

На правах рукописи

УДК 62.231

Синицына Юлия Владимировна

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНЫХ  
РЕДУКТОРОВ С УЧЕТОМ ТОЧНОСТИ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва, 2021

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана» (национальный исследовательский университет) (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Научный руководитель: **Ермолаев Михаил Михайлович**  
кандидат технических наук, доцент кафедры  
основ конструирования машин МГТУ им.  
Н. Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Нахатакян Филарет Гургенович**  
доктор технических наук, профессор, ведущий  
научный сотрудник отдела виброакустики  
института машиноведения им. А. А. Благонравова

**Носов Александр Сергеевич**  
кандидат технических наук, заместитель главного  
инженера по подготовке производства ракетно-  
космического завода АО «Государственный  
космический научно-производственный центр  
имени М. В. Хруничева»

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Московский государственный технологический  
университет «СТАНКИН» (ФГБОУ ВО «МГТУ  
«СТАНКИН»)

Защита диссертации состоится «5» апреля 2021 г. в 14:30 на заседании  
диссертационного совета Д 212.141.07 в МГТУ им. Н. Э. Баумана по адресу:  
105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью  
учреждения, просьба направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул.,  
д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.07.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана  
и на сайте [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Автореферат разослан \_\_\_\_\_ 2021 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
д.т.н., доцент



В. А. Горелов

**Актуальность темы диссертации:** В машиностроении, в частности, в робототехнике и станкостроении, широкое распространение получили приводы на базе планетарно-цевочных редукторов (ПЦР), отличающихся высокой нагрузочной способностью, крутильной жесткостью и точностью при небольшой массе и размерах. Эти качества обусловлены многопарностью зацепления в ПЦР: крутящий момент передается на выходной вал множеством зубьев (цевок) одновременно.

Многопарность зацепления делает ПЦР многократно статически неопределимой системой, что приводит к ряду трудностей при их расчёте и изготовлении. Отклонение действительного размера любой из деталей передачи (сателлита, обоймы, цевки, эксцентрикового вала, деталей механизма параллельных кривошипов) от расчётного приводит к существенному перераспределению нагрузки между элементами передачи и увеличивает силу, действующую на наиболее нагруженный элемент (цевку, палец или подшипник). При этом, ввиду нелинейности кривых усталости, даже незначительное увеличение сил в зацеплении может привести к существенному изменению ресурса передачи.

В современных источниках предлагаются различные методы для оценки распределения сил по элементам ПЦР, не учитывающие погрешности их изготовления, или с заранее известными отклонениями размеров деталей. На практике при проектировании нового редуктора конструктор может назначить только поля допусков на размеры деталей, т.е. возможные диапазоны этих размеров. Существующие методы расчёта не позволяют установить, при каком сочетании отклонений размеров деталей ПЦР реализуется наихудшее распределение нагрузки в передаче и, соответственно, не могут прогнозировать ресурс и параметры надежности редуктора на этапе конструирования.

Таким образом, тема работы, посвящённая оценке на этапе конструирования параметров надежности ПЦР с учётом точности изготовления его деталей, является актуальной.

**Цель работы:** повышение долговечности планетарно-цевочных редукторов путем учета точности изготовления их деталей на этапе конструирования.

**Задачи исследования:**

1. Разработка метода оценки распределения сил по элементам планетарно-цевочной передачи при заданных полях допусков на размеры её деталей.
2. Экспериментальное подтверждение достоверности предложенной расчётной модели для оценки распределения нагрузок в планетарно-цевочных передачах различных типов.
3. Разработка метода оценки технических характеристик и параметров надежности передачи при известных полях допусков на размеры её деталей.
4. Разработка рекомендаций по назначению полей допусков на размеры деталей ПЦР для обеспечения требуемого ресурса с заданной вероятностью безотказной работы (ВБР).

### **Научная новизна:**

1. Разработана оригинальная математическая модель планетарно-цевочной передачи с податливыми опорами, учитывающая отклонения размеров деталей, формы и относительного положения их сопряженных поверхностей.

2. Разработан оригинальный вероятностный метод расчета рассеяния сил, действующих на сателлит планетарно-цевочной передачи, учитывающий рассеяние размеров деталей передачи в пределах полей допусков.

3. На основе оригинальной экспериментальной методики получены новые экспериментальные данные о распределении нагрузки по цевкам планетарно-цевочных передач.

4. Впервые предложена вероятностная методика оценки ресурса планетарно-цевочных передач с учетом рассеяния их конструктивных параметров по критериям контактной выносливости сателлита и его опор.

### **Основные положения, выносимые на защиту:**

- Результаты теоретических и экспериментальных исследований, позволившие установить зависимость между отклонениями размеров деталей передачи и распределением нагрузки по её элементам.

- Результаты теоретических исследований, позволившие установить взаимосвязь между предельными отклонениями размеров деталей ПЦР и его техническими характеристиками.

- Результаты теоретических исследований, позволившие установить взаимосвязь между параметрами ПЦР, известными на стадии конструирования, и показателями его надежности.

**Обоснованность и достоверность** научных положений, выводов и результатов обусловлена подтверждением результатов расчета распределения нагрузки в планетарно-цевочной передаче экспериментальными данными, полученными автором, а также качественным совпадением с результатами теоретических и экспериментальных исследований И.М. Егорова, J.G. Blanche, D.C.H. Yang, D.O. Tsetserukou, S.V. Thube, T.R. Vobak, A.B. Чиркина.

**Практическая значимость работы:** разработанная методика расчета планетарно-цевочных передач позволяет на стадии конструирования оценить возможное рассеяние технических характеристик (максимально допустимого крутящего момента на тихоходном валу, крутильной жесткости и свободного хода тихоходного вала, ресурса передачи) с учетом рассеяния размеров деталей передачи в пределах полей допусков, а также вероятность того, что фактические значения этих характеристик превысят заданные, что позволит повысить долговечность приводов промышленных роботов, металлообрабатывающих станков и других технологических машин.

**Реализация результатов работы:** результаты работы были приняты к использованию в образовательной деятельности кафедры основ конструирования машин при работе с магистрами в МГТУ им. Н.Э. Баумана; разработанный метод расчета долговечности ПЦР с учетом точности изготовления был применен в компании ООО «ПО Иннотехмет» при разработке мультипликатора для приводных

блоков револьверных головок станков, что подтверждено соответствующими актами.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертационной работы прошли положительную апробацию на пяти всероссийских и международных научных конференциях: на международной научно-технической конференции, посвященной 85-летию со дня рождения д.т.н., профессора Волчкевича Л.И., Москва, 2015; XXII международной научно-технической конференции, Севастополь, 2015; 5-й международной научно-практической конференции «Современное машиностроение: наука и образование», Санкт-Петербург, 2016; XVIII всероссийской научно-технической конференции с международным участием, Братск, 2019; 8th International Conference on Engineering and Innovative Materials (ICEIM 2019), Токио, 2019; VI международной научно-технической конференции «Дизайн, технологии и инновации в текстильной и легкой промышленности» (ИННОВАЦИИ-2020), Москва, 2020.

**Публикации.** Основные результаты работы опубликованы в 7 научных работах, в число которых входят научные статьи в журналах, рекомендованных ВАК РФ, общим объемом 1,31 п.л. и 1 статья в журнале, индексируемом в Scopus.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка литературы из 114 наименований. Работа изложена на 137 страницах машинного текста, содержит 74 рисунка и 26 таблиц.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы исследования, сформулированы цель, задачи, научная новизна и практическая значимость работы, положения, выносимые на защиту.

**Глава 1** посвящена обзору областей применения планетарно-цевочных передач и их конструктивных особенностей, анализу существующих моделей расчета планетарно-цевочных передач и выявлению проблем эксплуатационной надежности планетарно-цевочных редукторов.

Большинство производимых в настоящее время планетарно-цевочных редукторов выполняется с механизмом параллельных кривошипов (КНВ) или с несколькими эксцентриковыми валами (2КВ). Устройство планетарно-цевочного редуктора, выполненного по схеме КНВ, представлено на Рис. 1.

Быстроходным валом редуктора является эксцентриковый вал 2, приводимый во вращение электродвигателем 1. Сателлиты 3, опоры 4 которых установлены на эксцентриках эксцентрикового вала, совершают плоскопараллельное движение. Пальцы 7 механизма параллельных кривошипов, неподвижно соединенные с корпусом 8 передачи, касаются сопряженных с ними отверстий сателлита, и не позволяют ему поворачиваться относительно корпуса. Выходным валом редуктора является обойма 6 с цевками 5, которые зацепляются с сателлитами.

В редукторах, выполненных по схеме 2КВ, механизм параллельных кривошипов отсутствует, а плоскопараллельное движение сателлита

обеспечивается несколькими эксцентриковыми валами, которые синхронизированы при помощи дополнительной эвольвентной передачи.

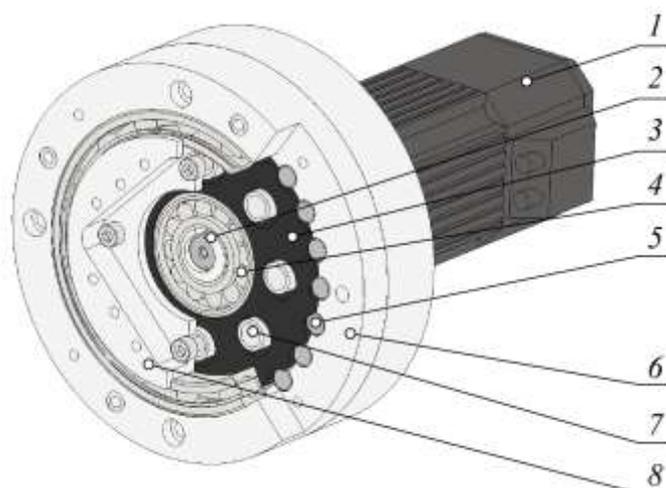


Рис. 1. Устройство планетарно-цевочного редуктора по схеме КНВ

Планетарно-цевочные передачи широко применяются в приводах машин, требующих сочетания высокой нагрузочной способности, точности и жесткости с небольшими габаритами и массой привода: в приводах подач и вспомогательных движений металлорежущих станков, приводах манипуляторов, приводов шагающих роботов, приводах поворота звеньев механизмов параллельной структуры, приводах медицинской техники, системах ориентации солнечных батарей и антенн. Планетарно-цевочные передачи отличаются высоким удельным крутящим моментом на выходном валу, высокой способностью к перегрузкам (по разным источникам от 3 до 5 номинальных моментов), широким диапазоном передаточных чисел (20...80 для передач по схеме КНВ, 40...200 для передач по схеме 2КВ), низким люфтом выходного вала (1,5...3', в некоторых исполнениях люфт может быть выбран полностью), высокой крутильной жесткостью, достаточно большим КПД (большинство производителей заявляет о КПД более 80%).

Эти качества планетарно-цевочных передач обусловлены, в основном, многопарностью зацепления: теоретически, если передача изготовлена без погрешностей, а опоры жесткие, нагрузку передают половина от общего числа цевок. Многопарность является причиной многократной статической неопределимости передачи, что затрудняет ее расчет и делает технические характеристики передачи сильно зависящими от точности ее изготовления. Исследователи предлагают разные расчетные модели для раскрытия статической неопределимости.

Наибольшее распространение получила расчетная модель, предложенная В.М. Шанниковым, В.Н. Кудрявцевым и М. Lehmann. Согласно этой модели, все элементы передачи, в том числе опоры сателлита, предполагаются жесткими, а места контакта сателлита с цевками – податливыми. В таком случае под нагрузкой оказывается половина от общего числа цевок, и распределение сил между ними можно оценить аналитически, выражая силы через единственную степень свободы

передачи – поворот обоймы за счет упругих деформаций в местах контакта сателлита с цевками. Эта модель была разработана в работах И.В. Сигова, исследовавшего влияние нелинейности взаимосвязи сближения и силы в контакте, М. Vladojevic, исследовавшего влияние трения и других авторов.

В работах М. Vladojevic, М.В. Фомина, Е.Е. Кобзы показано, что введение радиального зазора в передаче уменьшает количество нагруженных цевок. При этом распределение нагрузки по цевкам качественно повторяет результаты расчета по модели В.Н. Кудрявцева. Неравномерный характер распределения отклонений размеров деталей передачи исследовался И.М. Егоровым, J.G. Blanche, D.C.H. Yang, D.O. Tsetserukou. Ограничения расчетной модели с одной степенью свободы позволяют учесть только погрешности изготовления цевок и профиля сателлита и дают погрешность при оценке силы, действующей на цевку, поскольку не учитывают возможность перемещения сателлита за счет податливости его опор. Поэтому данный подход использовался, в основном, для оценки геометрической точности передачи, не касаясь силового расчета.

S.V. Thube, T.R. Vobak, A.B. Чиркин исследовали распределение нагрузки в передаче методом конечных элементов (МКЭ), полагая сателлит, его опоры и места контакта сателлита с пальцами и цевкам податливыми. Данный подход позволяет учесть влияние отклонений большинства геометрических размеров передачи и достаточно точно определить нагрузки, действующие на сателлит. Однако значительная вычислительная сложность такого расчета не позволяет смоделировать большое число сочетаний отклонений размеров деталей передачи в пределах известных полей допусков чтобы выявить параметры рассеяния возможных нагрузок на цевки.

Таким образом, существующие расчетные модели либо ограничены в возможностях оценки влияния погрешностей изготовления элементов передачи и дают значительную погрешность оценки распределения нагрузки по цевкам (модель с одной степенью свободы и ее модификации), либо, ввиду значительной вычислительной сложности, не позволяют оценить рассеяние основных размеров передачи в пределах их полей допусков (МКЭ).

Поскольку размеры, форма и относительное расположение поверхностей деталей передачи может иметь некоторое рассеяние в пределах полей допусков, технические характеристики передачи (ресурс, максимально допустимый крутящий момент на выходном валу, люфт, крутильная жесткость) также будут иметь некоторое рассеяние. Поэтому целесообразна оценка надежности передачи с учетом погрешностей ее изготовления. В качестве параметров надежности, подлежащих оценке, выбраны вероятность безотказной работы и средняя наработка до первого отказа по критерию выносливости зацепления и наработка на отказ опоры сателлита.

**Глава 2** посвящена разработке предлагаемого метода оценки погрешностей изготовления планетарно-цевочной передачи.

Предлагаемая расчетная модель основывается на следующих допущениях: все тела в передаче, кроме подшипников, предполагаются жесткими, опоры сателлита и места его контакта с цевками и пальцами механизма параллельных

кривошипов – податливыми; силы в местах контакта сателлита с цевками и пальцами предполагаются линейно зависящими от сближений, если сближения больше нуля (если палец или цевка касается сателлита); жесткость подшипников (опор сателлита) считается не зависящей от силы; силы трения считаются пренебрежимо малыми; передача считается плоским механизмом; нагрузка между сателлитами предполагается распределенной равномерно.

Введенные допущения допускают четыре степени свободы передачи (в пределах упругих перемещений ее узлов под нагрузкой): перемещения  $u$  и  $v$  сателлита вдоль осей координат, угол поворота сателлита  $\alpha$ , угол поворота обоймы  $\beta$ . Эти перемещения удобно записать в виде вектора глобальных перемещений  $\chi = \{u \ v \ \alpha \ \beta\}^T$ .

Упругие перемещения центра  $j$ -й опоры сателлита можно записать в виде вектора  $\delta_j = \{\delta_{jx} \ \delta_{jy}\}$ ; упругие сближения сателлита с  $i$ -й цевкой или пальцем в виде скаляра  $\delta_i$ . Матрицы локальных перемещений  $B_i$ , определяемые из геометрических соотношений, позволяют выразить сближения в местах контакта сателлита с цевками и пальцами и перемещения опор сателлита:

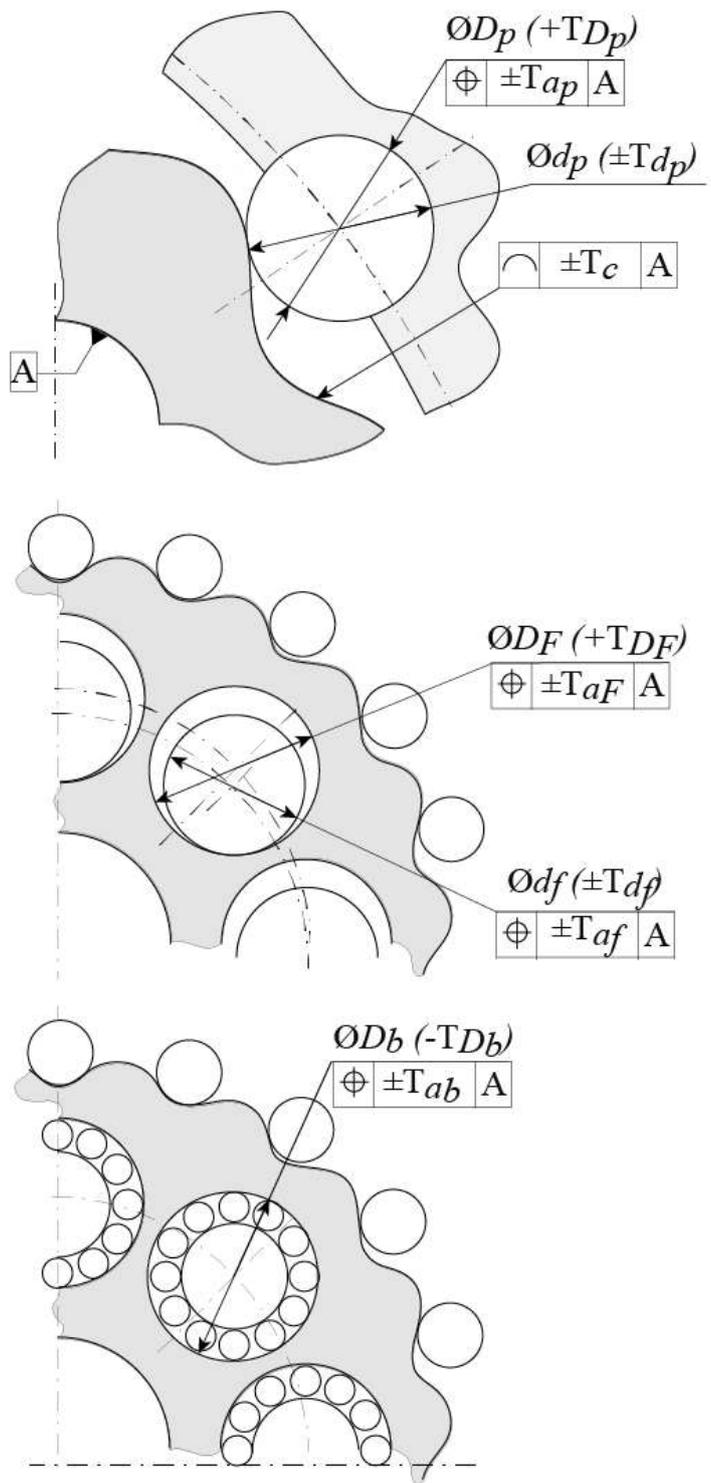


Рис. 2. Рассматриваемые погрешности в связях

$$\delta_i = B_i \chi + \Delta_i,$$

где  $\Delta_i$  – вектор, характеризующий суммарные отклонения размеров (Рис. 2), формы и относительного расположения поверхностей передачи, влияющие на данную связь.

Матрицы упругости  $D_i$  позволяют выразить контактные силы и реакции в подшипниках через локальные перемещения в связях:

$$F_i = D_i \delta_i = D_i (B_i \chi + \Delta_i).$$

Поскольку силы в местах контакта зависят от того, входит ли цевка (палец) в зацепление, матрица  $D_i$  зависят от знака  $\delta_i$ .

В работе показано, что глобальные перемещения можно выразить через момент  $T$ , действующий со стороны сателлита на обойму, следующим образом:

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

где  $R = \{F_{cx} \quad F_{cy} \quad 0 \quad T\}^T$  – вектор внешних нагрузок,  $n$  – число связей (суммарное число цевок, пальцев и опор сателлита),  $F_{cx}$ ,  $F_{cy}$  – проекции центробежной силы, действующей на сателлит.

В местах контакта сателлита с цевками вектор  $\Delta_i$  зависит от отклонений диаметра цевки ( $Td_p$ ), диаметра отверстия под цевку ( $TD_p$ ) в обойме, отклонения расположения оси этого отверстия ( $Ta_p$ ) и отклонений формы сателлита ( $Tc$ ). В местах контакта сателлита с пальцами вектор  $\Delta_i$  зависит от отклонений диаметра пальца ( $Td_f$ ) и сопряженного с ним отверстия в сателлите ( $TD_f$ ), от отклонений положения оси пальца ( $Ta_f$ ) и оси сопряженного с ним отверстия ( $Ta_f$ ). В местах расположения подшипников вектор  $\Delta_i$  зависит от отклонения положения оси подшипника ( $Ta_b$ ) и отклонения эксцентриситета. Поскольку матрицы  $D_i$  зависят от знаков соответствующих перемещений в связях, система уравнений (1) нелинейная, и значение вектора  $\chi$  определяется итерационно.

Для передачи с 24 цевками и 8 пальцами, общее число отклонений размеров, формы и относительного расположения поверхностей деталей, влияющее на распределение сил по цевкам, составляет 170, каждое из которых является случайной величиной, распределенной в пределах соответствующего поля допуска. Поскольку наименее благоприятное для передачи сочетание отклонений заранее неизвестно, расчет рассеяния возможных значений сил, действующих на цевки, производится итерационно методом Монте-Карло. На каждой итерации расчета генерируются значения всех отклонений в пределах заданных полей допусков согласно заданному закону распределения, после чего решением системы уравнений (1) определяются упругие перемещения элементов передачи и силы, действующие на них. График распределения сил по цевкам представляет собой некоторую ломаную линию (Рис. 3).

После сохранения результатов расчета генерируются новые отклонения и расчет повторяется. Совокупность кривых распределения сил по цевкам закрашивает некоторую область на графике (см. Рис. 3), по границам которой можно оценить влияние полей допусков на распределение нагрузки в передаче.

Согласно полученным результатам, можно сравнить распределение сил в связях, оцененных по классической методике и с учетом погрешностей по

предлагаемой методике. Это позволяет ввести поправочные коэффициенты к общепринятой методике для разных типов связей.

Для определения поправочного коэффициента для контакта сателлита и цевки формула будет:

$$K_{EP} = \frac{F_p}{F'_p}, \quad (2)$$

где  $F_p$  — сила в цевке, рассчитанная по предлагаемой методике по формуле, а  $F'_p$  — сила в цевке, определяемая по общепринятой методике.

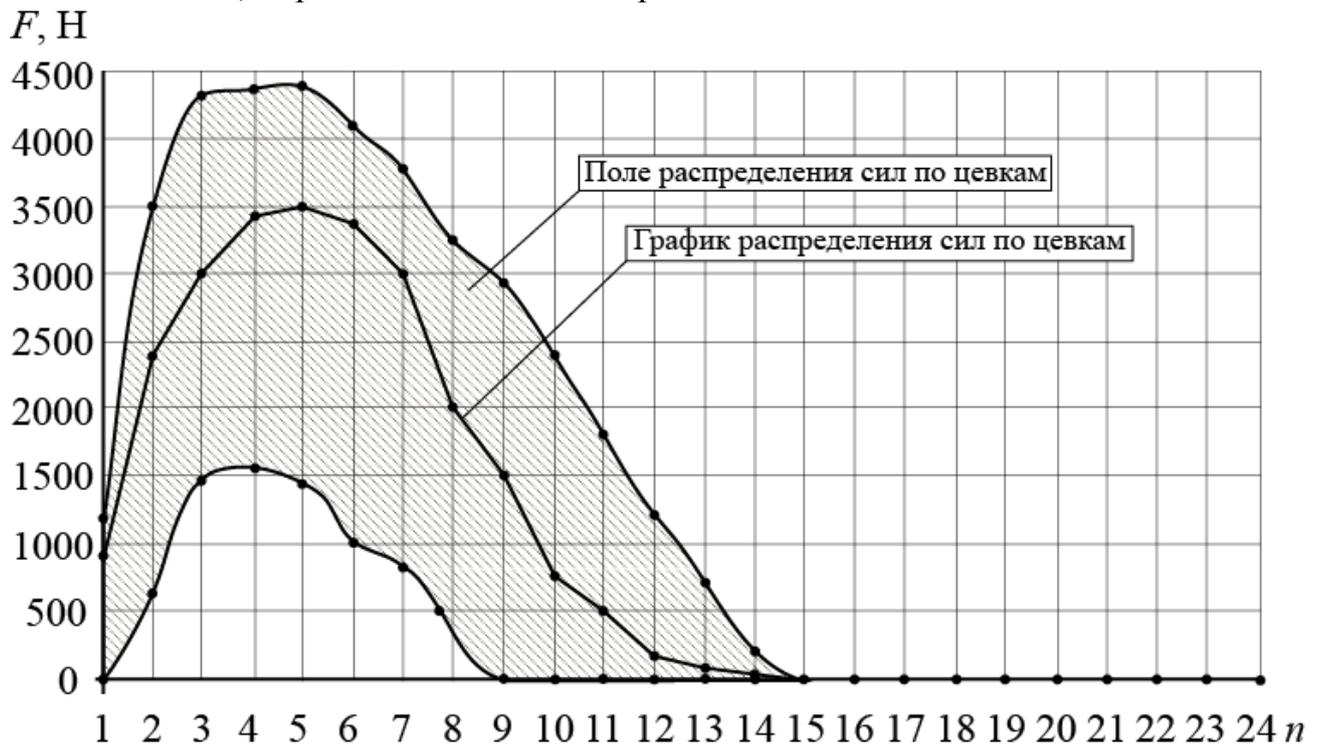


Рис. 3. График и поле распределения сил по цевкам

Поправочный коэффициент для контакта сателлита и пальца механизма параллельных кривошипов вычисляется аналогичным образом:

$$K_{EF} = \frac{F_f}{F'_f}, \quad (3)$$

где  $F_f$  — сила в пальце, рассчитанная по предлагаемой методике по формуле, а  $F'_f$  — сила в пальце, определяемая по общепринятой методике.

В свою очередь поправочный коэффициент для опор можно найти как котангенс угла наклона силы, действующей на подшипник, к направлению эксцентриситета:

$$K_{EB} = \frac{F_{by}}{F_{bx}}, \quad (4)$$



обработке результатов эксперимента из смещений цевки, измеренных при наибольшем моменте на обойме, вычитались смещения цевки, измеренные при наименьшем моменте на обойме.

Результаты эксперимента приведены на Рис. 5. Линия 1 построена по измеренным в результате эксперимента значениям сил в цевке; линия 4 соответствует распределению сил, рассчитанное согласно общепринятой модели с одной степенью свободы передачи; линия 3 соответствует распределению сил, рассчитанному методике, предложенной данной работе; линия 2 соответствует распределению сил в цевках, получаемому при моделировании передачи методом конечных элементов.

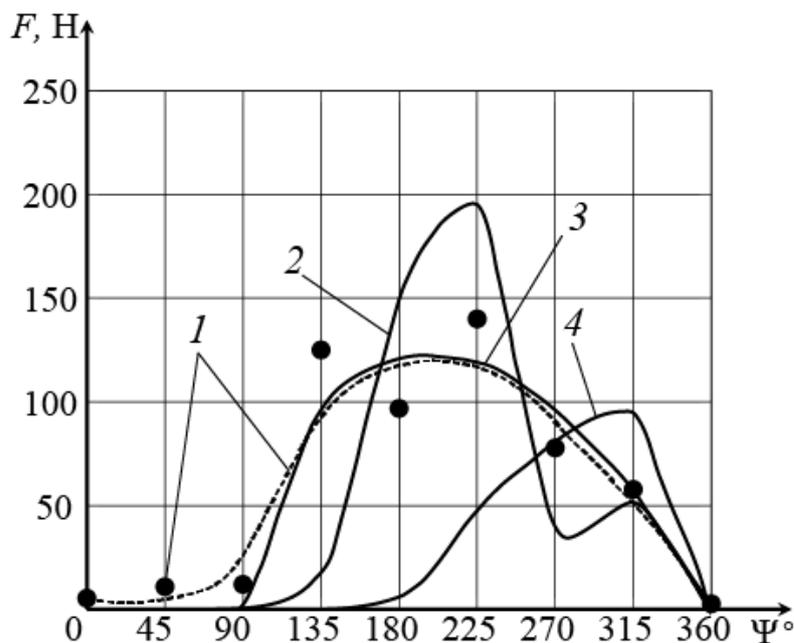


Рис. 5. Графики сил, действующих на цевки, по экспериментальным данным (1), по результатам расчета МКЭ (2), по методике с податливыми опорами (3), по методике с жесткими опорами (4)

Как видно из Рис. 5, результаты расчетов по предлагаемой методике хорошо согласуются с экспериментальными данными, в то время как результаты расчетов по общепринятой методике занижают максимальное значение нагрузки, действующей на сателлит на 20 %. Таким образом, можно полагать, что предлагаемая методика подходит для оценки распределения нагрузки в передаче с учетом упругих деформаций ее опор и областей контакта.

**Глава 4** посвящена расчету параметров долговечности планетарно-цевочных передач и разработке методики проектного расчета планетарно-цевочной передачи с учетом заданной вероятности безотказной работы.

Основными причинами отказов планетарно-цевочных передач можно считать контактную усталость рабочего профиля сателлита и выход из строя его опоры (подшипника). Как показано в работе, ресурс работы передачи по обоим критериям зависит от характера распределения нагрузки по цевкам. На основе решенной во 2ой главе задачи разработан общий алгоритм расчета долговечности и вероятности безотказной работы приведен на Рис. 6.

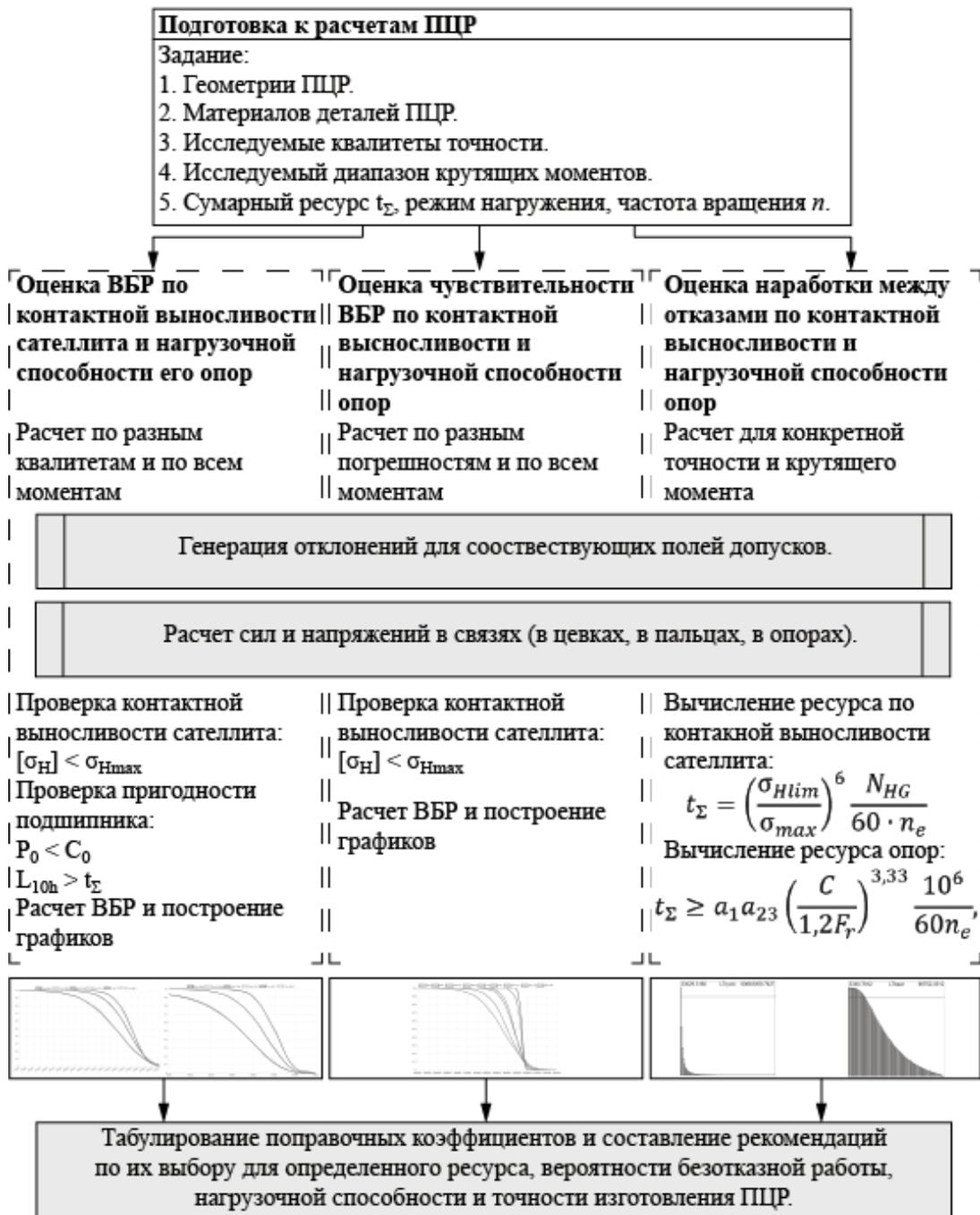


Рис. 6. Блок-схема расчета ПЦР

Условие обеспечения контактной выносливости сателлита можно записать в виде:

$$\sigma_H \leq \begin{cases} \sigma_{Hlim} \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{60 n_e t_{\Sigma} \mu_H}}, & \text{если } 60 n_e t_{\Sigma} \mu_H < N_{HG}; \\ \sigma_{Hlim}, & \text{если } 60 n_e t_{\Sigma} \mu_H \geq N_{HG}, \end{cases}$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел контактной выносливости,  $N_{HG}$  – базовое число циклов,  $n_e$  – частота вращения эксцентрикового вала,  $t_{\Sigma}$  – ресурс передачи,  $\mu_H$  – коэффициент

эквивалентности по циклам, учитывающий тип режима нагружения,  $\sigma_H$  – напряжение в наиболее нагруженной цевке, определяемое по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{FE^*}{\pi b_p R'}}$$

где  $F$  – сила, действующая на цевку,  $E^*$  – приведенный модуль упругости,  $b_p$  – ширина сателлита,  $R$  – приведенный радиус кривизны.

Условие работоспособности опоры сателлита, выполненной в виде роликового подшипника, можно записать в виде:

$$t_{\Sigma} \geq a_1 a_{23} \left( \frac{C}{1,2F_r} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60n_e},$$

где  $a_1$ ,  $a_{23}$  – коэффициенты, учитывающие вероятность безотказной работы и условия работы подшипника,  $C$  – его динамическая грузоподъемность,  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник, зависящая от векторной суммы сил в зацеплении сателлита с цевками.

Указанный метод позволяет построить гистограммы распределения наибольших контактных напряжений в зацеплении (Рис. 7, а), зависимости вероятности безотказной работы передачи от ожидаемого ресурса передачи (Рис. 7, б) и от момента на обойме (Рис. 7, в). Анализ графиков ожидаемого ресурса передачи (см. Рис. 7, б) по различным критериям отказа, приведенных в работе, показывает, что ресурс подшипника часто оказывается меньше ресурса сателлита. В таком случае ресурс подшипника следует считать оценкой периода, после которого редуктору требуется плановый ремонт и замена опор сателлитов. Как видно из Рис. 7, в, переход от 7-го качества точности изготовления к 6-му сильнее влияет на нагрузочную способность передачи, чем переход от 6-го качества к 5-му. Подобным образом в работе проанализированы различия в чувствительности к точности изготовления планетарно-цевочных передач разных типов и показано, что нагрузочная способность передачи по схеме КНУ больше зависит от точности изготовления, чем передач по схеме 2КУ.

Если при расчете рассеяния сил, действующих на цевки, варьировать в пределах поля допуска только одно отклонение, то можно оценить чувствительность передачи к определенной погрешности (Рис. 8). Так было установлено, что наибольшее влияние на нагрузочную способность планетарно-цевочных передач оказывают погрешности профиля формы сателлита и позиционного допуска расположения отверстий под цевки в обойме.

По результатам расчета влияния точности изготовления планетарно-цевочных на параметры их работоспособности и надежности была предложена методика проектного расчета планетарно-цевочных передач по критерию контактной выносливости зацепления. Основным геометрическим параметром, определяющим размеры передачи, выбран делительный диаметр обоймы, который предлагается рассчитывать по формуле:

$$a_p = 1,92 \sqrt[3]{\frac{K_{EP} T E^*}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \quad (5)$$

где  $\psi_{ba} = b_p/a_p$  – коэффициент ширины зубчатого венца,  $[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение.

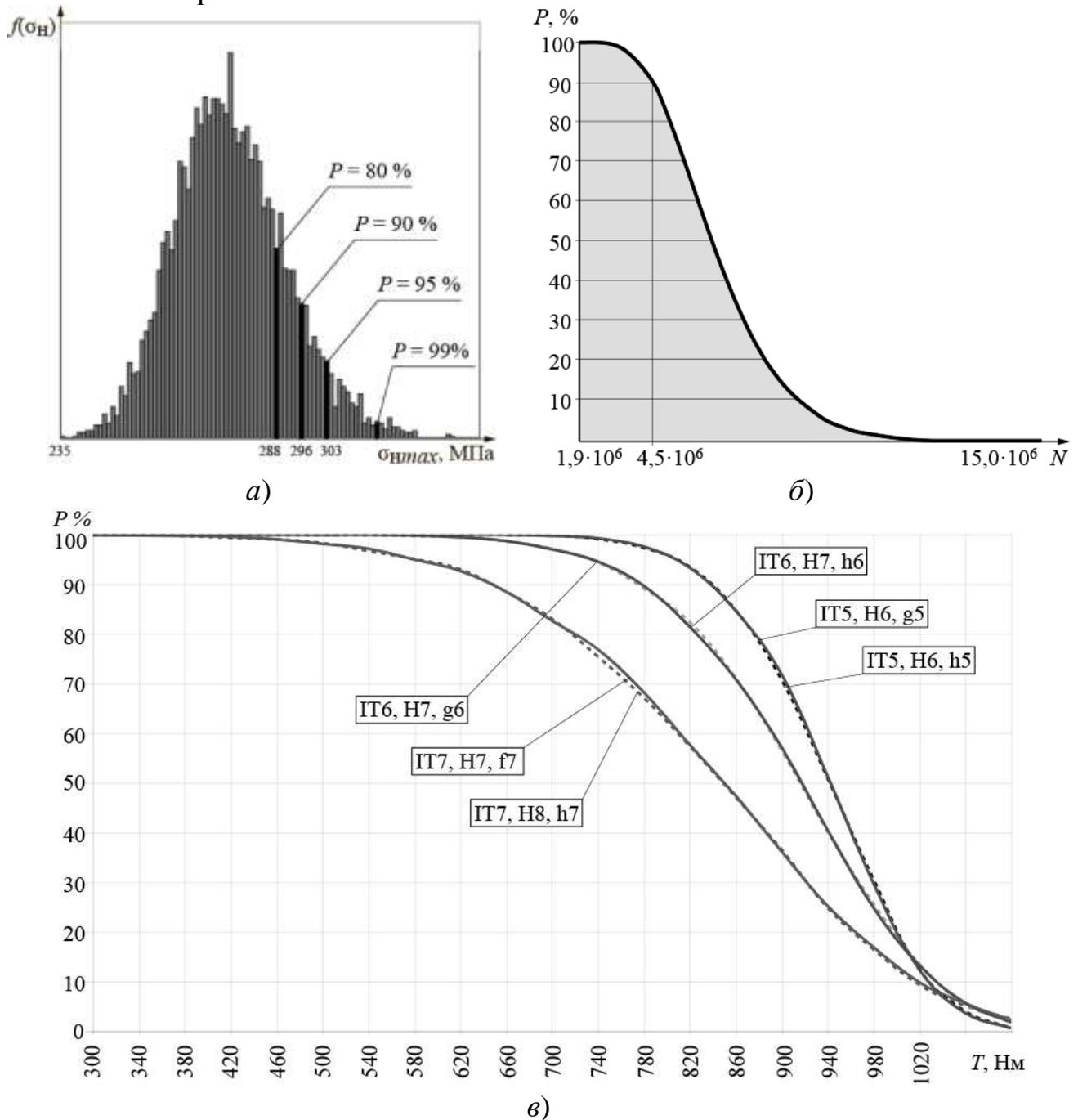


Рис. 7. Результаты расчета по предлагаемой методике: гистограмма распределения максимальных контактных напряжений (а), график зависимости вероятности безотказной работы от ожидаемого ресурса (б), график зависимости вероятности безотказной работы от крутящего момента (в)

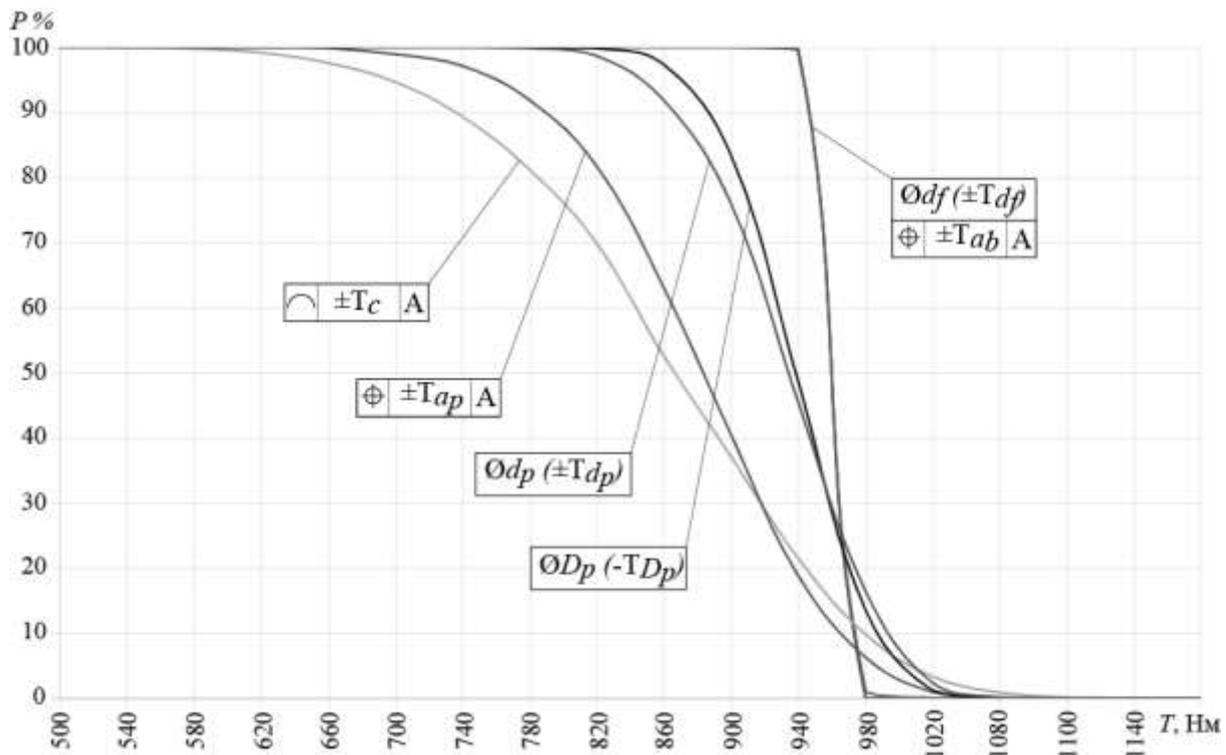


Рис. 8. Анализ чувствительности нагрузочной способности передачи к отклонениям размеров и относительного расположения поверхностей ее деталей

При таком подходе  $K_{EP}$ , определяемый по формуле (2), является коэффициентом нагрузки, зависящим от точности изготовления передачи и материалов, из которых изготовлены ее элементы. В работе определены значения коэффициентов нагрузки для различных сочетаний полей допусков на основные размеры, отклонения формы и относительного расположения поверхностей деталей, а также для различных вероятностей безотказной работы.

Формула (5) повторяет по структуре известные зависимости для расчета зубчатых эвольвентных передач. Зная делительный диаметр обоймы, можно вычислить оптимальные значения остальных геометрических параметров передачи (эксцентриситет, диаметр цевки, ширину сателлита), приведенных в Таблице 1.

Таблица 1.

Оптимальные конструктивные параметры планетарно-цевочной передачи

| Параметр       | Обозначение | Формула    |
|----------------|-------------|------------|
| модуль         | $m_p$       | $a_p/z_p$  |
| эксцентриситет | $e$         | $0,354m_p$ |
| диаметр цевки  | $d_p$       | $1,8m_p$   |

В работе предложены зависимости для оценки максимальной нагрузки  $F_{fmax}$ , действующей на палец механизма параллельных кривошипов:

$$F_{fmax} = \frac{8K_{EF}T z_p}{a_f z_f z_c},$$

где  $a_f$  – диаметр окружности, на которой расположены центры пальцев,  $z_f$  – число пальцев,  $z_p, z_c$  – числа цевок и зубьев сателлита,  $K_{EF}$  – коэффициент, зависящий от точности изготовления сателлита (3).

Для расчета реакции в подшипнике в работе предложен еще один коэффициент –  $K_{EB}$ , вычисляемый по формуле (4), также зависящий от точности изготовления передачи и равный котангенсу угла наклона реакции в подшипнике относительно направления эксцентриситета (для передачи КНВ) или равнодействующей сил в зацеплении (для передачи 2КВ). Так, для передачи КНВ радиальную силу  $F_r$ , действующую на опору сателлита, можно определить по формуле:

$$F_r = \frac{T}{ez_p} \sqrt{1 + K_{EB}^2}.$$

Коэффициенты  $K_{EP}, K_{EF}$  и  $K_{EB}$ , зависящие от точности изготовления передачи, табулированы для различных полей допусков и ожидаемых вероятностей безотказной работы передачи.

### **Основные результаты и выводы:**

1. Разработан метод оценки распределения нагрузки по элементам планетарно-цевочной передачи, изготовленной с известными отклонениями размеров деталей, формы и относительного расположения поверхностей. Экспериментально установлено, что погрешность метода при определении сил, действующих на цевки, составляет не более 10 %.

2. Разработан вероятностный метод оценки рассеяния сил, действующих на сателлит, по известным полям допусков на размеры деталей передачи, формы и относительного расположения поверхностей. По итогам численного моделирования установлено, что наибольшее влияние на нагрузочную способность передачи оказывает величина допуска формы профиля сателлита и позиционного допуска положения отверстий под цевки в обойме.

3. Разработана и изготовлена экспериментальная установка, позволяющая оценивать распределения нагрузки по цевкам в планетарно-цевочных передачах типов 2КВ и КНВ с числом эксцентриковых валов или пальцев механизма параллельных кривошипов от двух до восьми. По результатам эксперимента установлено, что общепринятая модель расчёта ПЦР, предполагающая опоры передачи жёсткими, приводит к погрешности оценки максимальной силы, действующей на цевку, до 30 % в передачах КНВ, причем ошибка идёт не запас прочности передачи. Показано, что меньшую погрешность дает расчётная модель, учитывающая податливость опор передачи.

4. Разработанный метод оценки влияния точности изготовления деталей ПЦР на нагрузки, которые возникают в элементах передачи, позволяет задать наиболее целесообразные степени точности изготовления деталей передачи, при сочетании которых нагрузочная способность редуктора будет наибольшая при

ограниченной стоимости изготовления. Так, показано, что при изготовлении сателлитов из пластика, целесообразно назначение допусков на изготовление деталей по 7-му качеству (при переходе к 6-му качеству увеличение допустимого крутящего момента на выходном валу составляет не более 10 %), а при изготовлении сателлитов из закаленной стали целесообразно повышение точности изготовления вплоть до 5-го качества.

5. Разработанный метод оценки ресурса планетарно-цевочной передачи, изготовленной с погрешностями, позволяет на этапе проектирования назначить целесообразный срок службы ПЦР с учётом возможности замены редуктора или отдельных его узлов по исчерпанию ресурса передачи.

6. Разработанный метод, позволяющий оценить допустимый крутящий момент на выходном валу при заданной вероятности безотказной работы, позволяет снизить затраты на изготовление ПЦР (за счёт уменьшения точности изготовления его деталей) в условиях серийного производства. Показано, что снижение расчётной вероятности безотказной работы с 100 % до 90 %, позволяет снизить точность изготовления деталей передачи с 6-го до 7-го качества.

#### **Основные положения диссертации отражены в следующих работах:**

Научные статьи, опубликованные в журналах, рекомендованных ВАК РФ по специальности 05.02.02:

1. Ермолаев М. М., Сеницына Ю. В. Исследование влияния податливости подшипника на работу планетарно-цевочной передачи //Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2020. №. 4 (721). С. 15-22, doi: 10.18698/0536-1044-2020-4-15-22. (0,5 п.л./0,25 п.л.)

2. Сеницына Ю.В. Исследование влияния точности изготовления на надежность планетарно-цевочного редуктора //Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2020, № 9, М. 9–17, doi: 10.18698/0536-1044-2020-9-9-17. (0,56 п.л.)

3. 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, doi: 10.36652/0042-46332020-12-12-15. (0,25 п.л./0,1 п.л.)

4. Sinityna Y. V., Ermolaev M. M. Influence of Bearing's Flexibility on the Working of Cycloid Drive //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2020. Vol. 842, №. 1. P. 12-21. (0,625 п.л./0,4 п.л.)

5. Сеницына Ю. В. Влияние кинематики мотор-редуктора на удельный момент //Евразийское Научное Объединение. 2017. Т. 1. №. 10. С. 56-58. (0,18 п.л.)

6. Сеницына Ю. В., Ермолаев М. М. Модели оценки распределения нагрузки в планетарно-цевочных передачах //Механики XXI века. 2019. №. 18. С. 301-304. (0,25 п.л./0,15 п.л.)

7. Иванов А. С. и др. Расчет планетарно-цевочной передачи с учетом упругих деформаций сателлита //Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. №. 5. С. 464-475. (0,75 п.л./0,1 п.л.)