

## Машиностроение и машиноведение

УДК 621.81

doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-3-10

# Расчет валов цилиндрического редуктора на усталость

В.С. Сыромятников<sup>1</sup>, Х.М. Гарсия Мартинес<sup>2</sup>, Л.А. Самора Кинтана<sup>2</sup>,  
М.Г. Ортега Росалес<sup>2</sup>

<sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана

<sup>2</sup> Университет Гвадалахары

## Fatigue Design of Spur Gearbox Shafts

V.S. Syromyatnikov<sup>1</sup>, J.M. Garcia Martinez<sup>2</sup>, L.A. Samora Quintana<sup>2</sup>,  
M.G. Ortega Rosales<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University

<sup>2</sup> University of Guadalajara

Цилиндрические редукторы применяют в приводах машин для передачи крутящего момента от двигателя к рабочему элементу: приводному колесу автомобиля, несущему винту вертолета или барабану конвейера. На валах редуктора установлены цилиндрические зубчатые колеса и подшипники. Под действием крутящего момента и сил в зацеплении зубчатых колес в сечении вала появляются касательное и нормальное напряжения. Последнее изменяется по симметричному циклу и приводит к усталости материала. В связи с этим предложена математическая модель для повышения точности расчета общего коэффициента запаса сопротивлению усталости вала. На основе энергетической теории деформации фон Мизеса определены эквивалентные параметры напряжения — амплитуда и среднее. Для оценки запасов прочности вала использованы критерии Содерберга, Гудмана, Гербера и ASME. Запас по амплитуде напряжения рассчитан в зависимости от предела выносливости материала вала, уточненного в соответствии с заданными условиями. Запас по среднему напряжению определяется относительно предела текучести материала или предела прочности. Получены формулы для расчета общего коэффициента запаса по амплитуде и среднему напряжению. При известных коэффициенте запаса и нагрузке стало возможным вычислять диаметр вала на стадии предварительного проектирования редуктора по условию сопротивления усталости.

**Ключевые слова:** цилиндрический редуктор, диаметр вала, сопротивление усталости, эквивалентное напряжение, критерии разрушения, коэффициент запаса

Spur gearboxes are used in machine drives to transfer torque from the engine to the machines working element: the driving wheel of the car, the rotor of the helicopter or the drum of the conveyor. Spur gears and bearings are mounted on the shafts of the gearbox. Under the action of torque and forces in the gearing of the wheels, tangential and normal stresses occur in the cross section of the shaft. Normal stress varies in a symmetrical cycle and leads to material fatigue. In view of this, a mathematical model is proposed to improve the accuracy of calculating the overall safety factor for shaft fatigue resistance. Based on the

von Mises deformation theory, equivalent stress parameters (amplitude and the mean) are determined. To assess the safety margin of the shaft, Soderberg, Goodman, Gerber, and ASME criteria are used. The stress amplitude margin is calculated depending on the endurance limit of the shaft material, refined according to the specified conditions. The average stress margin is determined relative to the yield strength of the material or the ultimate strength. Formulae for calculating the overall safety factor of amplitude and average stress are obtained. With a known safety factor and load, it is possible to determine the shaft diameter at the preliminary design stage of the gearbox according to the fatigue resistance condition.

**Keywords:** spur gearbox, shaft diameter, fatigue resistance, equivalent stress, fracture criteria, safety factor

Цилиндрические редукторы (ЦР) нашли широкое применение в различных областях промышленности: автомобильной, авиационной, добычи и переработки ископаемых и др. ЦР отличаются от других редукторов высокими техническими показателями. Передаточные числа ЦР изменяются от 1 до 16000 [1], а передаваемые моменты от 31,5 до 450000 кН·м.

Благодаря прецизионной обработке зубчатых колес редукторы обеспечивают повышенную плавность хода и бесшумность работы. Параллельное расположение валов способствует уменьшению габаритных размеров и снижению массы ЦР [2].

Несмотря на многочисленные исследования в области расчета валов ЦР на усталость, остаются разногласия относительно характера изменения напряжений в сечении вала, значимости касательных и нормальных напряжений для общей его прочности, используемых критериев разрушения и т. д. Считается [3], что при постоянном крутящем моменте касательные напряжения имеют отнулевой цикл (пульсирующий), а нормальные — симметричный.

Общий коэффициент запаса в опасном сечении рассчитывают по коэффициентам запаса для нормальных и касательных напряжений [4]. Это противоречит теориям прочности, согласно которым общий коэффициент запаса при совместном действии касательных и нормальных напряжений определяют по эквивалентному напряжению [5].

Цель работы — повышение точности расчета общего коэффициента запаса сопротивления усталости вала ЦР.

Принято, что при постоянном крутящем моменте касательные напряжения остаются постоянными, а нормальные изменяются по симметричному циклу. Влияние на прочность нормальных и касательных напряжений учи-

тывают с помощью эквивалентных параметров напряжения — амплитуды и среднего, для чего используют энергетическую теорию деформации. Одновременное действие амплитуды и среднего напряжения в расчетной точке вала оценивают с помощью критериев разрушения Сoderберга, Гудмана и др.

В данной работе коэффициент запаса прочности по амплитуде равен отношению предела выносливости к амплитуде эквивалентного напряжения. Вследствие большого разброса экспериментальных данных предел выносливости лабораторного образца вычислен по эмпирической зависимости с последующими уточнениями для вала ЦР.

Расчет общего коэффициента запаса в опасном сечении выполнен на основе коэффициентов запаса по амплитуде и среднему напряжению. Математическая зависимость между диаметром вала, моментом кручения и коэффициентом запаса по среднему напряжению позволяет определять диаметр вала на стадии проектирования.

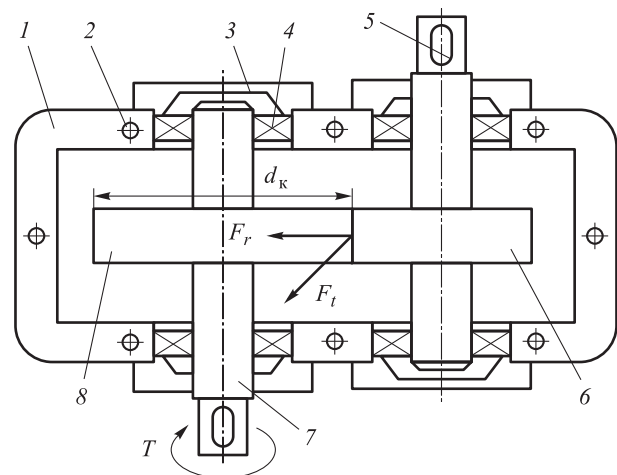


Рис. 1. Схема одноступенчатого ЦР:

1 — корпус редуктора; 2 — болт; 3 — крышка подшипника; 4 — подшипник; 5 — шпонка; 6 — шестерня; 7 — вал; 8 — колесо

В прямозубом редукторе (рис. 1) между зубьями колес действует нормальная сила  $F_n$ , которую для простоты расчета раскладывают на окружную  $F_t$  и радиальную  $F_r$  силы [6]:

$$F_t = F_n \cos \alpha = 2T/d_k; \quad F_r = F_n \sin \alpha = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $\alpha$  — угол зацепления;  $T$  — крутящий момент;  $d_k$  — диаметр зубчатого колеса.

При постоянном крутящем моменте силы  $F_t$  и  $F_r$  имеют постоянные значения и изгибают вал в двух плоскостях. При вращении вала в расчетной точке сечения нормальное напряжение от его изгиба изменяется по симметричному циклу, а касательное остается постоянным. Амплитуды напряжения  $\sigma_a, \tau_a$  и средние напряжения  $\sigma_m, \tau_m$  от изгибающего  $M$  и крутящего  $T$  моментов [7] определяются следующим образом:

$$\sigma_a = \frac{32K_\sigma M_a}{\pi d^3}; \quad \sigma_m = \frac{32K_\sigma M_m}{\pi d^3} = 0;$$

$$\tau_a = \frac{16K_\tau T_a}{\pi d^3} = 0; \quad \tau_m = \frac{16K_\tau T_m}{\pi d^3},$$

где  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  — коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении;  $M_a$  и  $T_a$  — амплитуды моментов,  $M_a = M, T_a = 0$ ;  $d$  — диаметр вала;  $M_m$  и  $T_m$  — средние значения моментов,  $M_m = 0, T_m = T$ .

При одновременном действии нормального и касательного напряжений вычислим эквивалентные амплитуду напряжения  $\sigma_A$  и среднее напряжение  $\sigma_M$  в соответствии с энергетической теорией прочности фон Мизеса [8]:

$$\sigma_A = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{\left(\frac{32K_\sigma M_a}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{32K_\sigma M_a}{\pi d^3}; \quad (1)$$

$$\sigma_M = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{3\left(\frac{16K_\tau T_m}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{27,7K_\tau T_m}{\pi d^3}. \quad (2)$$

При расчете сопротивления усталости прочность вала зависит от совместного действия эквивалентных напряжений, амплитуды  $\sigma_A$  и среднего напряжения  $\sigma_M$ . Их влияние оценивают с помощью критериев разрушения (рис. 2) [9]:

- Содерберга

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_M}{\sigma_T} = \frac{1}{n}; \quad (3)$$

- Гудмана

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_M}{\sigma_B} = \frac{1}{n}; \quad (4)$$

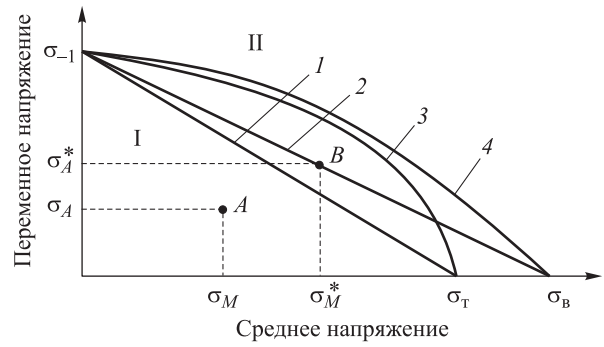


Рис. 2. Графики критериев разрушения Соудерберга (1), Гудмана (2), ASME (3) и Герберга (4):

I и II — зоны неограниченной и ограниченной долговечности

- Герберга

$$\frac{n\sigma_A}{\sigma_{-1}} + \left(\frac{n\sigma_M}{\sigma_B}\right)^2 = 1; \quad (5)$$

- ASME

$$\left(\frac{\sigma_A}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_M}{\sigma_T}\right)^2 = \frac{1}{n^2}, \quad (6)$$

где  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости материала;  $\sigma_T$  — предел текучести;  $n$  — общий коэффициент запаса по амплитуде и среднему напряжению;  $\sigma_B$  — предел прочности.

Предельные напряжения  $\sigma_A^*$  и  $\sigma_M^*$  в точке B линии Гудмана определяют граничное значение общего коэффициента запаса ( $n = 1$ ). Напряжения в точке A, расположенной в зоне неограниченной долговечности, обеспечивают более высокое значение коэффициента запаса ( $n > 1$ ) (см. рис.2).

Результаты испытаний материалов на усталость имеют большую дисперсию. Разброс отношений предела выносливости материала лабораторного образца  $\sigma_{-1}^*$  к пределу прочности  $\sigma_{-1}^*/\sigma_B$  составляет 40...60 %. При отсутствии более точных измерений предел выносливости образца определяют следующим образом [9]:

$$\begin{aligned} \sigma_{-1}^* &= 0,5\sigma_B && \text{при } \sigma_B \leq 1400 \text{ МПа;} \\ \sigma_{-1}^* &= 700 \text{ МПа} && \text{при } \sigma_B > 1400 \text{ МПа.} \end{aligned} \quad (7)$$

В расчетной точке вала предел выносливости вычисляют с помощью уточняющих факторов [9]:

$$\sigma_{-1} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_{-1}^*, \quad (8)$$

где  $k_a, k_b, k_c, k_d, k_e$  и  $k_f$  — факторы шероховатости поверхности, масштаба, нагрузки, температуры, надежности и специальных воздействий соответственно.

Таблица 1

**Значения коэффициентов качества поверхности вала после технологической обработки**

Тип обработки	$a$	$b$
Шлифование	1,58	-0,085
Точение или холодная протяжка	4,51	-0,265
Горячая прокатка	57,70	-0,718
Ковка или штамповка	272,00	-0,995

Таблица 2

**Значения фактора температуры**

$t, ^\circ\text{C}$	$k_d$	$t, ^\circ\text{C}$	$k_d$
20	1,000	300	0,975
50	1,010	350	0,943
100	1,020	400	0,900
150	1,025	450	0,843
200	1,020	500	0,768
250	1,000	550	0,672

Фактор поверхности

$$k_a = a\sigma_b^b,$$

где  $a$  и  $b$  — коэффициенты, зависящие от качества поверхности вала после технологической обработки (табл. 1) [7].

Масштабный фактор определяют следующим образом:

$$k_b = 1,24d^{-0,107} \text{ при } 2,79 \text{ мм} \leq d \leq 51 \text{ мм};$$

$$k_b = 1,51d^{-0,157} \text{ при } 51 \text{ мм} \leq d \leq 254 \text{ мм}. \quad (9)$$

Фактор нагрузки учитывает вид и форму напряжений в сечении вала:

$$k_c = 1,00 \text{ при изгибе и кручении};$$

$$k_c = 0,85 \text{ при растяжении}; \quad (10)$$

$$k_c = 0,59 \text{ при кручении}.$$

Фактор температуры  $k_d$  находят по табл. 2 [8].

Для других температур ( $20 ^\circ\text{C} < t < 550 ^\circ\text{C}$ ) можно использовать регрессию

$$k_d = 0,9762 + 0,7178 \cdot 10^{-3} \cdot t - 0,2325 \cdot 10^{-5} \cdot t^2, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Обычно эксперименты дают средние значения пределов выносливости со стандартным отклонением до 8% [10]. В соответствии с этим для расчета фактора надежности используют формулу

$$k_e = 1 - 0,08z_\alpha,$$

где  $z_\alpha$  — квантиль стандартного нормального распределения.

Значения фактора надежности  $k_e$  приведены в табл. 3, где  $R$  — надежность.

Фактор специальных воздействий  $k_f$  учитывает влияние остаточных напряжений, поверхностного упрочнения, коррозии, покрытий (хромом, никелем, кадмием и др.), частоты циклов напряжений, повреждения поверхности при посадках с натягом и т. п. В первом приближении  $k_f = 1$ . В ответственных случаях требуется уточнение [11].

Критерии Содерберга и Гудмана относятся к консервативным и при одинаковых условиях дают коэффициенты запаса  $n$  ниже, чем критерии Гербера и ASME. Последние лучше соответствуют экспериментальным данным [7]. После преобразования формул (3)–(6) получаем выражения для определения коэффициента запаса по критериям:

- Содерберга

$$n = \frac{n_A n_{M_T}}{n_A + n_{M_T}}; \quad (11)$$

- Гудмана

$$n = \frac{n_A n_{M_B}}{n_A + n_{M_B}}; \quad (12)$$

- Гербера

$$n = \frac{n_{M_B}}{n_A} \left[ \left( n_A^2 + 0,25n_{M_B}^2 \right)^{1/2} - 0,5n_{M_B} \right]; \quad (13)$$

- ASME

$$n = \frac{n_A n_{M_T}}{\sqrt{n_A^2 + n_{M_T}^2}}; \quad (14)$$

где  $n_A$  — запас по амплитуде,  $n_A = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_A} = \frac{\pi d^3 \sigma_{-1}}{32 K_\sigma M_a} = \frac{d^3}{C} (C = 10,32 K_\sigma M_a / \sigma_{-1})$ ;  $n_{M_T}$  —

Таблица 3

**Значения фактора надежности**

$R, \%$	$z_\alpha$	$k_e$	$R, \%$	$z_\alpha$	$k_e$
50	0	1,000	99	2,326	0,814
90	1,288	0,897	99,9	3,091	0,753
95	1,645	0,868	99,99	3,719	0,702
97	1,881	0,850	99,999	4,265	0,659

запас по среднему напряжению,  $n_{M_T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_M} =$

$$= \frac{\pi d^3 \sigma_T}{27,7 K_\tau T_m} = \frac{d^3}{D_T} \quad (D_T = 8,8 K_\tau T_m / \sigma_T); \quad n_{M_B} —$$

запас по среднему напряжению,  $n_{M_B} = \frac{\sigma_B}{\sigma_M} =$

$$= \frac{\pi d^3 \sigma_B}{27,7 K_\tau T_m} = \frac{d^3}{D_B} \quad (D_B = 8,8 K_\tau T_m / \sigma_B).$$

Запас по амплитуде  $n_A$  вычисляется одинаково для всех критериев. Запас по среднему напряжению  $n_{M_T}$  рассчитывается относительно предела текучести  $\sigma_T$  для критериев Содерберга и ASME, а запас  $n_{M_B}$  — относительно предела прочности  $\sigma_B$  для критериев Гудмана и Гербера.

Критерии разрушения, за исключением критерия Содерберга, не учитывают возможного появления напряжений выше предела текучести  $\sigma_T$ , вызывающих остаточные деформации вала. Чтобы это исключить, рассчитывают коэффициент запаса по статической прочности:

$$n_\tau = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}}. \quad (15)$$

Здесь  $\sigma_{\max}$  — максимальное эквивалентное напряжение,  $\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_M^2}$ , где амплитуду эквивалентного напряжения  $\sigma_A$  вычисляют по формуле (1), а среднее эквивалентное напряжение  $\sigma_M$  — по выражению (2).

При проектном расчете вала его диаметр определяют приближенно по заданным запасам  $n_{M_T} = 3,25 \dots 4,00$  или  $n_{M_B} = 4,5 \dots 5,5$ , по крутящему моменту  $T$ , материалу ( $\sigma_B, \sigma_T$ ) и коэффициенту концентрации напряжений при кручении  $K_\tau$ . Полученный диаметр вала служит для вычисления его длины, изгибающих моментов и запаса по амплитуде. В результате получают общий коэффициент запаса, близкий к  $n = 1,5 \dots 2,0$ .

При проверочном расчете отдельных участков вала его диаметр определяют в зависимости от общего коэффициента запаса  $n$ . Преобразование выражений (11)–(14) относительно диаметра дает расчетные формулы в соответствии с критериями разрушения:

- Содерберга

$$d = [n(C + D_T)]^{1/3};$$

- Гудмана

$$d = [n(C + D_B)]^{1/3};$$

- Гербера

$$d = \left\{ n D_B^2 \left[ (0,25 C^2 + D_B^2)^{1/2} - 0,5 C \right]^{-1} \right\}^{1/3};$$

- ASME

$$d = \left[ n (C^2 + D_T^2) \right]^{1/2}^{1/3}.$$

Для иллюстрации вычислений по приведенным формулам рассчитаем вал одноступенчатого ЦР (рис. 3). Материал вала — сталь 45 [12] ( $\sigma_B = 900$  МПа,  $\sigma_T = 650$  МПа). Крутящий момент  $T = 1380$  Н·м, коэффициент концентрации напряжений при кручении для шпоночного паза  $K_\tau = 2,05$  [11].

Чтобы определить диаметр вала в сечении А – А, используем выражение (12) для вычисления коэффициента запаса  $n$  по критерию Гудмана. Согласно рекомендациям, принимаем запас по среднему напряжению  $n_{M_B} = 4,5$  и рассчитываем  $D_B = 8,8 K_\tau T_m / \sigma_B = \frac{8,8 \cdot 2,05 \cdot 1380 \cdot 10^3}{900} = 27658$  мм<sup>3</sup>. Выразив из выражения (12) диаметр, получаем  $d = \sqrt[3]{n_{M_B} D_B} = \sqrt[3]{4,5 \cdot 27658} = 49,93$  мм. Окончательно принимаем  $d = 50$  мм.

Определим предел выносливости материала для образца по формуле (7):  $\sigma_{-1}^* = 0,5 \cdot 900 = 450$  МПа. Уточним предел выносливости материала для вала ЦР по выражению (8):  $\sigma_{-1} = 0,7435 \cdot 0,8159 \cdot 1,0 \cdot 1,02 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 450 = 226,6$  МПа. Здесь коэффициент шероховатости поверхности  $k_a = 4,51 \cdot 900^{-0,265} = 0,7435$  вычислен с использованием значений, приведенных в табл. 1; масштабный коэффициент  $k_b = 0,8159$  рассчитан по выражению (9), а фактор нагрузки  $k_c = 1,0$  — по

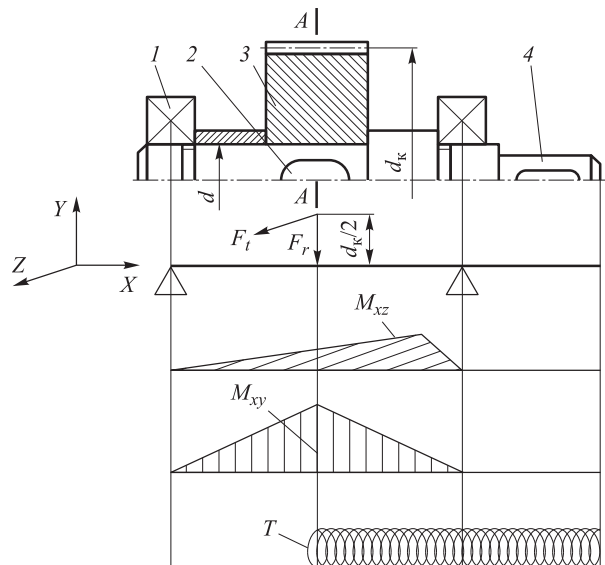


Рис. 3. Схема к расчету вала одноступенчатого ЦР:

- 1 — подшипник; 2 — шпонка; 3 — колесо зубчатое; 4 — вал

формуле (10); факторы температуры  $k_c = 1,02$  и надежности  $k_e = 0,814$  найдены с помощью табл. 2 и 3; фактор специальных воздействий  $k_f = 1$ .

После определения длины вала и изгибающих моментов (см. рис. 3), составивших  $M_{xz} = 290$  Н·м и  $M_{xy} = 280$  Н·м, рассчитаем коэффициент запаса по амплитуде  $n_A = \frac{d^3}{C} = \frac{50^3}{40388} = 3,095$ . Здесь

$$C = \frac{10,32 K_\sigma M_a}{\sigma_{-1}} = \frac{10,32 \cdot 2,2 \cdot 403,1 \cdot 10^3}{226,6} = 40388 \text{ мм}^3;$$

коэффициент концентрации напряжений при изгибе для шпоночного паза  $K_\sigma = 2,2$ ; момент  $M_a = \sqrt{M_{xz}^2 + M_{xy}^2} = \sqrt{290^2 + 280^2} = 403,1$  Н·м.

В итоге с помощью формул (12) и (13) получаем общие коэффициенты запаса по критериям:

- Гудмана

$$n = \frac{3,095 \cdot 4,5}{3,095 + 4,5} = 1,834;$$

- Герберга

$$n = \frac{4,5}{3,095} \left[ \sqrt{3,095^2 + 0,25 \cdot 4,5^2} - 0,5 \cdot 4,5 \right] = 2,291.$$

Вычислим с помощью соотношения (15) коэффициент запаса по статической прочности:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{650}{212,3} = 3,062.$$

Здесь максимальное эквивалентное напряжение

$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_M^2} = \sqrt{(72,26)^2 + (199,6)^2} = 212,3$  МПа, где амплитуда эквивалентного напряжения  $\sigma_A = 72,26$  МПа рассчитана по выражению (1), а среднее эквивалентное напряжение  $\sigma_M = 199,6$  МПа — по формуле (2).

Результаты расчета показали, что по критерию Герберга коэффициент запаса больше, чем по критерию Гудмана, а запас по статической прочности выше запасов по обоим критериям.

## Выводы

1. При постоянном крутящем моменте нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, а касательные остаются постоянными.

2. При совместном действии нормальных и касательных напряжений в сечении вала ЦР его прочность вычисляется по эквивалентному напряжению.

3. В соответствии с энергетической теорией прочности определены эквивалентные параметры напряжения — амплитуда и среднее.

4. Влияние на прочность вала амплитуды напряжения и среднего напряжения следует оценивать с помощью критериев разрушения Содерберга, Гудмана, Герберга и ASME.

5. Критерии разрушения делят область напряжений на две зоны — с неограниченной и ограниченной долговечностью — в зависимости от соотношения амплитуды и среднего напряжения.

6. Общий коэффициент запаса для опасного сечения вала определяется коэффициентами запаса по амплитуде и среднему напряжению.

7. Предварительное вычисление диаметра вала на стадии проектирования выполняется с помощью коэффициента запаса по среднему напряжению.

8. Для уточненного проверочного расчета диаметров вала на отдельных участках по заданным коэффициентам запаса разработаны компактные формулы.

## Литература

- [1] ГОСТ 25301–95. *Редукторы цилиндрические. Параметры*. Москва, Стандартинформ, 2006. 8 с.
- [2] ГОСТ 50891–96. *Редукторы общемашиностроительного применения. Общетехнические требования*. Москва, Изд-во стандартов, 1996. 31 с.
- [3] Глухих В.Н., Прилуцкий А.А. *Расчет и проектирование валов*. Санкт-Петербург, СПбГУНиПТ, 2010. 76 с.
- [4] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Детали машин. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1979. 702 с.
- [5] Gere J.M. *Mechanics of Materials*. Thomson Learning, Inc., 2004. 964 p.
- [6] Иванов М.Н., Финогенов В.А. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 2008. 408 с.

- [7] Armah S.K. Preliminary design of a Power Transmission Shaft under Fatigue Loading Using ASME Code. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2018, vol. 11, iss. 1, pp. 227–244, doi: 10.3844/ajeassp.2018.227.244
- [8] Budynas R.G., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2012. 1045 p.
- [9] Loewenthal S.H. *Design of Power Transmitting Shafts*. NASA Reference Publication, 1984. 31 p.
- [10] Schmid S.R., Hamrock B.J., Jacobson Bo.O. *Fundamentals of Machine Elements: Si version*. CRC Press, 2014. 610 p.
- [11] Дунаев П.Ф., Леликов О.П. *Детали машин. Курсовое проектирование*. Москва, Высшая школа, 2017. 564 с.
- [12] ГОСТ 1050–88. *Прокат сортовой, калиброванный со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали*. Москва, Изд-во стандартов, 2008. 31 с.

## References

- [1] *GOST 25301–95. Reduktory tsilindricheskiye. Parametry* [State Standard 25301—2000. Cylindrical reducing gears. Parameters]. Moscow, Standartinform publ., 2006. 8 p.
- [2] *GOST 50891–96. Reduktory obshchemashinostroitel'nogo primeneniya. Obshchetekhnicheskiye trebovaniya* [State Standard 50891—96. Machine reducers. General specifications]. Moscow, Standartinform publ., 1996. 31 p.
- [3] Glukhikh V.N., Prilutskiy A.A. *Raschet i proyektirovaniye valov* [Calculation and design of shafts]. Sankt-Petersburg, SPbGUNIPT publ., 2010. 76 p.
- [4] Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Detali mashin. Spravochnik* [Machine parts. Reference]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1979. 702 p.
- [5] Gere J.M. *Mechanics of Materials*. Thomson Learning, Inc., 2004. 964 p.
- [6] Ivanov M.N., Finogenov V.A. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2008. 408 p.
- [7] Armah S.K. Preliminary design of a Power Transmission Shaft under Fatigue Loading Using ASME Code. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2018, vol. 11, iss. 1, pp. 227–244, doi: 10.3844/ajeassp.2018.227.244
- [8] Budynas R.G., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2012. 1045 p.
- [9] Loewenthal S.H. *Design of Power Transmitting Shafts*. NASA Reference Publication, 1984. 31 p.
- [10] Schmid S.R., Hamrock B.J., Jacobson Bo.O. *Fundamentals of Machine Elements: Si version*. CRC Press, 2014. 610 p.
- [11] Dunayev P.F., Lelikov O.P. *Detali mashin. Kursovoye proyektirovaniye* [Machine parts. Course Design]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2017. 564 p.
- [12] ГОСТ 1050–88. *Прокат сортовой, калиброванный со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали* [State standard 1050–88. Carbon structural quality steel gauged bars with special surface finish. General specifications]. Moscow, Standartinform publ., 2008. 31 p.

Статья поступила в редакцию 28.05.2019

## Информация об авторах

**СЫРОМЯТНИКОВ Владимир Сергеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

**ГАРСИЯ МАРТИНЕС Хуан Маркос** — доктор наук, профессор кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: marcos.garcia@ymail.com).

**САМОРА КИНТАНА Лаура Ангелика** — магистр наук, доцент кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: tontin\_2@yahoo.com.mx).

**ОРТЕГА РОСАЛЕС Мигель Герсаун** — магистр наук, доцент кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: mgortega-ga01@yahoo.com.mx).

## Information about the authors

**SYROMYATNIKOV Vladimir Sergeevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Fundamentals of Machine Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

**GARCIA MARTINEZ Juan Marcos** — Doctor of Science, Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: mar-cos.garcia@ymail.com).

**SAMORA QUINTANA Laura Angelica** — Master of Science, Associate Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: tontin\_2@yahoo.com.mx).

**ORTEGA ROSALES Miguel Gersayn** — Master of Science, Associate Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: mgortega01@yahoo.com.mx).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Сыромятников В.С., Гарсия Мартинес Х.М., Самора Кинтана Л.А., Ортега Росалес М.Г. Расчет валов цилиндрического редуктора на усталость. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 7, с. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-3-10

### Please cite this article in English as:

Syromyatnikov V.S., Garcia Martinez J.M., Samora Quintana L.A., Ortega Rosales M.G. Fatigue Design of Spur Gearbox Shafts. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 7, pp. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-3-10