

УДК 62.231

doi: 10.18698/0536-1044-2020-9-9-17

# Исследование влияния точности изготовления на надежность планетарно-цевочного редуктора\*

**Ю.В. Сеницына**

МГТУ им. Н.Э. Баумана

## A Study of Influence of the Machining Accuracy on Reliability of Cycloidal Gears\*\*

**Y.V. Sinitsyna**

Bauman Moscow State Technical University

Планетарно-цевочные передачи получили широкое распространение в современной робототехнике, авиастроении и других отраслях промышленности благодаря таким достоинствам, как компактность, высокие нагрузочная способность, жесткость и точность. Рассмотрен метод расчета напряжений в местах контакта сателлита с цевками планетарно-цевочного редуктора с учетом погрешности изготовления. На основе метода Монте-Карло определена вероятность безотказной работы такого редуктора по критерию контактной выносливости с учетом случайного характера отклонения его размеров от номинальных. Приведены зависимости вероятности безотказной работы планетарно-цевочного редуктора от крутящего момента за фиксированный промежуток времени. Установлено, что у редуктора, построенного по схеме  $2kv$ , надежность выше, чем у изготовленного по схеме  $khv$ . На основе анализа чувствительности вероятности безотказной работы к неточностям изготовления планетарно-цевочного редуктора определено, что максимальное влияние на его функционирование оказывает погрешность расположения отверстия под цевку.

**Ключевые слова:** планетарно-цевочная передача, циклоидальное зацепление, позиционный допуск, надежность редуктора, контактная выносливость

Cycloidal gears are widely used in modern robotics, aircraft industry and other industries due to their compactness, high load bearing capacity, rigidity and accuracy. This paper examines a method for calculating stresses at the points of contact of the satellite gear and the pins taking into account manufacturing errors. Based on the Monte Carlo method, the probability of failure-free operation of the cycloid gear is determined by the criterion of contact endurance, taking into account the randomness of deviations of gear sizes from the nominal ones. Graphs showing the relationships between the probability of failure-free operation for a fixed period of time and the torque are presented. It is established that a  $2kv$  gear has a higher reliability compared to the gear manufactured using the  $khv$  scheme. Based on the analysis of sensitivity of the failure-free operation probability to manufacturing errors, it is concluded that the positional error of the pin hole has the maximum effect on the gear performance.

**Keywords:** cycloidal gear, cycloidal contact, positional tolerance, reliability, contact endurance

\* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-38-90252.

\*\* The reported study was funded by RFBR, project number 19-38-90252.

Планетарно-цевочные редукторы (ПЦР) широко применяют в современном технологическом оборудовании [1], поэтому оценка вероятности безотказной работы (ВБР) таких устройств является важной производственной задачей. Специфика работы ПЦР заключается в одновременной передаче нагрузки большим числом зубьев [2, 3].

Обеспечение одновременности зацепления зубьев требует высокой точности выполнения, которая, с одной стороны, приводит к повышению надежности изделия [4], а с другой, — к его удорожанию. Поэтому оценка надежности функционирования ПЦР в зависимости от класса точности изготовления позволит выбрать оптимальное соотношение между этими параметрами.

Цель работы — разработка метода оценки надежности ПЦР на этапе конструирования с учетом погрешностей изготовления.

В общем случае факторами, определяющими работоспособность планетарно-цевочной передачи в долгосрочном периоде, являются контактная выносливость и износостойкость циклоидального зацепления, контактная выносливость и износостойкость механизма параллельных кривошипов или муфты Ольдгейма, грузоподъемность подшипников.

Согласно различным источникам [5–7], в большинстве случаев у планетарно-цевочной передачи выходит из строя подшипник, и происходит усталостное выкрашивание зубьев сателлита. Подшипник — стандартная деталь, и процесс его замены прост, в отличие от изготовления нового сателлита, являющегося сложным и дорогостоящим процессом. В связи с этим рассмотрение контактной выносливости представляется важной практической задачей.

Чтобы оценить этот параметр, необходимо проверить выполнение условия [8]

$$\sigma_{H\max} \leq \frac{\sigma_{H\lim} Z_H}{S}. \quad (1)$$

Здесь  $\sigma_{H\max}$  — расчетное напряжение в самой нагруженной точке контакта;  $\sigma_{H\lim}$  — предел контактной выносливости материала сателлита;  $Z_H$  — коэффициент долговечности;  $S$  — коэффициент безопасности.

Коэффициент долговечности

$$Z_H = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}},$$

где  $N_{HG}$  и  $N_{HE}$  — базовое и эквивалентное число циклов.

Для однородного материала коэффициент долговечности  $Z_H = 1,0 \dots 2,6$ , для поверхностно упрочненных материалов —  $Z_H = 1,0 \dots 1,8$ .

Предел контактной выносливости и базовое число циклов для стальных колес принимают по ГОСТ 21354–87 в зависимости от их твердости. Эквивалентное число циклов вычисляют по выражению

$$N_{HE} = 60 t_{\Sigma} n,$$

где  $t_{\Sigma}$  — ресурс работы передачи, ч;  $n$  — частота вращения эксцентрикового вала,  $\text{мин}^{-1}$ .

Контактные напряжения между сателлитом и текущей цевкой определяют по формуле Герца [9]

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_i E^*}{b_p \rho^*}} \quad (2)$$

где  $F_i$  — сила, действующая со стороны связи на сателлит в направлении вектора локальных перемещений;  $E^*$  — приведенный модуль упругости;  $b_p$  — ширина цевки;  $\rho^*$  — приведенный радиус кривизны [10].

В рассматриваемом случае основной проблемой является нахождение сил  $F_i$ . Схема ПЦР, выполненного по схеме khv, и его основные геометрические параметры, используемые в расчете, приведены на рис. 1, а, а расчетная схема решаемой задачи — на рис. 1, б.

Метод расчета сил подробно рассмотрен в работе [11], но без учета погрешностей изготовления. Допущения будут аналогичными [12, 13], за исключением учета погрешностей изготовления. Далее коротко приведем расчетные формулы с учетом погрешностей изготовления.

ПЦР имеет четыре степени свободы: перемещения  $u$  и  $v$  центра сателлита вдоль осей  $x$  и  $y$  соответственно, угол  $\alpha$  поворота сателлита вокруг его центра против хода часовой стрелки и угол  $\beta$  поворота обоймы вокруг ее оси по ходу часовой стрелки. Запишем величины, характеризующие положение сателлита и обоймы в виде вектора  $\chi = \{u \ v \ \alpha \ \beta\}^T$ .

Вектор  $\chi$  влияет на вектор локальных перемещений в связях  $\delta_i$  ( $i = 1, \dots, n$ ;  $n$  — общее число связей) и определяется следующим образом:

$$\delta_i = \mathbf{V}_i \chi + \Delta_i,$$

где  $\mathbf{V}_i$  — матрица, преобразующая вектор положения сателлита и обоймы в вектор локальных перемещений;  $\Delta_i$  — вектор, характеризующий суммарную погрешность изготовления в месте контакта.

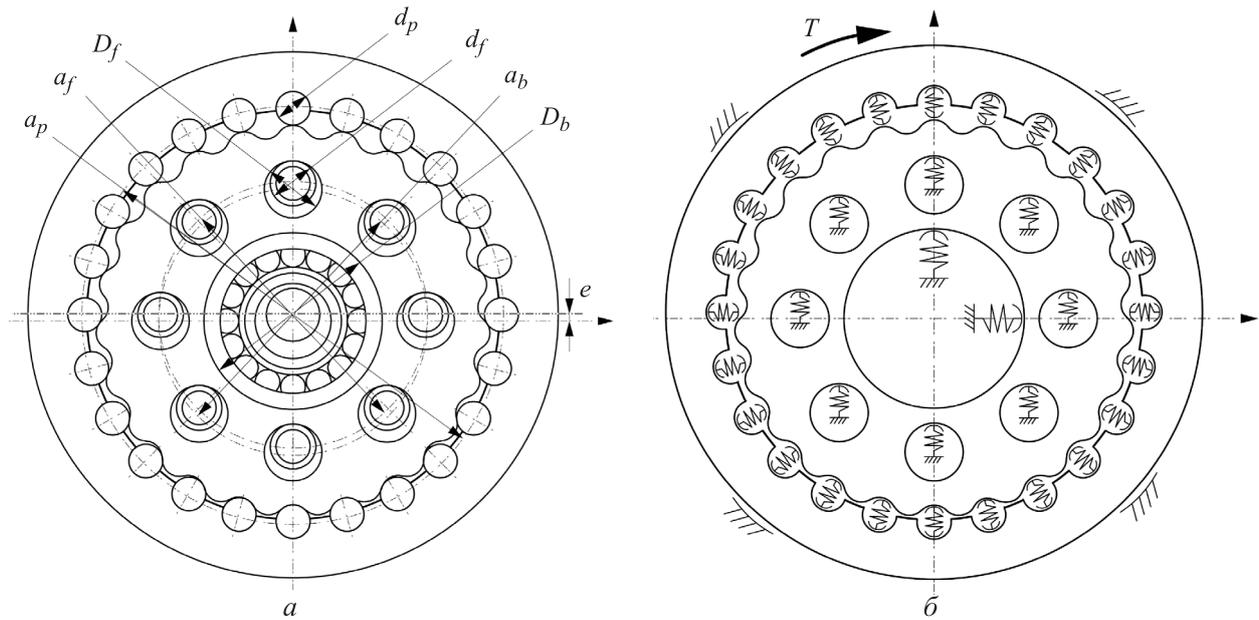


Рис. 1. Схема ПЦР, выполненного по схеме khv, (а) и расчетная схема решаемой задачи (б):  $a_p$  — делительный диаметр обоймы;  $a_f$  и  $a_b$  — диаметр окружности расположения пальцев и подшипников;  $D_f$  — диаметр отверстия под пальцы;  $d_p, d_f$  и  $D_b$  — диаметр цевки, пальца и центрального подшипника соответственно;  $e$  — эксцентриситет входного вала

Нагрузки, действующие со стороны связей на сателлит в направлении вектора локальных перемещений,

$$F_i = D_i \delta_i = D_i (B_i \chi + \Delta_i), \quad (3)$$

где  $D_i$  — матрица, преобразующая вектор локальных перемещений  $\delta_i$  в вектор  $F_i$ .

Вектор внешних нагрузок

$$R = \begin{Bmatrix} F_{цx} \\ F_{цy} \\ 0 \\ T \end{Bmatrix},$$

где  $F_{цx}$  и  $F_{цy}$  — проекции центробежной силы, действующей на сателлит, на оси координат  $x$  и  $y$ ;  $T$  — крутящий момент.

После преобразований и согласно принципу возможных перемещений получаем

$$\left[ \sum_{i=1}^n B_i^T D_i B_i \right] \chi = R - \sum_{i=1}^n B_i^T D_i \Delta_i. \quad (4)$$

Решив эту систему уравнений, найдем значения глобальных перемещений, после чего по формуле (3) можно определить реакции в местах контакта сателлита с цевкой.

При расчете ПЦР без учета погрешности изготовления вектор  $\Delta_i = 0$ . При учете погрешно-

сти изготовления необходимо вычислить компоненты этого вектора. Рассмотрим контакт между сателлитом и цевками (рис. 2).

В этом контакте существенными являются точность изготовления диаметров цевки и отверстия под нее, а также точность расположения оси отверстия под цевку по осям  $x$  и  $y$ . Для погрешностей введены следующие обозначения:  $ers_{dp}$  — отклонение диаметра цевки;  $ers_{DP}$  — отклонение диаметра отверстия под цевку;  $ers_{XP}$ ,  $ers_{YP}$  — позиционные отклонения оси отверстия.

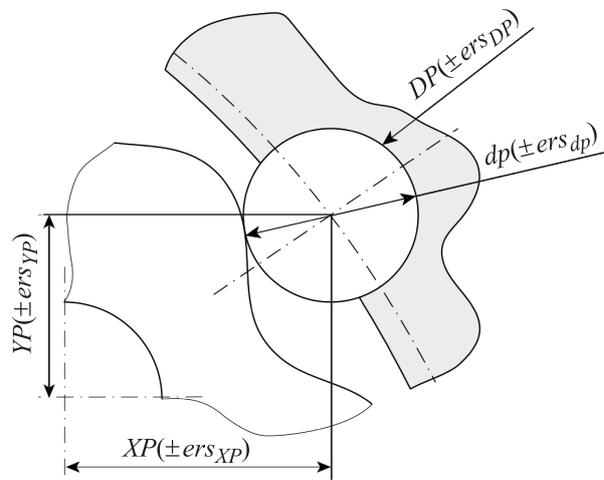


Рис. 2. Геометрические параметры с погрешностями  $ers$  в контакте сателлита с цевкой

Тогда вектор суммарной погрешности

$$\Delta_p = \text{ers}_{dp} - \frac{\text{ers}_{DP}}{2} + \mathbf{N}_{px} \Delta \text{ers}_{XP} + \mathbf{N}_{py} \Delta \text{ers}_{YP},$$

где  $\mathbf{N}_{px}$  и  $\mathbf{N}_{py}$  — векторы проекции нормали на оси  $x$  и  $y$ .

Описанный метод позволяет определить распределение сил по цевкам, пальцам и в опорах при известных отклонениях, вызванных

неточностью изготовления. На стадии проектирования отклонения неизвестны, заданы только поля допусков.

В пределах поля допуска отклонения случайны и распределены по некоторому закону. При хорошо отлаженном технологическом процессе, особенно когда при обработке детали получение размера обеспечивается автоматически, распределение отклонений обычно подчиняется закону Гаусса [14]. Вследствие этого контактные напряжения имеют вероятностную характеристику.

Следовательно, при известных допусках на различные размеры для оценки функции плотности распределения контактных напряжений можно использовать метод Монте-Карло [15, 16]. Этот метод предусматривает  $N$  вычислений контактных напряжений (обычно  $N \approx 10\,000$ ) для различных отклонений, сгенерированных согласно закону распределения из поля допуска на размер.

Алгоритм расчета надежности ПЦР по критерию контактной выносливости, блок-схема которого приведена на рис. 3, включает в себя следующие этапы:

1) задание исходных данных: геометрических параметров ПЦР, диапазона крутящего момента  $[T_0, T_k]$ , ресурса  $t$  и допусков на размеры; установление начального крутящего момента  $T_0$  из диапазона и определение вектора внешних сил  $\mathbf{R}$ ;

2) генерация случайных значений погрешностей, соответствующих нормальному распределению в пределах поля допуска; расчет вектора суммарной погрешности  $\Delta_p$  по сгенерированным погрешностям;

3) определение сил  $F_i$ , действующих на сателлит со стороны связей, после решения системы уравнений (4); вычисление контактных напряжений по формуле (2);

4) нахождение максимальных значений среди всех контактных напряжений между сателлитом и цевкой и проверка условия контактной выносливости (1); если оно не выполнено, то число отказов  $m$  увеличивается;

5) повторение п. 2–4 10 000 раз, в результате чего создается массив максимальных контактных напряжений и ВБР для текущего значения крутящего момента; построение графика функции плотности распределения максимальных контактных напряжений;

6) определение зависимости ВБР редуктора от крутящего момента, для чего повторяют

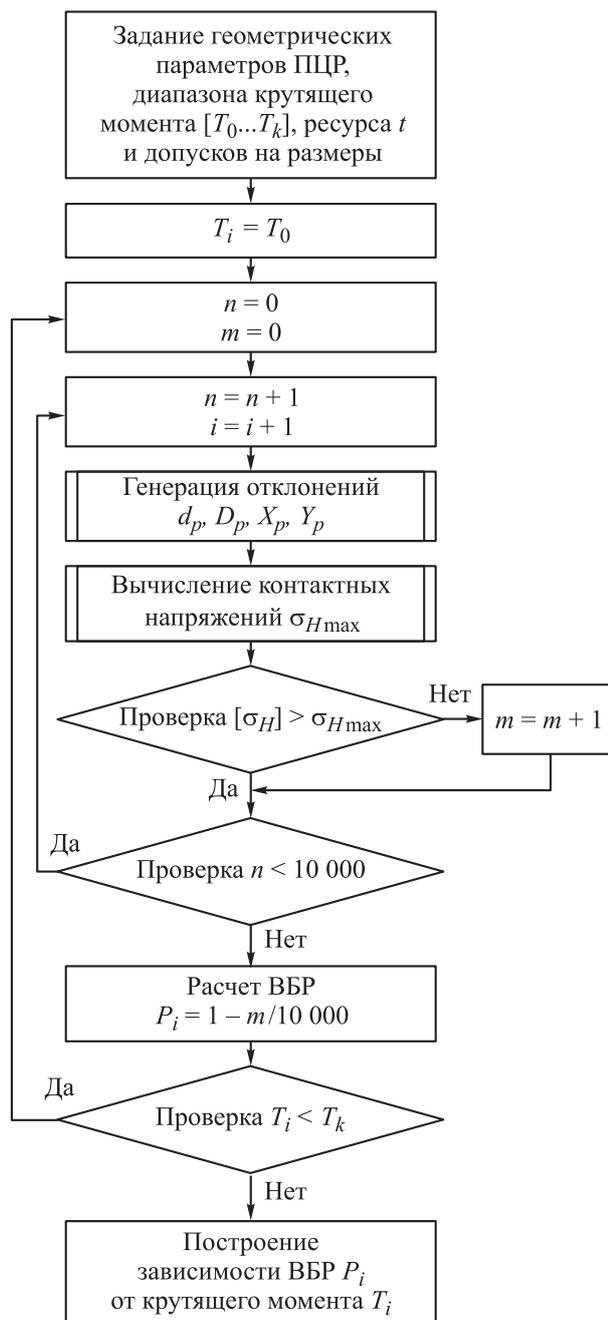


Рис. 3. Блок-схема алгоритма расчета надежности редуктора по критерию контактной выносливости

п. 2–5 для всех значений крутящего момента  $T_i$  из заданного диапазона.

Для расчета ВБР редуктора по критерию контактной выносливости зададим следующие геометрические параметры, мм:

Эксцентриситет входного вала $e$ .....	3,5;
Диаметр цевки $d_p$ .....	19
Делительный диаметр обоймы $a_p$ .....	240
Диаметр пальца $d_f$ .....	30
Диаметр отверстия под палец $D_f$ .....	37
Диаметр окружности, на которой пальцы $a_f$ .....	128
Диаметр окружности, на которой подшипники $a_b$ .....	128
Диаметр центрального подшипника $D_b$ .....	62
Диаметр подшипников $d_b$ .....	37

Требуемый ресурс планетарно-цевочной передачи аэрокосмической отрасли может составлять 30 000 ч. Цевки обычно представляют собой ролики подшипников. Согласно ГОСТ 25255–82, существует три степени точности цилиндрических роликов. Ввиду того, что цевка в отверстии должна проворачиваться, ее устанавливают в отверстие обоймы с зазором. Этому условию удовлетворяют отклонения отверстий F6, F7, F8. Позиционный допуск  $\pm IT/2$  осей отверстий определяется диаметром, на котором они расположены. Численные значения допусков приведены в табл. 1.

Примем, что сателлит выполнен из стали 40X. Тогда допускаемые контактные напряжения равны 337 МПа при коэффициенте безопасности  $S = 1,6$ . Для ПЦР с указанными выше

Таблица 1

Численные значения допусков

Квалитет	Отклонение		
	диаметра цевки	диаметра отверстия под цевку	расположения оси отверстия под цевку
5	$d_p \begin{pmatrix} +10,00 \\ -16,50 \end{pmatrix}$	$D_p \begin{pmatrix} +13,0 \\ +22,00 \end{pmatrix}$	$X_p \begin{pmatrix} +15,00 \\ -15,00 \end{pmatrix}, Y_p \begin{pmatrix} +15,00 \\ -15,00 \end{pmatrix}$
6	$d_p \begin{pmatrix} +11,00 \\ -17,00 \end{pmatrix}$	$D_p \begin{pmatrix} +13,00 \\ +28,00 \end{pmatrix}$	$X_p \begin{pmatrix} +22,00 \\ -22,00 \end{pmatrix}, Y_p \begin{pmatrix} +22,00 \\ -22,00 \end{pmatrix}$
7	$d_p \begin{pmatrix} +14,00 \\ -18,00 \end{pmatrix}$	$D_p \begin{pmatrix} +13,00 \\ +35,00 \end{pmatrix}$	$X_p \begin{pmatrix} +35,00 \\ -35,00 \end{pmatrix}, Y_p \begin{pmatrix} +35,00 \\ -35,00 \end{pmatrix}$

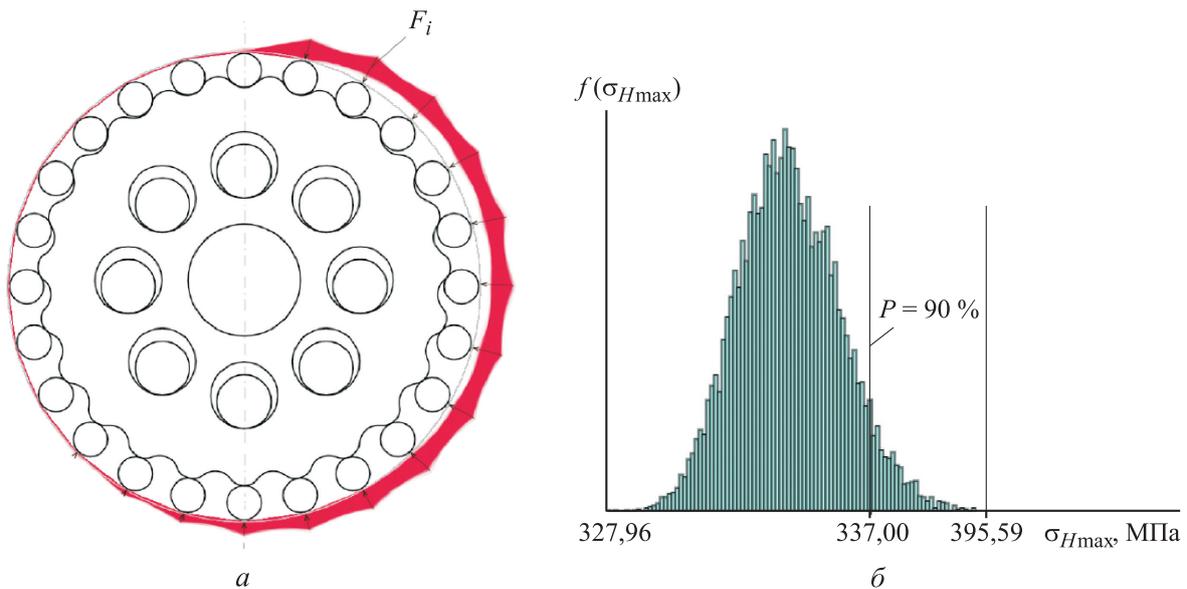


Рис. 4. Поле распределения сил  $F_i$  в связях (а) и график функции плотности распределения максимальных контактных напряжений  $\sigma_{Hmax}$  (б)

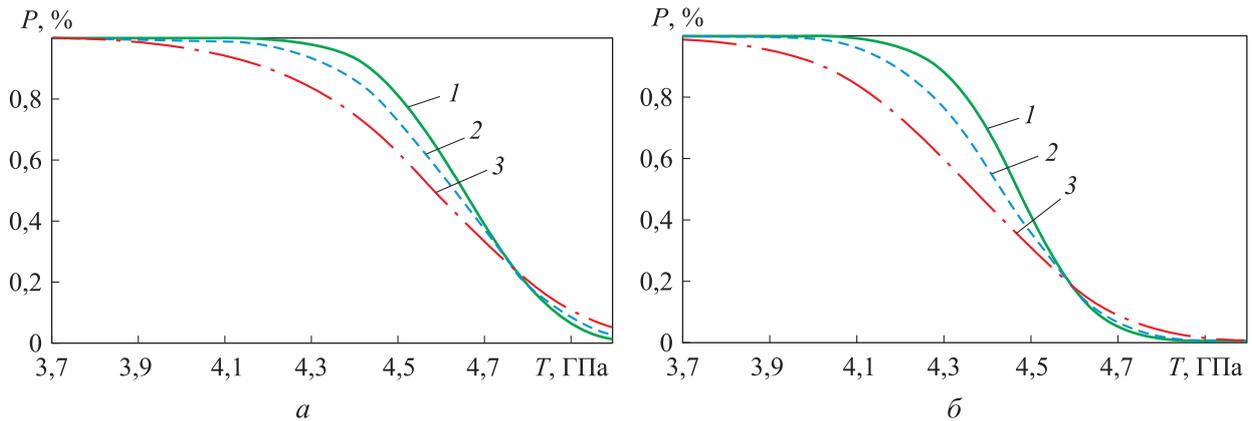


Рис. 5. Зависимости ВБР  $P$  редукторов, выполненных по схемам  $2kv$  (а) и  $khv$  (б), от крутящего момента  $T$  при пятом (1), шестом (2) и седьмом (3) квалитетах точности

геометрическими размерами крутящий момент изменяется в диапазоне  $T = 3700...5000$  Н·м. Выберем  $T = 4000$  Н·м.

Результатом выполнения программы, созданной по предложенному алгоритму, являются поле распределения сил в связях (в контакте между сателлитом и цевками)  $F_i$ , обозначенное на рис. 4, а красным цветом, и график функции плотности распределения максимальных контактных напряжений (рис. 4, б) для ПЦР, выполненного по схеме  $khv$ .

Максимальные контактные напряжения изменяются в диапазоне  $327,96...395,59$  МПа. Однако при коэффициенте безопасности  $S = 1,6$  допускаемые контактные напряжения для усталостного выкрашивания равны:  $[\sigma_H] = 337$  МПа. Это соответствует 90%-ной ВБР редуктора.

Отсюда следует, что если не учитывать коэффициент безопасности ( $S = 1,0$ ), то у ПЦР будет 100%-ная ВБР, так как допускаемые контактные напряжения превысят диапазон, в котором они изменяются. Однако если при тех же данных (марке стали и крутящем моменте) увеличить коэффициент безопасности до  $S = 2,0$ , то ВБР снизится почти до нуля.

Полученные в результате расчета зависимости ВБР редукторов, выполненных по схемам  $2kv$  и  $khv$ , от крутящего момента и квалитета точности приведены на рис. 5, а и б соответственно.

Анализ графиков для ПЦР, выполненного по схеме  $2kv$  (см. рис. 5, а), показал, что для 90%-ной ВБР крутящий момент снижается на 1,8 % при переходе от пятого квалитета к шестому, и на 3,7 % — от шестого к седьмому.

Отсюда видно, что разница между пятым и шестым квалитетами незначительна.

Анализ графиков для ПЦР, построенного по схеме  $khv$  (см. рис. 5, б), выявил, что для той же ВБР крутящий момент уменьшается на 2,8 % при переходе от пятого квалитета к шестому, и на 3,8 % — от шестого к седьмому. Следовательно, у такого ПЦР типа  $khv$  разница между пятым и шестым квалитетами больше, чем у ПЦР типа  $2kv$ .

Рассмотрим чувствительность надежности к различным погрешностям изготовления. Для этого допуск на интересующий размер зададим по седьмому квалитету, а остальные оставим равными нулю. В качестве крутящего момента выберем 4500 Н·м, так как при таком его значении ВБР падает у редукторов, выполненных по обеим схемам, и есть возможность оценить различия ВБР для неодинаковых погрешностей (табл. 2, рис. 6)

Согласно результатам расчета, самая низкая ВБР наблюдается у погрешности расположения оси отверстия под цевку, т. е. она вносит наиболее значительный вклад в суммарную погрешность. Следовательно, для остальных раз-

Таблица 2

**Значения ВБР редукторов при  $T = 4500$  Н·м и различных погрешностях**

Погрешность	ВБР, %, для схем ПЦР	
	$2kv$	$khv$
$ers_{dp}$	0,916	0,573
$ers_{DP}$	1,000	0,663
$ers_{XP}, ers_{YP}$	0,715	0,392

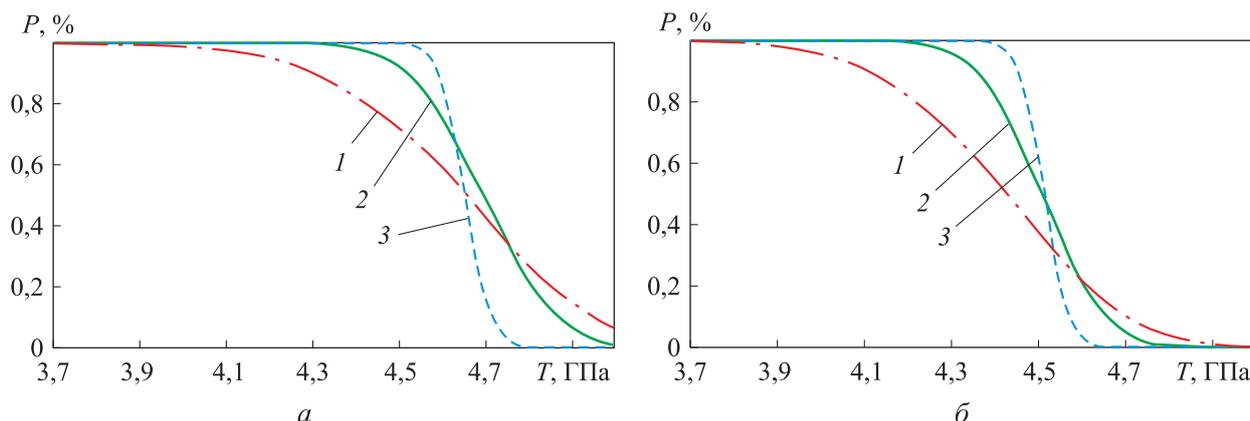


Рис. 6. Зависимости ВБР  $P$  редукторов, выполненных по схемам  $2kv$  (а) и  $khv$  (б), от крутящего момента  $T$  при различных погрешностях:  
1 —  $ers_{xp}, ers_{yp}$ ; 2 —  $ers_{dp}$ ; 3 —  $ers_{DP}$

меров можно устанавливать меньшую точность изготовления.

## Выводы

1. Точность изготовления деталей ПЦР ощутимо влияет на его надежность и нагрузочную способность. Переход от седьмого качества к пятому увеличивает нагрузочную способность передачи на 5...7 % при заданной 90%-ной ВБР.

2. Надежность ПЦР, выполненных по схеме  $2kv$ , выше, чем у ПЦР, построенных по схе-

ме  $khv$ , в среднем на 8...9 % при одинаковых нагрузках.

3. При изготовлении деталей ПЦР по шестому-седьмому качеству погрешность расположения оси отверстия под цевку снижает его ВБР на 30 % по сравнению с другими погрешностями, поэтому позиционный допуск следует устанавливать более точного качества.

4. Для заданной ВБР можно ограничивать крутящий момент, тем самым делая ПЦР с меньшей степенью точности и снижая его себестоимость [17].

## Литература

- [1] Иванов А.С., Ермолаев М.М., Муркин С.В. К расчету и конструированию современных мотор-редукторов. *Современное машиностроение. Наука и образование. Матер. 4-й Междунар. науч.-практ. конф.*, Санкт-Петербург, 19–20 июня 2014, Санкт-Петербург, Изд-во Политехнического университета, с. 377–388.
- [2] Синецына Ю.В. Влияние кинематики мотор-редуктора на удельный момент. *Евразийское Научное Объединение*, 2017, т. 1, № 10, с. 56–58.
- [3] Иванов А.С., Ермолаев М.М., Чиркин А.В., Синецына Ю.В. *Метод расчета планетарно-цевочной передачи*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015, с. 151–157.
- [4] Артемов И.И., Чуфистов Е.А., Липов А.В., Чуфистов О.Е., Большаков Г.С., Носков К.А. Обеспечение качества планетарно-цевочных передач при проектировании и производстве. *Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки*, 2018, № 3(47), с. 124–139, doi: 10.21685/2072-3059-2018-3-12
- [5] Фомин М.В., Иванов А.С., Ермолаев М.М. Расчет опор качения планетарно-цевочного редуктора. *Справочник. Инженерный журнал с приложением*, 2014, № 1, с. 29–34, doi: 10.14489/hb.2014.01.pp.029-034
- [6] Guan T.M., Li J.B., Lei L. Tooth Surface Contact Fatigue Reliability Analysis of Cycloidal Gear Based on Monte-Carlo. *Advanced Materials Research*, 2013, vol. 605, pp. 811–814, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.605-607.811
- [7] Chmurawa M., Warda B. Prediction of life of rolling pairs in cycloidal gear design. *Mechanics and Mechanical Engineering*, 2005, vol. 9, no. 2, pp. 77–88.
- [8] Решетов Д.Н. *Детали машин*. Москва, Машиностроение, 1989. 496 с.
- [9] Джонсон К. *Механика контактного взаимодействия*. Москва, Мир, 1989. 510 с.

- [10] Иванов А.С., Ермолаев М.М., Чиркин А.В., Сеницына Ю.В. Расчет планетарно-цевочной передачи с учетом упругих деформаций сателлита. *Современное машиностроение. Наука и образование. Матер. 5-й Междунар. науч.-практ. конф.*, Санкт-Петербург, 30 июня–июля 2016, Санкт-Петербург, Изд-во Политехнического университета, с. 464–475.
- [11] Ермолаев М.М., Сеницына Ю.В. Исследование влияния податливости подшипника на работу планетарно-цевочной передачи. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 4, с. 15–22, 10.18698/0536-1044-2020-4-15-22
- [12] Сеницына Ю.В., Ермолаев М.М. Модели оценки распределения нагрузки в планетарно-цевочных передачах. *Механика XXI века*, 2019, № 18, с. 301–304.
- [13] Заварзин Д.А., Зайцева О.Ю. Исследование распределения нагрузки по элементам планетарно-цевочной передачи. *Политехнический молодежный журнал МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2017, № 8, doi: 10.18698/2541-8009-2017-8-155
- [14] Li G., Lu K., Mi W., Zhang W. Reliability analysis on gear contact fatigue strength considering the effect of tolerance. *Open Mechanical Engineering Journal*, 2014, vol. 8, pp. 630–635, doi: 10.2174/1874155X01408010630
- [15] Захаров М.Н., Николаев П.А. Метод оценки надежности систем снабжения предприятий при выполнении госзаказа. *Контроллинг*, 2015, № 57, с. 30–36.
- [16] Song X.U., Lu B.W., Bi A.B. Tooth Surface Contact Fatigue Analysis of Cycloidal Wheel of RV Reducer. *Engineering and technology research*, 2019, no. amee, doi: 10.12783/dtet/amee2019/33474
- [17] Meng X.Y., Shi G.F., Sun F., Zhang Y. Multi-objective Reliability-based Design Optimization for Climbing Drive System of Stair-climbing Wheelchair. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 382(3), no. 032014, doi:10.1088/1757-899X/382/3/032014

## References

- [1] Ivanov A.S., Ermolayev M.M., Murkin S.V. To the calculation and design of modern gear motors. *Sovremennoye mashinostroyeniye. Nauka i obrazovaniye. Mater. 4-y Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Modern mechanical engineering. Science and education. Materials of the 4th International scientific and practical conference]. Sankt-Petersburg, 2014, pp. 377–388.
- [2] Sinitsyna Yu.V. Influence of kinematics of motor reducer on specific moment. *Evraziyskoye Nauchnoye Ob'yedineniye*, 2017, vol. 1, no. 10, pp. 56–58 (in Russ.).
- [3] Ivanov A.S., Ermolayev M.M., Chirkin A.V., Sinitsyna Yu.V. *Metod rascheta planetarno-tsevochnoy peredachi* [Method for calculating planetary gear transmission]. Moscow, Bauman Press, 2015, pp. 151–157.
- [4] Artemov I.I., Chufistov E.A., Lipov A.V., Chufistov O.E., Bol'shakov G.S., Noskov K.A. Providing the quality of planetary-lantern transmissions at designing and manufacturing. *University proceedings. Volga region*, 2018, no. 3(47), pp. 124–139 (in Russ.), doi: 10.21685/2072-3059-2018-3-12
- [5] Fomin M.V., Ivanov A.S., Ermolayev M.M. The calculation of supports in the epicycloid planetary speed reducer. *Handbook. An engineering journal with appendix*, 2014, no. 1, pp. 29–34 (in Russ.), doi: 10.14489/hb.2014.01.pp.029-034
- [6] Guan T.M., Li J.B., Lei L. Tooth Surface Contact Fatigue Reliability Analysis of Cycloidal Gear Based on Monte-Carlo. *Advanced Materials Research*, 2013, vol. 605, pp. 811–814, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.605-607.811
- [7] Chmurawa M., Warda B. Prediction of life of rolling pairs in cycloidal gear design. *Mechanics and Mechanical Engineering*, 2005, vol. 9, no. 2, pp. 77–88.
- [8] Reshetov D.N. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1989. 496 p.
- [9] Johnson K. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 1985. 439 p. [Russ. ed. Dzhonson K. *Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya*. Moscow, Mir publ., 1989. 510 p.]
- [10] Ivanov A.S., Ermolayev M.M., Chirkin A.V., Sinitsyna Yu.V. Calculation of the planetary-pinion transmission taking into account the elastic deformations of the satellite. *Sovremen-*

- noye mashinostroyeniye. Nauka i obrazovaniye. Mater. 5-y Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Modern mechanical engineering. Science and education. Materials of the 5th International scientific and practical conference.]. Saint-Petersburg, 2016, no. 5, pp. 464–475.
- [11] Ermolayev M.M., Sinitsyna Yu.V. A Study of the Influence of the Bearing's Flexibility on the Operation of a Cycloidal Gear Drive. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 4, pp. 15–22 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2020-4-15-22
- [12] Sinitsyna Yu.V., Ermolayev M.M. Calculation models to estimate cycloid reducer force distributions. *Mekhaniki XXI veku*, 2019, no. 18, pp. 301–304 (in Russ.).
- [13] Zavarzin D.A., Zaytseva O.Yu. Research of load distribution over elements of epicyclic pin gear. *Politechnical student journal of BMSTU*, 2017, no. 8 (in Russ.), doi: 10.18698/2541-8009-2017-8-155
- [14] Li G., Lu K., Mi W., Zhang W. Reliability analysis on gear contact fatigue strength considering the effect of tolerance. *Open Mechanical Engineering Journal*, 2014, vol. 8, pp. 630–635, doi: 10.2174/1874155X01408010630
- [15] Zakharov M.N., Nikolayev P.A. Method for assessing the reliability of enterprise supply systems in the fulfillment of state orders. *Controlling*, 2015, no. 3(57), pp. 30–36 (in Russ.).
- [16] Song X.U., Lu B.W., Bi A.B. Tooth Surface Contact Fatigue Analysis of Cycloidal Wheel of RV Reducer. *Engineering and technology research*, 2019, no. amee, doi: 10.12783/dtetr/amee2019/33474
- [17] Meng X.Y., Shi G.F., Sun F., Zhang Y. Multi-objective Reliability-based Design Optimization for Climbing Drive System of Stair-climbing Wheelchair. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 382, no. 032014, doi:10.1088/1757-899X/382/3/032014

Статья поступила в редакцию 03.03.2020

## Информация об авторе

**СИНИЦЫНА Юлия Владимировна** — ассистент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: J.Sinitsyna@gmail.com).

## Information about the author

**SINITSYNA Yulia Vladimirovna** — Teaching Assistant, 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: J.Sinitsyna@gmail.com).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Синицына Ю.В. Исследование влияния точности изготовления на надежность планетарно-цевочного редуктора. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 9, с. 9–17, doi: 10.18698/0536-1044-2020-9-9-17

### Please cite this article in English as:

Sinitsyna Y.V. A Study of Influence of the Machining Accuracy on Reliability of Cycloidal Gears. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 9, pp. 9–17, doi: 10.18698/0536-1044-2020-9-9-17