

На правах рукописи



Зайцева Анастасия Валерьевна

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНЫХ
РЕДУКТОРОВ С УЧЕТОМ НЕРАВНОМЕРНОСТИ
РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ ПО САТЕЛЛИТАМ**

Специальность 2.5.2. Машиноведение

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва, 2025

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

Научный руководитель:

Ермолаев Михаил Михайлович

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры основ конструирования машин МГТУ им. Н. Э. Баумана

Официальные оппоненты:

Волков Андрей Эрикович

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теоретическая механика и сопротивление материалов» ФГАОУ ВО «Московский государственный технологический университет “СТАНКИН”», г. Москва

Морозов Михаил Игоревич

кандидата технических наук, начальника отдела экспериментального производства и испытаний ООО «Монолит», г. Москва

Ведущая организация:

ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский Томский политехнический университет», г. Томск

Защита состоится «26» июня 2025 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета 24.2.331.11 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью учреждения (организации), просьба направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1., ученому секретарю совета 24.2.331.11.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н. Э. Баумана: www.bmstu.ru

Автореферат разослан «___» 2025 г.

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

Ларюшкин Павел Андреевич

Актуальность темы диссертации. Планетарно-цевочные передачи широко применяются в приводах промышленных роботов, станков с числовым программным управлением, аэрокосмических аппаратов и прочих машин, требующих сочетания высокого крутящего момента на выходном валу, крутильной жесткости и точности при наименьшей массе и габаритах передачи. Эти свойства обеспечиваются многопарностью зацепления (в работе одновременно участвует множество цевок) и многопоточностью передачи (в работе одновременно участвует несколько сателлитов), которые приводят к высокой степени статической неопределенности планетарно-цевочных редукторов. Современные производители выпускают множество планетарно-цевочных редукторов различных компоновок, отличающихся кинематической схемой, количеством и расположением сателлитов, эксцентриковых валов и прочих элементов. Из-за статической неопределенности передачи её компоновка существенно влияет на распределение нагрузки по элементам передачи (цевкам, сателлитам, пальцам механизма параллельных кривошипов). Несмотря на большое количество исследований, посвященных планетарно-цевочным передачам, существующие методы расчета пренебрегают учётом их пространственных компоновок, что не позволяет найти оптимальное сочетание всех параметров планетарно-цевочного редуктора, при котором последний будет иметь наименьшие массогабаритные характеристики. В связи с этим разработка метода проектного расчета планетарно-цевочных редукторов с учетом их пространственной компоновки, аналогичного известному методу расчета эвольвентных зубчатых передач, является актуальной задачей.

Цель работы – разработка метода оценки и снижения неравномерности распределения нагрузки по элементам планетарно-цевочных редукторов различных пространственных компоновок, позволяющего обеспечить наименьшую массу и габариты привода при заданном крутящем моменте на выходном валу.

Задачи исследования:

1. Разработка метода оценки действующих контактных напряжений в планетарно-цевочной передачи, унифицированного со стандартным методом расчета эвольвентных передач.
2. Разработка метода оценки распределения нагрузки в планетарно-цевочных передачах различных пространственных компоновок, обусловленного упругими деформациями их деталей.
3. Экспериментальная верификация предложенного метода расчета распределения нагрузки в планетарно-цевочной передаче.
4. Разработка метода проектного расчета планетарно-цевочной передачи, оптимизированной по массогабаритным характеристикам.

Область исследования диссертации соответствует пунктам 2 и 4 паспорта научной специальности 2.5.2. Машиноведение: «теория и методы проектирования машин и механизмов, систем приводов, узлов и деталей машин»; «повышение точности и достоверности расчетов объектов машиностроения, разработка нормативной базы проектирования, испытания и изготовления объектов машиностроения».

Научная новизна:

1. Сформулировано оригинальное выражение для вычисления действующих контактных напряжений в планетарно-цевочной передаче, позволяющее на стадии проектирования сократить неопределенность оценки распределения нагрузки между её элементами.

2. Предложен оригинальный метод экспериментальной верификации модели распределения нагрузки по элементам планетарно-цевочной передачи, впервые позволяющий учесть влияние осевых размеров и компоновки редуктора на его работоспособность.

3. Экспериментально подтверждена необходимость учета компоновки и осевых размеров планетарно-цевочных редукторов при оценке распределения нагрузки между сателлитами и по длине контактных линий.

Практическая значимость:

1. Предложен оригинальный метод проверочного расчета планетарно-цевочных передач, унифицированный с ГОСТ 21354–87, что делает возможным проектирование планетарно-цевочных передач без проведения дополнительных натуральных экспериментов.

2. Предложен оригинальный метод проектного расчета планетарно-цевочных редукторов, оптимизированных по массогабаритным характеристикам, использование которого позволяет уменьшить габаритные размеры передачи.

Реализация результатов работы. Полученные результаты использованы в АО «Моринформсистема-Агат» при выполнении проектных и проверочных расчетов приводов узлов безэкипажного катера, а также в АО «Композит» при проектировании привода вращения иглопробивного станка, что подтверждено соответствующими актами.

Основные положения, выносимые на защиту

1. Установленная зависимость действующих контактных напряжений в планетарно-цевочной передаче от компоновки и осевых размеров планетарно-цевочного редуктора.

2. Метод проектного расчета конструктивных параметров планетарно-цевочных передач, позволяющий получить их наименьшие размеры как в плоскости зацепления, так и в осевом направлении.

3. Методика экспериментальной верификации модели распределения нагрузки между сателлитами планетарно-цевочной передачи.

4. Достоверность оценки распределения нагрузки по элементам ПЦП измерением упругих перемещений их элементов под нагрузкой.

Обоснованность и достоверность полученных результатов обеспечивается использованием современных средств измерений при проведении экспериментальных исследований, использованием общепринятых расчетных допущений и согласованностью результатов проведённых экспериментов и теоретических расчётов.

Апробация работы. Основные результаты работы прошли положительную аprobацию на международных конференциях: «Современное машиностроение. Наука и образование», Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Санкт-Петербург, 2024; «Современные проблемы машиностроения». Национальный исследовательский Томский политехнический университет. Томск, 2024. Также докладывались на заседаниях кафедры основ конструирования машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2023–2025.

Публикации. По теме проведенных исследований опубликовано 5 работ: 3 статьи в периодических изданиях, включенных в Перечень ВАК РФ (общим объемом 2 п. л.), в том числе 1 статья, индексируемая также в библиографической базе Scopus; 2 статьи в сборниках тезисов международных конференций.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, основных результатов и выводов, списка литературы из 104 наименований. Объем диссертации составляет 126 страниц, включая 31 рисунок и 10 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель работы и решаемые в ней задачи, научная новизна, практическая значимость и основные положения, выносимые на защиту.

В Главе 1 приведены общие сведения о планетарно-цевочных передачах, проанализированы планетарно-цевочные редукторы различных производителей и известные методы их расчета. По итогам анализа редукторов предложена классификация их компоновок на базе классификации планетарных передач В.Н. Кудрявцева. По итогам анализа существующих методов расчета планетарно-цевочных передач предложен метод их проверочного расчета, аналогичный известному методу расчета зубчатых эвольвентных передач, позволяющий отдельно учитывать различные факторы, влияющие на их работоспособность. Перераспределение нагрузки в передаче, обусловленное точностью её изготовления и податливостью её элементов предложено учитывать введением коэффициентов нагрузки. Проанализированы возможные диапазоны значений этих коэффициентов и обоснована необходимость их расчета.

Планетарно-цевочные передачи состоят из одного или нескольких эксцентриковых валов, на которых установлены сателлиты, профиль зубьев которых описан эквидистантой к эпи- или гипоциклоиде. Вращение эксцентрикового вала приводит сателлиты в плоскопараллельное движение относительно корпуса передачи или выходного вала. При этом они зацепляются с круглыми роликами – цевками, находящимися в обойме таким образом, что за один полный оборот эксцентрикового вала сателлит поворачивается относительно обоймы на один зуб. Число зубьев сателлита z_c отличается от числа цевок z_p на единицу, из-за чего одновременно в контакте оказывается половина от общего числа цевок, что обеспечивает передаче высокую нагрузочную способность, высокую крутильную жесткость и низкий люфт.

В зависимости от способа приведения сателлита в плоскопараллельное движение различают несколько видов планетарно-цевочных передач, представленные на Рис. 1. В данной работе принята широко используемая в России и за рубежом классификация В.Н. Кудрявцева. В передачах типа *KHV* сателлиты установлены на одном эксцентриковом валу, а вращение сателлита ограничивается механизмом параллельных кривошипов (МПК) (см. Рис. 1, *a*) или муфтой Ольдгейма (см. Рис. 1, *b*). В передачах типа *2KV* (см. Рис. 1, *в*) сателлиты установлены на нескольких эксцентриковых валах, вращение которых синхронизируется дополнительной зубчатой передачей. В передачах типа *2KH* (см. рис. 1, *г*) на сателлите обработано два зубчатых венца: один зацепляется с цевками неподвижной обоймы, а второй – с цевками подвижной обоймы, связанной с выходным валом.

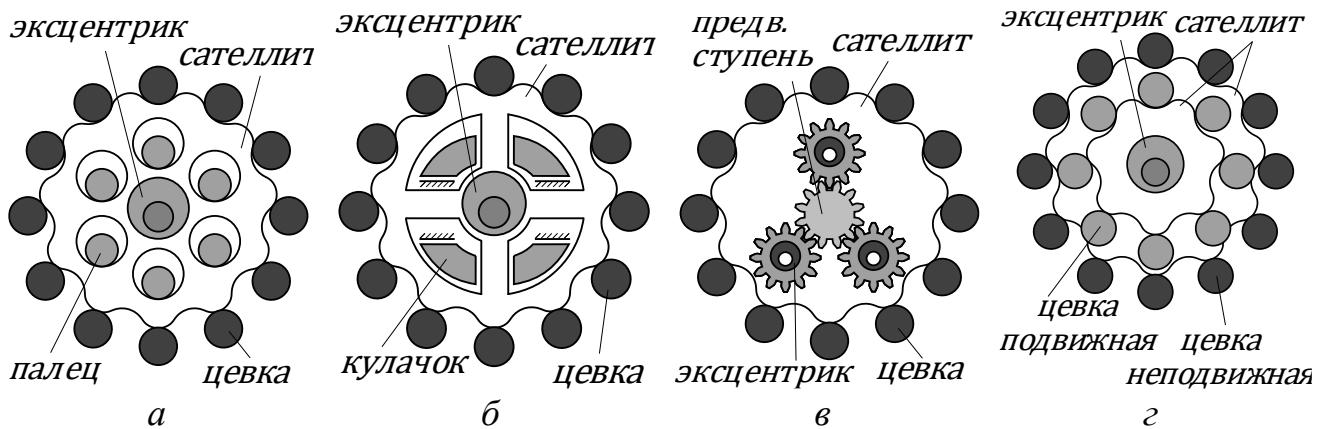


Рис. 1. Виды планетарно-цевочных передач:

а – *KHV* с МПК, *б* – *KHV* с муфтой Ольдгейма, *в* – *2KV*, *г* – *2KH*

В передачах *KHV* и *2KV* для их статической балансировки устанавливается не менее двух сателлитов, из-за чего эксцентриковые валы и пальцы механизма параллельных кривошипов изгибаются под нагрузкой, что приводит к упругим перемещениям и перекосам сателлитов, и, как следствие, неравномерному распределению нагрузки между ними и по длине контактных линий. Сателлиты на эксцентриковом валу могут располагаться симметрично (Рис. 2, *а*) или несимметрично между опорами или консольно (Рис. 2, *б*). Механизм параллельных кривошипов может быть выполнен с пальцами, симметрично опирающимися на два диска (Рис. 2, *в*), или с консольными пальцами (Рис. 2, *г*).

Поскольку компоновка эксцентрикового вала и механизма параллельных кривошипов оказывает влияние на распределение нагрузки в передаче, в работе предложена классификация компоновок планетарно-цевочных редукторов, дополняющая классификацию В.Н. Кудрявцева информацией о типе эксцентрикового вала (-*s*, -*a* и -*c* для симметричных, несимметричных и консольных исполнений соответственно) и о типе механизма, ограничивающего вращение сателлита (-*s*, -*c* для конструкций с симметричными и консольными МПК, -*o* для конструкций с муфтой Ольдгейма). Для передач типа *2KV* вместо типа ограничивающего механизма указывается число эксцентриковых валов.

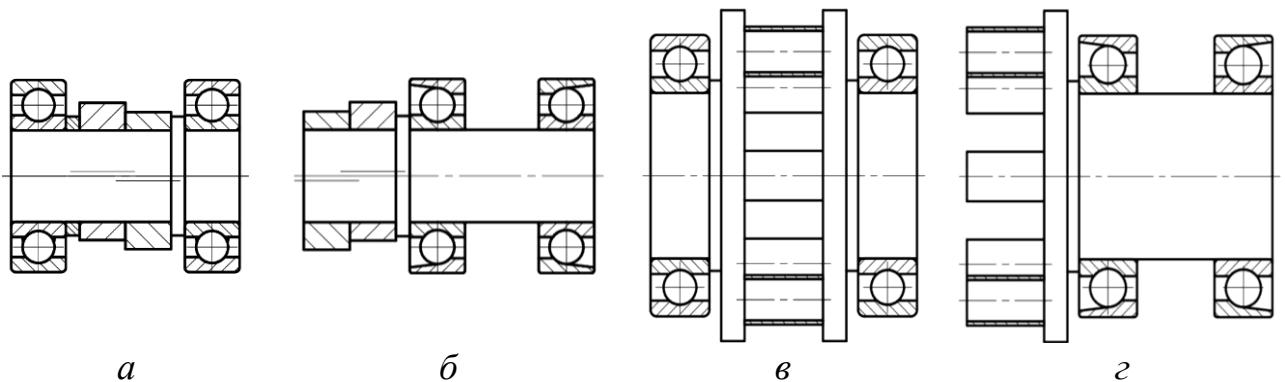


Рис. 2. Компоновки эксцентриковых валов и МПК:
а – симметричный экс. вал, **б** – консольный эксц. вал,
в – симметричный МПК, **г** – несимметричный МПК

К основным производителям планетарно-цевочных передач следует отнести *Sumitomo* (Япония), *Nabtesco* (ФРГ-Япония), *Spinea* (Словакия), *Onvio* (США), Белробот (Беларусь), АВИ (Россия). Результаты анализа конструкций планетарно-цевочных передач, выпускаемых в настоящее время, приведены в Таблице 1.

Таблица 1.

Компоновки планетарно-цевочных передач

Модель редуктора	Компоновка	Модель редуктора	Компоновка
<i>Sumitomo, A</i>	<i>KHV-s-c</i>	<i>Onvio, M</i>	<i>2KV-s-2</i>
<i>Sumitomo, D</i>	<i>KHV-s-s</i>	<i>Spinea, TwinSpin</i>	<i>KHV-s-o</i>
<i>Sumitomo, T</i>	<i>2KV-a-3</i>	АВИ, ПЦР	<i>KHV-s-s</i>
<i>Nabtesco, RV</i>	<i>2KV-s-3</i>	Белробот, МРС	<i>KHV-c-c</i>

Общепринятый расчет планетарно-цевочных передач, взятый за основу большинством исследователей в России и за рубежом, представлен в работах В.М. Шаникова, В.Н. Кудрявцева, М. Lehman. Этот расчет предполагает, что передача изготовлена без зазоров и погрешностей изготовления, трение в передаче отсутствует, а все детали можно считать абсолютно жесткими, кроме мест контакта цевок с сателлитом. Прочие исследования планетарно-цевочных передач дополняют общепринятый расчет учетом различных факторов.

M. Blagojevic исследовал влияние трения в передаче на распределение нагрузки между цевками. И.В. Сигов показал, что на учет нелинейности сил в цевках и перемещений так же влияет на оценку этого распределения. S.K. Malhotra и А.В. Чиркин исследовали влияние зазора в зацеплении. J.G. Blanche, D.C.H. Yang и Ю.В. Синицына исследовали влияние погрешностей изготовления передачи на её работоспособность. S.V. Thube и T.R. Bobak исследовали внутренние динамические нагрузки в планетарно-цевочной передаче. Все перечисленные авторы предлагали численные модели, позволяющие произвести проверочный расчет редуктора с известными параметрами. Несмотря на широкие возможности численного моделирования, такой подход не может быть положен в основу проектного расчета. Также отметим, что кроме S.V. Thube большинство исследователей рассматривали передачу как плоскую систему, пренебрегая перераспределением нагрузки между сателлитами и по длине контактных линий.

Стандартизованная методика расчета эвольвентных передач (ГОСТ 21354-87, ISO 6336-2019), в отличие от перечисленных методов расчета планетарно-цевочных передач, предлагает аналитические зависимости для вычисления действующих контактных и изгибных напряжений, в которых каждый отдельный фактор (упругость материалов, геометрия зуба, перекос колес и т. п.) учитывается отдельным коэффициентом. Такой подход удобен для анализа вклада отдельных факторов в работоспособность передачи, а также для создания метода проектного расчета передач. В данной работе предпринимается попытка сформулировать аналогичные зависимости для расчета планетарно-цевочных передач.

По итогам анализа существующих методов расчета, в качестве основных параметров, описывающих геометрию планетарно-цевочного зацепления были выбраны делительный диаметр обоймы a_p , ширина сателлита b_p и число сателлитов z_s . В качестве параметра нагружения была выбрана суммарная окружная сила на эксцентрике $F_e = T_e/e$, где T_e – крутящий момент на эксцентрике, e – эксцентриситет передачи. В таком случае действующее напряжение в месте контакта сателлита с наиболее нагруженной цевкой может быть вычислено по формуле:

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{K_H F_e}{a_p b_p z_s}} \cdot \frac{z_p}{z_c}. \quad (1)$$

Коэффициент Z_E в формуле (1) размерный и учитывает модули упругости сателлита и цевки. Коэффициент Z_H учитывает безразмерные геометрические характеристики зацепления: коэффициент укорочения $\lambda = 2e z_p / a_p$ и относительный диаметр цевки $\Psi_{dm} = d_p z_p / a_p$, где d_p – диаметр цевки. Коэффициент нагрузки $K_H = K_A K_{Hv} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hs}$ учитывает влияние внешней (K_A) и внутренней (K_{Hv}) динамической нагрузки, перераспределения нагрузки между цевками, обусловленное погрешностями изготовления ($K_{H\alpha}$), неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий, обусловленное перекосами сателлитов ($K_{H\beta}$) и неравномерности распределения нагрузки между сателлитами (K_{Hs}). Оценка коэффициентов динамической нагрузки выходит за рамки данной работы. Для остальных коэффициентов в Главе 2 предложены аналитические зависимости.

На Рис. 3 представлены диапазоны возможного изменения составляющих коэффициента нагрузки для планетарно-цевочных (см. Рис. 3, *а*) и эвольвентных (см. Рис. 3, *б*) передач. Площади секторов диаграмм пропорциональны логарифмам соответствующих коэффициентов; суммарная площадь пропорциональна K_H . Диаграммы на Рис. 3, *а* и 3, *б* выполнены в одинаковом масштабе.

Как видно из Рис. 3, возможные значения коэффициентов нагрузки в планетарно-цевочных передачах существенно больше, чем в эвольвентных, что объясняется многопарностью зацепления и многопоточностью планетарно-цевочных редукторов. Так, для передачи с двадцатью цевками и двумя стальными сателлитами коэффициент нагрузки K_H может достигать тридцати. Его неучет приведёт к неопределенности в оценке габаритных размеров в три раза или действующих контактных напряжений в пять раз.

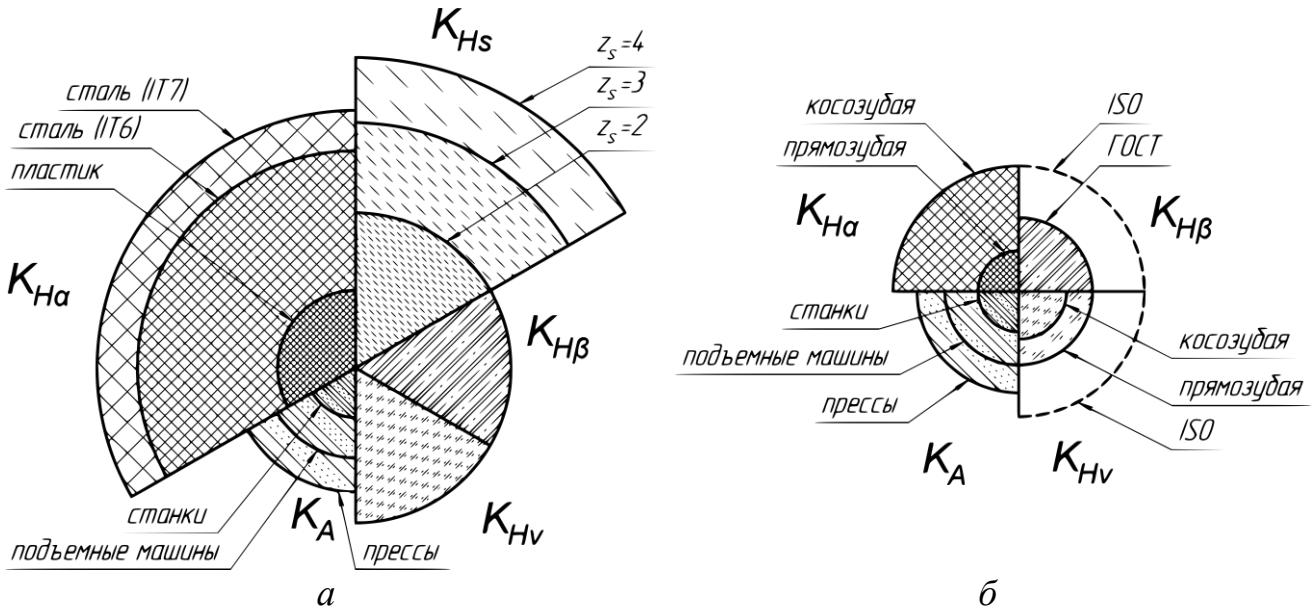


Рис. 3. Диапазоны возможных значений коэффициентов нагрузки:
а – для планетарно-цевочных передач, б – для эвольвентных передач

Глава 2 посвящена методу расчета коэффициентов нагрузки и анализу факторов, которые оказывают на них наибольшее влияние. Разработана и описана оригинальная математическая модель, позволяющая оценить упругие перемещения сателлитов в передачах различных компоновок, а также распределение нагрузки между ними. Предложена формула для оценки коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки между цевками, обусловленную неточностью изготовления передачи. Предложена формула для оценки коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, вызванную перекосом сателлитов. Проанализирована степень влияния конструктивных параметров передач различных компоновок на распределение нагрузки между сателлитами.

Распределение нагрузок между цевками, в основном, зависит от точности изготовления передачи и жесткости её деталей. Полагая, что отклонения размеров, относительного расположения и формы сателлита и цевок ограничены соответствующими полями допусков, введем Δ_{max} – наибольшее приведенное отклонение профиля сателлита. Если передача изготовлена без погрешностей, наибольшая сила действует на цевку, находящуюся напротив полюса зацепления. В наихудшем случае диаметр этой цевки может оказаться на Δ_{max} больше диаметра остальных цевок, что приведет к увеличению силы, действующей на эту цевку в $K_{H\alpha}$ раз. Обозначая c_p – контактную жесткость в месте взаимодействия цевки с сателлитом, получим

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,2 \frac{z_c c_p \Delta_{max}}{\lambda F_e}. \quad (2)$$

Результаты вычисления $K_{H\alpha}$ по формуле (2) хорошо сходятся с результатами численного моделирования этого коэффициента Ю.В. Синицыной для передач со стальными и пластиковыми сателлитами.

Распределение нагрузки по длине контактных линий зависит от угла перекоса β сателлита относительно цевок. В предположении, что эпюра распределенных контактных сил линейна, получено выражение

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{c_p b_p^2 z_c \lambda}{8 F_e} \beta. \quad (3)$$

Формулы (2, 3) похожи на аналогичные зависимости при расчете эвольвентных передач, изложенном в ГОСТ 21354–87, и удобны для использования на стадии проектирования.

Для оценки коэффициента K_{Hs} , учитывающего распределение нагрузки между сателлитами, в работе были синтезированы упругие модели подшипников, цевочного зацепления, эксцентриковых валов и механизмов параллельных кривошипов различных компоновок. Характер взаимосвязи нагрузок, передаваемых опорой сателлита, зацеплением или МПК с их упругими перемещениями зависит от зазора, как правило, неизвестного на стадии проектного расчета. Поэтому в работе рассматривались предельные случаи: полное отсутствие зазора, когда нагрузка передается одновременно половиной от общего числа цевок/роликов/пальцев, и достаточно большой зазор, при котором нагрузка передается одной цевкой/роликом/пальцем МПК. Были введены матрицы A и B , связывающие упругие перемещения центров сателлитов u_i и пальцев v_{fi} с силами F_i, F_{fi} , действующими на них:

$$\begin{pmatrix} u_1 \\ \dots \\ u_{zs} \end{pmatrix} = A \begin{pmatrix} F_1 \\ \dots \\ F_{zs} \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} v_{f1} \\ \dots \\ v_{fzs} \end{pmatrix} = B \begin{pmatrix} F_{f1} \\ \dots \\ F_{fzs} \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Компоненты матрицы A зависят от расстояний l_{ij} между опорами эксцентрикового вала и опорами сателлитов, моментов инерции I_m, I_e различных сечений эксцентрикового вала, его модуля упругости E , жесткости подшипников c_m, c_e и углового положения эксцентриков γ_i . Компоненты матрицы B зависят от аналогичных параметров выходного вала.

Расчетная схема передачи типа KHV приведена на Рис. 4, а. Если передача типа KHV изготовлена с достаточно большим зазором, то взаимосвязь угла поворота выходного вала φ вследствие упругих деформаций элементов передачи с крутящими моментами T_1, T_2 на сателлитах может быть представлена выражением

$$\varphi \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} = \left[\frac{1}{c_p e^2 z_c^2} E + \left(\frac{1}{e^2 z_c^2} + \frac{4}{a_f^2} \right) A + \frac{4}{a_f^2} B \right] \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \end{pmatrix} = C \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \end{pmatrix}, \quad (5)$$

где a_f – делительный диаметр механизма параллельных кривошипов, E – единичная матрица. Если передача изготовлена без зазора, то угол поворота выходного вала связан с моментами на сателлитах выражением

$$\varphi \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} = \left[\frac{4}{z_p c_p e^2 z_c^2} E + \frac{1}{e^2 z_c^2} A + \frac{4}{a_f^2} B + \left(\frac{2}{a_f} - \frac{k_\lambda}{e z_c} \right)^2 H A \right] \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \end{pmatrix} = C \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \end{pmatrix}, \quad (6)$$

где $\mathbf{H} = (\mathbf{E} + 0,2 z_p c_p \mathbf{A})^{-1}$ – вспомогательная матрица. Расчетная схема передачи типа 2KV приведена на Рис. 4, б. Если передача типа 2KV изготовлена с зазором, взаимосвязь угла поворота выходного вала связана с моментами на сателлитах выражением

$$\varphi \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} = \left[\frac{1}{c_p e^2 z_c^2} \mathbf{E} + \left(\frac{1}{z_e e^2 z_c^2} + \frac{4}{z_e a_e^2} \right) \mathbf{A} \right] \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \end{pmatrix} = \mathbf{C} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \end{pmatrix}, \quad (7)$$

где z_e – число эксцентриковых валов. Если передача типа 2KV изготовлена без зазора в зацеплении, эта взаимосвязь примет вид

$$\varphi \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} = \left[\frac{4}{z_p c_p e^2 z_c^2} \mathbf{E} + \left(\frac{1}{z_e e^2 z_c^2} + \frac{4}{z_e a_e^2} \right) \mathbf{A} - \frac{k_\lambda^2}{z_e e^2 z_c^2} \mathbf{H} \mathbf{A} \right] \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \end{pmatrix} = \mathbf{C} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \end{pmatrix}. \quad (8)$$

После составления матрицы \mathbf{C} по выражениям (5…7), коэффициент распределения момента на обойме T по сателлитам планетарно-цевочной передачи можно найти по формуле

$$K_{HS\ i} = \frac{T_i z_s}{T} = \sum_{j=1}^{z_s} C_{ij}^{-1} \left/ \sum_{j=1}^{z_s} \sum_{k=1}^{z_s} C_{jk}^{-1} \right.. \quad (9)$$

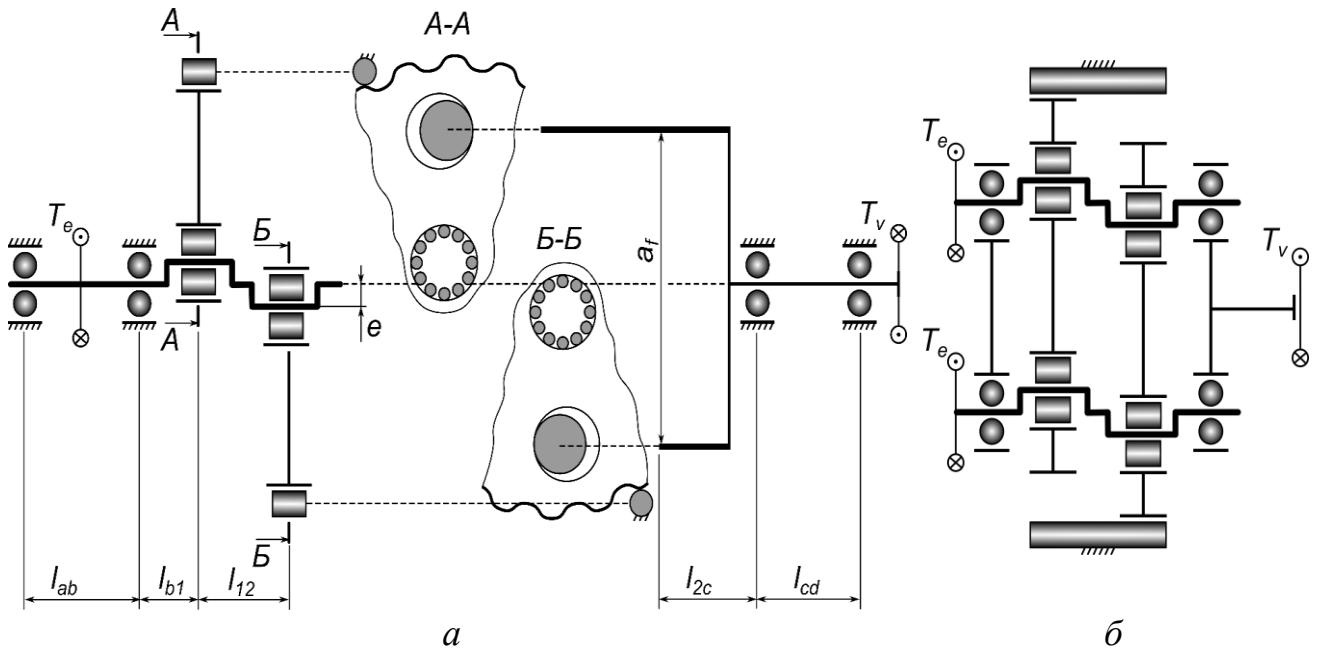


Рис. 4. Расчетные схемы планетарно-цевочных передач: а – KHV, б – 2KV

После вычисления коэффициентов K_{HS} по формуле (9), крутящие моменты на сателлитах определяются как $T_i = K_{HS\ i} T / z_s$, а угол поворота выходного вала – по формулам (5…7), что позволяет оценить крутильную жесткость передачи. Также в Главе 2 приведены соотношения для вычисления углов перекоса сателлитов, необходимые для оценки коэффициента $K_{H\beta}$ по формуле (3).

Для оценки параметров, оказывающих наибольшее влияние на распределение нагрузки между сателлитами, в работе был произведен расчет предельных значений коэффициента K_{Hs} при варьировании различных размеров передачи в конструктивно возможных пределах. Делительный диаметр обоймы принимался $a_p = 100$ мм, что позволяет считать остальные линейные размеры в долях (процентах) от a_p . Соответствующие диаграммы для некоторых компоновок передач представлена на Рис. 5. Поскольку наибольшее значение коэффициента K_{Hs} ограничено числом сателлитов, каждая диаграмма отдельно строилась для $z_s = 2; 3; 4$. Левая граница каждой диаграммы соответствует $K_{Hs} = 1$; правая - $K_{Hs} = 2$. Параметры были отсортированы в порядке убывания влияния на коэффициент K_{Hs} ; параметры, варьирование которых не приводит к изменению K_{Hs} более, чем на 5 %, в диаграммах не указаны. Наиболее неравномерно нагрузка между сателлитами распределена в передачах с компоновкой $KHV\text{-}c\text{-}c$ (см. Рис. 5, *a*), $KHV\text{-}s\text{-}c$ (см. Рис. 5, *b*), $2KV\text{-}c\text{-}3$ (см. Рис. 5, *c*).

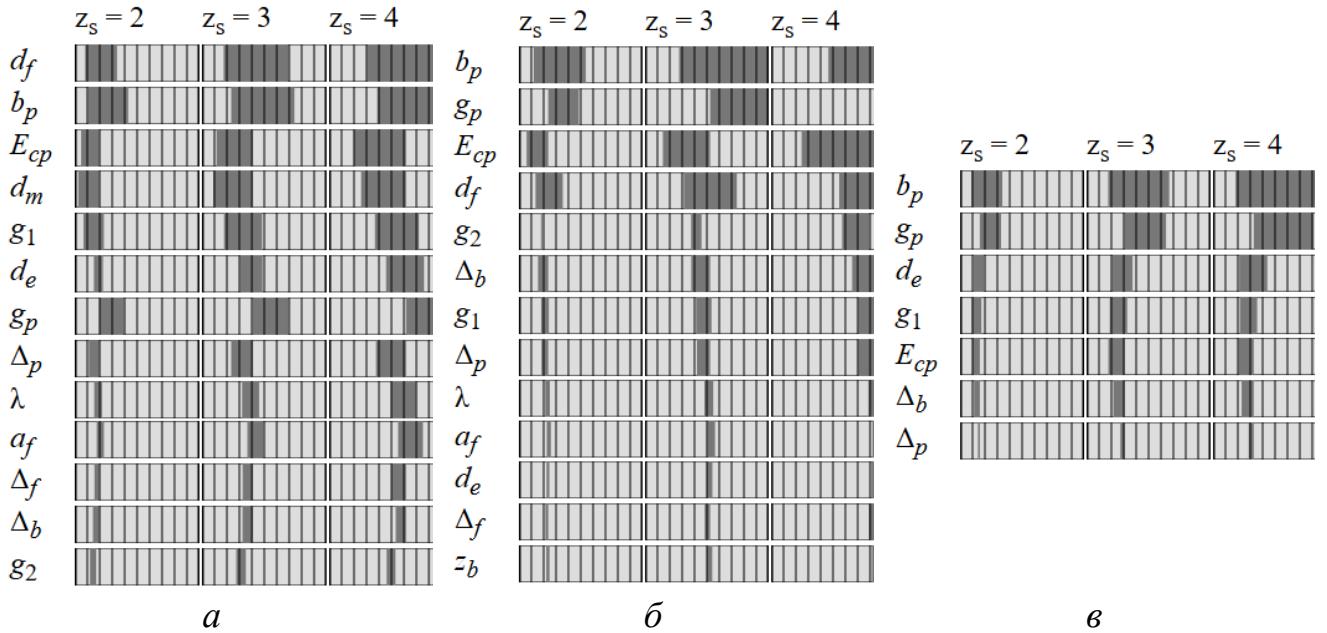


Рис. 5. Чувствительность K_{Hs} к варьированию параметров передач: *a* – $KHV\text{-}c\text{-}c$, *б* – $KHV\text{-}s\text{-}c$, *в* – $2KV\text{-}c\text{-}3$

Как видно из Рис. 5 наибольшее влияние на распределение нагрузки между сателлитами оказывают ширина сателлита b_p , расстояние между сателлитами g_p , диаметр пальца d_f , диаметр эксцентрикового вала под опорой сателлита d_e , расстояние от сателлита до ближайшей опоры эксцентрикового вала g_1 и до диска МПК g_2 . Прочие параметры, упомянутые на Рис. 5: приведенный модуль упругости в контакте цевки с сателлитом E_{cp} , число роликов опоры сателлита z_b , диаметр эксцентрикового вала под его опорой d_m , зазоры в зацеплении Δ_p , МПК Δ_f и опоре сателлита Δ_e .

Глава 3 посвящена экспериментальной верификации предложенной расчетной модели. Приведено описание экспериментальной установки на базе планетарно-цевочного мотор-редуктора фирмы «Белробот», позволяющей исследовать

перемещения сателлитов и выходного вала передачи под нагрузкой. По итогам обработки результатов нескольких серий экспериментов показана сходимость результатов эксперимента с теоретической оценкой перемещений по методу, описанному в Главе 2.

Для верификации метода расчета распределения нагрузки в планетарно-цепочных передачах, предложенного в Главе 2, была собрана экспериментальная установка, позволяющая измерять упругие перемещения сателлитов и выходного вала при приложении к нему статического крутящего момента. Установка собрана на базе планетарно-цепочного мотор-редуктора МРМЗ-43 фирмы «Белробот», относящегося к типу *KHV-с-с* согласно принятой классификации. Внешний вид установки приведен на Рис. 6.

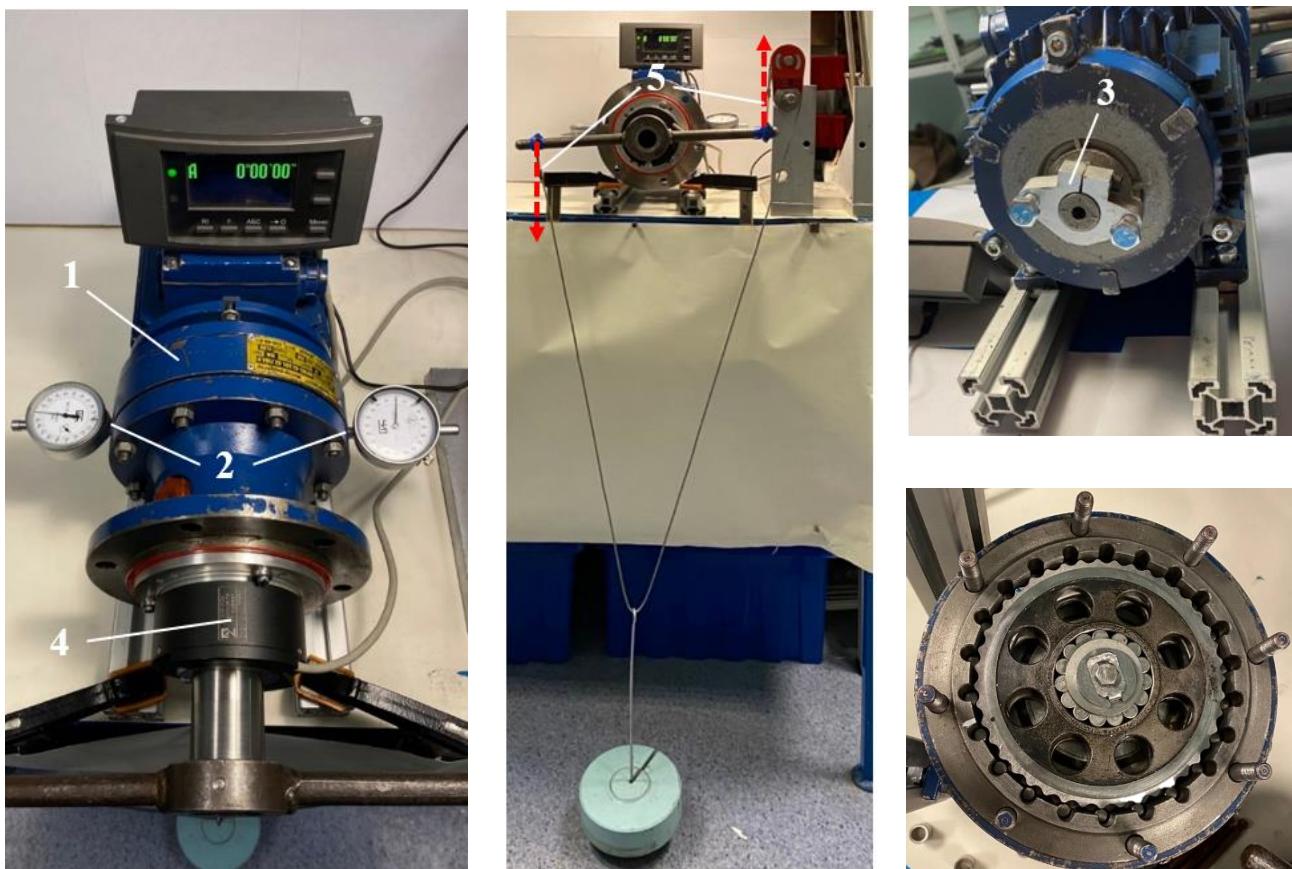


Рис. 6. Экспериментальная установка

Установка состоит из редуктора 1, в обойме которого оппозитно обработаны отверстия, в которые установлены индикаторы часового типа 2, измеряющие перемещения сателлитов, стопора эксцентрикового вала 3, датчика углового положения выходного вала 4 и системы нагружения 5, позволяющей производить нагружение выходного вала редуктора крутящим моментом с шагом 10 Н · м.

Было проведено несколько серий экспериментов, при которых тихоходный вал нагружался до момента 60 Н·м, а потом разгружался. Разброс результатов измерений перемещений сателлитов представлен вертикальными линиями на Рис. 7, *a, б*. На Рис. 7, *в* представлен разброс результатов измерения угла поворота выходного вала. На тех же графиках представлены результаты расчета перемещений по разработанному методу. Поскольку величина зазора в передаче заранее неизвестна,

теоретическая оценка перемещений производилась как для передач без зазора в зацеплении (черные наклонные линии) так и для передач с достаточно большим зазором (серые линии), при котором весь момент на сателлит передается одной цевкой.

Как видно из графиков, теоретическая оценка перемещений хорошо совпадает с результатами измерений. Наибольшее отклонение измеренных перемещений сателлитов от их теоретической оценки составляет 12 % для первого сателлита, 14 % - для второго. Наибольшее отклонение результатов измерения угла поворота составляет 5 %. Это позволяет сделать вывод о корректности использования разработанной модели как для теоретической оценки распределения нагрузки в передаче, так и для оценки крутильной жесткости передачи.

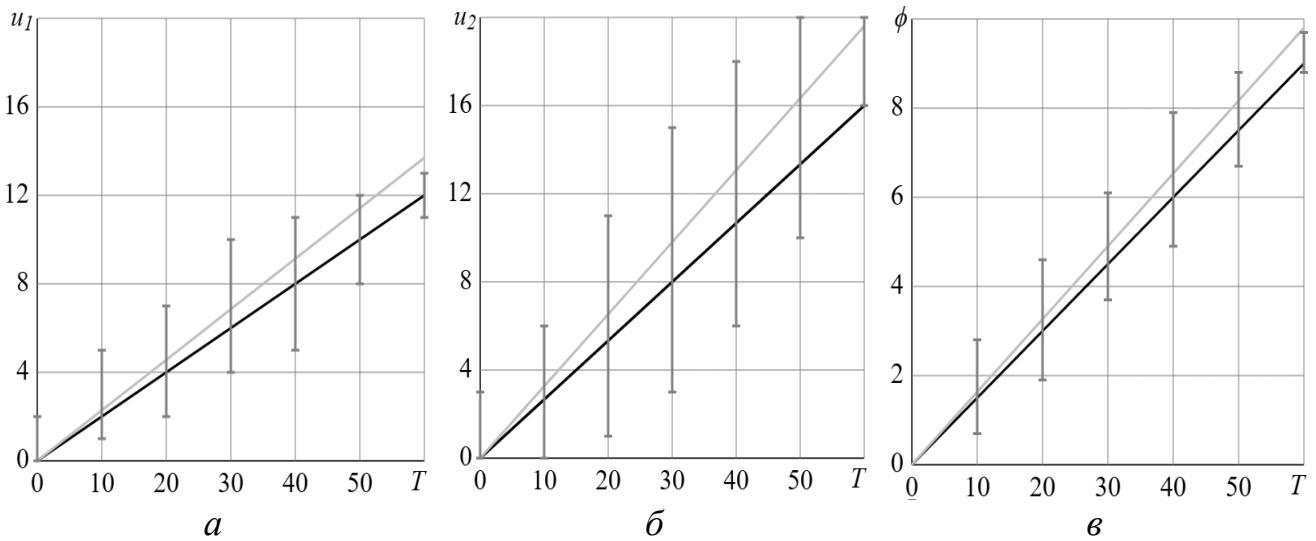


Рис. 7. Сравнение результатов эксперимента (верт. линии) с результатами расчета (наклонные линии): *а, б* – перемещения первого и второго сателлита, *в* – угол поворота тихоходного вала

В Главе 4 на основе разработанной и верифицированной математической модели передачи предлагается метод проектного расчета планетарно-цевочных редукторов различных компоновок, обеспечивающий наибольший удельный момент (отношение крутящего момента на выходном валу к массе передачи). Предложены формулы, устанавливающие связи между диаметром дорожки качения внутреннего кольца опоры сателлита, диаметром водила или механизма параллельных кривошипов (в зависимости от типа передачи) и делительным диаметром обоймы с цевками, обеспечивающие равнопрочность циклоидального зацепления и опоры сателлита. Приведены рекомендации по назначению ширины сателлита из условий ограничения концентрации нагрузки по длине контактных линий. Приведены схемы оптимального расположения эксцентриков в передачах различных типов. Для передач, параметры которых близки к предложенным оптимальным значениям, приведены графики для быстрой оценки коэффициентов нагрузки. По итогам Главы 4 сформулирован алгоритм для проектного расчета планетарно-цевочных передач различных компоновок.

Из-за обилия параметров передачи, для которых необходимо найти оптимальные значения, расчет делится на несколько этапов. Прежде всего, из соображения обеспечения передачи наибольшего удельного крутящего момента, определяются оптимальные значения коэффициента укорочения передачи λ и относительного диаметра её цевки Ψ_{dm} :

$$\lambda = 0,707; \quad \Psi_{dm} = \frac{d_p z_p}{a_p} = \frac{1,84}{\sqrt{1 \pm 4/z_c}}. \quad (10)$$

Далее определяется диапазон возможных значений коэффициента ширины венца $\psi_{bd} = b_p/d_b$, где d_b – диаметр внутреннего кольца опоры сателлита, при котором перекос сателлита не приводит к уменьшению длины контактных линий:

$$\psi_{bd} \leq k_{bd} \sqrt[4]{\frac{z_e}{z_p}}, \quad (11)$$

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

Диаметры опор сателлитов выбираются из условия их равнопрочности зацеплению. Выражая, согласно ГОСТ 18854-2013, допускаемые радиальные нагрузки на подшипник из его допускаемых контактных напряжений, и сравнивая результат с силами, действующими на опору сателлита, получим графики, представленные на Рис. 8, оптимальных значений относительного диаметра опоры сателлита d_b/a_p и делительного диаметра механизма параллельных кривошипов a_f/a_p (для передач типа KHV, см. Рис. 8, а) или водила a_e/a_p (для передач типа 2KV, см. Рис. 8, б) от количества цевок z_p , при которых напряжения в контакте сателлита с цевками сравняются с напряжениями в местах контакта роликов опоры с дорожкой качения.

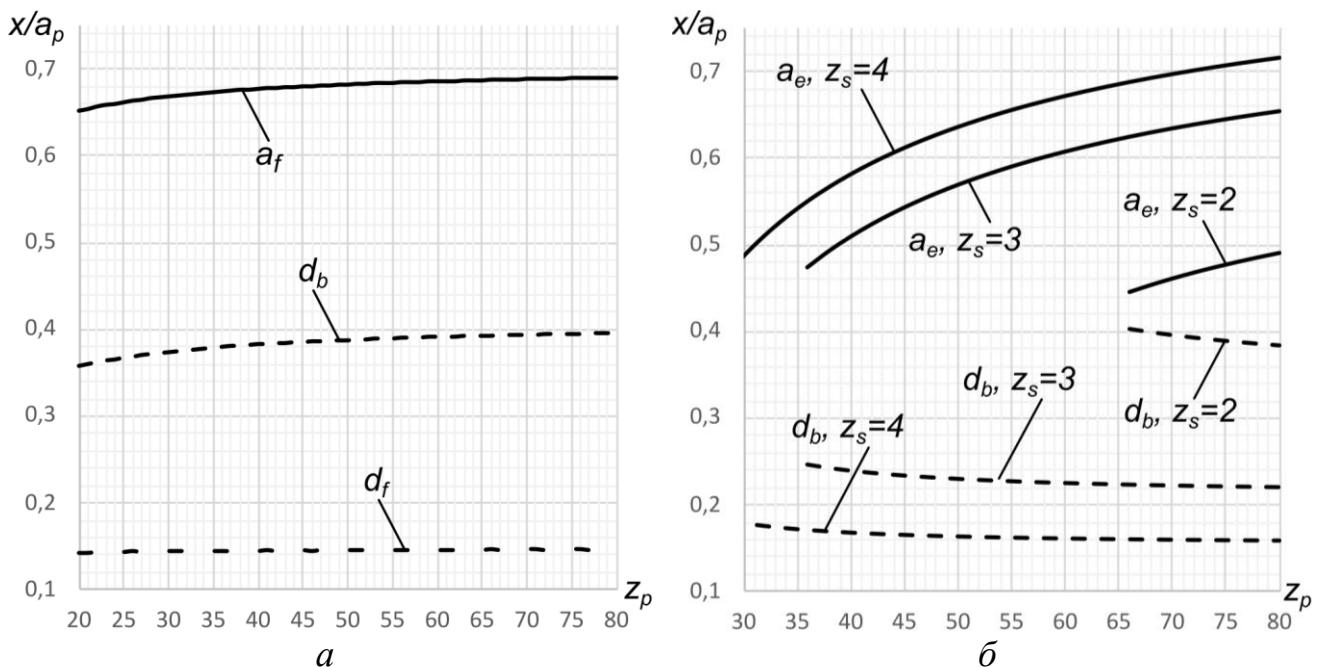
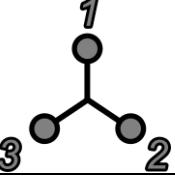
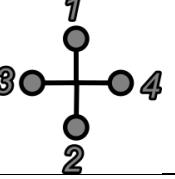
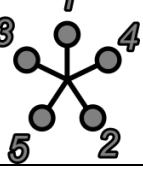
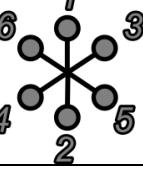
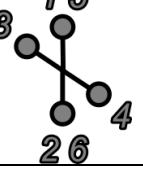
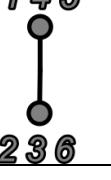


Рис. 8. Оптимальные значения параметров $d_b/a_p, a_f/a_p, a_e/a_p$:
а – для передач KHV, б – для передач 2KV

Из соображения наиболее равномерного распределения нагрузки между сателлитами и по длине контактных линий, для каждой компоновки были определены оптимальные угловые положения сателлитов, представленные в Таблице 2. В конце обозначения каждой компоновки указано число сателлитов. Сателлиты пронумерованы от ближайшего к электродвигателю. Каждая из представленных конфигураций допускает отражение вокруг любого из направлений эксцентрикита.

Таблица 2.

Оптимальные угловые положения эксцентриков

$KHV-2$ $2KV-2$	$KHV-3$ $2KV-3$	$KHV-c-s-4$ $KHV-s-s-4, 2KV-4$	$KHV-c-c-4$ $KHV-s-c-4$
			
$KHV-5$ $2KV-5$	$KHV-c-s-6$ $KHV-s-s-6$	$KHV-c-c-6$ $KHV-s-c-6, 2KV-c-6$	$2KV-s-6$
			

Если значения параметров зацепления близки к оптимальным (10, 11), диаметры опор, МПК и водила соответствуют рекомендуемым графиками на Рис. 8, а угловые положения эксцентриков соответствуют Таблице 2, то значение произведения коэффициентов $K_{H\alpha}K_{H\beta}$ зависит только от количества цевок Z_p и компоновки передачи. Соответствующие графики приведены на Рис. 9.

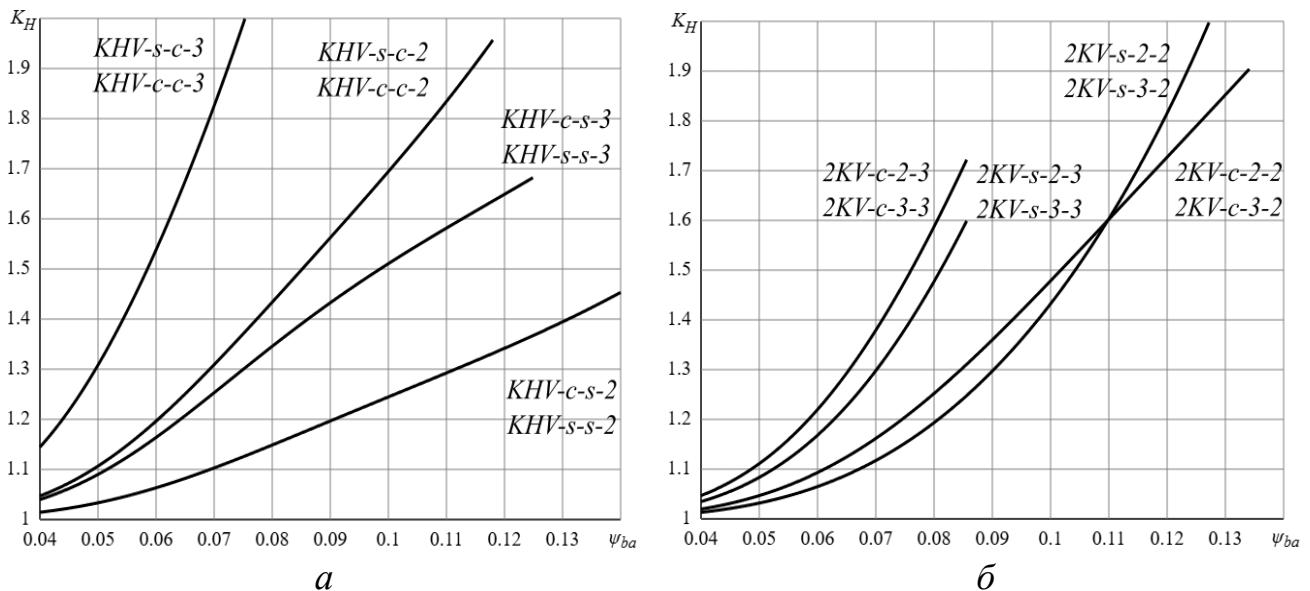


Рис. 9. Коэффициент нагрузки при оптимальном сочетании параметров передач: a – KHV ; b – $2KV$

Значение коэффициента $K_{H\alpha}$ при параметрах передачи, близких к оптимальным, можно оценить по формуле (12).

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{E_{cp}^2}{\sigma_{HP}^2} \frac{\Delta_{max}}{d_p}, \quad (12)$$

где σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение для материала сателлита. Отношение приведенного отклонения цевки к её диаметру в формуле (12) зависит от степени точности передачи, а отношение приведенного модуля упругости к допускаемому контактному напряжению – от материалов цевки и сателлита. Как правило, эти данные известны к началу проектного расчета.

Определив значения коэффициентов нагрузки, делительный диаметр обоймы планетарно-цевочной передачи можно оценить по формуле

$$a_p = 2 \sqrt[3]{\frac{K_H T E_{cp}}{\Psi_{ba} Z_s \sigma_{HP}^2}} = 97 \sqrt[3]{\frac{K_H T}{\Psi_{ba} Z_s \sigma_{HP}^2}}, \quad (13)$$

где $\Psi_{ba} = b_p/a_p = \Psi_{bd} d_b/a_p$. Размерный коэффициент 97 в формуле (13) получен при подстановке приведенного модуля упругости 114 ГПа, что соответствует контакту стальной цевки со стальным сателлитом. Формула (13) предполагает подстановку крутящего момента в «Н · мм», а допускаемого напряжения – в «МПа» (результат будет получен в «мм»). Как видно, формула (13) подобна аналогичной формуле для оценки межосевого расстояния в эвольвентной передаче, приведенной в ГОСТ 21354–87, что может быть удобно конструктору на стадии проектирования.

После определения делительного диаметра обоймы по формуле (13) можно вычислить все прочие параметры передачи, принятые ранее в относительном виде. Затем, скорректировав их значения из конструктивных соображений, целесообразно произвести проверочный расчет передачи по формулам, представленным в Главе 1 и 2.

В заключении приведены основные результаты и выводы работы.

Основные результаты и выводы работы:

1. На основе классификации планетарных передач В.Н. Кудрявцева предложена классификация компоновок планетарно-цевочных передач, изготавливаемых отечественными и зарубежными производителями в настоящее время. Классификация позволяет выделить конструктивные особенности, влияющие на распределение нагрузки между элементами передач, и непосредственно учитываемые в расчете передач.

2. Предложен метод расчета действующих контактных напряжений в планетарно-цевочной передаче, унифицированный со стандартным методом расчета эвольвентных передач (ГОСТ 21354–87, ISO 6336–2019), позволяющий совместно учитывать неравномерность распределения нагрузки между цевками, между сателлитами и по длине контактных линий. Показано, что в планетарно-цевочных передачах влияние этих факторов может привести к изменению габаритного размера более чем в три раза.

3. Разработана математическая модель, позволяющая оценить распределение нагрузки между сателлитами планетарно-цевочной передачи и по длине контактных линий в зависимости от её компоновки и конструктивных параметров.

4. Установлено, что из конструктивных параметров на концентрацию нагрузки в передаче наибольшее влияние оказывают ширина сателлита, расстояние между сателлитами и опорами эксцентриковых валов, диаметр эксцентриковых валов.

5. Показана возможность экспериментальной оценки распределения нагрузки между сателлитами без изменения жесткости отдельных элементов планетарно-цевочной передачи. Изготовлена экспериментальная установка, позволяющая оценивать упругие перемещения сателлитов и выходного вала под нагрузкой.

6. Проведена экспериментальная верификация предложенной расчетной модели. По итогам серии экспериментов установлено, что наибольшее отклонение фактических перемещений сателлитов от их теоретической оценки не превышает 14 %, а отклонение оценки крутильной жесткости передачи от её теоретической оценки не превышает 5 %.

7. Разработан метод проектного расчета планетарно-цевочных редукторов различных компоновок, обеспечивающий их минимальные размеры и массу при заданном крутящем моменте на выходном валу. Метод позволяет назначить оптимальные значения делительного диаметра обоймы, эксцентриситета, диаметра цевки, толщины сателлита, диаметра его опоры, диаметра водила или диска механизма параллельных кривошипов, ориентации эксцентриков.

Основные результаты диссертации отражены в следующих работах:

1. Зайцева А. В., Захаров М. Н., Ермолаев М. М. Оценка распределения нагрузки между сателлитами планетарно-цевочного редуктора // Вестник машиностроения. 2020. №6. С. 34–39. (0,38 п.л./0,12 п.л.).

2. Зайцева А. В. Унификация метода расчета планетарно-цевочной передачи с методом расчета цилиндрических эвольвентных передач // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2023. № 12(765). С. 14–19. (0,38 п.л.).

3. Зайцева А. В., Ермолаев М. М. Метод проектного расчета планетарно-цевочных передач // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2025. №4. С. 14–29. (1 п.л./0,5 п.л.).

4. Зайцева А.В., Ермолаев М.М. Метод оценки коэффициентов нагрузки планетарно-цевочных передач // Современное машиностроение. Наука и образование.: Тезисы докладов международной научно-практической конференции. Санкт-Петербург. 2024. С. 245–256. (0,75 п.л. / 0,38 п.л.).

5. Зайцева А.В. Аналитический метод оценки распределения нагрузки между сателлитами в ПЦП // Современные проблемы машиностроения.: Тезисы докладов международной научно-практической конференции. Томск. 2024. С. 51–53. (0,19 п.л.).