the drive linear movement of engineering equipment, widely used in various fields of industrial production. The basic analytical expressions allowing to carry out a preliminary assessment of mechanical characteristics of elements of the highly effective machine-building equipment are resulted. The criteria of reliability in relation to the object of study are substantiated. It is shown that the preliminary analysis of the reliability of the drive can be carried out on the basis of known in mechanical engineering on the basis of modern calculations of shafts, taking into account cyclic stresses, called fatigue resistance or endurance calculations. This approach allows to take into account the nature of stress changes, the characteristics of the fatigue strength of the material, the stress concentration, the influence of the absolute size of the transition sections of the shaft, surface roughness and surface hardening. Improving the efficiency and reliability of the

drive provides improved technical and economic parameters of the equipment as a whole. An example of the calculation of the shaft - the basic element of the drive using an adapted engineering technique to assess the reliability of the drive shaft linear movements of mechanized equipment.

Ключевые слова: машиностроительное оборудование, привод линейного перемещения, вал, расчёт, надёжность.

Key words: the machine-building equipment, a linear actuator, shaft, calculate, reliability.

УДК 621.3.019

Введение

Привода линейного перемещения очень широко применяются в качестве силовых элементов машиностроительного оборудования, запорной арматуры систем транспортирования сжиженных газов и жидкостей по трубопроводам, гидросооружений и целого ряда других устройств. Поэтому задача обеспечения надёжной работы оборудования актуальна не только при разработке новых машин и механизмов, но и при модернизации существующих установок, поскольку позволяет улучшить их технико-экономические показатели без существенных капиталовложений. Одно из возможных решений задачи – внедрение в качестве привода линейного перемещения совмещённого электромеханического преобразователя [1]. На практике такие устройства реализованы на основе типовых асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором и описаны в работе [9].

Результаты анализа структурной надёжности устройства в целом подтверждают целесообразность его разработки и использования в качестве силового привода с гарантированными показателями надёжности. В то же время становится очевидным, что привод линейного перемещения, теоретически способный развивать высокие тяговые усилия, требует определения наиболее нагруженного элемента и расчёта его надёжностных характеристик. В качестве такого элемента на начальном этапе выбран вал, поскольку к нему приложены воспринимаемые приводом силовые нагрузки.

Оценка надёжности привода линейного перемещения при недетерминированном графике нагрузки представляет чрезвычайно сложную многофакторную научную задачу, требующую использования современных методов анализа напряжённого деформированного состояния, с привлечением интегрированных CAD-, CAE-систем [2]. Однако разработка твердотельной геометрической, а на её основе и сборочной модели привода требует предварительного обоснования структурной схемы, компоновки, расчётной модели для реализации CAE-методов. Поэтому на начальном этапе используется апробированная машиностроительная методика оценки надёжности выбранного структурного элемента – вала привода.

Исследование надёжности вала привода

Надёжность вала привода по сопротивлению усталости (расчёт прочности вала на выносливость) может быть рассчитана двумя методами: детерминированным и вероятностным [3].

В основе детерминированного метода лежит информация о заданной величине результирующего коэффициента запаса. В расчёте учитывается, что вал работает в условиях циклически изменяющихся изгибающих и крутящих моментов. Основными воздействующими факторами являются: характер изменения напряжений, характеристики усталостной прочности материала, концентрация напряжений, влияние абсолютных размеров вала, шероховатости поверхности и поверхностного упрочнения.

Как отмечено выше, детерминированный метод расчёта основан на проверке коэффициента запаса прочности по усталости

$$k_{\text{зап}} \geq [k_{\text{зап}}],$$

где $k_{\text{зап}}$ – коэффициент запаса прочности; $[k_{\text{зап}}]$ – требуемый коэффициент запаса (1,5...2,5 в обычных условиях).

Общий коэффициент запаса прочности определяют по соотношению

$$k_{\text{зап}} = \frac{k_{\text{зап}\sigma} \cdot k_{\text{зап}\tau}}{\sqrt{k_{\text{зап}\sigma}^2 + k_{\text{зап}\tau}^2}},$$

где $k_{\text{зап}\sigma}$ – коэффициент запаса по нормальным напряжениям (при отсутствии кручения); $k_{\text{зап}\tau}$ – коэффициент запаса по касательным напряжениям (при отсутствии изгиба), которые определяют по формулам

$$k_{\text{зап}\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}; \quad k_{\text{зап}\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}.$$

Здесь σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения соответственно; $K_{\sigma D}, K_{\tau D}$ – суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе и кручении соответственно; $\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ – амплитуды напряжений и средние напряжения цикла соответственно для изгиба и кручения; $\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений.

Характеристики предела усталости материала получают по результатам испытаний гладких образцов в условиях симметричного изгиба или растяжения-сжатия. Значение предела выносливости для детали σ_{-1D} в несколько раз меньше значения для образца. Это снижение характеризуется суммарным коэффициентом $K_{\sigma D}$, учитывающим влияние всех факторов на сопротивление усталости:

$$K_{\sigma D} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1D}}.$$

При изгибе или растяжении-сжатии коэффициент $K_{\sigma D}$ определяется соотношением

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v}.$$

При кручении коэффициент $K_{\tau D}$ определяется аналогично по формуле

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v}.$$

Здесь K_{σ}, K_{τ} – коэффициенты концентрации напряжений; $K_{d\sigma}, K_{d\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров детали (масштабный фактор); $K_{F\sigma}, K_{F\tau}$ – коэффициенты, учитывающие качество обработки (шероховатость) поверхности; K_v – коэффициент, учитывающий влияние поверхностного упрочнения деталей.

Численные значения коэффициентов приведены в справочной литературе, различных учебных пособиях, учебниках, например в работах [4–7].

В расчётах валов на выносливость часто принимают, что нормальные напряжения меняются по симметричному циклу с амплитудой, равной изгибающим напряжениям σ_n в расчётном сечении:

$\sigma_n = \frac{M_n}{W_n} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{W_n}$, а среднее напряжение $\sigma_m = 0$. Здесь M_n – изгибающий момент;

$W_{и}$ – момент сопротивления сечению на изгиб. Касательные напряжения меняются по отнулевому (пульсационному) циклу со средним значением и амплитудой:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{T}{W_{кр}},$$

где T – крутящий момент; $W_{кр}$ – момент сопротивления сечения кручению.

Второй метод – метод вероятностной оценки надёжности вала, позволяющий найти количественные оценки показателей надёжности с заданным уровнем вероятности их достижения.

Усталостное разрушение вала имеет случайный характер, что связано со случайным распределением амплитуды напряжений σ_a -цикла и предела выносливости детали σ_{-1D} . Если принять нормальными законы распределения предела выносливости σ_{-1D} и амплитуды напряжений σ_a с соответствующими средними значениями $\bar{\sigma}_{-1D}, \bar{\sigma}_a$ и средними квадратичными отклонениями S_{-1D}, S_a , то условие разрушения вала с вероятностью 50 % запишется следующим образом:

$$\bar{\sigma}_{-1D} - \bar{\sigma}_a = 0.$$

Условие неразрушения с вероятностью P будет характеризоваться квантилем нормированного нормального распределения U_p :

$$U_p = -\frac{\bar{\sigma}_{-1D} - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{S_{-1D}^2 + S_a^2}} = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 \cdot v_{-1D}^2 + v_a^2}},$$

где $\bar{n} = \bar{\sigma}_{-1D} / \bar{\sigma}_a$ – коэффициент запаса предела выносливости по средним значениям; v_{-1D}, v_a – коэффициенты вариации предела выносливости и нагрузки соответственно. Вероятность безотказной работы устройства определяется по таблицам [8] или из соотношения $P = 0,5 - \Phi(U_p)$.

При совместном действии изгиба и кручения определяют общий коэффициент запаса прочности через средние значения коэффициентов запаса $\bar{k}_\sigma, \bar{k}_\tau$ по нормальным σ и касательным τ напряжениям. Коэффициент вариации предела выносливости детали принимают равным коэффициенту вариации предела выносливости по нормальным напряжениям, так как пределы выносливости по нормальным и касательным напряжениям взаимосвязаны. Также общим принимается коэффициент вариации по нагрузкам (определяется по нормальным напряжениям).

Коэффициент вариации предела выносливости детали по нормальным напряжениям определяется по зависимости $v_{-1D}^2 = v_1^2 + v_2^2 + v_3^2$, где v_1 – коэффициент вариации предела выносливости деталей из материала одной плавки при отсутствии рассеяния её размеров (обычно $v_1 = 0,04, \dots, 0,1$); v_2 – коэффициент вариации, характеризующий рассеяния пределов выносливости образцов, выполненных из материала разных плавок (принимают равным коэффициенту вариации пределов прочности: $v_2 \approx 0,08$); v_3 – коэффициент вариации теоретического коэффициента концентрации напряжений, приближённо вычисляемый как $v_3 = (0,3 \div 0,45)v_p$, где v_p – коэффициент вариации радиусов галтелей: $v_p = 0,03 \div 0,1$.

Коэффициент вариации нагрузки v_a может достигать значения 0,3 и доминировать над v_{-1D} . Оценить значение v_a при переменных нагрузках можно по соотношению $v_a = \frac{\Omega}{6 \cdot \bar{\sigma}_a}$, где $\Omega = 6 \cdot S_a$ – полоса разброса амплитуды напряжений.

Надёжность вала оценивают по наиболее опасной зоне. Если существует несколько зон, близких друг другу по напряжённому состоянию, то сначала оценивают вероятность неразрушения в наиболее опасной зоне, а вероятность неразрушения в других зонах оценивают аналогично, но считая нагрузку детерминированной, то есть $v_a = 0$. Принимая предположение о том, что отказы в различных сечениях вала взаимно независимы, вероятность безотказной работы вала вычисляется как произведения вероятностей неразрушения во всех опасных сечениях.

При использовании приведённой выше методики расчёта надёжности вала привода линейного перемещения определяемыми параметрами являются коэффициент запаса и вероятность безотказной работы вала, к которому приложен крутящий момент; из механического расчёта определены окружная, радиальная и осевая силы; материал вала задан.

На рис. 1 показана расчётная схема вала, эпюры изгибающих и крутящих моментов аналогично тому, как это сделано в работе [3], на основе которой рассчитывается коэффициент запаса.

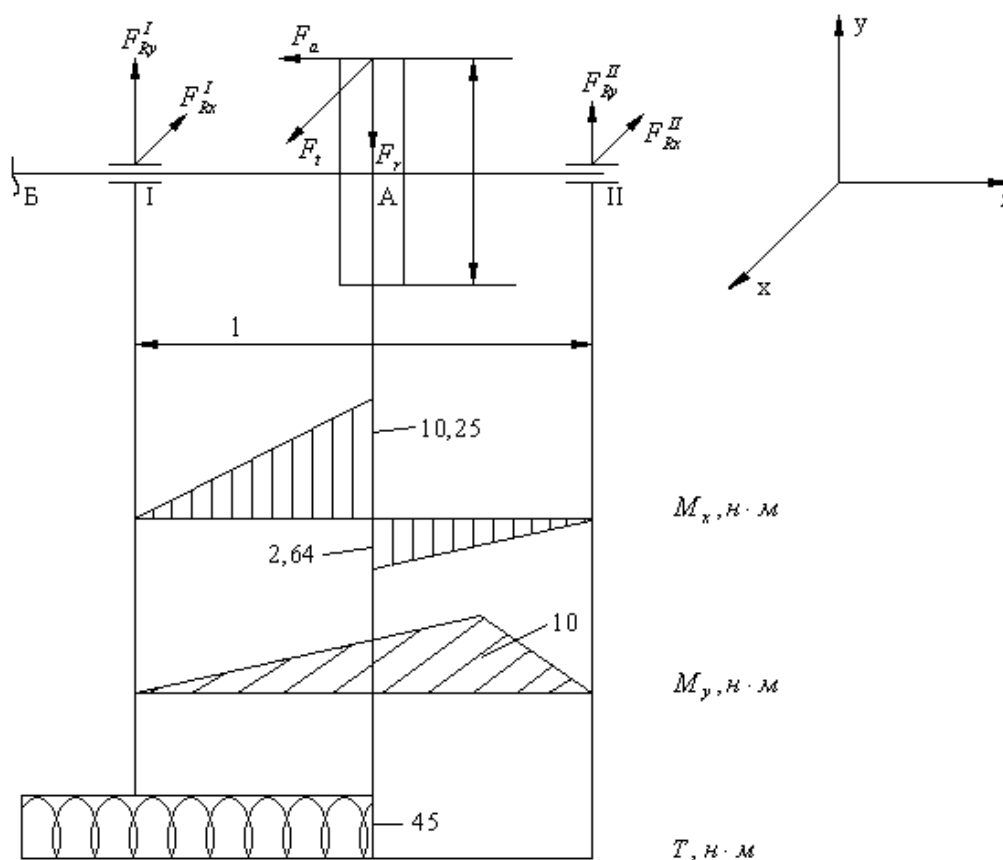


Рис. 1. Расчётная схема и эпюры изгибающих/крутящих моментов

Анализ результатов, полученных по машиностроительной методике, показывает, что вероятность безотказной работы для критических сечений вала практически равна 1.

Полученный результат подтверждает целесообразность определения минимального диаметра вала, при котором вероятность безотказной работы соответствует экономически обоснованной величине, например 0,999, для которого значение квантиля нормированного нормального распределения составляет $u_p = -3,10$ [8]. Определение коэффициента запаса для заданной вероятности с учётом того, что коэффициенты снижения предела выносливости изменяются незначительно (хотя они зависят от размера вала), даёт гарантированное значение диаметра вала для заданной вероятности безотказной работы.

Заключение

Расчёт показателей надёжности привода линейного перемещения на основе модели «слабейшего звена», в качестве которого на начальном этапе принимается вал привода, позволяет произвести оценку основных показателей надёжности и долговечности привода. Полученные результаты являются основой дальнейшего комплексного параметрического анализа в САД-, САЕ-, САМ-системах и могут быть использованы при создании эффективных силовых механизмов линейного перемещения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. 2651531 С1 Российская Федерация, МПК7 В61L 29/04. Автоматизированная пропускная система / С. Н. Иванов [и др.]; заявитель и патентообладатель Комсомольский-на-Амуре гос. техн. ун-т. – № 2017113804; заявл. 20.04.2017; опубл. 19.04.2018. Бюл. № 11. – 2 с.
2. Иванов, С. Н. Моделирование механизма подачи совмещённого электропривода для станков с числовым программным управлением / С. Н. Иванов [и др.] // Учёные записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – № I-1(33). – С. 8090.
3. Р 50-83-88. Рекомендации. Расчёты и испытания на прочность. Расчёты на прочность валов и осей. – Введ. 1089-07-01. – М.: Госстандарт, 1989. – 73 с.
4. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
5. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 1–3.
6. ГОСТ 25.502-79. Расчёты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. – Введ. 1981-01-01. – М.: Стандартиформ, 2005. – 50 с.
7. ГОСТ 25.504-82. Расчёты и испытания на прочность. Методы расчёта характеристик сопротивления. – Введ. 1983-07-01. – М.: Стандартиформ, 2005. – 55 с.
8. Иванов, С. Н. Надёжность электроснабжения: учеб. пособие / С. Н. Иванов, А. А. Скрипилев. – Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВО «КНАГУ», 2018. – 156 с.
9. Ivanov, S. Gearless Electromechanical Drive for Complex Security System of an Organization / S. N. Ivanov, S. Htike, A. V. Ulyanov // 2018 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies, FarEastCon 2018 4 January 2019, Article number 8602670 DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602670.