

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.833.61

Метод проектного расчета планетарно-цевочных передач

М.М. Ермолаев, А.В. Зайцева

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Method for design computation of the planetary cam drives

M.M. Ermolaev, A.V. Zaytseva

Bauman Moscow State Technical University

Планетарно-цевочные передачи нашли широкое применение в различных отраслях промышленности, но для них, в отличие от эвольвентных передач, не существует стандартизованных методов расчета. Предложен метод проектного расчета планетарно-цевочных передач, подобный известному методу расчета эвольвентных цилиндрических передач, описанному в ГОСТ 21354–87. Получены графики для определения основных параметров планетарно-цевочной передачи в безразмерном виде, формулы для вычисления коэффициентов нагрузки и метод назначения геометрических размеров. Приведен пример проектного расчета планетарно-цевочной передачи.

EDN: MFGJQI, <https://elibrary/mfgjq>

Ключевые слова: планетарно-цевочная передача, проектный расчет, контактная выносливость, грузоподъемность подшипника, делительный диаметр, диаметр цевки

The planetary cam drives are widely used in various industries. However, any standardized methods for their computation are missing compared to the involute drives. The paper proposes a method for design computation of the planetary cam drives similar to the well-known method for computing the involute cylindrical gears described in GOST 21354–87. Graphs for determining the drive main parameters in a dimensionless form, formulas for identifying the load factors and a method for assigning geometric dimensions of the gear elements are obtained. The paper presents an example of design computation of the planetary cam drive.

EDN: MFGJQI, <https://elibrary/mfgjq>

Keywords: planetary cam drive, design calculation, contact endurance, bearing load capacity, pitch diameter, pinion diameter

Планетарно-цевочные передачи (ПЦП) получили широкое применение в робототехнике [1], станкостроении [2] и других отраслях промышленности, где требуются компактные точные и жесткие приводы, передающие значительную

нагрузку. Несмотря на это, к настоящему времени не существует стандартизированной методики проектного расчета ПЦП. Особенностью ПЦП является высокая степень статической неопределимости [3], вследствие чего

почти каждый конструктивный параметр влияет на распределение нагрузки в ПЦП.

Цель статьи — разработка метода проектного расчета ПЦП. В качестве критерия оптимизации выбраны габаритные размеры ПЦП.

Наибольшее распространение получили ПЦП, выполненные согласно схемам KHV и 2KV по классификации В.Н. Кудрявцева [4]. Параметры ПЦП типа KHV и 2KV, которые необходимо определить при проектном расчете, указаны на рис. 1, а и б соответственно.

Основными условиями работоспособности обеих ПЦП являются контактная выносливость рабочих профилей сателлитов и выносливость их опор (как правило, представляющих собой радиальные роликовые подшипники). Для обеспечения контактной выносливости наибольшее контактное напряжение σ_{Hc} в месте контакта сателлита с цевкой не должно превышать его допускаемое значение σ_{HP} . Так как

механизм усталостного разрушения (выкрашивание) для ПЦП аналогичен таковому для эвольвентных передач, параметр σ_{HP} можно определять по известным методикам [5].

Наибольшее контактное напряжение в месте контакта сателлита с цевкой вычисляется по формуле

$$\sigma_{Hc} = Z_E Z_H \sqrt{\frac{K_H F_e}{a_p b_p z_s} \frac{z_c \pm 1}{z_c}}, \quad (1)$$

где Z_E — коэффициент, учитывающий параметры упругости материалов сателлитов и цевки [6]; Z_H — коэффициент, учитывающий геометрические параметры ПЦП (эксцентриситет ПЦП e и диаметр цевки d_p); K_H — коэффициент нагрузки; F_e — номинальная окружная сила на эксцентрике, $F_e = 1000T/z_p e$ (T — крутящий момент на обойме; z_p — число цевок); a_p — делительный диаметр обоймы с цевками; b_p — ширина сателлита; z_s — число

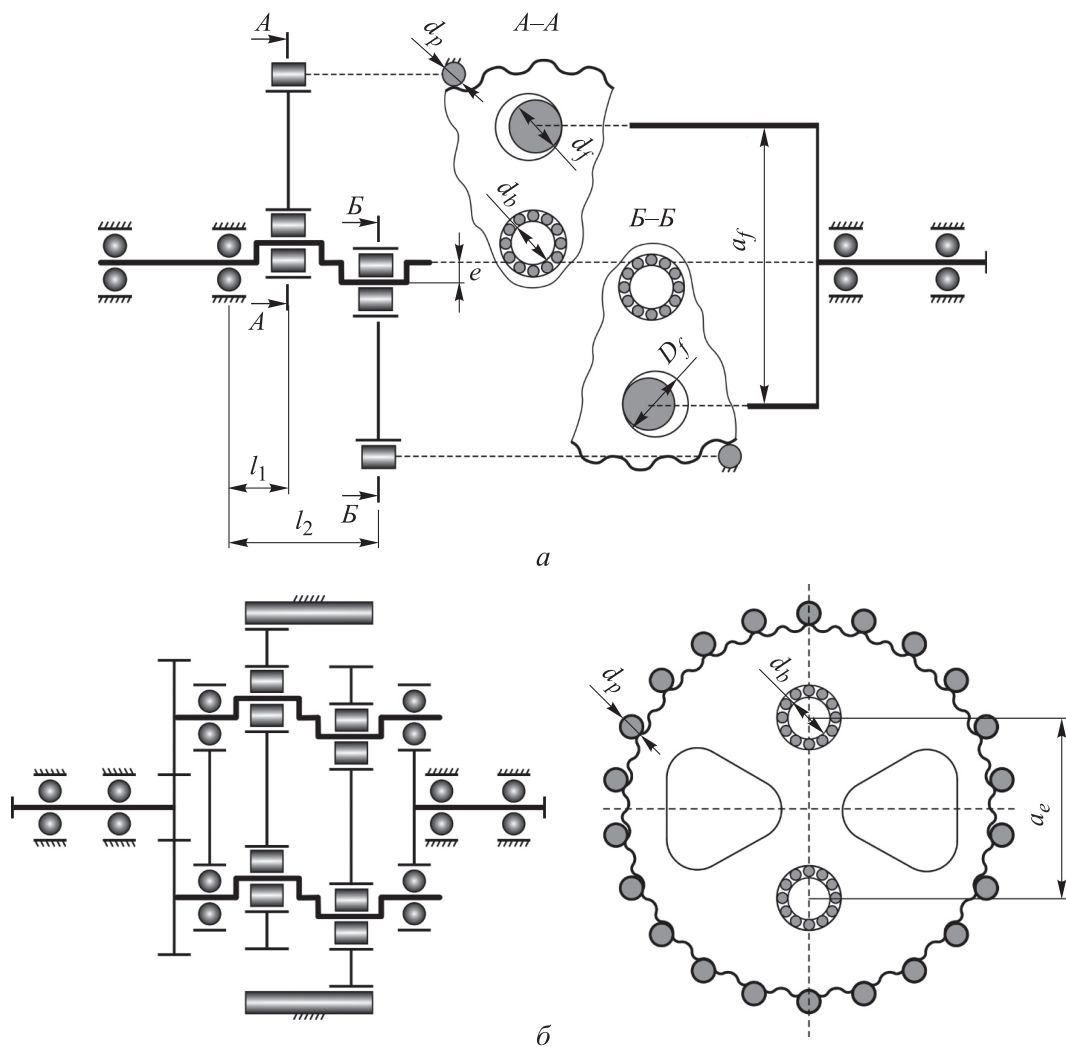


Рис. 1. Схемы ПЦП типа KHV (а) и 2KV (б)

сателлитов; z_c — число зубьев сателлита; знаки «+» и «-» соответствуют профилям сателлита, образованным эквидистантой к укороченной эпициклоиде и гипоциклоиде, при числе цевок $z_p = z_c + 1$.

Коэффициент Z_E в формуле (1) определяется так же, как и для эвольвентной передачи. Если цевки и сателлит изготовлены из материала с модулем упругости E и коэффициентом Пуассона μ , то

$$Z_E = \sqrt{\frac{E^*}{\pi}} = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1+\mu)}}, \quad (2)$$

где E^* — приведенный модуль упругости.

Для стального сателлита можно принять $E^* = 114\,000$ МПа, $Z_E = 190$ МПа^{0.5}.

Коэффициент Z_H определяется из соотношения

$$\frac{1}{Z_H^2} = \frac{\psi_{dm}\lambda}{8} \left[1 - \psi_{dm} \sqrt{\frac{1 \pm 4/z_c}{27(1-\lambda^2)}} \right], \quad (3)$$

где ψ_{dm} — относительный диаметр цевки, $\psi_{dm} = d_p/m$ (m — модуль ПЦП, $m = a_p/z_p$); λ — коэффициент укорочения циклоиды, $\lambda = 2e/m$.

Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_A K_{Hv} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hs},$$

где K_A — коэффициент внешней динамической нагрузки, определяемый согласно ГОСТ 21354-87; K_{Hv} — коэффициент внутренней динамической нагрузки; $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий перераспределение нагрузки между цевками из-за погрешностей изготовления ПЦП; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий перераспределение нагрузки по длине контактных линий вследствие перекосов сателлитов; K_{Hs} — коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между сателлитами из-за упругих деформаций всех деталей передачи.

В работах [7, 8] по результатам имитационного моделирования проанализированы возможные значения коэффициента $K_{H\alpha}$. Установлено, что наибольшее влияние на коэффициент $K_{H\alpha}$ оказывает материал, из которого выполнен сателлит, и точность изготовления ПЦП.

В статье [9] предложено приближенное аналитическое соотношение для вычисления коэффициента $K_{H\alpha}$, которое во введенных ранее обозначениях имеет вид

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{\pi E^* b_p \Delta_p}{4 F_e}, \quad (4)$$

где Δ_p — наибольшее значение суммарного приведенного отклонения размеров ПЦП.

Следует отметить, что коэффициент $K_{H\alpha}$ не может превышать $z_p/4$, что соответствует работе только одной цевки в зацеплении.

Коэффициент $K_{H\beta}$ зависит от угла перекоса сателлита и аналогично известному выражению для эвольвентных передач определяется как

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{c_p b_p \beta}{2 F_p} = 1 + \frac{\pi E^* b_p^2 z_p}{32 F_e}, \quad (5)$$

где c_p — жесткость контакта цевки и сателлита, $c_p = \pi E^* b_p / 4$ [10]; F_p — сила, действующая на наиболее нагруженную цевку, если ПЦП изготовлена без зазоров, $F_p = 4 F_e / z_p$.

Для ПЦП, выполненных с зазором, сила F_p принимает большее значение, вплоть до $F_p = F_e$, что аналогично $z_p = 4$.

В работах [11, 12] предложен метод расчета коэффициента K_{Hs} , учитывающий почти все параметры ПЦП. Метод вычисления коэффициента внутренней динамической нагрузки K_{Hv} для ПЦП в литературе не описан, но по этой теме можно отметить статью [13].

Будем полагать $K_{Hv} = 1$, что соответствует работе ПЦП с небольшой частотой вращения эксцентрикового вала.

Для обеспечения работоспособности подшипника необходимо, чтобы действующая на него радиальная сила F_r не превышала предельного значения, определяемого его грузоподъемностью и требуемым ресурсом. В современных конструкциях ПЦП для уменьшения их размеров дорожки качения опор сателлитов часто обрабатывают непосредственно на сателлите и эксцентриковой втулке.

Так как для подобных «встраиваемых» подшипников грузоподъемность не определена, их выносливость целесообразно оценивать по формуле, аналогичной (1). Из решения задачи Штрибека [14] для роликового подшипника получаем выражение для наибольшего контактного напряжения в подшипнике, нагруженном силой F_r :

$$\sigma_{Hb} = \sqrt{\frac{0,8 K_H F_r E^*}{\zeta_b b_b d_b}}, \quad (6)$$

где ζ_b — коэффициент плотности укладки роликов в подшипник, $\zeta_b \approx 0,9$; b_b — ширина ролика подшипника (обычно равная ширине са-

теллита b_p); d_b — диаметр дорожки качения внутреннего кольца подшипника.

Сила, действующая на опору в ПЦП типа KHV, складывается из реакции в зацеплении сателлита с цевкой и реакции механизма параллельных кривошипов (МПК):

$$F_r = F_t \sqrt{1 + \left(\frac{z_c}{z_p} \frac{a_p}{a_f} k_f - k_\lambda \right)^2}, \quad (7)$$

где F_t — окружная сила в зацеплении; a_f — диаметр окружности, на которой расположены пальцы МПК; k_f — коэффициент, учитывающий зазор в МПК, $k_f = 0,72 \dots 0,90$; k_λ — коэффициент, учитывающий зазор в зацеплении, $k_\lambda = 0 \dots 0,5$ [15]; большие значения коэффициентов k_f и k_λ соответствуют отсутствию зазоров в ПЦП.

Сила, действующая на опору сателлита в ПЦП типа 2KV, складывается из доли реакции зацепления, передаваемой этой опорой, и доли внешнего момента на обойме, передаваемого этой опорой:

$$F_r = \frac{F_t}{z_e} \left(\sqrt{1 + k_\lambda^2} + 0,7 \frac{a_p}{a_e} \frac{z_c}{z_p} \right), \quad (8)$$

где z_e и a_e — число эксцентриковых валов и диаметр окружности, на которой расположены их оси.

Для обеспечения минимальных размеров ПЦП необходимо подобрать ее основные параметры так, чтобы напряжения в месте контакта сателлита с цевкой σ_{Hc} и роликом подшипника σ_{Hb} , определяемые выражениями (1) и (6), были наименьшими, и приравнять их к допускаемому значению σ_{HP} .

Исходными данными будем считать следующие параметры: число зубьев сателлита $z_c = z_p \pm 1$, равное передаточному числу редуктора; число эксцентриковых валов z_e ; число сателлитов z_s , параметры материалов ПЦП E , μ , σ_{HP} и вращающий момент на обойме T .

Оптимальные значения эксцентриситета и диаметра цевки можно рассчитать из условия минимума контактного напряжения σ_{Hc} . Анализируя функции (1) и (3), получаем

$$e = 0,354m; \quad d_p = \frac{1,84m}{\sqrt{1 \pm 4/z_c}} \approx 1,84m. \quad (9)$$

После подстановки выражения (9) в формулу (3) имеем оптимальное значение $Z_H = 3,5$.

Оптимальное соотношение диаметра дорожки качения внутреннего кольца опоры сателлита d_b и диаметра окружности, на которой

расположены пальцы МПК, a_f в ПЦП типа KHV, можно найти из условия равенства напряжений, действующих в месте контакта сателлита с цевкой и роликом подшипника.

Из выражений (1)–(3), (6), (7) после преобразований получаем

$$\frac{d_b}{a_p} = \frac{0,29}{\zeta_b \sqrt{1 \pm 4/z_c}} \frac{z_c}{z_p} \sqrt{1 + \left(0,9k_f \frac{z_c}{z_p} \frac{a_p}{a_f} - k_\lambda \right)^2}. \quad (10)$$

Зависимости относительного диаметра опоры сателлита d_b/a_p от относительного диаметра МПК a_f/a_p при числе цевков $z_p = 20, 24, 28, 32, 40, 50, 60$ и 80 , полученные путем расчета по выражению (10), приведены на рис. 2.

Еще одно соотношение между параметрами d_b и a_f можно получить из условия равнопрочности сателлита, полагая, что отверстия под пальцы равноудалены от дорожки качения наружного кольца подшипника диаметром $D_b = d_b + 2d_p$ и впадин сателлита диаметром $d_{cf} = a_p - d_p - 2e$. Подставляя в выражение (9) оптимальные значения d_p и e , получаем

$$\frac{a_f}{a_p} = \frac{d_{cf} + D_b}{2a_p} = \frac{1}{2} \left(\frac{d_b}{a_p} + 1 \right) + \frac{0,55}{z_p}. \quad (11)$$

Полагая минимальную толщину стенки сателлита равной диаметру цевки, запишем выражение для оценки оптимального диаметра пальца

$$\frac{d_f}{a_p} = \frac{a_f}{a_p} - \frac{d_b}{a_p} - \frac{8,07}{z_p}. \quad (12)$$

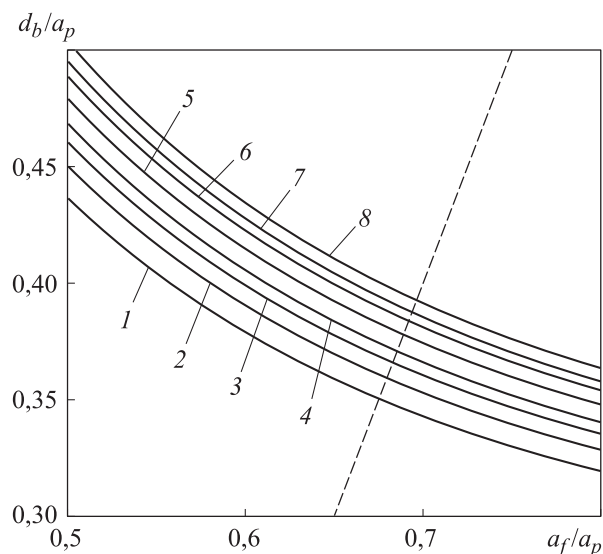


Рис. 2. Зависимости относительного диаметра опоры сателлита d_b/a_p от относительного диаметра МПК a_f/a_p при $z_p = 20$ (1), 24 (2), 28 (3), 32 (4), 40 (5), 50 (6), 60 (7) и 80 (8)

Диаметр отверстия под палец в сателлите $D_f = d_f + 2e$. Число пальцев z_f можно оценить из соображения, что расстояние между отверстиями под них в сателлите также не должно быть меньше диаметра цевки: $z_f = \pi a_f / (D_f + d_p)$.

Штриховая линия на рис. 2 построена по выражению (11) при $z_p = 40$. Отметим, что условия (11) и (12) могут различаться, если диаметр ролика подшипника не равен диаметру цевки, или минимальная толщина стенки сателлита отличается от диаметра цевки, или из каких-либо еще соображений. Оптимальные значения относительных диаметров опоры d_b/a_p и МПК a_f/a_p соответствуют пересечению штриховой линии и кривых, построенных при заданных значениях числа цевков z_p .

В ПЦП типа 2KV оптимальное соотношение параметров d_b и a_e можно найти из того же условия равенства контактных напряжений, определяемых выражениями (1) и (6).

Из соотношений (1)–(3), (6) и (8) после преобразований получаем

$$\frac{d_b}{a_p} = \frac{0,2}{z_e \zeta_b \sqrt{1 \pm 4/z_c}} \frac{z_c}{z_p} \left[\sqrt{2(1+k_\lambda^2)} + \frac{a_p}{a_e} \frac{z_c}{z_p} \right]. \quad (13)$$

Зависимости относительного диаметра опоры сателлита d_b/a_p от относительного диаметра водила a_e/a_p при числе эксцентриковых валов $z_e = 2$ и 3 и различных значениях числа цевков ($z_p = 19, 29, 39$ и 79), полученные путем расчета по выражению (13), приведены на рис. 3.

Еще одно соотношение между параметрами d_b и a_e можно получить из условия, что толщина стенки между впадиной сателлита и дорожкой качения наружного кольца подшипника не меньше диаметра цевки: $a_e + D_b + 2d_p = d_{cf}$. Отсюда имеем

$$\frac{a_e}{a_p} + \frac{d_b}{a_p} = 1 - \frac{9,9}{z_p}. \quad (14)$$

Как и для ПЦП типа KHV, дополнительное соотношение между a_e/a_p и d_b/a_p назначает конструктор и может отличаться от выражения (14).

С одной стороны, оптимальное значение ширины сателлита b_p ограничено минимально допускаемой длиной ролика подшипника, а с другой — концентрацией контактных напряжений, обусловленных перекосом сателлита. Длина стандартного ролика подшипника [14] не меньше его диаметра, поэтому $b_p \geq 1,84 m$.

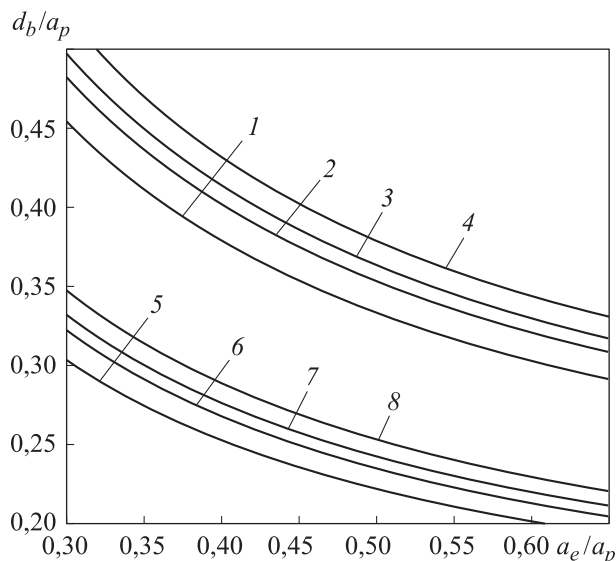


Рис. 3. Зависимости относительного диаметра опоры сателлита d_b/a_p ПЦП от относительного диаметра водила a_e/a_p при различных значениях чисел эксцентриковых валов и цевков:
1 — $z_e = 2$, $z_p = 19$; 2 — $z_e = 2$, $z_p = 29$;
3 — $z_e = 2$, $z_p = 39$; 4 — $z_e = 2$, $z_p = 79$;
5 — $z_e = 3$, $z_p = 19$; 6 — $z_e = 3$, $z_p = 29$;
7 — $z_e = 3$, $z_p = 39$; 8 — $z_e = 3$, $z_p = 79$

Наибольший угол перекоса сателлита β можно оценить из условия, что длина линии его контакта с цевкой не должна становиться меньше его ширины, что соответствует $K_{H\beta} \leq 2$. При проектном расчете можно полагать, что угол перекоса сателлита равен углу поворота сечения эксцентрикового вала под серединой сателлита (на практике этот угол будет меньше из-за зазора в опоре сателлита).

Угол поворота сечения эксцентрикового вала зависит от числа сателлитов z_s и компоновки редуктора. Полагая, что центры сателлитов находятся на расстояниях $l_1 = b_p$, $l_2 = 2b_p$, $l_3 = 3b_p$ от ближайшей опоры эксцентрикового вала (см. рис. 1, а), можно оценить наибольший поворот его сечения в передаче с одним β_{1c} , двумя β_{2c} и тремя β_{3c} сателлитами по выражениям

$$\beta_{1c} = \frac{F_e b_p^2}{2EI_x}; \quad \beta_{2c} = \frac{3F_e b_p^2}{2EI_x}; \quad \beta_{3c} = \frac{13F_e b_p^2}{4EI_x}, \quad (15)$$

где I_x — момент инерции изгибающегося сечения эксцентрикового вала, $I_x = \pi d_b^4 / 64 \approx 0,05 d_b^4$.

Если сателлиты расположены симметрично в промежутке между опорами эксцентрикового вала длиной $l = (z_s + 1)b_p$, то наибольшие пово-

роты сечений эксцентрикового вала определяются как

$$\beta_{1s} = 0; \beta_{2s} = \frac{2F_e b_p^2}{3EI_x}; \beta_{3s} = \frac{77F_e b_p^2}{48EI_x}. \quad (16)$$

Подставляя выражения (15) и (16) в формулу (5), получаем, что для выполнения условия $K_{H\beta} \leq 2$ ширина сателлита должна удовлетворять условию

$$b_p \leq d_b k_{bd} (z_e / z_p)^{0,25},$$

где k_{bd} — коэффициент, зависящий от числа сателлитов и компоновки редуктора.

Если сателлиты расположены консольно, то $k_{bd} = 1,27$ при $z_s = 1$, $k_{bd} = 0,96$ при $z_s = 2$ и $k_{bd} = 0,80$ при $z_s = 3$. Если сателлиты расположены симметрично, то $k_{bd} = 1,18$ при $z_s = 2$ и $k_{bd} = 0,95$ при $z_s = 3$.

Таким образом, относительная ширина сателлита $\psi_{ba} = b_p / a_p$ должна удовлетворять неравенству

$$\frac{1,84}{z_p} \leq \psi_{ba} \leq k_{bd} \frac{d_b}{a_p} \sqrt[4]{\frac{z_e}{z_p}}. \quad (17)$$

Задавая относительную ширину сателлита ψ_{ba} и принимая контактное напряжение σ_{Hc} равным его допускаемому значению σ_{HP} , получаем выражение для оценки требуемого делительного диаметра обоймы с цевками

$$a_p = 1080 \sqrt[3]{\frac{K_H T}{\psi_{ba} z_s \sigma_{HP}^2}}. \quad (18)$$

По аналогии с известным выражением для эвольвентных передач формула (18) предполагает подстановку значений крутящего момента T на обойме в ньютон-метрах, а допускаемого напряжения σ_{HP} в мегапаскалях. Тогда делительный диаметр обоймы a_p будет получен в миллиметрах. Отметим также, что формула (18) предполагает, что все элементы ПЦП изготовлены из стали.

Некоторые составляющие коэффициента K_H существенно зависят от размеров ПЦП. Поэтому расчет по формуле (18) целесообразно выполнять два раза: первый раз, принимая значение $K_{H\alpha}$ по рекомендациям [7], $K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} = 2$; второй раз, определяя $K_{H\alpha}$ по формуле (4), $K_{H\beta}$ по выражению (5), а $K_{H\gamma}$ по методике [12]. При использовании формулы (5) целесообразно учесть, что роликовый подшипник, как правило, допускает небольшой перекося сателлита относительно эксцентрикового вала $\beta_b = 2'$, что уменьшает угол перекося сателлита относительно цевки. При этом осевой зазор $\Delta_b = \beta_b a_p$ в ПЦП должен гарантировать, что угол β_b не превысит допускаемое значение.

В качестве примера проведен расчет параметров ПЦП предложенным методом. Результаты проектного расчета ПЦП приведены в таблице.

Результаты проектного расчета ПЦП

Параметр	Значение	Примечание
Крутящий момент на обойме T , Н·м	100	Исходные данные
Тип передачи	КНУ	
Расположение сателлитов	Консольное	
Материал сателлита	ШХ15	
Число цевки z_p	40	
Число сателлитов z_s	2	
Относительный диаметр опоры d_b / a_p	0,38	Согласно рис. 2
Относительный диаметр МПК a_f / a_p	0,68	
Относительный диаметр пальца d_f / a_p	0,1	По выражению (12)
Коэффициент, используемый для расчета ширины сателлита k_{bd}	0,96	При $z_s = 2$
Относительная ширина сателлита ψ_{ba}	0,100 (0,046 ≤ ψ_{ba} ≤ 0,145)	По формуле (17) при $z_e = 1$

Окончание таблицы

Параметр	Значение	Примечание
Допускаемое контактное напряжение σ_{HP} , МПа	1150	С учетом коэффициента запаса $S_H = 1,3$
Коэффициент внешней динамической нагрузки K_A	1,25	Согласно ГОСТ 21354–87
Предварительная оценка коэффициента нагрузки $K'_H = 2K_A$	2,5	При $K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hs} = 2$
Предварительная оценка делительного диаметра ободья a'_p , мм	106	По выражению (18)
Диаметр опоры d'_b , мм	40	Предварительные значения, которые следует уточнить
Диаметр МПК a'_f , мм	72	
Диаметр пальца d'_f , мм	11	
Ширина сателлита b'_p , мм	10,6	
Эксцентриситет e' , мм	1	
Коэффициент распределения нагрузки между сателлитами K_{Hs}	1,2	По методике [12]
Окружная сила на эксцентрике F_e , Н	2500	Предварительная оценка
Параметры эксцентрикового вала: диаметр d_e , мм момент инерции I_x , мм ⁴	30 40 000	По конструктивным соображениям
Угол перекоса сателлита β_{2c} , угл. мин	0,18	По выражению (15)
Коэффициент распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$	1*	По формуле (5) при $\beta_{2c} > 2'$
Отклонение профиля сателлита Δ_p , мм	0,01	Согласно точности изготовления
Коэффициент, учитывающий перераспределение нагрузки между цевками из-за погрешностей изготовления передачи $K_{H\alpha}$	3,8	По выражению (4)
Уточненный коэффициент нагрузки K_H	5,7	–
Делительный диаметр ободья a_p , мм	140	По формуле (18)
Диаметр опоры d_b , мм	50	Уточненные данные, округленные из конструктивных соображений
Диаметр МПК a_f , мм	95	
Диаметр пальца d_f , мм	14	
Ширина сателлита b_p , мм	14	
Модуль передачи m	3,5	По выражению (9)
Эксцентриситет e , мм	1,2	
Диаметр цевки d_p , мм	6,5	
Диаметр отверстия под палец в сателлите D_f , мм	16,4	По формуле (12)
Число пальцев z_f	13	

* Так как угол перекоса сателлита $\beta_{2c} < 2'$ может быть полностью воспринят опорой сателлита.

Как следует из таблицы, предлагаемый метод позволяет оценить размеры основных деталей ПЦП, что может стать основой для ее дальнейшего проектирования.

Выводы

1. При введении коэффициентов нагрузки наибольшие контактные напряжения в ПЦП можно определить по формуле (1), аналогичной известному выражению для расчета эвольвентных передач.

2. При определенных параметрах ПЦП опору сателлита можно сделать равнопрочной его рабочей поверхности. Получены оптимальные соотношения параметров для передач типа KHV и 2KV.

3. Основным параметром ПЦП, определяющим ее габаритные размеры, является делительный диаметр обоймы, оптимальное значение которого можно рассчитать по формуле (18).

Литература

- [1] Жуков М.Е., Сеницына Ю.В. Актуальность оценки крутильной жесткости планетарно-цевочного редуктора на точность позиционирования руки робота. *Машиностроение: инновационные аспекты развития. Мат. межд. науч.-практ. конф.*, 2024, № 7, с. 70–72, doi: <https://doi.org/10.26160/2618-6810-2024-7>
- [2] Ермолаев М.М., Пандуров М.А. Линейный привод на базе планетарно-цевочной передачи. *Вестник машиностроения*, 2022, № 5, с. 10–14.
- [3] Кудрявцев В.Н. *Планетарные передачи*. Москва, Ленинград, Машиностроение, 1966. 307 с.
- [4] Сеницына Ю.В., Ермолаев М.М. Модели оценки распределения нагрузки в планетарно-цевочных передачах. *Механики XXI века*, 2019, № 18, с. 301–304.
- [5] Захаров М.Н., Медовщиков А.В. Оценка контактной выносливости деталей машин на основе механических характеристик усталостной прочности. *Вестник машиностроения*, 2023, т. 102, № 6, с. 461–466. EDN JDXYTH
- [6] Чиркин А.В. Использование полимеров и бронз для изготовления планетарно-цевочных редукторов. *Справочник. Инженерный журнал*, 2019, № 3, с. 3–12, doi: <https://doi.org/10.14489/hb.2019.03.pp.003-012>
- [7] Сеницына Ю.В. *Метод определения долговечности планетарно-цевочных редукторов с учетом точности их изготовления*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021. 124 с.
- [8] Ермолаев М.М., Захаров М.Н., Сеницына Ю.В. Экспериментальная проверка методик расчета распределения сил в планетарно-цевочных редукторах. *Вестник машиностроения*, 2020, № 12, с. 12–15. EDN: ZKQQAQ
- [9] Захаров М.Н., Ермолаев М.М., Куралина Н.Н. Перспективы использования в планетарно-цевочных передачах пластиковых сателлитов со стальным бандажом. *Вестник машиностроения*, 2023, т. 102, № 8, с. 625–630. EDN: MSESQA
- [10] Попов В. *Механика контактного взаимодействия и физика трения*. Москва, Физматлит, 2013. 350 с.
- [11] Захаров М.Н., Ермолаев М.М., Зайцева А.В. Оценка распределения нагрузки между сателлитами планетарно-цевочного редуктора. *Вестник машиностроения*, 2020, № 6, с. 34–39.
- [12] Ермолаев М.М., Зайцева А.В. Метод оценки коэффициентов нагрузки планетарно-цевочных передач. *Современное машиностроение. Наука и образование. Мат. 13-й Межд. науч. конф.* Санкт-Петербург, Политех-Пресс, 2024, с. 245–256, doi: <https://doi.org/10.18720/SPBPU/2/id24-99>
- [13] Tsai Y.T., Lin K.H. Dynamic analysis and reliability evaluation for an eccentric speed reducer based on fem. *Journal of Mechanics*, 2020, vol. 36, no. 3, pp. 395–403, doi: <https://doi.org/10.1017/jmech.2019.52>
- [14] Иванов А.С., ред. *Подшипники приводов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019. 200 с.

- [15] Ермолаев М.М., Чиркин А.В. *Расчет планетарно-цевочных редукторов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. 64 с.

References

- [1] Zhukov M.E., Sinitsyna Yu.V. [Importance of estimation the torsional rigidity of a cycloidal speed reducer on the accuracy of positioning a robot's arm]. *Mashinostroenie: innovatsionnye aspekty razvitiya. Mat. mezhd. nauch.-prakt. konf.* [Machine Building: Innovative Aspects of Development], 2024, no. 7, pp. 70–72, doi: <https://doi.org/10.26160/2618-6810-2024-7> (in Russ.).
- [2] Ermolaev M.M., Pandurov M.A. Linear drive based on a cycloidal transmission. *Vestnik mashinostroeniya*, 2022, no. 5, pp. 10–14. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2022, vol. 42, no. 8, pp. 776–780, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X22080123>)
- [3] Kudryavtsev V.N. *Planetarnye peredachi* [Planetary gears]. Moscow, Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1966. 307 p. (In Russ.).
- [4] Sinitsyna Yu.V., Ermolaev M.M. Calculation models to estimate cycloid reducer force distribution. *Mekhaniki XXI veku* [Mechanical Engineers to XXI Century], 2019, no. 18, pp. 301–304. (In Russ.).
- [5] Zakharov M.N., Medovshchikov A.V. Estimating the contact strength of machine parts on the basis of the fatigue strength. *Vestnik mashinostroeniya*, 2023, vol. 102, no. 6, pp. 461–466. EDN JDXYTH (in Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2023, vol. 43, no. 8, pp. 922–926, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X2308035X>)
- [6] Chirkin A.V. Applying of polymers and bronzes for cycloidal gearboxes. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal* [Handbook. An Engineering Journal with Appendix], 2019, no. 3, pp. 3–12, doi: <https://doi.org/10.14489/hb.2019.03.pp.003-012> (in Russ.).
- [7] Sinitsyna Yu.V. *Metod opredeleniya dolgovechnosti planetarno-tsevochnykh reduktorov s uchetom tochnosti ikh izgotovleniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Method for determining the durability of planetary gearboxes taking into account the accuracy of their manufacture. Diss. kand. tech. nauk.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2021. 124 p. (In Russ.).
- [8] Ermolaev M.M., Zakharov M.N., Sinitsyna Yu.V. Experimental verification of methods for calculation of the distribution of forces in planetary pin gearboxes. *Vestnik mashinostroeniya*, 2020, no. 12, pp. 12–15. EDN: ZKQQAQ (in Russ.).
- [9] Zakharov M.N., Ermolaev M.M., Kuralina N.N. Using plastic pinions with a steel wrapper in planetary cycloid gears. *Vestnik mashinostroeniya*, 2023, vol. 102, no. 8, pp. 625–630. EDN: MSESQA (in Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2023, vol. 43, no. 10, pp. 1173–1177, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X23100398>)
- [10] Popov V. *Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya i fizika treniya* [Mechanics of contact interaction and friction physics]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2013. 350 p. (In Russ.).
- [11] Zakharov M.N., Ermolaev M.M., Zaytseva A.V. Force distribution in planetary pinion gears. *Vestnik mashinostroeniya*, 2020, no. 6, pp. 34–39. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2023, vol. 43, no. 10, pp. 1173–1177, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X23100398>)
- [12] Ermolaev M.M., Zaytseva A.V. [Method for estimating load factors of planetary gears]. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie. Mat. 13-y Mezhd. nauch. konf.* [Modern Machine Building. Science and Education. Proc. 13th Int. Sci. Conf.]. Sankt-Petersburg, Politekh-Press Publ., 2024, pp. 245–256, doi: <https://doi.org/10.18720/SPBPU/2/id24-99> (in Russ.).
- [13] Tsai Y.T., Lin K.H. Dynamic analysis and reliability evaluation for an eccentric speed reducer based on fem. *Journal of Mechanics*, 2020, vol. 36, no. 3, pp. 395–403, doi: <https://doi.org/10.1017/jmech.2019.52>
- [14] Ivanov A.S., ed. *Podshipniki privodov* [Bearings of drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2019. 200 p. (in Russ.).
- [15] Ermolaev M.M., Chirkin A.V. *Raschet planetarno-tsevochnykh reduktorov* [Calculation of planetary gearboxes]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2020. 64 p. (in Russ.).

Информация об авторах

ЕРМОЛАЕВ Михаил Михайлович — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: mmermolaev@bmstu.ru).

ЗАЙЦЕВА Анастасия Валерьевна — ассистент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: av-zaytseva@bmstu.ru).

Information about the authors

ERMOLAEV Mikhail Mikhailovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of Department of Fundamentals of Machine Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: mmermolaev@bmstu.ru).

ZAYTSEVA Anastasiya Valerievna — Assistant, Department of Fundamentals of Machine Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: av-zaytseva@bmstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ермолаев М.М., Зайцева А.В. Метод проектного расчета планетарно-цевочных передач. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 4, с. 22–31.

Please cite this article in English as:

Ermolaev M.M., Zaytseva A.V. Method for design computation of the planetary cam drives. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 4, pp. 22–31.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям монографию
под редакцией А.Л. Носко**

«Тормозные ролики для паллетных гравитационных стеллажей. Конструкция. Теория. Методы расчета. Эффективность применения»

Авторы: Е.В. Сафронов, А.Л. Носко, И.А. Шарифуллин

Представлены разработанные математические модели процесса движения паллеты по тормозным роликам различных типов, метод расчета скорости движения паллеты по тормозному ролику, стенд для экспериментального исследования тормозных роликов различных типов. Приведены результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных исследований тормозных роликов, анализа эффективности работы и срока службы отечественного образца тормозного центробежного фрикционного ролика с зарубежными аналогами. Изложен разработанный метод выбора тормозного дискового магнитного ролика отечественной конструкции.

Для научных и инженерно-технических работников машиностроительной промышленности Российской Федерации, занимающихся проектированием, эксплуатацией, ремонтом и испытаниями паллетных гравитационных стеллажей.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>