

Министерство образования Республики Беларусь  
Министерство образования и науки Российской Федерации  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет»

И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников

**ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ  
СПОСОБНОСТИ И КПД  
КУЛАЧКОВО-РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ**

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета  
<http://e.biblio.bru.by/xmlui/>



Могилев  
«Белорусско-Российский университет»  
2016

УДК 621.835

Рекомендовано к изданию Советом Белорусско-Российского университета  
«21» октября 2016 г., протокол № 3

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф., проректор по научной работе УО «Могилевский  
государственный университет продовольствия» *А. В. Акулич*;  
д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Теоретическая механика»  
ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» *П. Н. Громыко*

**Сазонов, И. С.**

Повышение нагрузочной способности и КПД  
кулачково-роликовых передач: монография / И. С. Сазонов,  
М. Е. Лустенков, А. П. Прудников. – Могилев : Белорус.-Рос.  
ун-т, 2016. – 163 с. : ил.

ISBN 978-985-492-175-4.

В монографии разрабатываются новые конструкции и исследуются параметры одной из разновидностей передач с промежуточными телами качения – цилиндрической кулачково-роликовой передачи, обеспечивающие повышение ее КПД и нагрузочной способности. Приводится методика расчета и проектирования, рассматриваются вопросы практической реализации результатов исследований.

Предназначена для специалистов, разрабатывающих малогабаритные механические приводы, может быть полезна аспирантам и студентам технических специальностей вузов.

УДК 621.835

ISBN 978-985-492-175-4

© Сазонов И. С., Лустенков М. Е.,  
Прудников А. П., 2016  
© ГУ ВПО «Белорусско-Российский  
университет», 2016

## Введение

Основной тенденцией развития современных механических приводов является увеличение передаваемых мощностей при снижении материалоемкости и габаритных размеров. Мировой объем производства промышленных редукторов и мотор-редукторов, начиная с 2008 г., постоянно растет. В 2010 г. этот рынок оценивался в 8,06 млрд долларов (в Европе – 3,75 млрд долларов) [1]. По прогнозам аналитиков, рынок редукторов Европы к 2017 г. составит свыше 4,7 млрд долларов. В Республике Беларусь, за редким исключением (ЗАО «Белробот»), отсутствуют предприятия, серийно производящие редукторы, их приходится закупать за рубежом [2]. При этом ежегодная потребность предприятий Беларуси составляет свыше 30 тыс. единиц редукторной техники. Например, за 2013 г. на их приобретение (только по процедурам тендеров) было затрачено более 11 млн долларов [3].

Экспозиции ведущих иностранных фирм на международных технических выставках свидетельствуют об устойчивом спросе на малогабаритную редукторную технику. Около 20 % от общей потребности в редукторных механизмах приходится на силовые передачи с малыми радиальными размерами (с диаметром корпуса менее 150 мм). Эти передачи используются в качестве редукторов в устройствах, работающих в скважинах и трубах (редукторных турбобурах, электробурах, механизмах для развинчивания аварийных труб и т. д.), а также в качестве элементов приводов токарных патронов и пинолей станков, промышленных роботов и манипуляторов автоматизированных линий сборочных производств, механизмов дифференциалов транспортных средств, редукторов, встраиваемых в средства механизации (баллонные ключи, гайковерты) для передачи мощности в труднодоступные места с увеличением крутящего момента (до 2 кН·м), применяемых в том числе подразделениями МЧС. Мировые производители малогабаритных редукторов Apex Dynamics, Harmonic Drive, Spinea и др. используют для этих целей планетарные зубчатые и волновые передачи с различными видами зацеплений, которые не всегда могут обеспечить требуемую передаваемую мощность 3...5 кВт в диапазоне диаметров корпуса 50...150 мм в связи с необходимостью применения мелко модульных зубчатых колес с низкой прочностью. Кроме этого, по условиям компоновки редукторного узла часто требуется проектирование центрального отверстия (с диаметром до 40 % от наружного диаметра) для прохода бурового раствора для редукторов-вставок турбобуров и электробуров или для размещения транзитных проводов для скважинных приборов.

В связи с этим наиболее эффективными являются передачи с промежуточными телами качения (ППТК), которые имеют низкие массогабаритные показатели и высокую нагрузочную способность, т. к. мощность передается по множеству параллельных потоков (тел качения).

Теорию передач с промежуточными телами качения развивали А. Е. Беляев, Р. М. Игнатищев, М. Ф. Пашкевич, Ан И-Кан, И. А. Бостан, М. Lehmann, М. Vaga, Н. Terada, В. Н. Стрельников, Н. Р. Щербаков, М. Н. Каракулов и многие другие ученые.

Сдерживающим фактором широкого применения ППТК в промышленности является то обстоятельство, что большинство разработанных передач этого типа имеют низкий КПД (0,5...0,7) и увеличенные радиальные размеры в связи с тем, что исследованы в основном механизмы с телами качения, которые перемещаются в радиальном направлении. Необходимы разработка и совершенствование теории передач данного типа вследствие того, что многие вопросы рассмотрены фрагментарно. В существующих методиках расчета и проектирования не учитываются кинематические параметры вращения тел качения относительно собственной оси. Между тем они определяют протекание процессов качения и скольжения в кинематических парах и энергоэффективность механизмов.

Использование передач с составными промежуточными телами качения, траектории центров масс которых расположены на цилиндрических, конических и сферических поверхностях, позволит заменить скольжение качением и повысить энергоэффективность, а также улучшить компоновочные характеристики и расширить области применения данных механизмов. Разработка теории рассматриваемых передач, методов их расчета и проектирования обеспечит научный приоритет Республики Беларусь в сфере создания передаточных механизмов приводных систем для работы в пространстве с ограниченными радиальными размерами [4].

Класс механизмов с промежуточными телами качения охватывает большое число групп передач. В монографии предложены конструкция и параметры цилиндрической передачи с осевым перемещением тел качения и методика ее расчета, позволяющие повысить важнейшие эксплуатационные показатели (коэффициент полезного действия и нагрузочную способность) ППТК, что будет содействовать созданию конкурентоспособной редукторной техники.

Авторы выражают признательность рецензентам д-ру техн. наук, проф. А. В. Акуличу и д-ру техн. наук, проф. П. Н. Громько за внимательное прочтение рукописи и сделанные ценные замечания.

# 1 Анализ существующих конструкций передач с малыми радиальными габаритами

## 1.1 Обзор инженерных задач, требующих применения радиально малогабаритных механических передач

### 1.1.1 Бурение скважин.

Целесообразной сферой применения передач с малыми радиальными габаритами и высокой нагрузочной способностью являются механизмы, работающие в скважинах, встраиваемые в корпуса трубчатой формы. Механизмы буровой техники используют в следующих областях: поиск, разведка и добыча жидких, твердых и газообразных полезных ископаемых; обслуживание и ремонт скважин; ловильные работы; изучение свойств горных пород и их искусственное закрепление; производство взрывных работ; осушение обводненных месторождений полезных ископаемых и заболоченных районов; прокладка подземных коммуникаций и т. п.

Бурение скважин представляется самой перспективной сферой применения радиально малогабаритной техники. В мире наибольшее распространение получил вращательный метод бурения, который, в свою очередь, делая на роторное, турбинное и электробурение.

При роторном бурении вращение долоту передается от ротора через колонну буровых труб, которая выполняет функцию полого вала. При больших глубинах бурения возможны поломки и вредные колебания из-за низкой жесткости системы колонны труб и, по сути, консольного ее закрепления. Привод вращения колонны установлен на поверхности. Главное преимущество роторного бурения заключается в том, что вращающий момент на долоте зависит от изменения осевой нагрузки, свойств пород и износа зубьев и не зависит непосредственно от частоты вращения ротора.

В странах СНГ наиболее популярен способ турбинного бурения, при котором буровая колонна не вращается, а служит для подачи гидравлической энергии на забой и воспринимает реактивный крутящий момент от турбины. Турбобур (рисунок 1.1) расположен непосредственно над долотом и предназначен для преобразования гидравлической энергии бурового раствора в механическую энергию вращения долота. Преимуществами турбинного бурения, по сравнению с роторным, являются:

– лучшие условия работы буровой колонны, что позволяет применять легкоплавные и тонкостенные обсадные трубы. Срок службы буровой колонны при турбобурении обычно в два раза больше;

- из-за высокой частоты вращения долота возрастают скорость проходки и производительность процесса;
- повышаются возможности отклонения ствола скважины в требуемом направлении при наклонном бурении;
- улучшаются условия работы обслуживающего персонала, поскольку значительно уменьшаются вибрации и шум.



Рисунок 1.1 – Общий вид турбобура ЗАО «НГТ» (Пермь, Россия)

Основным недостатком турбинного бурения является то, что на частоту вращения долота существенно влияет изменение вращающего момента. Указанный недостаток можно минимизировать путем использования редукторных механизмов, позволяющих одновременно понижать частоту вращения долота и повышать вращающий момент. Это расширяет область применения турбобуров при бурении глубоких скважин в пластичных породах.

Бурение с использованием электробура, обладая преимуществами турбинного бурения, не имеет его основного недостатка. Электробуром бурят практически при постоянной скорости вращения долота и бурить не имеет возможности ее регулировать. Изменять скорость вращения можно при помощи редукторов-вставок. Электробур также характеризуется более высоким КПД и простотой установки оптимальных режимов бурения. Он погружается в скважину, будучи соединенным с колонной труб, и состоит из трехфазного асинхронного двигателя и шпинделя, который предназначен для восприятия реактивного момента (рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Схема электробура с редуктором-вставкой



Использование редукторных вставок позволяет достигать требуемого момента при небольшом диаметре двигателя, который ограничен диаметром скважины. Недостатком является необходимость опускания в скважину питающего кабеля с последовательным соединением его участков, где возможно возникновение пробоев. Электробурение не распространено широко в настоящее время, однако этот метод является перспективным, в частности, для горизонтального и наклонного бурений.

Применение при электро- и турбинном бурении редукторных вставок позволяет повысить передаваемый момент и расширить сферу использования указанных способов бурения.

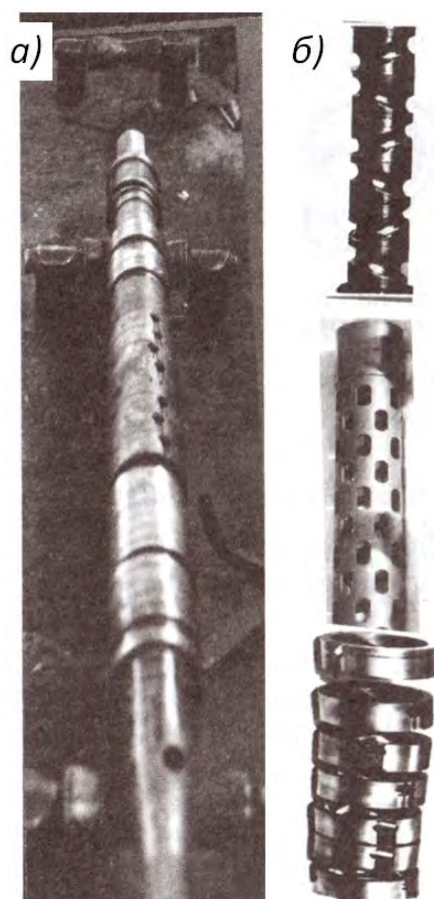
Потребность в малогабаритных редукторных узлах возникает при ликвидации прихватов буровых и обсадных колонн [5, с. 333], которая осуществляется развинчиванием прихваченной части буровой колонны посредством редуктора. При выборе для этих целей типа редуктора необходимо принимать во внимание, что размеры редукторного узла ограничены диаметром скважины. Наибольшее распространение при бурении получили обсадные трубы, диаметры которых находятся в диапазоне от 80 до 140 мм [6]. С учетом требований по частоте вращения для долота, обеспечивающей его устойчивую работу, передаточные отношения редукторных вставок должны быть в диапазоне 3...10. Исходя из указанных требований, в качестве редукторов распространение получили планетарные зубчатые передачи (рисунок 1.3), применение которых ограничено зависимостью радиальных габаритных размеров от передаточного отношения, и при турбинном бурении – винтовой забойный двигатель, недостатками которого являются низкий срок службы винтовой пары, отрицательное воздействие на долото поперечных колебаний, генерируемых близко расположенной к нему винтовой парой, и значительные осевые размеры, ограничивающие его использование при наклонном бурении [7].

В передачах с промежуточными телами качения (ППТК) нагрузка передается посредством шариков (или роликов), перемещающихся по беговым дорожкам основных деталей. ППТК обладают высокой нагрузочной способностью и малыми радиальными габаритами, т. к. передача мощности осуществляется по множеству параллельных потоков (тел качения). Синусошариковые редукторы-вставки (рисунок 1.4), разработанные в Могилевском машиностроительном институте (сейчас – БРУ) под руководством Р. М. Игнатищева, применялись в многосекционном исполнении с числом параллельно работающих секций не менее шести. При тяжелом

режиме нагружения наработка на отказ электробуров составила свыше 200 ч непрерывной работы.



Рисунок 1.3 – Редукторная вставка турбобура на основе двухсекционной планетарной зубчатой передачи с зацеплением Новикова (ВНИИБТ, Российская Федерация)



*а* – общий вид шпindel-редуктора; *б* – основные детали СШР

Рисунок 1.4 – Шпindel-редуктор электробура с СШР



Информация о синусошариковых редукторах (СШР) была внесена в ГОСТ 15880-83 *Электробуры. Общие технические требования.*

Следует добавить, что в Республике Беларусь распространено бурение скважин на воду, что позволяет широко использовать механические передачи для снижения частоты вращения и увеличения вращающего момента на приводном валу бура.

### *1.1.2 Средства механизации.*

Применяемые в процессе строительства, производства и эксплуатации техники ручной механизированный инструмент, приспособления и устройства должны иметь высокие эксплуатационные характеристики, быть компактными и эргономичными.

Грузоподъемные и тяговые механизмы (лебедки, тали и др.) широко используются в различных отраслях народного хозяйства (машиностроительные предприятия, аварийно-спасательные подразделения МЧС, ремонтные мастерские, службы коммунального хозяйства и т. д.). В качестве редуктора для компактных ручных лебедок наибольшее распространение получила червячная передача, однако ее недостатком являются значительные габариты и необходимость применения дорогостоящих антифрикционных материалов [8].

На территории Республики Беларусь в эксплуатации находятся 100 млн резьбовых пар, крепящих рельсы к шпалам (резьба М22). Нужно не менее двух раз в год осуществлять их перезатяжку. На сегодняшний день примерно 20 % всего требуемого объема работ производится посредством электрических и пневматических гайковертов [9]–[13], главный недостаток которых заключается в необходимости наличия источников энергии. Поскольку указанные работы приходится выполнять в местах отсутствия источников энергии, то в основном применяются торцовый путевой ключ [14, с. 138–139] (78 % всего объема работ) и ключи с редуцирующим узлом на базе зубчатой планетарной передачи [13]. Однако использование торцового путевого ключа приводит к существенному нарушению санитарных норм по нагрузкам на руки рабочих, а ключи с редуцирующим узлом на базе зубчатой планетарной передачи имеют значительные радиальные габариты. Для решения этой задачи д-ром техн. наук, проф. Р. М. Игнатищевым совместно с инженером С. В. Свиридовым было предложено использование ключа с редуцирующим узлом на базе синусошарикового редуктора [15]. Недостатками данной конструкции являются низ-

кий КПД и невысокая нагрузочная способность, а также сложность заякоривающего устройства.

Аналогичная ситуация с перезатяжкой резьбовых соединений, крепящих головки цилиндров дизельных двигателей тепловозов ЧМЭ-3, представленных на рисунке 1.5. В Локомотивном депо Могилев РУП «Могилевское отделение Белорусской железной дороги» данная операция выполняется около 7200 раз за год.



Рисунок 1.5 – Резьбовое соединение, крепящее головки цилиндров дизельных двигателей тепловозов ЧМЭ-3

Ключи с редуцирующими узлами также необходимы для осуществления в полевых условиях операций монтажа и демонтажа колес грузовых автомобилей. Потребность в малогабаритных редукторных узлах возникает при создании ручных приводов запорной арматуры [16, с. 679] и т. п.

### *1.1.3 Автомобильные дифференциалы.*

Беларусь является страной с развитым автомобилестроением. Совершенствование автомобильной техники – одно из приоритетных направлений процветания республики. При выборе конструкции дифференциала, который является одним из главных элементов трансмиссии, важную роль играет обеспечиваемая величина дорожного просвета, влияющая на профильную проходимость автомобилей. Величина дорожного просвета определяется типом передачи, лежащей в основе конструкции дифференциала. Соответственно, в качестве автомобильного дифференциала целесообразно применять передачи, характеризующиеся малыми радиальными габаритными размерами.

Таким образом, подтверждается актуальность задачи разработки новых конструкций малогабаритных передач для указанных целей.

## *1.2 Анализ существующих конструкций передач с малыми радиальными габаритами*

Рассмотрим преимущества и недостатки существующих конструкций передач с радиальными габаритами от 80 до 140 мм (наиболее распространенные диаметры обсадных труб), которые могут быть использованы для решения ранее изложенных инженерных задач.

В современном машиностроении широкое применение находят зубчатые планетарные передачи. Это обусловлено тем, что, обладая преимуществами рядовых зубчатых передач, планетарные имеют малые габаритные размеры и массу при высокой нагрузочной способности [17, с. 156]. Максимальную передаваемую мощность можно повысить, используя зацепление Новикова (см. рисунок 1.3). Недостаток планетарных зубчатых передач заключается в высокой трудоемкости изготовления и сборки. Препятствием для использования планетарных зубчатых передач применительно к инженерным задачам, рассмотренным в подразд. 1.1, является зависимость диаметральных габаритов от передаточного отношения.

Волновая передача основана на принципе преобразования движения за счет волнового деформирования гибкого звена механизма [18] и позволяет обеспечить большие значения передаточных отношений при малых габаритных размерах. Недостатками данной передачи являются сложность технологии изготовления и повышенные потери на деформацию гибкого колеса, неблагоприятные условия работы гибкого колеса вследствие знакопеременных нагрузок и трудность реализации небольших передаточных чисел из-за ограничения по прочности для гибких колес.

Замена гибкого колеса на совокупность тел качения позволяет устранить указанные недостатки классических волновых передач, при этом сохраняется главное их преимущество – высокая нагрузочная способность при малых габаритах и массе. Полученная передача относится к классу передач с промужеточными телами качения.

Классификация ППТК приведена в [4], [19]. В упрощенном виде она показана на рисунке 1.6.

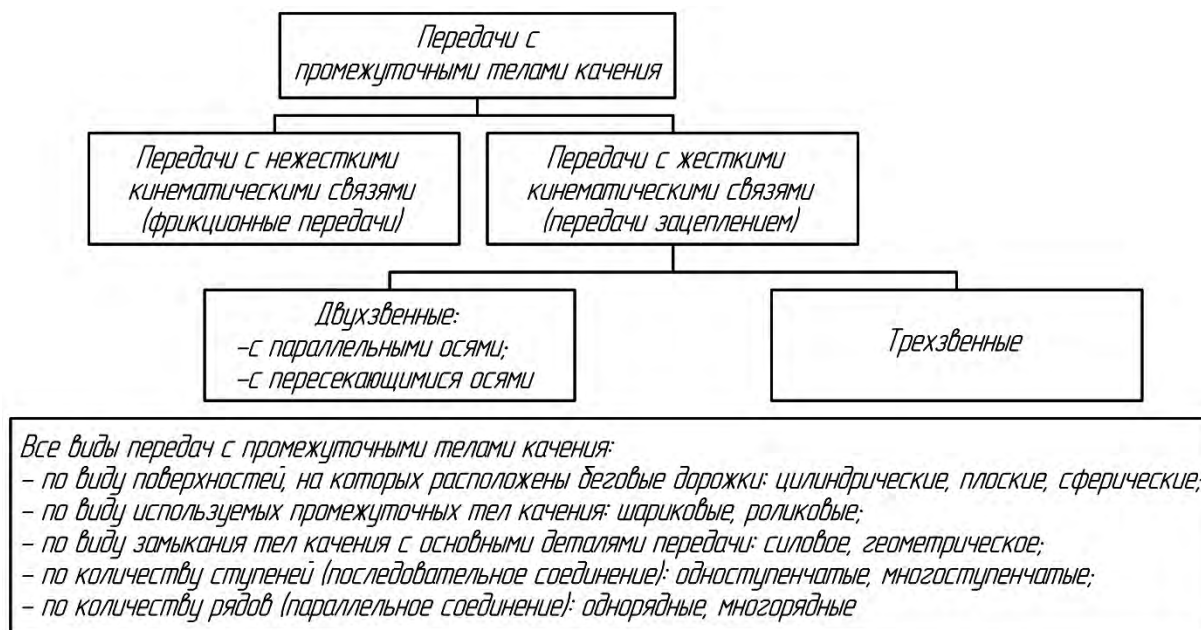


Рисунок 1.6 – Классификация ППТК

Трехзвенные ППТК характеризуются наличием трех основных звеньев (ведущее, ведомое, остановленное) и промежуточного звена в виде системы тел качения. Каждое из тел качения при этом контактирует одновременно с тремя основными звеньями механизма. Принцип действия трехзвенных передач заключается в получении сложного движения тел качения, расположенных в общем сепараторе, при их взаимодействии одновременно с вращающимся от ведущего вала кулачком, образующим беговую дорожку, в качестве основы для которой выступает однопериодная кривая, и неподвижным кулачком, образующим беговую дорожку, в качестве основы для которой выступает многопериодная кривая.

Исходя из изложенных в подразд. 1.1 инженерных задач, в дальнейшем будут рассматриваться трехзвенные ППТК цилиндрического типа. Тип передач определяется по виду поверхности, на которой располагаются траектории центров масс тел качения. В передачах цилиндрического типа тела качения в относительном движении перемещаются в осевом направлении. Основным их преимуществом являются малые габаритные размеры в радиальном направлении.

Рассмотрим группу передач с силовым замыканием тел качения с кулачками. Передача [20], предложенная М. Ф. Пашкевичем и др., изображена на рисунке 1.7.

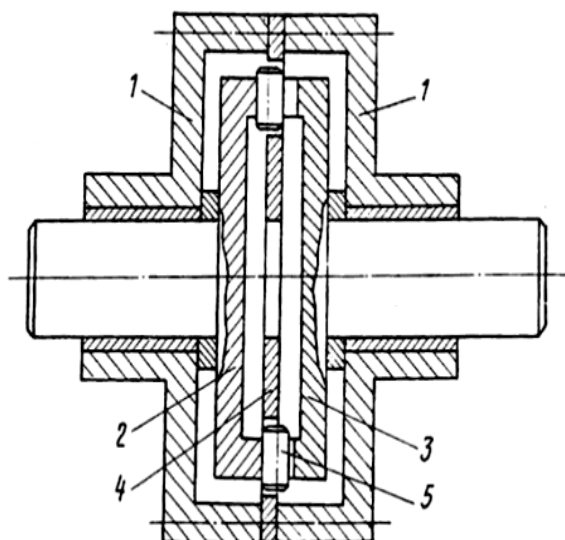


Рисунок 1.7 – Планетарная передача с телами качения

При вращении ведущего диска 2 его торцовый кулачок воздействует на ролики 5, размещенные в прорезях сепаратора 4, и перемещает их поочередно в радиальные пазы ведомого диска 3. Это приводит к повороту ведомого диска 3 на величину, равную разности угловых шагов прорезей сепаратора 4, закрепленного в корпусе 1, и радиальных пазов ведомого диска 3.

Подобными по принципу действия и конструкции являются передачи [21]–[24]. К достоинствам данного варианта конструкции можно отнести компактность в осевом направлении и низкую металлоемкость. В [20] и [24] в качестве тел качения, в отличие от конструкций, предложенных в [21]–[23], применяются ролики вместо шариков, что позволяет повысить нагрузочную способность передачи. Одним из недостатков конструкций, представленных в [20]–[24], являются значительные потери на трение тел качения о поверхности ведущего и ведомого дисков и сепаратора, что приводит к снижению КПД передачи.

С целью повышения КПД было предложено заменить вращательное движение ведущего диска на прецессионное. Передача [25] с прецессионным движением ведущего диска представлена на рисунке 1.8.

При вращении ведущего вала 2, имеющего участок под углом к оси корпуса 1, ведущий диск 3, установленный на подшипнике 4, совершая прецессионное движение, воздействует на ролики 7, расположенные в пазах сепаратора 6, и перемещает их поочередно в пазы ведомого диска 5, вынуждая ведомый диск 5 вращаться с уменьшенной угловой скоростью.



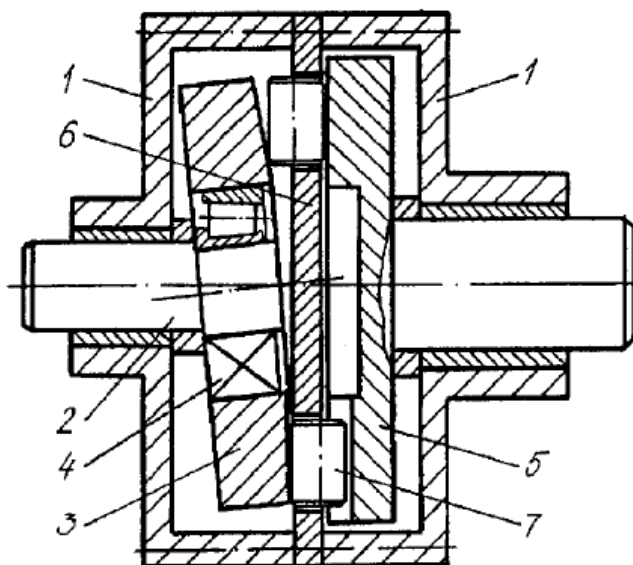


Рисунок 1.8 – Роликовая прецессионная передача

Подобными по принципу действия и конструкции являются передачи [26] и [27]. Конструкции передач, предложенные в [25]–[27], не устраняют главную причину снижения КПД – наличие трения скольжения вследствие одновременного контакта тел качения с тремя деталями передачи, что приводит к нагреву деталей и снижает ресурс работы механизма.

На рисунке 1.9 представлен соосный преобразователь скорости [28]. Вращение вала двигателя передается волновому генератору 2, который посредством косой шайбы, выполненной на его торце, генерирует волну деформации и передает ее через упорный подшипник качения 3 на рычаг 4. Рычаг 4 связан с передаточным звеном 5, которое, в свою очередь, связано с корпусом 1 и имеет возможность перемещаться в нем вдоль оси вращения ведомого вала. На передаточном звене 5 свободно установлены подшипники качения 6, которые находятся в контакте с выходным звеном 7. Выходное звено 7 имеет на своей поверхности по окружности лунки-волны 8. Косая шайба волнового генератора 2 в момент нахождения в своей нижней точке перемещает подшипник качения 6 в лунку волновой канавки 8, что вызывает вращение выходного звена 7 с уменьшенной угловой скоростью. Преимуществом данной передачи является повышение КПД за счет частичной замены трения скольжения на трение качения; недостатком – сложная конструкция и низкая надежность из-за возможности заклинивания роликов при приложении значительных консольных нагрузок.



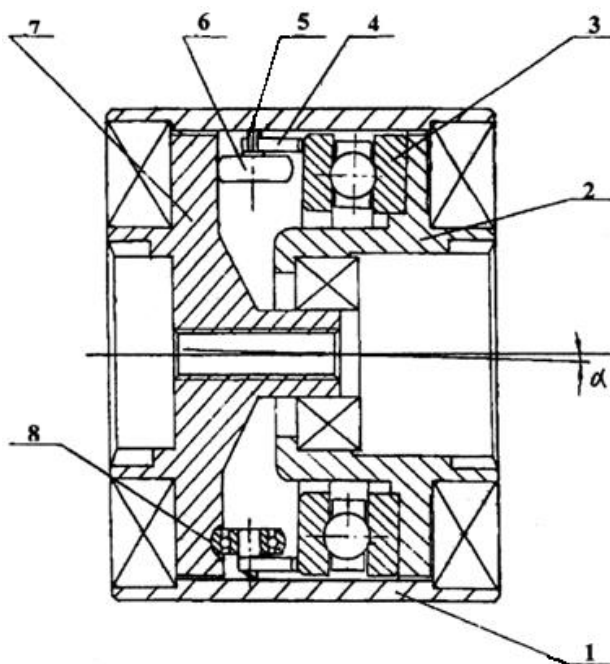


Рисунок 1.9 – Соосный преобразователь скорости

Конструкция торцевой зубчато-роликовой передачи [29], представленная на рисунке 1.10, позволяет значительно повысить КПД передачи благодаря замене трения скольжения на трение качения в месте контакта промежуточных тел качения с деталями передачи.

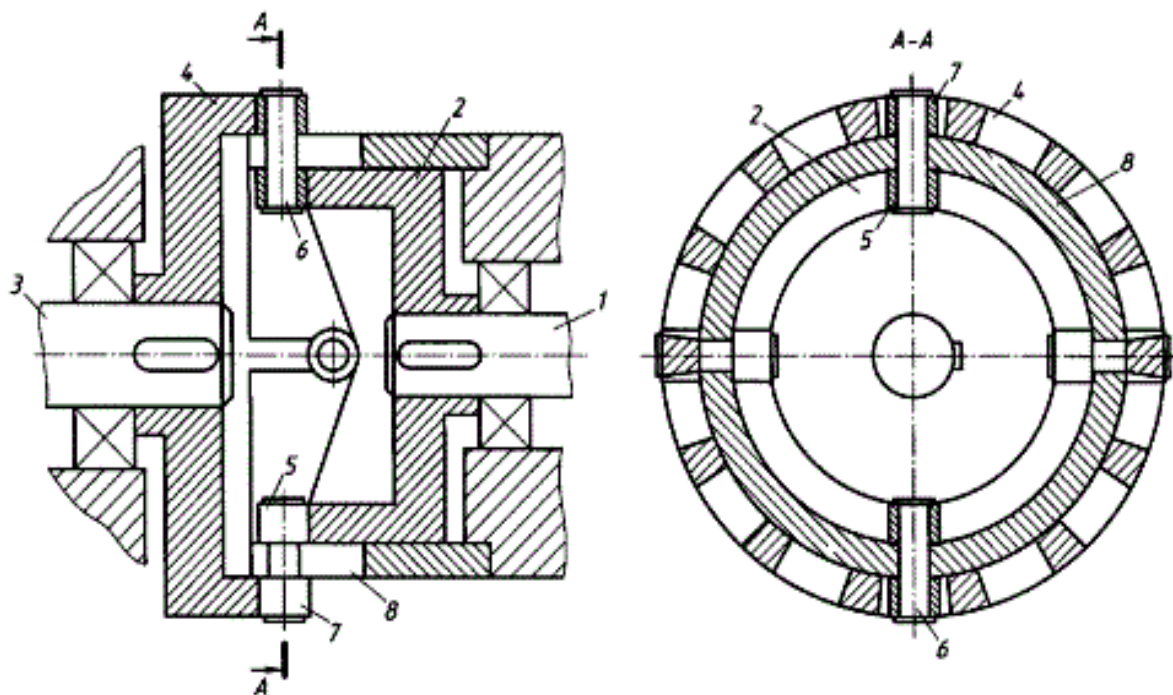


Рисунок 1.10 – Торцевая зубчато-роликовая передача

При вращении ведущего вала *1* внутренние ролики *5*, свободно установленные на осях *6*, под действием винтовой поверхности зуба, выполненного на ведущем колесе *2*, осуществляют возвратно-поступательное перемещение вдоль оси вращения ведомого вала в продольных пазах промежуточного кольца *8*, которое зафиксировано в корпусе передачи. Через оси *6* это движение передается на ролики *7*, контактирующие с винтовой поверхностью зубьев ведомого колеса *4*. Указанное взаимодействие приводит к вращению с уменьшенной угловой скоростью ведомого колеса *4* и ведомого вала *3*. Недостатком конструкции, приведенной в [29], как и для всех конструкций передач с силовым замыканием тел качения с кулачками, является низкая нагрузочная способность, вызванная тем, что в передаче нагрузки участвует меньше половины числа промежуточных тел качения.

Рассмотрим группу передач с геометрическим замыканием тел качения с беговыми дорожками основных звеньев передачи.

Среди первых конструкций, разработанных в СССР и относящихся к данной группе передач, можно выделить синусошариковые передачи Р. М. Игнатищева [30]. На рисунке 1.4 был приведен натуральный образец редуктора-вставки, конструктивная схема многосекционного редуктора показана на рисунке 1.11.

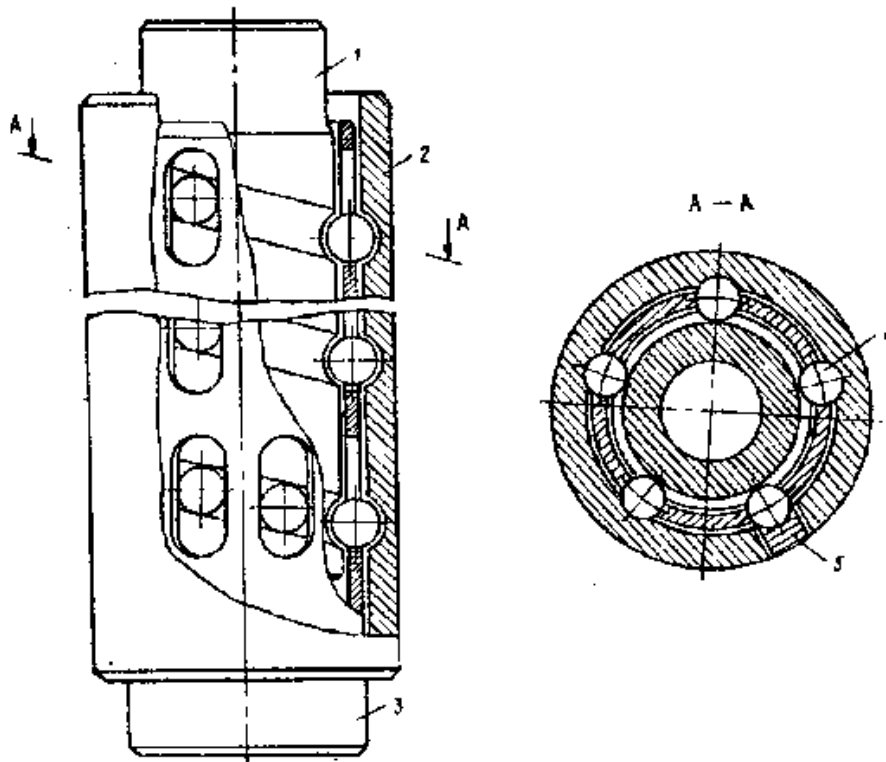


Рисунок 1.11 – Синусошариковый редуктор

При вращении ведущего вала  $1$  шарики  $4$ , перемещаясь по замкнутым синусоидальным канавкам, выполненным на ведущем валу  $1$  и в корпусе  $2$ , приводят во вращение ведомый вал  $3$  с продольными пазами под шарики. Число периодов синусоид, являющихся траекториями центров масс тел качения для канавок, выполненных на ведущем валу и в корпусе, определяет передаточное отношение.

Преимуществами рассмотренного синусошарикового редуктора являются высокая нагрузочная способность благодаря геометрическому замыканию тел качения с кулачками передачи (больше половины промежуточных тел качения передают нагрузку) и малые радиальные габаритные размеры и масса (диаметр передачи непосредственно не зависит от передаточного отношения). Конструкция, представленная в [30], с целью повышения нагрузочной способности выполнена многорядной.

К недостаткам синусошарикового редуктора относятся низкий КПД из-за наличия скольжения в зацеплении (вследствие одновременного контакта шариков с тремя деталями передачи), соответственно, повышенный износ и нагрев деталей передачи; нагрузочная способность ограничена длиной линии контакта шариков с беговыми дорожками и точечным контактом с прорезями, выполненными на ведомом валу; отсутствует возможность компенсации износа деталей передачи.

Аналогичную конструкцию и принцип действия имеют передачи [31]–[35] (однорядное исполнение) и [36]–[45] (многорядное исполнение). На базе рассмотренной конструкции также возможно создание многоступенчатых передач: с последовательным [46] и коаксиальным расположением ступеней [33], [47].

С целью повышения нагрузочной способности цилиндрических ППТК с геометрическим замыканием тел качения с кулачками (беговыми дорожками) за счет двухрядного исполнения и возможности использования большого числа промежуточных тел качения (независящего от передаточного отношения) был предложен следующий вариант конструкции передачи, представленный на рисунке 1.12. Вращение внутренней четырехрядной роликовой обоймы  $4$  от ведущего вала  $1$  и взаимодействие роликов, установленных на шипах сухарей  $5$ , с криволинейными пазами  $3$ , выполненными в цилиндрической обойме  $2$ , закрепленной неподвижно, приводит к прямолинейному возвратно-поступательному перемещению сухарей  $5$  и взаимодействию роликов с криволинейными пазами  $3$ , выполненными в цилиндрической обойме  $6$ , что вызывает вращение цилиндрической обоймы  $6$  с уменьшенной угловой скоростью [48]. Недостатком конструкции

передачи [48] является низкий КПД, вызванный наличием трения скольжения между сухарями и роликовой обоймой.

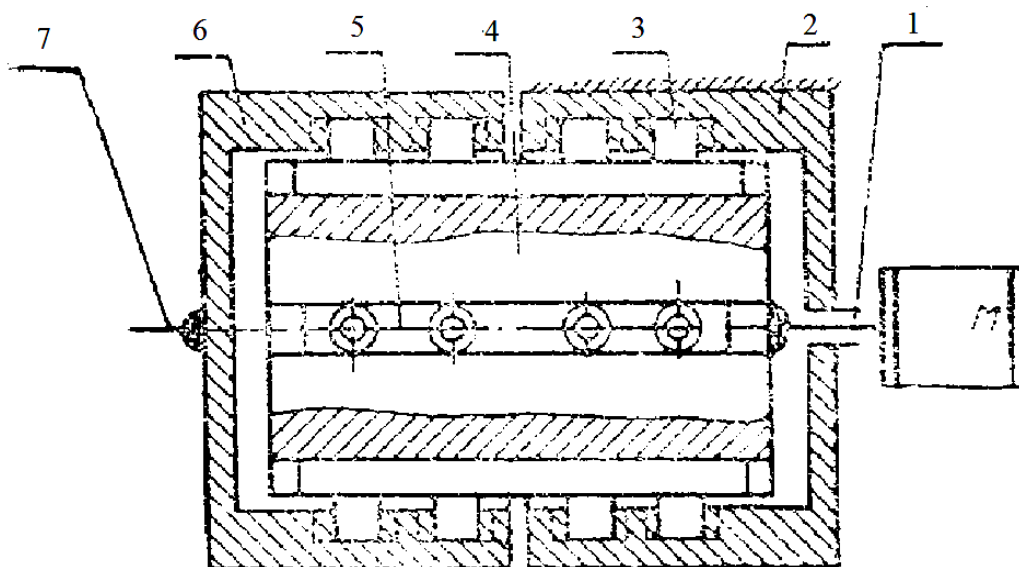


Рисунок 1.12 – Зубчато-винтовой механизм

Дальнейшее совершенствование передачи [48] с целью повышения КПД нашло свое отражение в [49], [50]. Однако избавиться от потерь на трение скольжения не удалось. Дополнительным недостатком конструкций передач [48]–[50] является увеличение осевых размеров механизма (более чем в 2 раза по сравнению с синусошариковым редуктором).

Новая конструктивная схема передачи (рисунок 1.13) была предложена в [51]. При вращении ведущего вала 1 вращается беговая дорожка 4, образованная торцевой поверхностью двух кулачков 2 и 3, расположенных на ведущем валу 1. По беговой дорожке 4 перемещаются тела качения, в качестве которых используются шарики 5. Одновременно шарики 5 совершают возвратно-поступательные перемещения вдоль пазов, выполненных на внутренней цилиндрической поверхности ведомого вала 8. При этом шарики 5 взаимодействуют с многопериодной торцевой поверхностью кулачка 6, закрепленного в корпусе 9. В результате ведомый вал 8 вращается с меньшей угловой скоростью, чем ведущий вал 1, но крутящий момент на нем повышается. Варианты конструкции передачи [51] представлены также в [52]–[54].

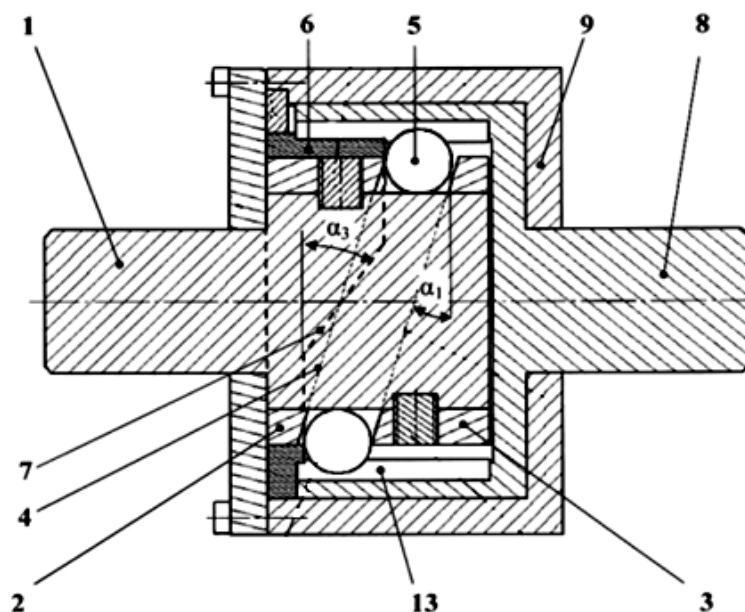


Рисунок 1.13 – Кулачковая передача с промежуточными телами качения

Преимуществами передачи по сравнению с передачей, описанной в [30], являются возможность компенсации износа беговых дорожек и более высокая прочность ведомого вала, т. к. пазы на его внутренней поверхности несквозные. Недостатками конструкций передач [51]–[54] выступают невысокий КПД (из-за скольжения в контакте шариков одновременно с тремя деталями передачи), пониженная нагрузочная способность (из-за ограниченной длины линии контакта шариков с беговыми дорожками, точечного контакта с пазами ведомого вала и силового замыкания тел качения с торцовым кулачком, закрепленным в корпусе).

С целью устранения указанных недостатков были разработаны цилиндрические ППТК [55]–[57]. На рисунке 1.14 представлена конструкция передачи, описанная в [57].

Так как в данном случае используются тела качения в виде роликов, а беговые дорожки образованы торцовыми кулачками, можно уточнить название ППТК: *цилиндрическая кулачково-роликовая передача (ЦКРП)*. При вращении ведущего вала 1 вращается беговая дорожка 4, образованная торцовой поверхностью кулачков 2 и 3, закрепленных на ведущем валу 1. По беговой дорожке 4 перемещаются ролики 10 с помощью подшипников 14, расположенных на шипах 12. Указанное перемещение заставляет ролики 10 посредством подшипников 15, установленных на шипах 13, совершать возвратно-поступательное перемещение вдоль пазов 8, выполненных на внутренней цилиндрической поверхности ведомого вала 7. При



этом ролики *10* взаимодействуют с кулачком *5*, закрепленным в корпусе *9*. В результате такого взаимодействия ведомый вал *7* вращается с меньшей угловой скоростью, чем ведущий вал *1*, а крутящий момент на нем повышается.

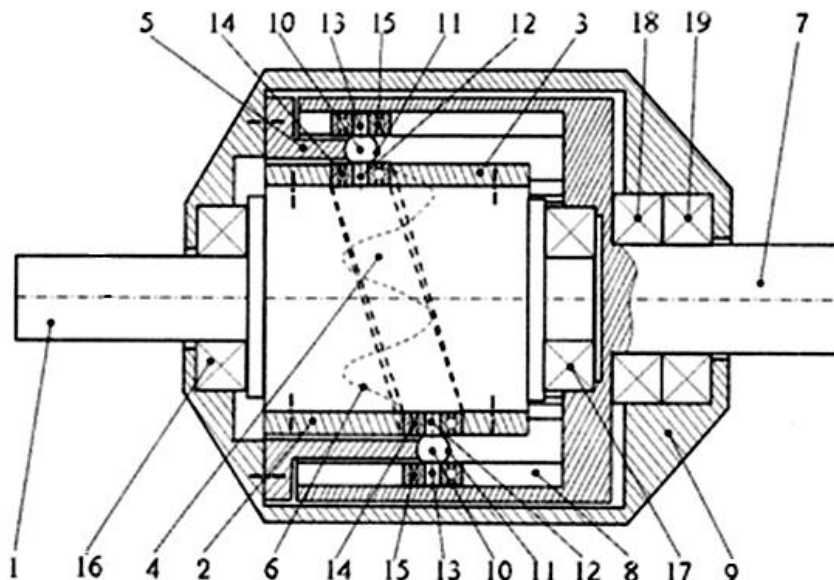


Рисунок 1.14 – Кулачково-роликовая передача

Преимуществом ЦКРП является повышение КПД передачи вследствие частичной замены скольжения на качение элементов составного ролика по соответствующим поверхностям деталей передачи. К недостаткам данной конструкции относятся: низкая нагрузочная способность из-за использования подшипников качения и силового замыкания роликов с кулачком, закрепленным в корпусе; необеспечиваемость равномерности распределения нагрузки между телами качения; отсутствие возможности самоустановки роликов в беговых дорожках.

При условии устранения или уменьшения влияния рассмотренных недостатков, путем совершенствования конструкции ЦКРП, данную передачу можно применять для решения изложенных в подразд. 1.1 инженерных задач. Для дальнейших исследований она принята за прототип.

Таким образом, на базе проведенного анализа существующих конструкций механических передач различных типов, которые могут быть применены для решения указанных инженерных задач (радиальные габариты в диапазоне 80...140 мм), установлено, что наиболее подходящими передачами для этих целей являются ППТК цилиндрического типа с роли-



ками в качестве промежуточных тел качения с их геометрическим замыканием с беговыми дорожками.

Основными недостатками большинства существующих конструкций ППТК цилиндрического типа являются: невысокий КПД (0,5...0,7); интенсивный износ рабочих поверхностей, контактирующих с телами качения, и отсутствие возможности его компенсации; необеспечиваемость равномерности распределения нагрузки между телами качения передач, что снижает их нагрузочную способность; ненадежность. Разработка новой конструкции ЦКРП, методик ее расчета и проектирования с устранением описанных недостатков – цель данной монографии.

## 2 Разработка конструкции, исследование кинематики и динамики ЦКРП

### 2.1 Разработка конструкции ЦКРП, обеспечивающей повышение КПД и нагрузочной способности

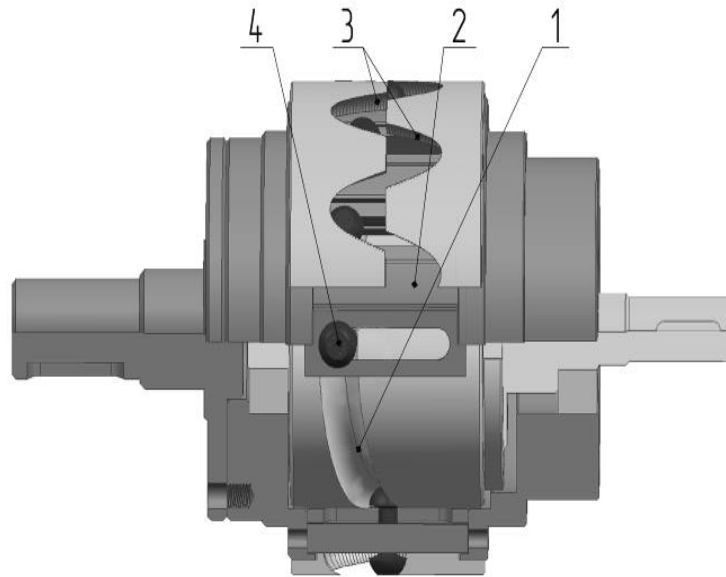
На базе трехзвенного механизма ЦКРП возможна реализация шести кинематических схем [58]–[61]. Наиболее распространена первая кинематическая схема [58], [59]: торцовые кулачки, центральной кривой кулачкового профиля для которых является однопериодная кривая, – ведущее звено, вал с пазами – ведомое звено, торцовые кулачки, центральной кривой кулачкового профиля для которых является многопериодная кривая, – остановленное звено. Эта схема позволяет реализовывать максимально возможные передаточные отношения и получить высокий КПД. В качестве центральных кривых выбраны синусоиды, применение которых для изготовления беговых дорожек обеспечивает постоянство мгновенного передаточного отношения, высокий КПД, низкие динамические нагрузки и технологичность изготовления кулачков.

На рисунке 2.1, *a* представлена конструкция ЦКРП, на рисунке 2.1, *б* – модель взаимодействия тел качения с основными звеньями зацепления (развертка на плоскость) с учетом вышеуказанных условий. При вращении ведущего вала с замкнутой беговой дорожкой 1, образованной внутренними торцовыми кулачками (см. рисунок 2.1, *a*), ролики 4 перемещаются вдоль пазов ведомого вала 2 (сепаратора) и одновременно по замкнутой беговой дорожке, образованной двумя торцовыми кулачками 3, установленными в корпусе. Беговые дорожки (центровые кривые) 1 и 3 в развертке на плоскость (см. рисунок 2.1, *б*) представляют собой синусоиды 1 и 3, а точки 4 пересечения синусоид соответствуют точкам расположения центров масс (для шариков) или просто центров (для роликов), размещенных на осях тел качения.

При движении однопериодной синусоиды 1 (число периодов  $Z_1 = 1$ ) относительно неподвижной многопериодной синусоиды 3 ( $Z_3 = 4$ ), например, вправо, расстояние вдоль оси абсцисс между точками пересечения 4 одной группы остается неизменным, что позволяет ввести в конструкцию звено с пазами (сепаратор) – выходной вал 2. Рассматривается группа точек пересечения разноименных ветвей синусоид – восходящих и нисходящих и наоборот [59]. Перемещение кривых вдоль оси абсцисс в развертке на плоскость соответствует относительному повороту звеньев 1 и 3 в пере-

даче, причем кулачки 3 неподжны (закреплены в корпусе), а звенья 1 и 2 вращаются с разными угловыми скоростями (см. рисунок 2.1, а). Мгновенное передаточное отношение постоянно и для данной кинематической схемы определяется как сумма чисел периодов центровых кривых ( $Z_1 + Z_3$ ) и не зависит напрямую от радиальных размеров передачи [59, с. 33].

а)



б)

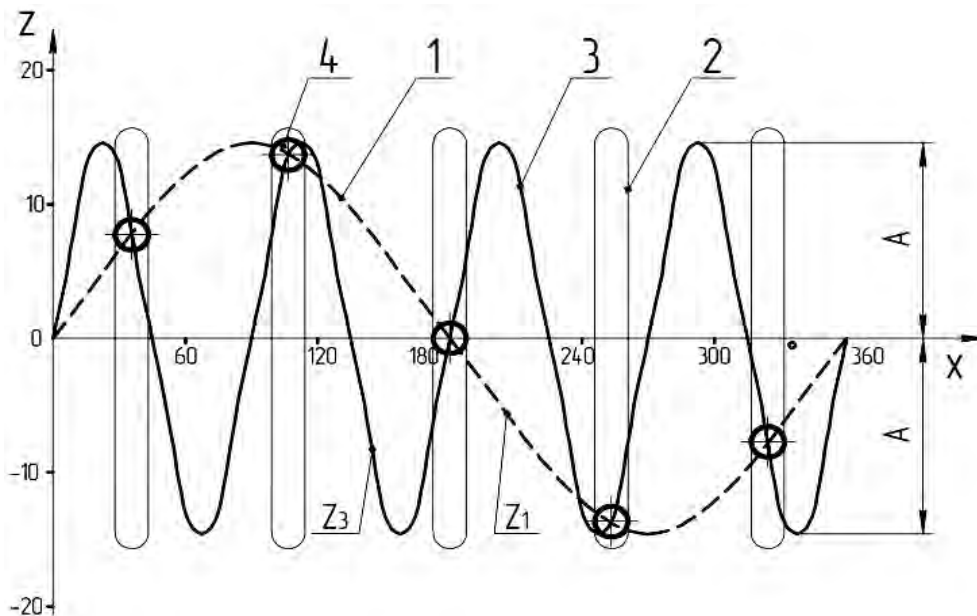


Рисунок 2.1 – Конструкция ЦКРП (а) и модель взаимодействия тел качения с основными звеньями зацепления (развертка на плоскость) (б)

Параметрические уравнения синусоиды на цилиндрической поверхности имеют вид [58]:

$$x = R \cdot \cos\left(\frac{s_t}{R}\right); \quad y = R \cdot \sin\left(\frac{s_t}{R}\right); \quad z = A \cdot \sin\left(\frac{Z \cdot s_t}{R}\right),$$

где  $R$  – радиус окружности образующей цилиндрической поверхности, на которой расположена синусоида, м;

$s_t$  – параметр, изменяемый от 0 до  $2\pi \cdot R$ , м;

$A$  – амплитуда центровых кривых, м;

$Z$  – число периодов центровых кривых.

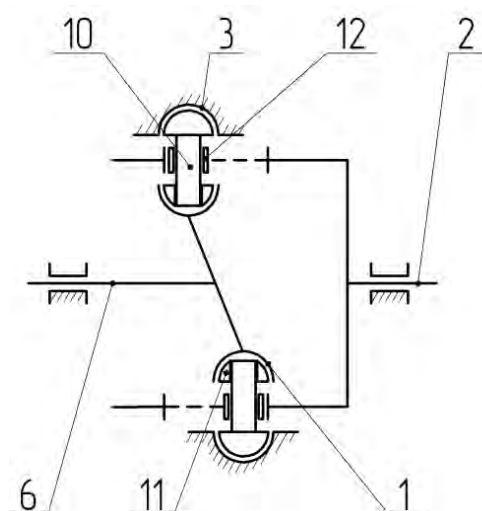
Основными недостатками ППТК цилиндрического типа, рассмотренными в подразд. 1.2, являются: невысокий КПД; интенсивный износ рабочих поверхностей деталей передачи, контактирующих с телами качения, и отсутствие возможности его компенсации; необеспечиваемость конструкцией передачи равномерности распределения нагрузки между телами качения; отсутствие возможности самоустановки роликов в беговых дорожках. Совершенствование конструкции ЦКРП направлено на улучшение качества выполнения функционального назначения путем устранения указанных недостатков с учетом принципа разделения отдельных элементов на составные части, широко применяемого зарубежными разработчиками [62, с. 10–17].

Реализация данного принципа в отношении исследуемой ЦКРП возможна путем использования:

- составных роликов [60], [61], [63], [64] с полусферической формой элементов, контактирующих с кулачками [65], [66];
- сборной конструкции ведомого вала;
- механизма выравнивания нагрузки по потокам [61], [63];
- составных кулачков, закрепленных на ведущем валу и в корпусе передачи, имеющих возможность осевой регулировки [65].

Кинематическая схема исследуемой передачи представлена на рисунке 2.2, а, конструктивное исполнение – на рисунке 2.2, б.

а)



б)

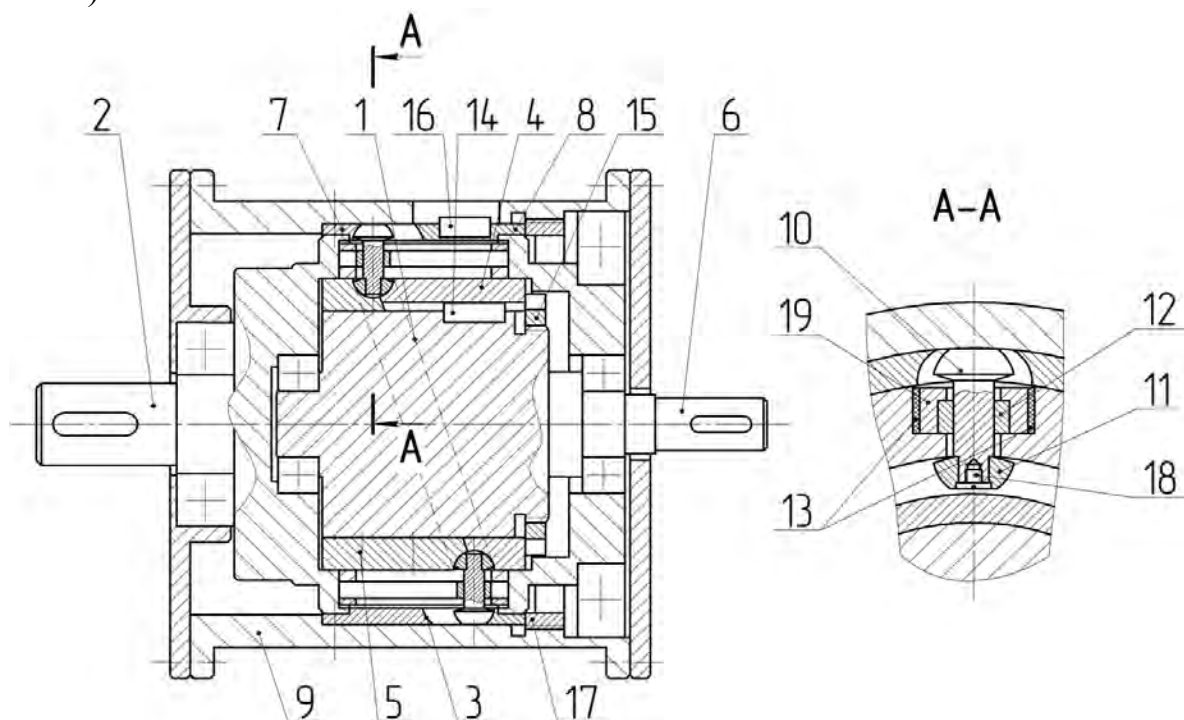


Рисунок 2.2 – Кинематическая схема (а) и конструктивное исполнение (б) исследуемой ЦКРП

При вращении ведущего вала 6 вращается беговая дорожка 1, образованная торцовыми поверхностями двух кулачков 4 и 5, центровыми кривыми для которых являются однопериодные синусоиды. Кулачки 4 и 5 закреплены на ведущем валу 6. По беговой дорожке 1 перемещаются ступенчатые ролики 10, контактируя с ней с помощью установленных на их концах втулок полусферической формы 11. Вращение беговой дорожки 1

вынуждает ступенчатые ролики *10* совершать возвратно-поступательные перемещения вдоль стенок вкладышей *19*, установленных в сквозных продольных прорезах ведомого вала *2*, контактируя с ними посредством втулок цилиндрической формы *12*. При этом ступенчатые ролики *10* перемещаются по беговой дорожке *3*, созданной торцовыми поверхностями двух кулачков *7* и *8*, образующими для которых являются многопериодные синусоиды, контактируя с ними своей полусферической поверхностью, вынуждая ведомый вал *5* вращаться с уменьшенной угловой скоростью. Кулачки *7* и *8* закреплены в корпусе *9*.

Вкладыши *19* связаны с пазами ведомого вала *2* в окружном направлении посредством упругих компенсирующих элементов *13*, которые под действием передаваемых усилий могут деформироваться. Сборная конструкция ведомого вала *2* не допускает возможности перемещения вкладышей *19* и упругих компенсирующих элементов *13* после их установки под действием центробежных сил.

Конструкция ведомого вала *2* и вкладышей *19* препятствует перекосу составных роликов от консольных нагрузок. Винты *18* ограничивают перемещение втулок полусферической формы *11* вдоль оси ступенчатых роликов *10*. Закрепление кулачка *4* на ведущем валу *6* и кулачка *8* в корпусе *9* посредством шпонок *14*, *16* и гаек *15*, *17* позволяет регулировать положение кулачков *4* и *8* вдоль оси вращения ведомого вала, что приводит к снижению трудоемкости сборки ЦКРП и обеспечивает возможность компенсации износа контактирующих поверхностей беговых дорожек.

Сборная конструкция ведомого вала способствует повышению технологичности изготовления и ремонтпригодности редуктора, т. к. износу в конструкции ведомого вала подвержены только вкладыши и упругие компенсирующие элементы, которые могут быть легко заменены.

Повышение КПД цилиндрической кулачковой роликовой передачи достигается тем, что на каждом ступенчатом ролике установлены втулки (имеющие цилиндрическую и полусферическую формы), каждая из которых контактирует с соответствующей поверхностью ведомого вала и кулачков, закрепленных на ведущем валу, что приводит к частичной замене процессов скольжения на качение [63], [66], [67].

Полусферическая форма одного из концов ступенчатых роликов и втулок, контактирующих с кулачками, закрепленными на ведущем валу, дает возможность самоустановки составных роликов в беговых дорожках и увеличивает линию их контакта с кулачками, что приводит к снижению контактных напряжений [68].



Наличие составных кулачков, закрепленных на ведущем валу и в корпусе передачи [65], [69], обеспечивает геометрическое замыкание составных роликов, повышая нагрузочную способность передачи за счет увеличения числа составных роликов, передающих нагрузку, и дает возможность компенсировать износ торцовых поверхностей кулачков, образующих беговые дорожки, путем регулирования положения кулачков вдоль оси вращения ведомого вала [61], [70].

Равномерность распределения нагрузки между телами качения и снижение трудоемкости сборки ЦКРП достигаются тем, что наличие упругих компенсирующих элементов между стенками вкладышей и сквозных продольных прорезей ведомого вала позволяет компенсировать погрешности изготовления деталей передачи при ее сборке [63], [71].

Недостатки предложенного механизма выравнивания нагрузки по потокам заключаются в следующем: уменьшение толщины стенок между соседними продольными пазами на ведомом валу приводит к сокращению диапазона возможных передаточных отношений передачи при заданных габаритах и нагрузочной способности; в конструкции ведомого вала необходимо предусмотреть элементы, препятствующие перемещению вкладышей и упругих компенсирующих элементов под действием центробежных сил; увеличивается диаметр ведомого вала. Для устранения указанных недостатков может быть применена конструкция механизма выравнивания нагрузки по потокам, представленная на рисунке 2.3.

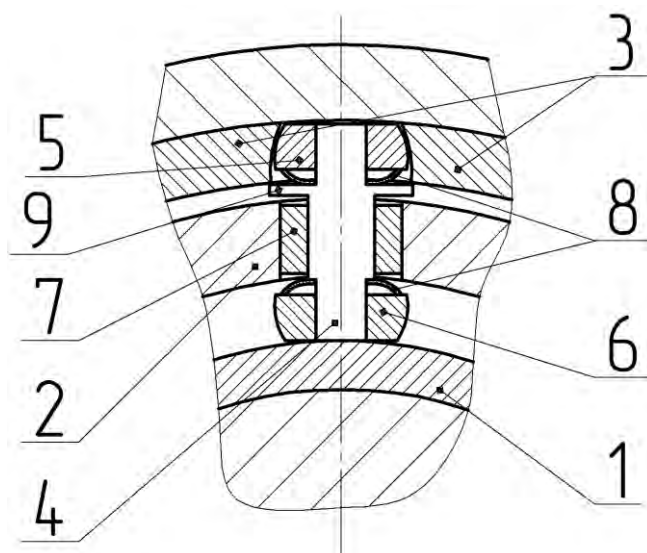


Рисунок 2.3 – Схема взаимодействия составных роликов с основными звеньями зацепления и механизм выравнивания нагрузки по потокам

Составной ролик включает в себя ступенчатый ролик 4, на котором установлены втулки полусферической формы 5 и 6 и втулка цилиндрической формы 7. Цилиндрическая втулка 7 контактирует непосредственно с ведомым валом 2. Для обеспечения выравнивания нагрузки по потокам служат упругие компенсирующие элементы 8, в качестве которых могут использоваться элементы, выполненные из резины или стали (сталь 65Г). В частности, на рисунке 2.3 показаны упругие компенсирующие элементы в виде стальных вогнутых шайб. Из-за полусферической формы втулок и торцовых поверхностей кулачков, контактирующих с ними, при работе передачи вдоль оси вращения элементов составных роликов действует усилие, в результате которого упругие компенсирующие элементы 8 могут деформироваться, при этом втулки 5 и 6 перемещаются вдоль оси 4, компенсируя погрешности изготовления деталей передачи. Представленная конструкция обеспечивает возможность компенсировать погрешности изготовления кулачков по отдельности за счет деформации упругих компенсирующих элементов 8 независимо друг от друга. Буртик 9 на оси 4 препятствует перекоосу составного ролика.

Недостатком является взаимодействие компенсирующих элементов с вращающимися элементами составного ролика, что приводит к их повышенному износу и снижению КПД передачи.

В дальнейшем будет рассматриваться механизм выравнивания нагрузки по потокам в виде упругих компенсирующих элементов, установленных между стенками вкладышей и осевых пазов ведомого вала.

## 2.2 Кинематический анализ ЦКРП

В [58, с. 144–149] и [59, с. 46–53] с использованием планов скоростей аналитически определены скорости центров масс тел качения для различных кинематических схем ЦКРП, на основе которых рассчитаны ускорения центров масс.

Однако более важным для разработанной конструкции ЦКРП является вычисление скоростей скольжения на линии контакта элементов составных роликов полусферической формы с беговыми дорожками, что позволило бы определять и минимизировать потери мощности на трение.

Ведущий и ведомый валы совершают вращательное движение с угловыми скоростями  $\omega_1$  и  $\omega_2$  соответственно, в качестве допущения устанавливается, что  $\omega_1 = \text{const}$ . Центр масс составного ролика совершает сложное движение, которое является результатом сложения переносного и относи-

тельного движения. Скорости и ускорения центров масс элементов составного ролика определяются по зависимостям, полученным в [59, с. 48–52].

Угловая скорость вращения втулки цилиндрической формы, совершающей перемещения вдоль сквозных пазов ведомого вала, определяется по формуле [72, с. 58]  $\omega_{42} = v_r / r_{42}$ , где  $v_r$  – относительная скорость втулки цилиндрической формы, м/с;  $r_{42}$  – радиус наружной поверхности втулки цилиндрической формы, м.

Рассмотрим втулку полусферической формы, перемещающуюся по беговой дорожке, образованной кулачками, закрепленными на ведущем валу. Применяв метод останова [73, с. 194] втулки полусферической формы, определяем угловую скорость вращения кулачков, закрепленных на ведущем валу, относительно неподвижной втулки полусферической формы:  $\omega_1^* = \omega_1 - \omega_2$  [66], [74].

При равномерном вращении втулки полусферической формы и беговой дорожки выполняется условие равенства мощностей [66]

$$M_{4i} \cdot \omega_{4i} = F_{ic} \cdot v_{ic}, \quad (2.1)$$

где  $i$  – индекс принадлежности параметра кулачкам, закрепленным на ведущем валу, ведомому валу, кулачкам, закрепленным в корпусе, и составным роликам (1, 2, 3, 4 соответственно);

$M_{4i}$  – момент трения на втулке полусферической формы, находящейся в контакте с  $i$ -м кулачком, Н·м;

$\omega_{4i}$  – угловая скорость вращения ступенчатого ролика или втулки полусферической формы, находящейся в контакте с  $i$ -м кулачком, рад/с;

$F_{ic}$  – сила трения, возникающая на линии контакта ступенчатого ролика или втулки полусферической формы и беговой дорожки  $i$ -го кулачка, Н;

$v_{ic}$  – скорость перемещения беговой дорожки  $i$ -го кулачка относительно рассматриваемого ступенчатого ролика или втулки полусферической формы, м/с.

Используем систему координат с центром, совпадающим с центром сферы, являющейся образующей для втулки полусферической формы, и с осью абсцисс, параллельной оси вращения ведомого вала.

Можно предположить, что сила, действующая со стороны беговой дорожки  $N_i$ , обеспечивает равномерное распределение нормального давления по дуге контакта втулки полусферической формы и беговой дорожки и то, что коэффициент трения скольжения имеет постоянное значение. На основании этого

$$F_{ic} = \int_{AB} dF; \quad (2.2)$$

$$M_{4i} = F_{ic} \cdot x_{i4c}, \quad (2.3)$$

где  $x_{i4c}$  – расстояние от середины дуги контакта до оси у рассматриваемой втулки полусферической формы, м.

$$v_{ic} = \frac{\omega_i^* \cdot y_{i4c}}{\cos(\alpha_{icp})}, \quad (2.4)$$

где  $y_{i4c}$  – расстояние от середины дуги контакта до оси вращения ведомого вала, м;

$\alpha_{icp}$  – среднее значение угла подъема синусоиды  $i$ -го кулачка на рабочих участках кривых, рад.

На рисунке 2.4 представлена схема контакта втулки полусферической формы с однопериодной беговой дорожкой, образованной кулачками, закрепленными на ведущем валу.

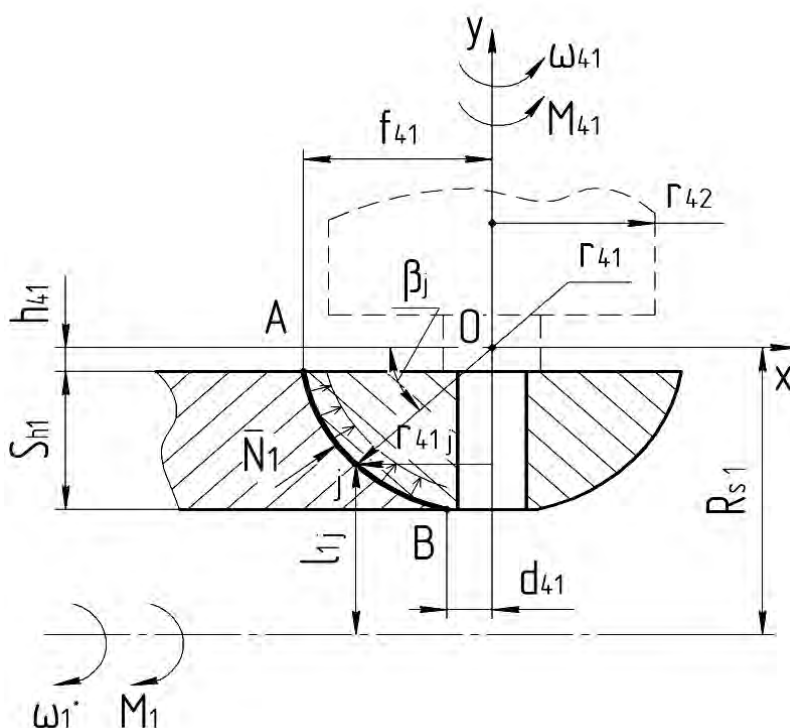


Рисунок 2.4 – Схема контакта втулки полусферической формы с беговой дорожкой

Среднее значение угла подъема кривых синусоиды принято в качестве допущения для упрощения модели в соответствии с [59, с. 35]:

$\alpha_{icp} = \arctg\left(\frac{2A \cdot Z_i}{\pi \cdot R_{si}}\right)$ , где  $Z_i$  – число периодов синусоиды – центральной кривой  $i$ -го кулачка;  $R_{si}$  – радиус поверхности, на которой расположена траектория движения центра сферической фрезы, посредством которой изготовлена периодическая торцовая поверхность  $i$ -го кулачка, м.

С учетом того, что теоретическая линия контакта  $\overset{\cup}{AB}$  (см. рисунок 2.4) представляет собой дугу окружности,

$$x_{i4c} = \frac{1}{S_{hi}} \int_{h_{4i}}^{h_{4i} + S_{hi}} \sqrt{r_{4i}^2 - y^2} dy, \quad (2.5)$$

где  $S_{hi}$  – глубина беговой дорожки соответствующего кулачка, м;

$h_{4i}$  – разность между радиусом поверхности, на которой расположена траектория движения центра сферической фрезы, посредством которой изготовлена торцовая поверхность кулачка, образующая беговую дорожку, и радиусом ближайшей поверхности соответствующего кулачка (с целью повышения КПД передачи целесообразно принимать  $h_{4i} = 0$ ), м;

$r_{4i}$  – радиус полусферической поверхности втулки или конца ступенчатого ролика, м.

$$f_{4i} = \sqrt{r_{4i}^2 - h_{4i}^2}; \quad (2.6)$$

$$d_{4i} = \sqrt{r_{4i}^2 - (S_{hi} + h_{4i})^2}; \quad (2.7)$$

$$y_{i4c} = R_{si} \pm \frac{1}{f_{4i} - d_{4i}} \int_{d_{4i}}^{f_{4i}} \sqrt{r_{4i}^2 - x^2} dx. \quad (2.8)$$

Знак « $\rightarrow$ » в формуле (2.8) используется для втулки полусферической формы, контактирующей с кулачками, закрепленными на ведущем валу; знак « $\leftarrow$ » – для ступенчатого ролика, контактирующего посредством полусферической поверхности с кулачками, закрепленными в корпусе.

С учетом принятых допущений и зависимости (2.1) после проведения соответствующих преобразований получим

$$\begin{aligned} \omega_{41} \frac{1}{S_{h1}} \int_{h_{41}}^{h_{41}+S_{h1}} \sqrt{r_{41}^2 - y^2} dy = \\ = \frac{\omega_1^*}{\cos \alpha_{1cp}} \left( R_{s1} - \frac{1}{f_{41} - d_{41}} \int_{d_{41}}^{f_{41}} \sqrt{r_{41}^2 - x^2} dx \right). \end{aligned} \quad (2.9)$$

В свою очередь,  $\omega_1^* = \omega_1 - \omega_2 = \omega_2 \cdot Z_3$ .

Угловая скорость вращения втулки полусферической формы, контактирующей с кулачками, закрепленными на ведущем валу, определяется по формуле

$$\omega_{41} = \frac{\omega_2 \cdot Z_3 \cdot S_{h1} \left( R_{s1} - \frac{1}{f_{41} - d_{41}} \int_{d_{41}}^{f_{41}} \sqrt{r_{41}^2 - x^2} dx \right)}{\cos \alpha_{1cp} \int_{h_{41}}^{h_{41}+S_{h1}} \sqrt{r_{41}^2 - y^2} dy}. \quad (2.10)$$

Рассмотрим ступенчатый ролик, взаимодействующий посредством полусферической поверхности с беговой дорожкой, образованной кулачками, закрепленными в корпусе.

Расчет угловой скорости ступенчатого ролика, контактирующего с беговой дорожкой, выполняется по ранее рассмотренному алгоритму.

На рисунке 2.5 представлена схема контакта ступенчатого ролика с беговой дорожкой, образованной кулачками, закрепленными в корпусе.

Скорость перемещения рассматриваемого элемента составного ролика относительно беговой дорожки, образованной многопериодными торцовыми кулачками, определяется по формуле

$$v_3 = \frac{v_r}{\sin \alpha_{3cp}}. \quad (2.11)$$

Среднее значение скорости перемещения составного ролика вдоль пазов ведомого вала может быть принято как

$$v_r = \omega_2 \cdot Z_3 \cdot A. \quad (2.12)$$



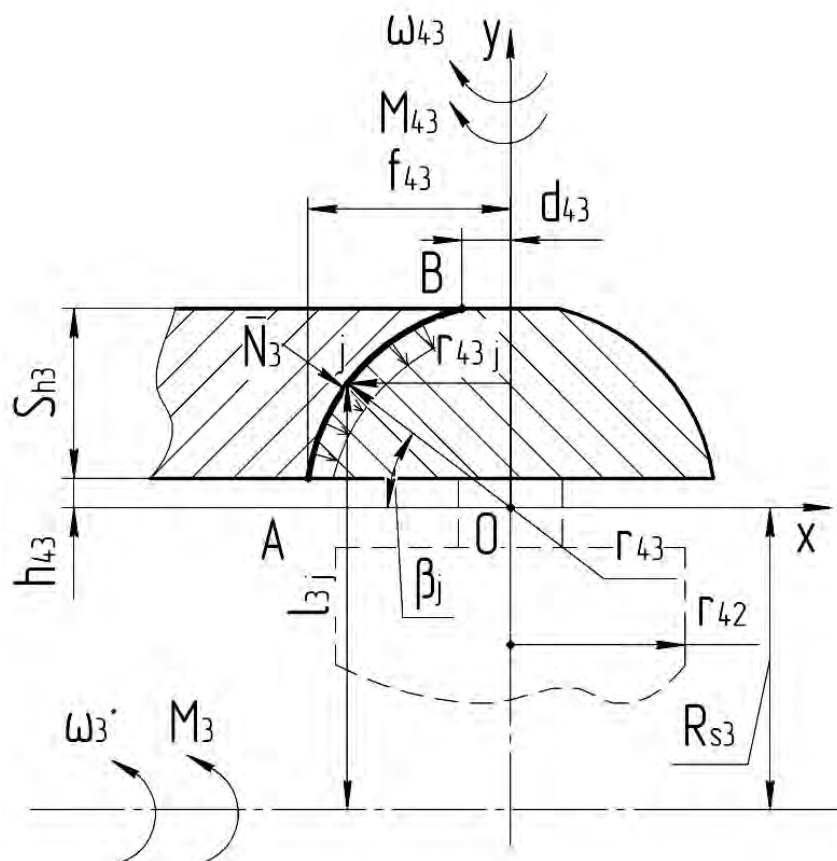


Рисунок 2.5 – Схема контакта ступенчатого ролика с беговой дорожкой

После проведения соответствующих преобразований

$$\omega_{43} = \frac{\omega_2 \cdot Z_3 \cdot A \cdot S_{h3}}{h_{43} + S_{h3} \sin \alpha_{3cp} \int_{h_{43}}^{\Gamma_{43}} \sqrt{r_{43}^2 - y^2} dy}. \quad (2.13)$$

Зная угловые скорости вращения втулки полусферической формы и ступенчатого ролика, можно определить линейные скорости в любой точке их контакта с соответствующей беговой дорожкой.

Линейную скорость в  $j$ -й точке на линии контакта элемента составного ролика с беговой дорожкой можно найти по формуле [72, с. 58]

$$v_{4ij} = \omega_{4i} \cdot r_{4ij}, \quad (2.14)$$

где  $r_{4ij}$  – расстояние от  $j$ -й точки линии контакта до оси вращения втулки полусферической формы или ступенчатого ролика, м.

$$r_{4ij} = r_{4i} \cdot \cos \beta_j, \quad (2.15)$$

где  $\beta_j$  – угол между осью абсцисс системы координат, связанной с центром сферы, являющейся образующей для полусферической поверхности втулки или ступенчатого ролика, и радиусом полусферической поверхности, проведенным к  $j$ -й точке на линии контакта  $AB$  (рисунки 2.4 и 2.5), рад.

Линейная скорость беговой дорожки в  $j$ -й точке дуги контакта определяется по формуле

$$v_{ij} = \frac{\omega_i^* \cdot l_{ij}}{\cos \alpha_{icp}}, \quad (2.16)$$

где  $l_{ij}$  – расстояние от  $j$ -й точки линии контакта до оси вращения ведомого вала (рисунки 2.4 и 2.5), м,

$$l_{ij} = R_{si} \pm r_{4i} \cdot \sin \beta_j. \quad (2.17)$$

Из условия отсутствия проскальзывания в точке контакта следует, что в данной точке линейные скорости равны, т. е. выражение (2.14) равно выражению (2.16). Таким образом, в точках, где это условие не соблюдается, существует скольжение, которое сопровождается потерями мощности, нагревом и интенсивным износом контактирующих поверхностей. Соответственно, величина скорости скольжения в  $j$ -й точке определяется как разность линейных скоростей втулки полусферической формы или ступенчатого ролика и беговой дорожки в этой точке. При попадании составного ролика на вершины беговых дорожек изменяется только направление угловой скорости втулки полусферической формы и ступенчатого ролика.

Потери мощности на скольжение определяются по формуле

$$P_{cki} = v_{cki} \cdot F_{ic}, \quad (2.18)$$

где  $v_{cki}$  – скорость скольжения на линии контакта втулки полусферической формы или ступенчатого ролика с  $i$ -м кулачком, м/с.

Средняя скорость скольжения на линии контакта элементов составного ролика с беговыми дорожками

$$v_{cki} = \frac{1}{\beta_{\max_j} - \beta_{\min_j}} \int_{\beta_{\min_j}}^{\beta_{\max_j}} \left( \omega_{4i} \cdot r_{4i} \cdot \cos \beta_j - \frac{\omega_i^*}{\cos \alpha_{icp}} (R_{si} \pm r_{4i} \cdot \sin \beta_j) \right) d\beta_j, \quad (2.19)$$

где  $\beta_{\max_j}$ ,  $\beta_{\min_j}$  – максимальное и минимальное значения угла  $\beta_j$ , рад.

Потерями мощности на качение можно пренебречь в силу их незначительности по сравнению с потерями на скольжение. Потери мощности в передаче на скольжение [74] втулок полусферической формы и ступенчатых роликов, контактирующих с беговыми дорожками, определяются по формуле

$$P_{nom} = n_{Пс} (v_{ck1} \cdot F_{1c} + v_{ck3} \cdot F_{3c}), \quad (2.20)$$

где  $n_{Пс}$  – среднее за один оборот ведомого вала число составных роликов, передающих нагрузку, в передаче.

Значения сил, действующих в контакте элементов составного ролика с беговыми дорожками, зависят от момента на ведомом валу, сокращать потери мощности в соответствии с зависимостью (2.20) следует за счет уменьшения скорости скольжения на линии контакта. Поэтому необходимо определить рациональные величины радиуса полусферической поверхности втулок и ступенчатых роликов, контактирующих с беговыми дорожками.

На рисунке 2.6 представлены графики зависимости скорости скольжения на линии контакта втулок полусферической формы и ступенчатых роликов с соответствующей беговой дорожкой от радиуса их полусферической поверхности при частоте вращения ведущего вала  $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$ . При расчете приняты следующие геометрические параметры ЦКРП:  $S_{h1} = S_{h3} = 5,5 \text{ мм}$  (целесообразность применения указанной величины для передачи с диаметром от 80 до 140 мм обусловлена технологией изготовления кулачков и их термообработки),  $u = 12$ ,  $A = 15 \text{ мм}$ , диаметр передачи 130 мм.

Для передачи с вышеприведенными параметрами с точки зрения сокращения потерь мощности на скольжение рациональные величины радиуса полусферической поверхности составляют: для втулки полусферической формы – 9...15 мм; для ступенчатого ролика – 11...15 мм. Принимать радиус полусферической поверхности элементов составного ролика более 15 мм нецелесообразно вследствие ограничения, накладываемого областью применения ЦКРП на ее радиальные габариты.

Износ контактирующих деталей приводит к уменьшению размера площади несущей поверхности, ухудшению вибрационно-акустических характеристик, увеличению концентрации нагрузки и контактных напряжений [66]. С учетом допущений о равномерности распределения и постоянстве давления, а также одинаковом материале кулачков и составных роликов можно заключить, что скорости износа будут пропорциональны скорости скольжения [75, с. 358]. Износостойкость деталей передачи оценивается в соответствии с неравенством, приведенным в [58, с. 220].

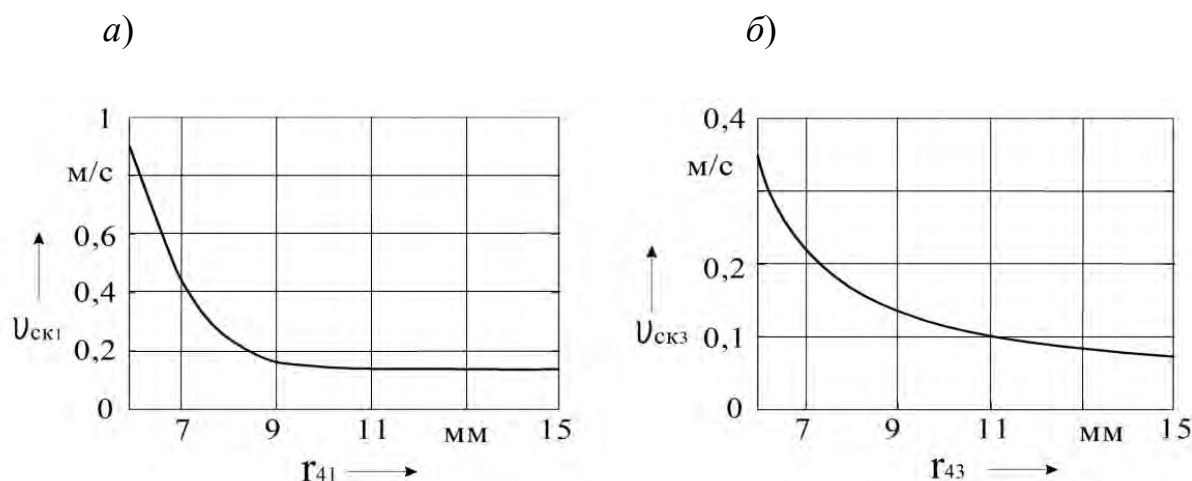


Рисунок 2.6 – Графики зависимости скорости скольжения на линии контакта втулки полусферической формы (а) и ступенчатого ролика (б) с беговой дорожкой от радиуса их полусферической поверхности

Рассмотрим возможные варианты конструкции составного ролика, отличающиеся элементом, на который устанавливаются остальные элементы составного ролика (рисунок 2.7).

Определим скорости скольжения, возникающие на поверхностях элементов составного ролика, взаимодействующих друг с другом, для всех представленных на рисунке 2.7 вариантов конструкций составных роликов:

$$v_{21ск} = \omega_{41} \cdot r_{21} + \omega_{42} \cdot r_{21} = r_{21} (\omega_{41} + \omega_{42}); \quad (2.21)$$

$$v_{31ск} = \omega_{41} \cdot r_{31} - \omega_{43} \cdot r_{31} = r_{31} (\omega_{41} - \omega_{43}); \quad (2.22)$$

$$v_{23ск} = \omega_{43} \cdot r_{23} + \omega_{42} \cdot r_{23} = r_{23} \cdot (\omega_{43} + \omega_{42}), \quad (2.23)$$

где  $v_{21ck}$  – скорость скольжения в зоне контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведущим и ведомым валами (рисунок 2.7, а, в), м/с;

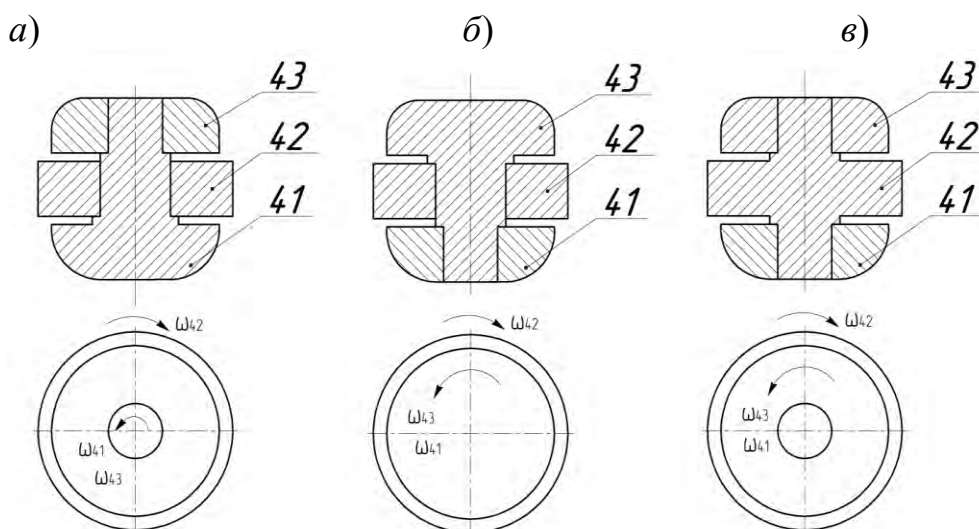
$r_{21}$  – радиус цилиндрической поверхности, по которой происходит контакт элементов составного ролика, взаимодействующих с ведущим и ведомым валами, м;

$v_{31ck}$  – скорость скольжения в зоне контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведущим валом и многопериодными торцовыми кулачками (рисунок 2.7, а, б), м/с;

$r_{31}$  – радиус цилиндрической поверхности, по которой происходит контакт элементов составного ролика, взаимодействующих с ведущим валом и многопериодными торцовыми кулачками, м;

$v_{23ck}$  – скорость скольжения в зоне контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведомым валом и многопериодными торцовыми кулачками (рисунок 2.7, б, в), м/с;

$r_{23}$  – радиус цилиндрической поверхности, по которой происходит контакт элементов составного ролика, взаимодействующих с ведомым валом и многопериодными торцовыми кулачками, м.



41 – элемент составного ролика, взаимодействующий с ведущим валом; 42 – элемент составного ролика, взаимодействующий с ведомым валом; 43 – элемент составного ролика, взаимодействующий с заторможенным звеном

Рисунок 2.7 – Варианты конструкции составного ролика

Из полученных зависимостей (2.21)–(2.23) можно заключить, что

наибольшая скорость изнашивания будет наблюдаться в зоне контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведомым валом (геометрия зоны контакта при сравнении не учитывалась, поскольку геометрические параметры не так сильно отличаются друг от друга, как скорости скольжения в рассматриваемых зонах).

В конструкции составного ролика, представленной на рисунке 2.7, в, исходя из зависимостей (2.21) и (2.23), будут возникать наибольшие скорости скольжения между элементами, поэтому данная конструкция является нерациональной с точки зрения КПД передачи и в дальнейшем не рассматривается.

Если сравнить зависимости (2.10) и (2.13), то можно установить, что  $\omega_{43} > \omega_{41}$  для ЦКРП с передаточными отношениями до 5 и наружными диаметрами до 80 мм. Соответственно, для этих случаев более рациональной с точки зрения снижения износа является конструкция составного ролика, представленная на рисунке 2.7, а, для остальных случаев – конструкция, приведенная на рисунке 2.7, б.

Таким образом, исходя из рассматриваемой области применения ЦКРП, принимаем в качестве основной конструкцию составного ролика, представленную на рисунке 2.7, б.

### **2.3 Определение числа составных роликов, передающих нагрузку**

При силовом анализе ЦКРП необходимо учесть, что часть тел качения не передает нагрузку в процессе работы передачи. Число тел качения, передающих нагрузку, определяет нагрузочную способность передачи при заданных габаритных размерах. К телам качения, не участвующим в передаче нагрузки, относятся составные ролики, которые находятся на участках беговых дорожек, углы подъема которых равны нулю, и на участках беговой дорожки, образованной торцовой поверхностью кулачков, закрепленных в корпусе, где тело качения вследствие заострения вершин кулачков [76] не может участвовать в передаче нагрузки.

Методика, позволяющая определить максимальное число тел качения, находящихся на участках беговых дорожек с углом подъема, равным (или близким) нулю для ППТК плоского типа, была предложена в [77, с. 73–74].

При определении числа составных роликов, передающих нагрузку, необходимо учитывать, что особенность исследуемой конструкции ЦКРП заключается в наличии двух кулачков, образующих беговую дорожку, вследствие чего присутствует геометрическое замыкание тел качения с ку-

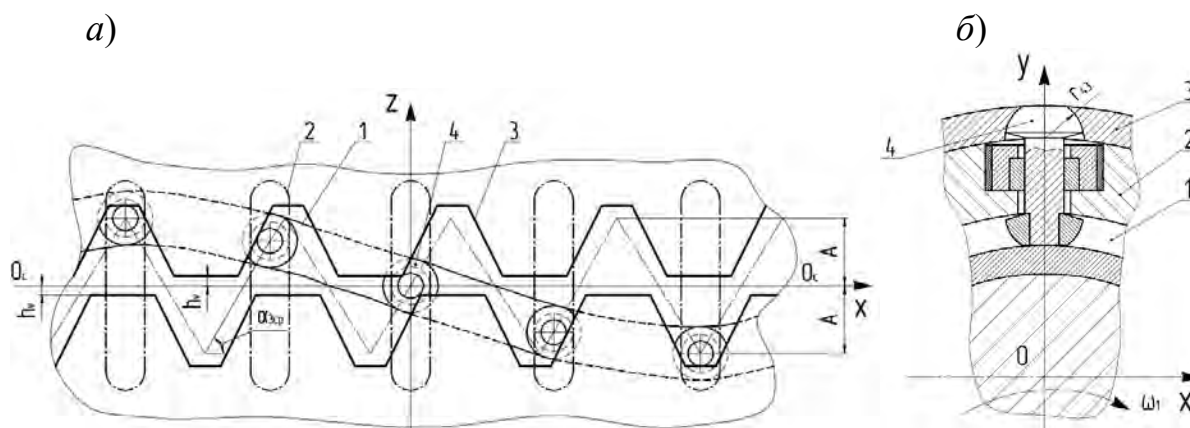


лачками. Также на число составных роликов, передающих нагрузку, влияет заострение вершин кулачков, закрепленных в корпусе.

Для выполнения прочностного и динамического анализов ЦКРП необходимо определить минимальное и среднее за один оборот ведомого вала число составных роликов, передающих нагрузку.

На рисунке 2.8, *а* представлено взаимодействие составных роликов с основными деталями передачи (развертка на плоскость), на рисунке 2.8, *б* – взаимодействие составного ролика с основными деталями передачи (в пространстве).

Для определения числа составных роликов, передающих нагрузку, устанавливаются следующие системы координат с центром на оси вращения ведомого вала: для кулачков 3, закрепленных в корпусе, ось ординат проходит через точку с нулевым углом подъема многопериодного торцового профиля, образующего беговую дорожку; для ведомого вала 2 – через ось симметрии паза ведомого вала и, как следствие, составному ролику 4, находящемуся в данном пазу, присваивается порядковый номер 0. Для обеих систем координат ось  $z$  параллельна оси вращения ведомого вала, а направление оси абсцисс соответствует направлению вращения ведущего вала.



*а* – развертка на плоскость; *б* – то же в пространстве

Рисунок 2.8 – Взаимодействия составных роликов с основными деталями передачи

Согласно рисунку 2.8, *а* определяется длина дуги, вдоль которой должна пройти ось симметрии паза ведомого вала, чтобы вывести составной ролик из нерабочего состояния:

$$L_{д} = \frac{(A - h_v) - r_{43} \cdot \cos \alpha_{3cp}}{\operatorname{tg} \alpha_{3cp}}, \quad (2.24)$$

где  $h_v$  – расстояние от средней линии  $O_c-O_c$  (см. рисунок 2.8) до вершины торцового профиля, образующего беговую дорожку, кулачков, закрепленных в корпусе, м.

Для упрощения расчетов синусоида заменяется на кусочно-винтовую линию (рисунок 2.9).

Расстояние от средней линии  $O_c-O_c$  до вершины многопериодного торцового профиля определяется в соответствии с рисунком 2.9 по формуле

$$h_v = A - \left( \frac{r_{43}}{\cos \alpha_{3cp}} + k_{kor} \right), \quad (2.25)$$

где  $k_{kor}$  – расстояние, принимаемое равным 1...3 мм, служащее для повышения прочности выступов торцового профиля кулачка, закрепленного в корпусе, мм.

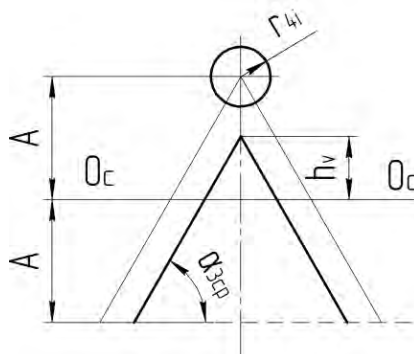


Рисунок 2.9 – Схема заострения вершин кулачков

Учитывая неподвижную систему координат, связанную с кулачками, закрепленными в корпусе, составной ролик начнет передавать нагрузку после перемещения вдоль оси абсцисс на развертке на некоторое расстояние. Этому расстоянию соответствует угол поворота [69]

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{L_{\theta}}{R_{3н} - S_{h3}}, \quad (2.26)$$

где  $R_{3н}$  – радиус окружности, образующей наружную цилиндрическую по-

верхность кулачков, закрепленных в корпусе, м.

В передаче нагрузки в соответствии с рисунком 2.8 участвуют составные ролики, порядковые номера которых удовлетворяют неравенству [69]

$$(\varphi_{\delta} + k_p \cdot \varphi_{\epsilon}) - \left[ \frac{\varphi_{\delta} + k_p \cdot \varphi_{\epsilon}}{\varphi_n} \right] \varphi_n \geq \epsilon_{\delta}, \quad (2.27)$$

где  $\varphi_{\delta}$  – угол дополнительного поворота системы координат ведомого вала относительно системы координат кулачков, закрепленных в корпусе, рад;

$k_p$  – порядковый номер составного ролика,  $k_p = 0 \dots u - 1$ ;

$\varphi_{\epsilon}$  – угловой шаг расположения пазов ведомого вала, рад;

$\varphi_n$  – угловой шаг расположения вершин и впадин торцового профиля, образующего беговую дорожку, кулачка, закрепленного в корпусе, рад.

Угловой шаг расположения пазов ведомого вала определяется по формуле

$$\varphi_{\epsilon} = \frac{2\pi}{Z_1 + Z_3}. \quad (2.28)$$

Угловой шаг расположения вершин и впадин торцового профиля, образующего беговую дорожку, кулачка, закрепленного в корпусе, можно найти по формуле

$$\varphi_n = \frac{\pi}{Z_3}. \quad (2.29)$$

При решении неравенства (2.27) значение выражения, заключенного в квадратные скобки, округляется в сторону меньшего целого числа (полученное число показывает, сколько вершин и впадин торцового профиля, образующего беговую дорожку, кулачка, закрепленного в корпусе, пройдено  $k_p$ -м составным роликом от начала принятой системы координат для кулачков, закрепленных в корпусе).

Подстановка угла  $\varphi_{\delta}$  ( $\varphi_{\delta}$  изменяется от 0 до  $2\pi$ ) в неравенство (2.27) позволяет путем  $k_H + 1$  итераций, последовательно прибавляя к углу  $\varphi_{\delta}$ , равному в начальном положении 0, дополнительный угол  $\delta_{\delta} = \frac{2\pi}{k_H}$ , осуществить полный поворот ведомого вала относительно оси  $z$  (см. рисунок 2.8)

и обкатать все составные ролики вдоль профиля, образующего беговую дорожку, кулачков, закрепленных в корпусе.

На каждой итерации, проверив с помощью неравенства (2.27) все составные ролики и суммировав те, что участвуют в передаче нагрузки, определяется число составных роликов, передающих нагрузку.

При  $\varphi_\delta = 0$  начальный паз ( $k_p = 0$ ) ведомого вала совмещен с участком беговой дорожки кулачков, закрепленных в корпусе, угол подъема которого равен нулю, что позволяет определить минимальное количество составных роликов, участвующих в передаче нагрузки [69]. Соответственно, минимальное число составных роликов, передающих нагрузку, можно найти по формуле

$$n_{II \min} = \sum_{k_p=0}^{u-1} n_{p \min}, \quad (2.30)$$

где  $n_{p \min}$  – коэффициент, равный 1, если выполняется неравенство  $(k_p \cdot \varphi_\delta) - \left[ \frac{k_p \cdot \varphi_\delta}{\varphi_n} \right] \varphi_n \geq \varepsilon_\delta$ , и если неравенство не выполняется, то равный 0.

Полученные результаты дают возможность в ходе силового анализа определять максимальные силы, приходящиеся на один составной ролик, и выполнять в дальнейшем расчет на прочность деталей ЦКРП.

Среднее за один оборот ведомого вала число составных роликов, передающих нагрузку, можно найти по формуле

$$n_{IIc} = \frac{\sum_{p_{II}=0}^{k_{II}} \sum_{k_p=0}^{u-1} n_{pc}}{k_{II} + 1}, \quad (2.31)$$

где  $n_{pc}$  – коэффициент, равный 1, если выполняется неравенство  $(p_{II} \cdot \delta_\delta + k_p \cdot \varphi_\delta) - \left[ \frac{p_{II} \cdot \delta_\delta + k_p \cdot \varphi_\delta}{\varphi_n} \right] \varphi_n \geq \varepsilon_\delta$ , и если неравенство не выполняется, то равный 0.

Среднее за один оборот ведомого вала число составных роликов, передающих нагрузку, можно определить исходя из геометрии передачи с учетом выражения (2.26):



$$n_{IIc} = \left(1 - \frac{Z_3 \cdot \varepsilon_\delta}{\pi}\right) u. \quad (2.32)$$

Расчет среднего за один оборот ведомого вала числа составных роликов, передающих нагрузку, дает возможность выполнить динамический анализ ЦКРП и вычислить ее КПД.

График изменения числа составных роликов, передающих нагрузку, в зависимости от угла поворота ведущего вала представляет собой периодическую ломаную кривую. При этом число составных роликов, передающих нагрузку, независимо от передаточного отношения ЦКРП всегда может принимать только два значения, которые изменяются в процессе поворота ведомого вала.

Таким образом, зная диапазон и периодичность изменения числа составных роликов, передающих нагрузку, можно определить его зависимость от угла поворота ведущего вала [69].

Исследование числа составных роликов, передающих нагрузку, для ЦКРП с различными передаточными отношениями показало, что максимальное значение числа составных роликов, передающих нагрузку,  $n_{II\max}$  отличается от минимального  $n_{II\min}$  на 1 или 2. Это зависит от того, имеют ли углы  $\varphi_n$  и  $\varphi_\delta$  наименьшее общее кратное в интервале от 0 до  $360^\circ$ . Если  $\varphi_n$  и  $\varphi_\delta$  имеют в указанном интервале наименьшее общее кратное, то  $n_{II\max} - n_{II\min} = 2$ .

Количество шагов изменения числа составных роликов, передающих нагрузку, между максимальными или минимальными значениями за один оборот ведомого вала определяется по формуле

$$n_p = \frac{2Z_3 \cdot u}{n_{II\max} - n_{II\min}}. \quad (2.33)$$

Количество итераций, приходящихся на шаг изменения числа составных роликов, передающих нагрузку, можно найти по формуле

$$k_p = \frac{k_{II} + 1}{n_p}. \quad (2.34)$$

Количество значений итераций минимального и максимального числа составных роликов, передающих нагрузку, на каждом шаге его изменения может быть определено из следующей системы уравнений:



$$x_n + y_n = k_p; \quad (2.35)$$

$$\frac{n_{II \max} \cdot x_n + n_{II \min} \cdot y_n}{k_p} = n_{IIc}, \quad (2.36)$$

где  $x_n$  и  $y_n$  – количество значений итераций минимального и максимального числа составных роликов, передающих нагрузку, на каждом шаге его изменения соответственно.

Период изменения числа составных роликов, передающих нагрузку, между двумя соседними максимальными или минимальными значениями за один оборот ведомого вала определяется по формуле

$$T_n = \frac{2\pi}{n_p}. \quad (2.37)$$

Таким образом, с помощью зависимостей (2.31), (2.33)–(2.37) можно получить формулу для определения числа составных роликов, передающих нагрузку, в зависимости от угла поворота ведущего вала  $\varphi_1$

$$n_{II} = n_{II \min} + (n_{II \max} - n_{II \min})n_p, \quad (2.38)$$

где  $n_p$  – коэффициент, равный 1, если выполняется неравенство  $\frac{\varphi_1}{u} - \left[ \frac{\varphi_1}{u \cdot T_n} \right] T_n \geq \frac{x_n}{k_p} T_n$ , и если неравенство не выполняется, то равный 0.

Основным резервом увеличения числа составных роликов, передающих нагрузку, является расстояние от средней линии  $O_c-O_c$  до вершин торцового профиля, образующего беговую дорожку, кулачков, закрепленных в корпусе (см. рисунок 2.9). Указанное расстояние, в свою очередь, зависит от радиуса полусферической поверхности ступенчатого ролика и прочности на изгиб выступов кулачков, закрепленных в корпусе передачи.

На рисунках 2.10 и 2.11 представлены полученные на базе формул (2.31) и (2.30) графики зависимости числа составных роликов, передающих нагрузку, от радиуса полусферической поверхности ступенчатого ролика. Рассматривались ЦКРП с передаточными отношениями 6, 9, 12.



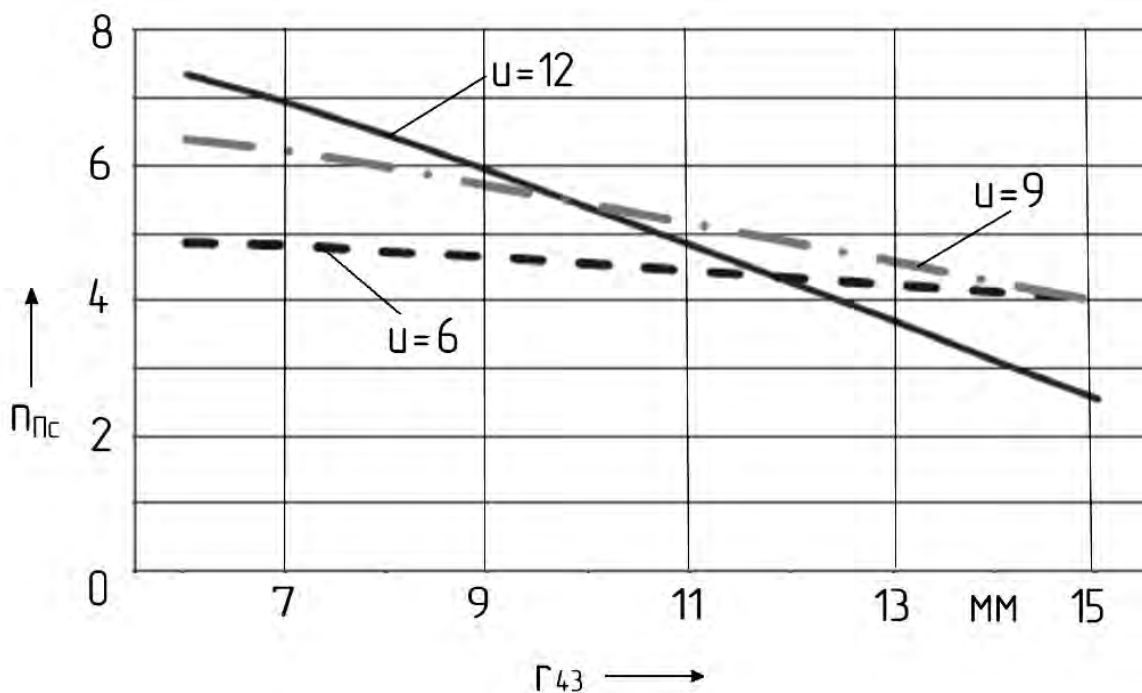
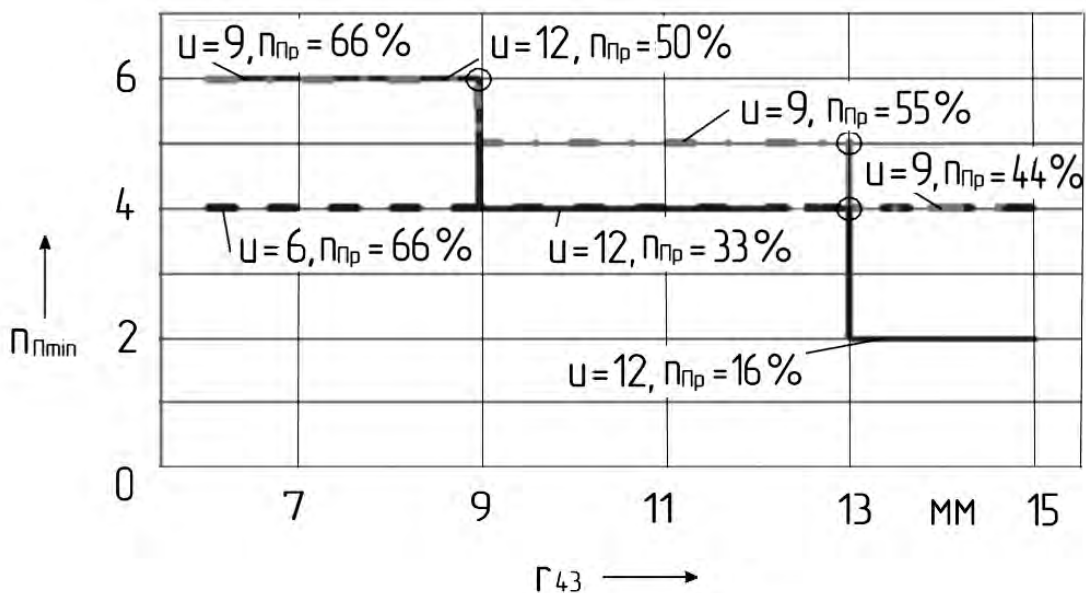


Рисунок 2.10 – График зависимости среднего за один оборот ведомого вала числа составных роликов, передающих нагрузку, от радиуса полусферической поверхности ступенчатого ролика



$n_{пр}$  – процент минимального числа составных роликов, передающих нагрузку, от их общего количества

Рисунок 2.11 – График зависимости минимального числа составных роликов, передающих нагрузку, от радиуса полусферической поверхности ступенчатого ролика

Исходя из полученных графиков, можно утверждать, что увеличение радиуса полусферической поверхности ступенчатого ролика приводит к уменьшению числа составных роликов, передающих нагрузку, причем с возрастанием значения передаточного отношения ЦКРП влияние величины указанного радиуса на число составных роликов, передающих нагрузку, усиливается. Для передаточных отношений от 7 до 12 величины радиуса полусферической поверхности ступенчатого ролика по своему влиянию на минимальное число составных роликов, передающих нагрузку, можно разделить на три диапазона: от 6 до 9 мм; от 9 до 13 мм; от 13 до 15 мм. Для ЦКРП с передаточными отношениями до 6 включительно изменение радиуса полусферической поверхности ступенчатого ролика в указанных диапазонах не приводит к изменению минимального числа составных роликов, передающих нагрузку.

Установлено, что с учетом рассматриваемых диапазонов изменения радиуса полусферической поверхности ступенчатого ролика процент минимального числа составных роликов, передающих нагрузку, от их общего количества для ЦКРП с передаточными отношениями до 6 включительно составляет 64...68 %; с передаточными отношениями от 6 до 9 включительно – 33...66 %; с передаточными отношениями от 9 до 12 включительно – 16...50 %. ЦКРП с передаточными отношениями более 12 в указанных радиальных габаритах применять нецелесообразно вследствие значительного снижения нагрузочной способности передачи (из-за уменьшения числа составных роликов, передающих нагрузку).

#### ***2.4 Силовой анализ ЦКРП***

Методики силового анализа ППТК изложены в [58], [77], [78]. В [77, с. 87–116] выведены зависимости для определения моментов, действующих на основные звенья передачи, и зависимости для нахождения максимального момента, передаваемого одним телом качения, с точки зрения рассмотрения ППТК как клинового механизма, что позволяет производить расчет на прочность деталей передачи.

Особенностью вычислений, предложенных в [78, с. 58–62] и [65], является определение максимальных значений моментов и сил, действующих на узлы передачи, в расчете на один ролик.

Все силовые зависимости, представленные в [77] и [78], выведены с помощью развертки на плоскость модели взаимодействия тел качения с деталями передачи и определены без учета сил трения, которые в ППТК

достигают больших величин. Это приводит к значительному упрощению полученных силовых зависимостей. Недостатком проведенного силового анализа также является то, что определялись только максимальные значения сил, действующих на звенья передачи, что не позволяет точно производить расчет деталей на износостойкость и вычислять КПД передачи.

Силовой анализ, представленный в [58, с. 173–181], базируется на модели взаимодействия тел качения с деталями ППТК в пространстве, что дает возможность определять основные силы, действующие в зацеплении. Пространственная модель позволяет за счет устранения некоторых допущений анализировать силовые зависимости в условиях, приближенных к условиям реальной работы передачи. Однако в [58] данная модель построена применительно к передаче с шариками в качестве промежуточных тел качения и не может быть полностью применена к ЦКРП. Недостатком указанной пространственной модели является то, что при выводе силовых зависимостей учитываются все промежуточные тела качения, хотя часть из них не передает нагрузку в процессе работы передачи.

Соответственно, полученные силовые зависимости не дают возможность определять адекватные реальным условиям работы передачи максимальные и средние за один оборот ведомого вала силы, действующие на промежуточные тела качения, что в дальнейшем не позволяет выполнить точный расчет на прочность и износостойкость деталей передачи.

Выполним силовой анализ ЦКРП методом кинестатики с учетом полученных зависимостей для определения числа составных роликов, участвующих в передаче нагрузки.

Заданными считаются момент полезного сопротивления на ведомом валу  $M_2$  и геометрические параметры ЦКРП. Режим работы передачи – установившийся.

В качестве начального (нулевого) положения составного ролика можно принимать положение, при котором его центр находится в точке пересечения центровых кривых с углами подъема, равными их средним значениям, что позволяет усреднить совокупное влияние составных роликов при передаче нагрузки, или в точке с максимальными значениями углов подъема беговых дорожек, что дает возможность определить максимальные силы, возникающие при передаче нагрузки от ведущего звена к ведомому.

Вначале необходимо определить значение реакции  $N_2$ , действующей на ведомый вал от составных роликов, передающих нагрузку. Для этого рассматривается равновесие ведомого вала, схема сил, действующих на который, представлена на рисунке 2.12.

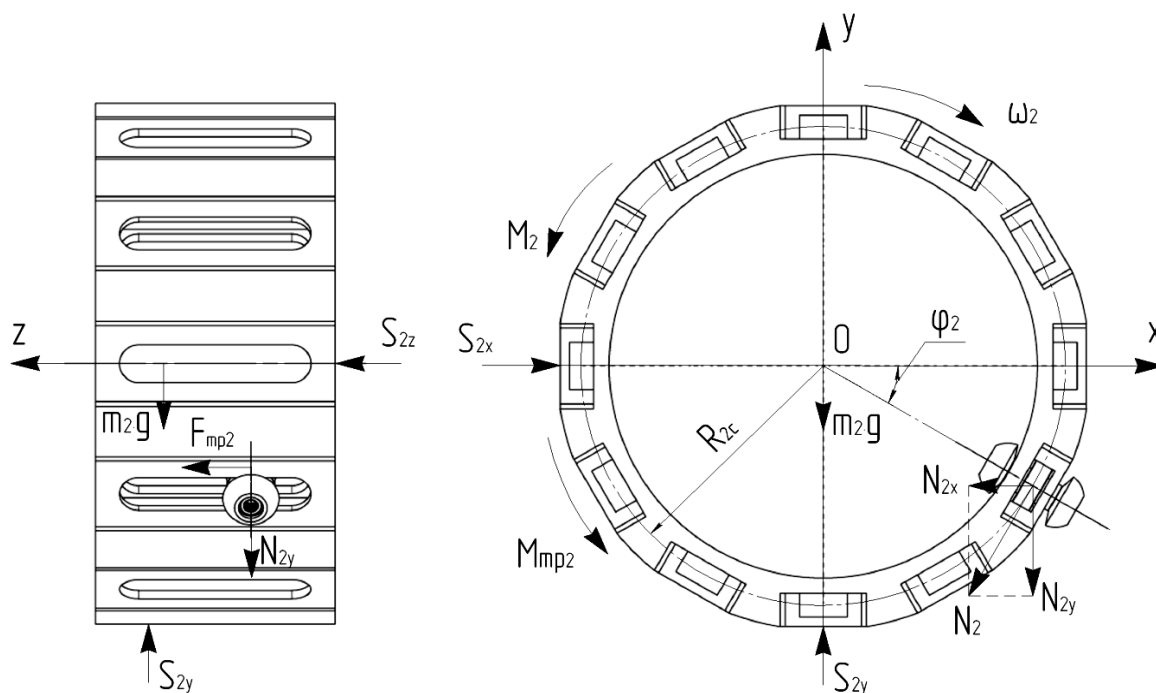


Рисунок 2.12 – Схема сил, действующих на ведомый вал

На ведомый вал действуют: момент полезного сопротивления  $M_2$ ; момент трения в опорах  $M_{mp2}$ ; сила тяжести (с учетом горизонтального расположения передачи); реакции  $N_2$  на ведомый вал от составных роликов, передающих нагрузку, сведенные в одну точку; реакции опор  $S_2$ . Так как ведомый вал вращается вокруг оси, проходящей через центр его масс, и угловое ускорение вала равно нулю, то момент сил инерции, действующих на ведомый вал, также равен нулю [79, с. 240]. С учетом того, что половина составных роликов при вращении ведомого вала перемещается вдоль оси  $z$  в одном направлении, а вторая половина в другом, сила трения, возникающая в месте контакта с боковой поверхностью паза ведомого вала, требующая уравнивания со стороны опор, при четном числе составных роликов, передающих нагрузку, будет равна нулю, а при нечетном – силе трения, возникающей под действием одного составного ролика.

Уравнения кинестатического равновесия ведомого вала выражаются в виде суммы моментов сил относительно оси  $z$  и проекций всех сил на соответствующие оси:

$$\sum Fx = -N_{2x} \cdot n_{II} + S_{2x} = 0; \quad (2.39)$$

$$\sum Fy = -N_{2y} \cdot n_{II} - m_2 \cdot g + S_{2y} = 0; \quad (2.40)$$

$$\sum Fz = -F_{mp2} \cdot j_0 + S_{2z} = 0; \quad (2.41)$$

$$\sum Mz = -M_2 - M_{mp2} + N_2 \cdot R_{2c} \cdot n_{II} = 0, \quad (2.42)$$

где  $m_2$  – масса ведомого вала, кг;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$F_{mp2}$  – сила трения между цилиндрической втулкой и ведомым валом, Н;

$j_0$  – коэффициент, равный 1, если число составных роликов, передающих нагрузку, нечетное, в обратном случае равный 0;

$R_{2c}$  – радиус окружности, проходящей через середину линии контакта цилиндрической втулки с ведомым валом, с центром на оси  $z$  (см. рисунок 2.12), м.

Проекции реакции  $N_2$  на соответствующие оси определяются по формулам:  $N_{2x} = N_2 \cdot \sin \varphi_2$ ,  $N_{2y} = N_2 \cdot \cos \varphi_2$ , где  $\varphi_2$  – угол поворота ведомого вала, рад.

Момент трения в опорах можно найти по формуле [73]

$$M_{mp2} = P_{экс} \cdot \delta_{II} \cdot r_{\delta II}, \quad (2.43)$$

где  $P_{экс}$  – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

$\delta_{II}$  – приведенный коэффициент трения в подшипнике;

$r_{\delta II}$  – радиус беговой дорожки внутреннего кольца подшипника качения, м.

Эквивалентная динамическая нагрузка определяется по [73, формула (16.29)].

Радиальную силу можно найти по формуле

$$F_r = \sqrt{S_{2x}^2 + S_{2y}^2}. \quad (2.44)$$

$S_{2x}$  и  $S_{2y}$  выражаются из уравнений (2.39), (2.40), причем т. к. слагаемое  $N_{2y} \cdot n_{II}$  намного больше слагаемого  $m_2 \cdot g$ , последним можно пренебречь. С учетом вышесказанного

$$F_r = N_2 \cdot n_{II}. \quad (2.45)$$

Выполнив необходимые математические преобразования для уравне-

ния (2.42) и применив зависимости (2.43) и (2.45), определяем реакцию  $N_2$ , приходящуюся на один составной ролик, передающий нагрузку:

$$N_2 = \frac{M_2}{n_{II} \cdot (R_{2c} - \delta_{II} \cdot r_{6II})}. \quad (2.46)$$

Силу трения между цилиндрической втулкой и ведомым валом можно найти по формуле

$$F_{mp2} = \frac{N_2 \cdot \delta_p}{r_{42}}, \quad (2.47)$$

где  $\delta_p$  – коэффициент трения качения, м.

Проекции реакции опор на соответствующие оси

$$S_{2x} = N_{2x} \cdot n_{II}; \quad (2.48)$$

$$S_{2y} = N_{2y} \cdot n_{II} + m_2 \cdot g; \quad (2.49)$$

$$S_{2z} = F_{mp2} \cdot j_o. \quad (2.50)$$

Рассматривается равновесие ступенчатого ролика, передающего нагрузку. Вследствие малых величин массы составных роликов сила тяжести, действующая на ролик, во внимание не принимается. При этом необходимо учесть силы трения, возникающие при взаимодействии ступенчатого ролика с кулачками, закрепленными в корпусе,  $F_{3c}$  и кулачками, закрепленными на ведущем валу,  $F_{1c}$ ; силы трения  $F_{mp42}$  и  $F_{mp41}$ , возникающие при взаимодействии со ступенчатым роликом цилиндрической втулки и втулки полусферической формы соответственно. В качестве допущения для упрощения расчетов коэффициент трения скольжения примем одинаковым для всех рассматриваемых случаев. Силу трения качения, возникающую при взаимодействии цилиндрической втулки с ведомым валом, учитывать не будем вследствие ее малых значений по сравнению с остальными силами, действующими на составной ролик.

Схема сил, действующих на составной ролик, передающий нагрузку, представлена на рисунке 2.13.



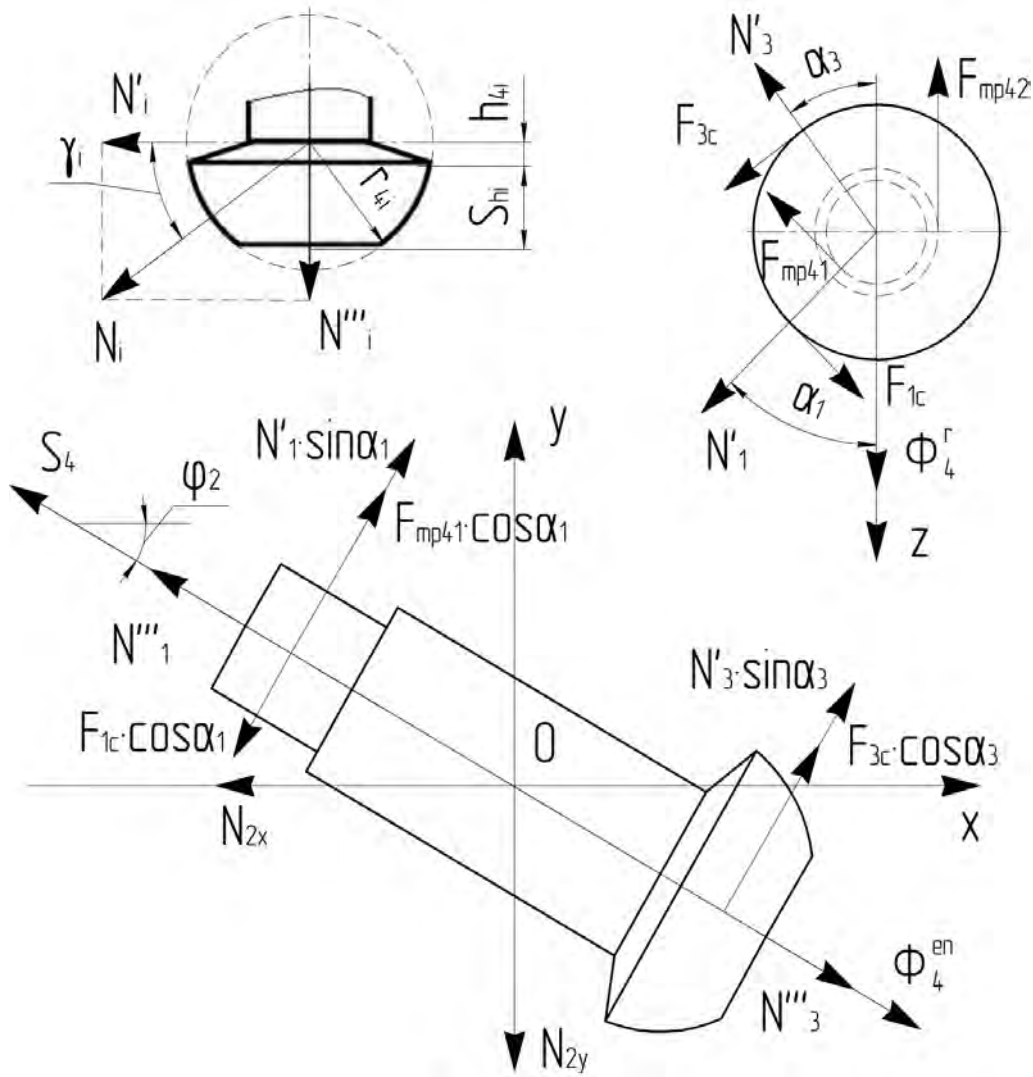


Рисунок 2.13 – Схема сил, действующих на ступенчатый ролик, участвующий в передаче нагрузки

Силы, действующие на ступенчатый ролик, проецируются на соответствующие оси:

$$\begin{aligned} \sum F_x = & N_1(\cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \varphi_2 - \sin \gamma_1 \cdot \cos \varphi_2 + \cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \delta_c - \\ & - \cos \alpha_1 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \delta_c) - N_{2x} - S_4 \cdot \cos \varphi_2 + N_3(\cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \sin \varphi_2 + \\ & + \sin \gamma_3 \cdot \cos \varphi_2 + \cos \alpha_3 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \delta_c) + \Phi_4^{en} \cdot \cos \varphi_2 = 0; \end{aligned} \quad (2.51)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y = & N_1(\cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \cos \varphi_2 + \sin \gamma_1 \cdot \sin \varphi_2 + \cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \delta_c - \\ & - \cos \alpha_1 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \delta_c) - N_{2y} + S_4 \cdot \sin \varphi_2 + N_3(\cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \cos \varphi_2 - \\ & - \sin \gamma_3 \cdot \sin \varphi_2 + \cos \alpha_3 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \delta_c) - \Phi_4^{en} \cdot \sin \varphi_2 = 0; \end{aligned} \quad (2.52)$$

$$\sum Fz = -N_2 \cdot \delta_c + \Phi_4^r - N_3(\cos \gamma_3 \cdot \cos \alpha_3 - \sin \alpha_3 \cdot \delta_c) + N_1(\cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 - \cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \delta_c + \sin \alpha_1 \cdot \delta_c) = 0, \quad (2.53)$$

где  $\gamma_i$  – угол отклонения реакции  $N_i$  от плоскости, перпендикулярной оси вращения составного ролика, рад;

$\alpha_i$  – угол подъема кривых синусоиды, являющейся образующей для торцевой поверхности соответствующего кулачка, в точке контакта составного ролика с беговой дорожкой, рад;

$\delta_c$  – коэффициент трения скольжения;

$S_4$  – реакция на ступенчатый ролик со стороны других тел, Н;

$\Phi_4^{en}$  – центробежная сила инерции, действующая на составной ролик, Н;

$\Phi_4^r$  – относительная сила инерции, действующая на составной ролик, Н.

Угол отклонения реакции  $N_i$  от плоскости, перпендикулярной оси вращения составного ролика, при условии равномерного распределения нагрузки по линии контакта определяется по формуле

$$\gamma_i = \frac{\arcsin((h_{4i} + S_{hi}) / r_{4i}) + \arcsin(h_{4i} / r_{4i})}{2}. \quad (2.54)$$

Центробежная сила инерции, действующая на ступенчатый ролик,

$$\Phi_4^{en} = m_{44} \cdot \omega_2^2 \cdot R_{2c}, \quad (2.55)$$

где  $m_{44}$  – масса ступенчатого ролика, кг.

Относительная сила инерции, действующая на ступенчатый ролик, определяется по формуле

$$\Phi_4^r = m_{44} \cdot a_r, \quad (2.56)$$

где  $a_r$  – относительное линейное ускорение составного ролика, м/с<sup>2</sup>.

При решении системы уравнений (2.51)–(2.53) матричным методом указанную систему можно представить в следующем виде:

$$a_{11} \cdot N_1 + a_{12} \cdot N_3 + a_{13} \cdot S_4 = b_1; \quad (2.57)$$



$$a_{21} \cdot N_1 + a_{22} \cdot N_3 + a_{23} \cdot S_4 = b_2; \quad (2.58)$$

$$a_{31} \cdot N_1 + a_{32} \cdot N_3 + a_{33} \cdot S_4 = b_3, \quad (2.59)$$

где  $a_{11}, \dots, a_{33}$  – коэффициенты при реакциях  $N_1, N_3, S_4$  в системе уравнений (2.51)–(2.53);

$b_1, b_2, b_3$  – выражения, стоящие в правых частях системы уравнений (2.51)–(2.53).

Выполняются требуемые преобразования системы уравнений (2.51)–(2.53):

$$N_1(\cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \varphi_2 - \sin \gamma_1 \cdot \cos \varphi_2 + \cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \delta_c + \cos \alpha_1 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \delta_c) - S_4 \cdot \cos \varphi_2 + N_3(\cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \sin \varphi_2 + \sin \gamma_3 \cdot \cos \varphi_2 + \cos \alpha_3 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \delta_c) = N_{2x} - \Phi_4^{en} \cdot \cos \varphi_2; \quad (2.60)$$

$$N_1(\cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \cos \varphi_2 + \sin \gamma_1 \cdot \sin \varphi_2 + \cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \delta_c + \cos \alpha_1 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \delta_c) + S_4 \cdot \sin \varphi_2 + N_3(\cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \cos \varphi_2 - \sin \gamma_3 \cdot \sin \varphi_2 + \cos \alpha_3 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \delta_c) = \Phi_4^{en} \cdot \sin \varphi_2 + N_{2y}; \quad (2.61)$$

$$- N_3(\cos \gamma_3 \cdot \cos \alpha_3 - \sin \alpha_3 \cdot \delta_c) + N_1(\cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 - \cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \delta_c - \sin \alpha_1 \cdot \delta_c) = N_2 \cdot \delta_c - \Phi_4^r. \quad (2.62)$$

Для дальнейшего анализа рассмотрим матрицы:

$$N_m = \begin{pmatrix} N_1 \\ N_3 \\ S_4 \end{pmatrix}, \quad A_m = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix}, \quad B_m = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{pmatrix}. \quad (2.63)$$

Решение системы уравнений (2.51)–(2.53)

$$N_m = A_m^{-1} \cdot B_m. \quad (2.64)$$

Рассматривается равновесие кулачков, закрепленных на ведущем валу, схема сил, действующих на которые, представлена на рисунке 2.14.



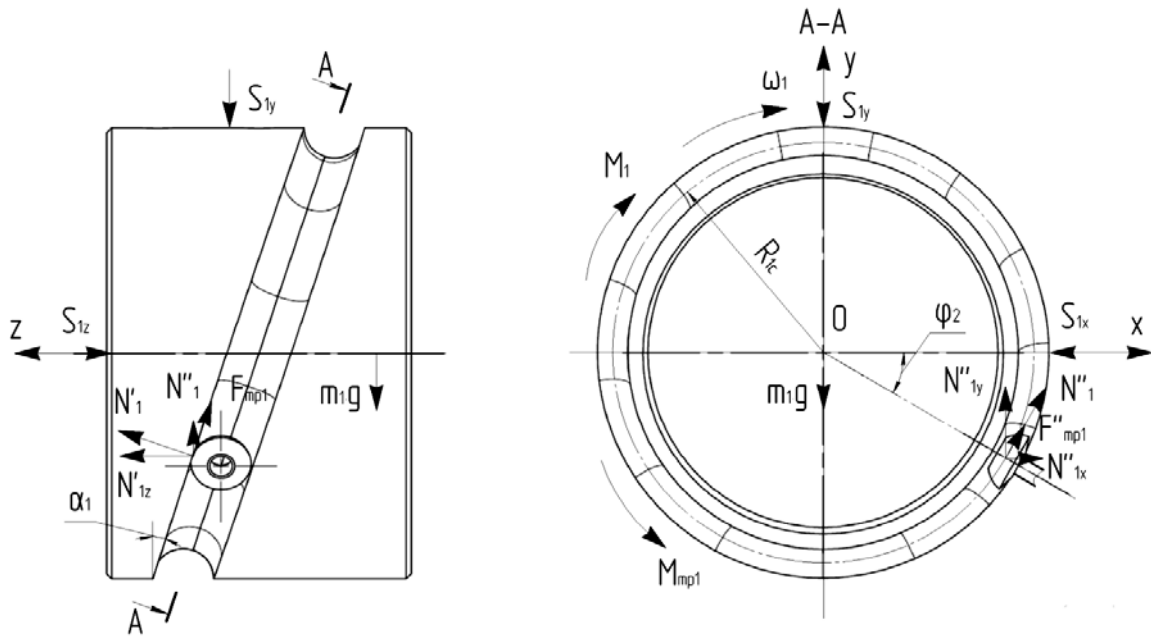


Рисунок 2.14 – Схема сил, действующих на кулачки, закрепленные на ведущем валу

Как видно из рисунка 2.14, на кулачки, закрепленные на ведущем валу, действуют: крутящий момент от двигателя  $M_1$ ; момент трения в опорах  $M_{mp1}$ ; сила тяжести (с учетом горизонтального расположения передачи); реакции  $N_1$  от составных роликов, передающих нагрузку, сведенные в одну точку; сила трения  $F_{mp1}$ , возникающая при движении составных роликов по беговой дорожке; реакции опор  $S_1$ . Так как кулачки, установленные на ведущем валу, вращаются вокруг оси, проходящей через центр их масс, и их угловое ускорение равно нулю, то и момент сил инерции, действующих на кулачки, установленные на ведущем валу, будет равен нулю.

Составляются уравнения кинестатического равновесия:

$$\sum F_x = -S_{1x} + N_1 \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \varphi_2 + F_{mp1} \cdot n_{II} \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin \varphi_2 = 0; \quad (2.65)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y = N_1 \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \cos \varphi_2 - m_1 \cdot g - S_{1y} + \\ + F_{mp1} \cdot n_{II} \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \varphi_2 = 0; \end{aligned} \quad (2.66)$$

$$\sum F_z = -S_{1z} + j_0 \cdot N_1 \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 - j_0 \cdot F_{mp1} \cdot \sin \alpha_1 = 0; \quad (2.67)$$

$$\sum M_z = M_1 - M_{mp1} - N_1 \cdot y_{14c} \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 - F_{mp1} \cdot n_{II} \cdot R_{1c} \cdot \cos \alpha_1 = 0, \quad (2.68)$$

где  $m_1$  – масса кулачков, закрепленных на ведущем валу, кг;

$R_{1c}$  – радиус окружности, проходящей через середину линии контакта втулки полусферической формы с беговой дорожкой, с центром на оси  $z$  (см. рисунок 2.14), м.

Силу трения, возникающую при движении составных роликов, передающих нагрузку, по беговой дорожке, образованной кулачками, закрепленными на ведущем валу, можно найти по формуле

$$F_{mp1} = (N_1 + S_4 \cdot \sin \gamma_1) \delta_c. \quad (2.69)$$

Момент трения  $M_{mp1}$  определяется аналогично  $M_{mp2}$ .

После преобразования уравнений (2.65)–(2.68)

$$S_{1x} = N_1 \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \varphi_2 + F_{mp1} \cdot n_{II} \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin \varphi_2; \quad (2.70)$$

$$S_{1y} = N_1 \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \cos \varphi_2 - m_1 \cdot g + F_{mp1} \cdot n_{II} \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \varphi_2; \quad (2.71)$$

$$S_{1z} = N_1 \cdot j_0 \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 - F_{mp1} \cdot j_0 \cdot \sin \alpha_1; \quad (2.72)$$

$$M_1 = M_{mp1} + N_1 \cdot y_{14c} \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 + F_{mp1} \cdot n_{II} \cdot R_{1c} \cdot \cos \alpha_1. \quad (2.73)$$

Рассматривается равновесие кулачков, закрепленных в корпусе, схема сил, действующих на которые, представлена на рисунке 2.15.

На кулачки, закрепленные в корпусе, действуют: реактивный момент  $M_3$ ; сила тяжести, действующая на кулачки (с учетом горизонтального расположения передачи); реакции  $N_3$  от составных роликов, передающих нагрузку, сведенные в одну точку; сила трения  $F_{mp3}$ , возникающая при движении составных роликов по беговой дорожке; реакции корпуса  $S_3$ .

Составляются уравнения кинестатического равновесия:

$$\sum Fx = -S_{3x} + N_3 \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \sin \varphi_2 + F_{mp3} \cdot n_{II} \cdot \cos \alpha_3 \cdot \sin \varphi_2 = 0; \quad (2.74)$$

$$\begin{aligned} \sum Fy = N_3 \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \cos \varphi_2 - m_3 \cdot g - S_{3y} + \\ + F_{mp3} \cdot n_{II} \cdot \cos \alpha_3 \cdot \cos \varphi_2 = 0; \end{aligned} \quad (2.75)$$

$$\sum Fz = S_{3z} - N_3 \cdot j_0 \cdot \cos \gamma_3 \cdot \cos \alpha_3 + F_{mp3} \cdot j_0 \cdot \sin \alpha_3 = 0; \quad (2.76)$$

$$\sum Mz = M_3 - N_3 \cdot y_{34c} \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3 - F_{mp3} \cdot n_{II} \cdot R_{3c} \cdot \cos \alpha_3 = 0, \quad (2.77)$$

где  $m_3$  – масса кулачков, закрепленных в корпусе, кг;

$R_{3c}$  – радиус окружности, проходящей через середину линии контакта конца ступенчатого ролика полусферической формы с беговой дорожкой, с центром на оси  $z$  (рисунок 2.15), м.

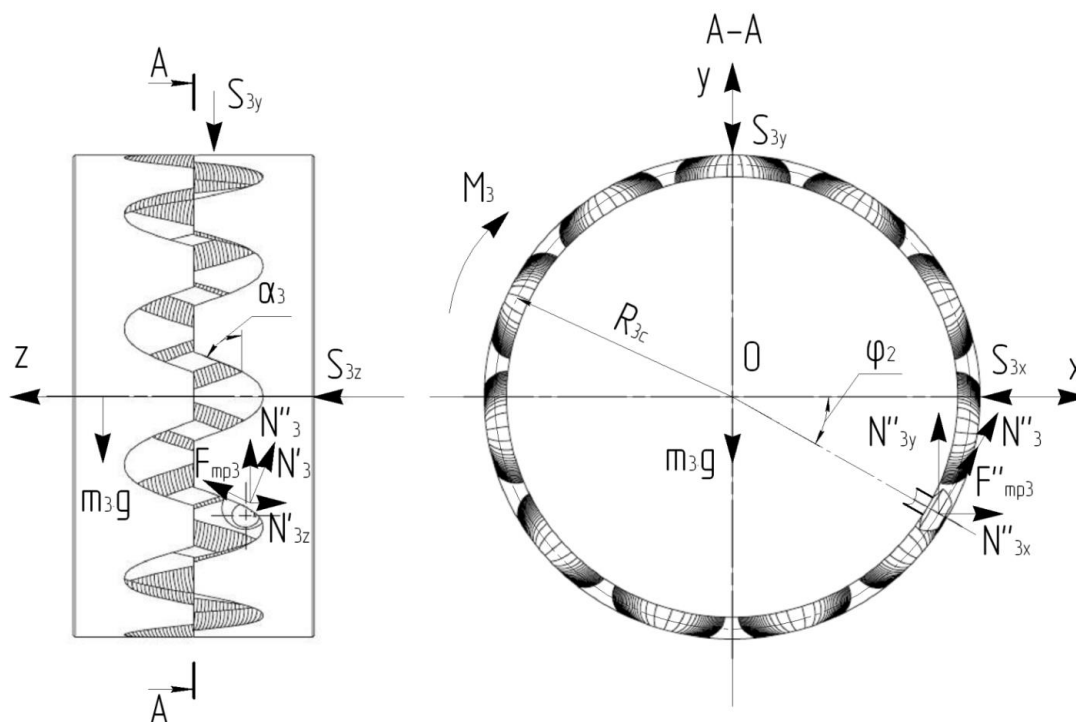


Рисунок 2.15 – Схема сил, действующих на кулачки, закрепленные в корпусе

Сила трения, возникающая при движении составных роликов, передающих нагрузку, по беговой дорожке, определяется по формуле

$$F_{mp3} = N_3 \cdot \delta_c. \quad (2.78)$$

После преобразования уравнений (2.74)–(2.77)

$$S_{3x} = N_3 \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \sin \varphi_2 + F_{mp3} \cdot n_{II} \cdot \cos \alpha_3 \cdot \sin \varphi_2; \quad (2.79)$$

$$S_{3y} = N_3 \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \cos \varphi_2 - m_3 \cdot g + F_{mp3} \cdot n_{II} \cdot \cos \alpha_3 \cdot \cos \varphi_2; \quad (2.80)$$

$$S_{3z} = N_3 \cdot j_0 \cdot \cos \gamma_3 \cdot \cos \alpha_3 - F_{mp3} \cdot j_0 \cdot \sin \alpha_3; \quad (2.81)$$



$$M_3 = N_3 \cdot y_{34c} \cdot n_{II} \cdot \cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_3 + F_{mp3} \cdot n_{II} \cdot R_{3c} \cdot \cos \alpha_3. \quad (2.82)$$

Таким образом, с учетом того, что заданными являются момент полезного сопротивления на ведомом валу  $M_2$ , геометрические параметры ЦКРП и коэффициент трения скольжения, в результате силового анализа разработан алгоритм определения сил, действующих в передаче.

1 По формуле (2.46) определяется реакция  $N_2$ ; составляющие реакций опор – по формулам (2.48)–(2.50).

2 Из системы уравнений (2.60)–(2.62) в соответствии с (2.57)–(2.59) и (2.63)–(2.64) определяются реакции  $N_1$ ,  $N_3$ ,  $S_4$ .

3 Определяются составляющие реакций опор  $S_{1x}$ ,  $S_{1y}$ ,  $S_{1z}$  и  $S_{3x}$ ,  $S_{3y}$ ,  $S_{3z}$  по формулам (2.70)–(2.72) и (2.79)–(2.81) соответственно. Крутящие моменты на ведущем валу  $M_1$  и кулачках, закрепленных в корпусе,  $M_3$  можно найти по формулам (2.73) и (2.82) соответственно.

4 Расчет КПД передачи производится по формуле

$$\eta = \frac{M_2}{M_1 \cdot u}.$$

В ходе силового анализа установлено, что вследствие полусферической формы элементов составного ролика часть реакции со стороны беговых дорожек направлена вдоль оси вращения составного ролика и приводит к увеличению сил трения. На рисунке 2.16 представлен полученный на базе силового анализа график зависимости КПД исследуемой передачи (исходные параметры для расчета аналогичны принятым в подразд. 2.2, коэффициент трения скольжения  $\delta_c = 0,01$ ) от радиуса полусферической поверхности элементов составного ролика, контактирующих с соответствующими беговыми дорожками.

Таким образом, с точки зрения снижения указанных сил трения рациональной для рассматриваемой ЦКРП является величина радиуса полусферической поверхности элементов составного ролика, контактирующих с соответствующими беговыми дорожками, лежащая в диапазоне от 9 до 15 мм.

Определим максимальные силы, действующие в ЦКРП, с учетом параметров передачи, принятых в подразд. 2.2. Радиус полусферических поверхностей элементов составного ролика, исходя из ранее полученных результатов, принимаем равным 12 мм. Момент полезного сопротивления  $M_2 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

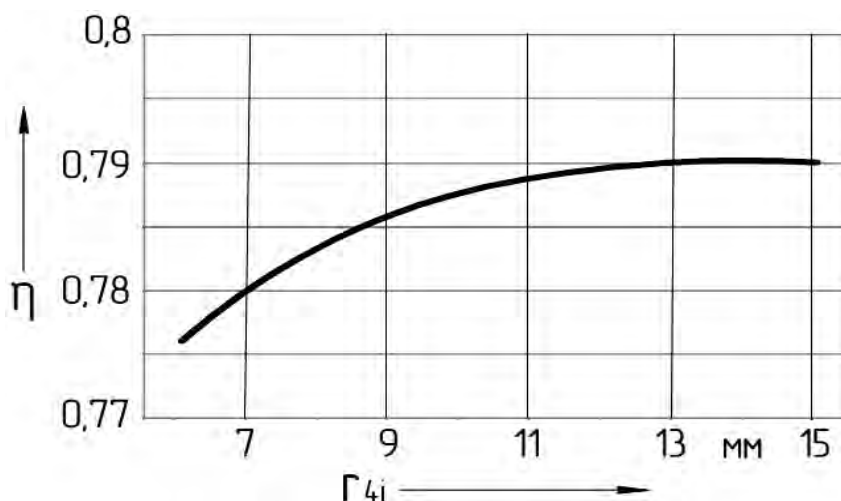


Рисунок 2.16 – График зависимости КПД передачи от радиуса полусферической поверхности элементов составного ролика

Результаты расчета:  $N_1 = 258,3$  Н,  $N_2 = 482,24$  Н,  $N_3 = 487,1$  Н,  $M_1 = 10,31$  Н·м,  $M_3 = 96,16$  Н·м,  $\eta = 0,79$ . Исходя из полученных результатов, можно утверждать, что наибольшая сила действует на составной ролик в месте его взаимодействия с кулачками, закрепленными в корпусе. Максимальные крутящие моменты действуют на ведомом валу и корпусе, в котором закреплены кулачки. Теоретический КПД исследуемой ЦКРП сравним со средним значением КПД для червячных передач.

## 2.5 Анализ динамической модели ЦКРП

### 2.5.1 Уравнение движения исследуемой передачи.

Кинетическую энергию исследуемой ЦКРП можно найти по формуле

$$T = T_1 + T_2 + \sum_{k_p=0}^{u-1} T_4, \quad (2.83)$$

где  $T_1$  – кинетическая энергия ведущего вала, Дж;

$T_2$  – кинетическая энергия ведомого вала, Дж;

$T_4$  – кинетическая энергия составного ролика, Дж.

В качестве обобщенной координаты для определения кинетических энергий всех звеньев передачи принимается угол поворота ведущего вала  $\varphi_1$ . Кинетические энергии элементов передачи можно найти в соответствии с [79, с. 334–336].

Кинетическая энергия ведущего вала

$$T_1 = \frac{J_1 \cdot \dot{\phi}_1^2}{2}, \quad (2.84)$$

где  $J_1$  – момент инерции ведущего вала относительно оси вращения, кг·м<sup>2</sup>.

Кинетическая энергия ведомого вала

$$T_2 = \frac{J_2 \cdot \dot{\phi}_1^2}{2u^2}, \quad (2.85)$$

где  $J_2$  – момент инерции ведомого вала относительно оси вращения, кг·м<sup>2</sup>.

Кинетическая энергия составного ролика

$$T_4 = \sum_{i=1}^3 T_{4i}, \quad (2.86)$$

где  $T_{4i}$  – кинетическая энергия элемента составного ролика (индекс  $i$  показывает, с каким звеном контактирует данный элемент), Дж [71].

Кинетическая энергия элементов составного ролика определяется в соответствии с [79, с. 336] по формуле

$$T_{4i} = \frac{J_{s4i} \cdot \omega_{4i}^2}{2} + \frac{m_{4i} \cdot v_{4i}^2}{2} + \frac{J_{04i} \cdot \dot{\phi}_1^2}{2u^2}, \quad (2.87)$$

где  $J_{s4i}$  – момент инерции соответствующего элемента составного ролика относительно оси, проходящей через его центр масс, кг·м<sup>2</sup>;

$m_{4i}$  – масса соответствующего элемента составного ролика, кг;

$v_{4i}$  – линейная скорость центра масс соответствующего элемента составного ролика вдоль оси вращения ведомого вала, м/с;

$J_{04i}$  – момент инерции соответствующего элемента составного ролика относительно оси вращения ведомого вала, кг·м<sup>2</sup>.

При определении кинетической энергии составных роликов необходимо учитывать, что при работе ЦКРП часть составных роликов не участвует в передаче нагрузки и, соответственно, такие их элементы, как ступенчатый ролик и цилиндрическая втулка, не будут совершать вращательное движение вокруг своей оси. Поэтому в формуле (2.82) для ступенчатого ролика и цилиндрической втулки, являющихся элементами составных

роликов, не передающих нагрузку, выражение  $\frac{J_{s4i} \cdot \omega_{4i}^2}{2} = 0$ .

С учетом вышесказанного, подставив в формулу (2.83) выражения (2.84)–(2.87), уравнение для определения средней за оборот ведомого вала кинетической энергии ЦКРП примет следующий вид:

$$T = \frac{J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_2 \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2u^2} + u \left( \sum_{i=1}^3 \frac{m_{4i} \cdot v_{4i}^2}{2} + \sum_{i=1}^3 \frac{J_{04i} \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2u^2} + \frac{J_{s41} \cdot \omega_{4i}^2}{2} \right) + n_{Пс} \sum_{i=2}^3 \frac{J_{s41} \cdot \omega_{4i}^2}{2}. \quad (2.88)$$

Линейную скорость центра масс элемента составного ролика вдоль оси вращения ведомого вала можно найти в соответствии с [59, с. 48] по формуле

$$v_{4i} = \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot Z_3 \cdot A}{u} \cos\left(\frac{Z_3 \cdot \varphi_1}{u}\right). \quad (2.89)$$

Зависимость углов подъема кривых синусоиды, являющейся образующей для торцевой поверхности кулачка, закрепленного в корпусе, от угла поворота ведущего вала была получена в [59, с. 49]. В соответствии с ней выражение  $\cos\left(\frac{Z_3 \cdot \varphi_1}{u}\right)$  примет вид:

$$\cos\left(\frac{Z_3 \cdot \varphi_1}{u}\right) = \frac{\operatorname{tg} \alpha_3 \cdot R_{s3}}{A \cdot Z_3}. \quad (2.90)$$

В качестве допущения для кулачков, закрепленных в корпусе, синусоида, являющаяся образующей для торцевой поверхности кулачков, заменяется на кусочно-винтовую линию с углом подъема кривых  $\alpha_{3cp}$ . Таким образом, выражение (2.85) можно записать как [71]

$$\cos\left(\frac{Z_3 \cdot \varphi_1}{u}\right) = \frac{2}{\pi}. \quad (2.91)$$

Моменты инерции элементов передачи могут быть определены по формулам для однородных тел простейшей формы согласно [75]. Момент инерции соответствующего элемента составного ролика относительно оси вращения ведомого вала можно найти на основании теоремы Гюйгенса-

Штейнера [75]. После необходимых преобразований в формуле (2.88) уравнение для определения средней за оборот ведомого вала кинетической энергии ЦКРП примет вид:

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{\dot{\Phi}_1^2}{2} \left[ J_1 + \frac{J_2}{u^2} + \frac{4Z_3^2 \cdot A^2}{u \cdot \pi^2} \sum_{i=1}^3 m_{4i} + \frac{1}{u} \sum_{i=1}^3 J_{04i} + \lim_{x \rightarrow \infty} + \right. \\
 & + u \cdot J_{s41} \left( \frac{Z_3 \cdot S_{h1} \left( R_{s1} - \frac{1}{f_{41} - d_{41}} \int_{d_{41}}^{f_{41}} \sqrt{r_{41}^2 - x^2} dx \right)}{u \cdot \cos \alpha_{1cp} \int_{h_{41}}^{h_{41} + S_{h1}} \sqrt{r_{41}^2 - y^2} dy} \right)^2 + \\
 & \left. + n_{Пс} \left( J_{s42} \left( \frac{2Z_3 \cdot A}{r_{42} \cdot u \cdot \pi} \right)^2 + J_{s43} \left( \frac{Z_3 \cdot A \cdot S_{h3}}{u \cdot \sin \alpha_{3cp} \int_{h_{43}}^{h_{43} + S_{h3}} \sqrt{r_{43}^2 - y^2} dy} \right)^2 \right) \right]. \quad (2.92)
 \end{aligned}$$

Для получения уравнения движения ЦКРП следует выполнить преобразования для (2.92) в соответствии с уравнением Лагранжа 2-го рода [79, с. 357], в результате которых имеем уравнение

$$\begin{aligned}
 \ddot{\Phi}_1 \cdot \left[ J_1 + \frac{J_2}{u^2} + \frac{4Z_3^2 \cdot A^2}{u \cdot \pi^2} \sum_{i=1}^3 m_{4i} + \frac{1}{u} \sum_{i=1}^3 J_{04i} + \right. \\
 + u \cdot J_{s41} \left( \frac{Z_3 \cdot S_{h1} \left( R_{s1} - \frac{1}{f_{41} - d_{41}} \int_{d_{41}}^{f_{41}} \sqrt{r_{41}^2 - x^2} dx \right)}{u \cdot \cos \alpha_{1cp} \int_{h_{41}}^{h_{41} + S_{h1}} \sqrt{r_{41}^2 - y^2} dy} \right)^2 + n_{Пс} \left( J_{s42} \left( \frac{2Z_3 \cdot A}{r_{42} \cdot u \cdot \pi} \right)^2 + \right. \\
 \left. \left. + J_{s43} \left( \frac{Z_3 \cdot A \cdot S_{h3}}{u \cdot \sin \alpha_{3cp} \int_{h_{43}}^{h_{43} + S_{h3}} \sqrt{r_{43}^2 - y^2} dy} \right)^2 \right) \right] = M_1 - \frac{M_2}{u} - M_{mp}, \quad (2.93)
 \end{aligned}$$

где  $M_{mp}$  – момент трения в передаче, Н·м.

### 2.5.2 Разработка и анализ динамической модели.

Варианты динамических моделей для ППТК предлагались в [58], [80], [81]. В частности, для ППТК цилиндрического типа динамическая модель была разработана в [58, с. 162–167], однако в ней не учитывается применение составных роликов и механизма выравнивания нагрузки по потокам, также есть необходимость уточнить вопрос определения коэффициентов сопротивления диссипативных элементов.

Для составления динамической модели ЦКРП был применен структурно-матричный метод [82, с. 145].

В исследуемой ЦКРП кулачки, закрепленные в корпусе, являются неподвижным звеном. Упругость и податливость ступенчатых роликов, ведомого вала с пазами и упругих компенсирующих элементов приняты во внимание посредством соответствующих упругих и диссипативных элементов. Безынерционное преобразование характеристик потока энергии учитывает введение в динамическую модель трансформаторного элемента [71].

Схема динамической модели для исследуемой передачи приведена на рисунке 2.17.

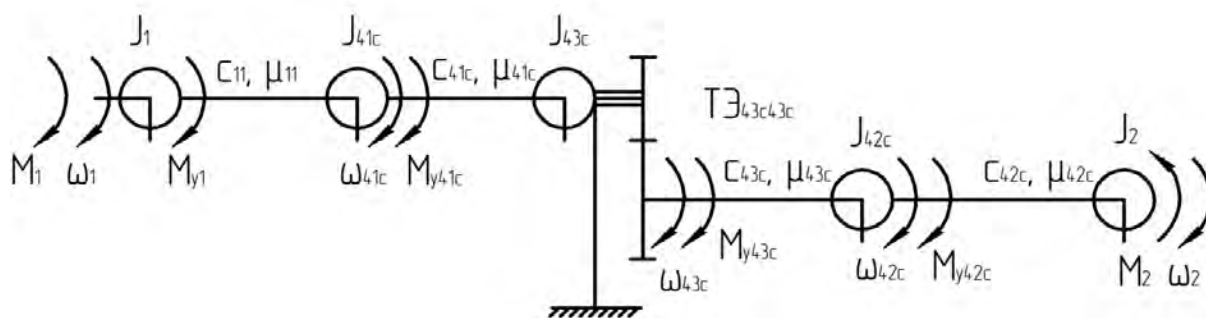


Рисунок 2.17 – Схема динамической модели разработанной ЦКРП

Орграф к динамической модели представлен на рисунке 2.18. При составлении динамической модели в соответствии с рисунком 2.17 рассматривалась система, включающая в себя следующие сосредоточенные массы: 1 – кулачки, закрепленные на ведущем валу; 41с – звено, состоящее из втулок полусферической формы; 43с – звено, состоящее из ступенчатых роликов; 42с – звено, состоящее из втулок цилиндрической формы; 2 – ведомый вал. Необходимо учитывать, что звенья 41с, 43с и 42с, будучи частью составных роликов, связаны друг с другом, поэтому угловая скорость вращения этих звеньев является трансформированной.



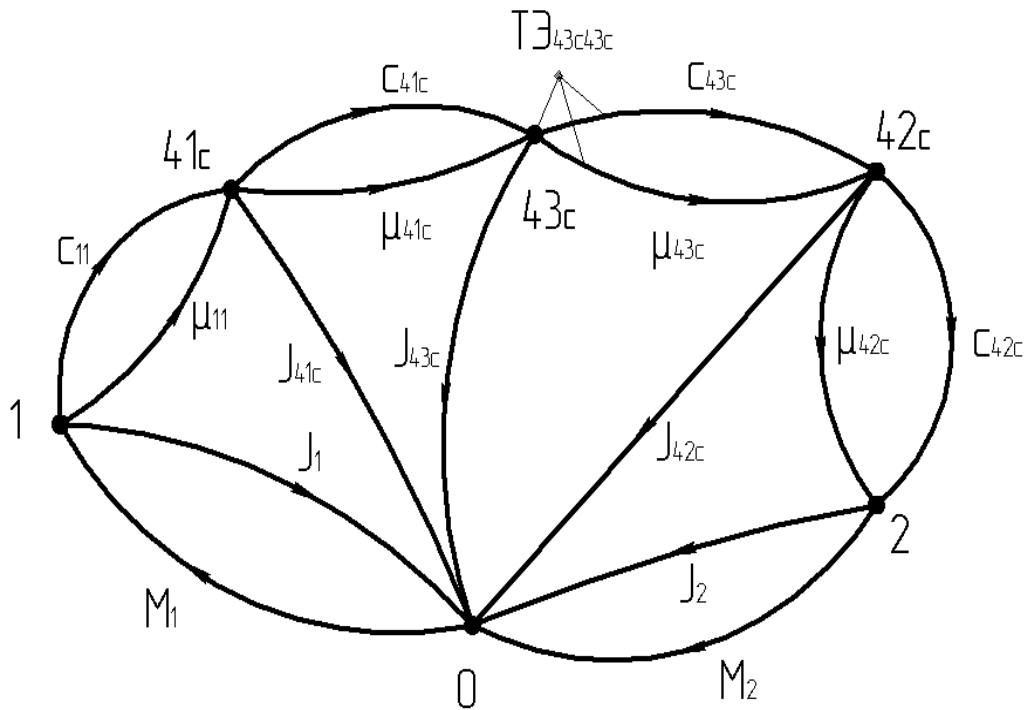


Рисунок 2.18 – Орграф к динамической модели

Матрица инциденций приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Матрица инциденций

Узел	Ветвь														источник потенциалов	
	инерционная					диссипативная				упругая						
	1	41c	43c	42c	2	11	41c	43c	42c	11	41c	43c	42c	1	2	
1	1					1				1						
1c		1					1				1					
3c			1					1				1				
2c				1					1				1			
					1										1	

В соответствии с [82, с. 161] на базе матрицы инциденций и с учетом наличия трансформаторного элемента составляется математическая модель исследуемой ЦКРП, описываемая следующей системой уравнений:

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{M_1 - M_{y1} - M_{d1}}{J_1}; \quad (2.94)$$

$$\frac{d\omega_{41c}}{dt} = \frac{M_{y1} - M_{y41c} + M_{Д1} - M_{Д41}}{J_{41c}}; \quad (2.95)$$

$$\frac{d\omega_{43c}}{dt} = \frac{M_{y41c} - M_{y43c} / (u \cdot \eta) + M_{Д41c} - M_{Д43c} / (u \cdot \eta)}{J_{43c}}; \quad (2.96)$$

$$\frac{d\omega_{42c}}{dt} = \frac{M_{y43c} - M_{y42c} + M_{Д43c} - M_{Д42c}}{J_{42c}}; \quad (2.97)$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{-M_2 + M_{y42c} + M_{Д42c}}{J_2}, \quad (2.98)$$

где  $\omega_{41c}$ ,  $\omega_{43c}$ ,  $\omega_{42c}$  – угловые скорости вращения звеньев, составляющих динамическую модель, рад/с;

$M_{y1}$ ,  $M_{y41c}$ ,  $M_{y43c}$ ,  $M_{y42c}$  – крутящие моменты упругих элементов, Н·м;

$M_{Д1}$ ,  $M_{Д41c}$ ,  $M_{Д43c}$ ,  $M_{Д42c}$  – крутящие моменты диссипативных элементов, Н·м;

$J_{41c}$ ,  $J_{43c}$ ,  $J_{42c}$  – моменты инерции звеньев, составляющих динамическую модель, кг·м<sup>2</sup>.

Компоненты уравнений (2.94)–(2.98), в свою очередь, описываются следующими зависимостями [71]:

$$\frac{dM_{y1}}{dt} = c_{11} \left( \frac{\omega_1}{u} - \omega_{41c} \right); \quad (2.99)$$

$$\frac{dM_{y41c}}{dt} = c_{41c} (\omega_{41c} - \omega_{43c}); \quad (2.100)$$

$$\frac{dM_{y43c}}{dt} = c_{43c} (\omega_{43c} - \omega_{42c}); \quad (2.101)$$

$$\frac{dM_{y42c}}{dt} = c_{42c} (\omega_{42c} - \omega_2); \quad (2.102)$$

$$M_{Д1} = \mu_{11} \left( \frac{\omega_1}{u} - \omega_{41c} \right); \quad (2.103)$$

$$M_{Д41c} = \mu_{41c} (\omega_{41c} - \omega_{43c}); \quad (2.104)$$

$$M_{Д43c} = \mu_{43c} (\omega_{43c} - \omega_{42c}); \quad (2.105)$$

$$M_{Д42c} = \mu_{42c} (\omega_{42c} - \omega_2), \quad (2.106)$$

где  $c_{11}$ ,  $c_{41c}$ ,  $c_{43c}$ ,  $c_{42c}$  – угловые жесткости соответствующих упругих элементов, Н·м/рад;

$\mu_{11}$ ,  $\mu_{41c}$ ,  $\mu_{43c}$ ,  $\mu_{42c}$  – коэффициенты сопротивления соответствующих диссипативных элементов, Н·м·с/рад.

Для решения данной системы уравнений необходимо задать внешние воздействия  $M_1$ ,  $M_2$  и начальные условия  $\omega_{10}$ ,  $\omega_{410c}$ ,  $\omega_{430c}$ ,  $\omega_{420c}$ ,  $\omega_{20}$ ,  $M_{y10}$ ,  $M_{y410c}$ ,  $M_{y430c}$ ,  $M_{y420c}$ .

Осевые моменты инерции элементов составных роликов вычисляются из условия равенства кинетических энергий суммы указанных элементов как отдельных единиц и единого звена, представляющего их совокупность [58, с. 167–168]. При определении моментов инерции элементов составных роликов, которые рассматриваются как единое звено, вращающееся относительно оси вращения ведомого вала, в качестве допущения угловая скорость вращения данного звена принимается постоянной и равной угловой скорости вращения ведомого вала.

С учетом преобразований (2.87), (2.89)–(2.91) получим

$$J_{41c} = u^3 \left( \frac{4Z_3^2 \cdot A^2}{u^2 \cdot \pi^2} m_{41} + \frac{J_{041}}{u^2} \right) + u^3 \cdot J_{s41} \times$$

$$\times \left( \frac{Z_3 \cdot S_{h1} \left( R_{s1} - \frac{1}{f_{41} - d_{41}} \int_{d_{41}}^{f_{41}} \sqrt{r_{41}^2 - x^2} dx \right)}{u \cdot \cos \alpha_{1cp} \int_{h_{41}}^{h_{41} + S_{h1}} \sqrt{r_{41}^2 - y^2} dy} \right)^2; \quad (2.107)$$

$$J_{43c} = u^2 \left( \frac{4Z_3^2 \cdot A^2}{u \cdot \pi^2} m_{43} + \frac{J_{043}}{u} \right) + u^2 \cdot n_{IIc} \cdot J_{s43} \times$$



$$\times \left( \frac{Z_3 \cdot A \cdot S_{h3}}{h_{43} + S_{h3} \int_{h_{43}} \sqrt{r_{43}^2 - y^2} dy} \right)^2; \quad (2.108)$$

$$J_{42c} = u^2 \left( \frac{4Z_3^2 \cdot A^2}{u \cdot \pi^2} m_{42} + \frac{J_{042}}{u} + n_{Пс} \cdot J_{s42} \left( \frac{2Z_3 \cdot A}{r_{42} \cdot u \cdot \pi} \right)^2 \right). \quad (2.109)$$

Угловые жесткости соответствующих упругих элементов определяются согласно [83, с. 233–234]:

$$c_{11} = n_{Пс} \cdot a \cdot b_{l11} \cdot R_{1c}^2; \quad (2.110)$$

$$c_{4ic} = n_{Пс} \cdot a \cdot b_{l4i} \cdot R_{ic}^2, \quad (2.111)$$

где  $a$  – коэффициент для стальных деталей, Па [83, с. 234];

$b_{l11}, b_{l4i}$  – длина линии контакта с упругим элементом, м.

При расчете угловой жесткости  $c_{42c}$  выступов пазов ведомого вала упругие компенсирующие элементы и ведомый вал, в пазах которого они установлены, рассматриваются как звено, представляющее собой последовательное соединение упругих элементов. Поскольку линейная жесткость упругих компенсирующих элементов на порядок ниже жесткости выступов ведомого вала, то жесткость последних можно не учитывать [71]. Соответственно, угловую жесткость выступов ведомого вала можно найти по формуле

$$c_{42c} = n_{Пс} \cdot c_{yn2} \cdot R_{2c}^2, \quad (2.112)$$

где  $c_{yn2}$  – линейная жесткость упругих компенсирующих элементов, Н/м.

При определении коэффициентов сопротивления соответствующих диссипативных элементов используются парциальные системы, выделяемые из динамической модели [82, с. 89–90]. Коэффициенты сопротивления можно найти по [82, формула (3.53)].

Динамическая модель исследуемой передачи разбивается на парциальные системы, представленные на рисунке 2.19.

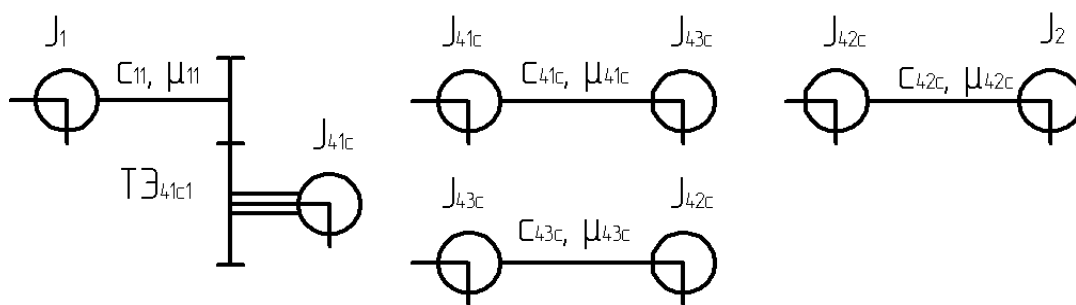


Рисунок 2.19 – Схемы динамических моделей парциальных систем

Поскольку значение момента инерции эквивалентного приведенного инерционного элемента определяется исходя из равенства кинетических энергий исходного и приведенного инерционных элементов и, как указывалось ранее, звенья 41с, 43с, 42с являются связанными друг с другом и вращаются вместе с ведомым валом, то для парциальных систем трансформаторный элемент располагается между  $J_1$  и  $J_{41c}$ .

Параметр эквивалентного приведенного инерционного элемента при отсутствии трансформаторного элемента и собственная парциальная частота для систем с упругим базовым элементом определяются по формулам в соответствии с [82, с. 91–93].

Параметр эквивалентного приведенного инерционного элемента при наличии трансформаторного элемента в соответствии с рисунком 2.19 можно найти по формуле

$$J_1^* = \frac{1}{1/J_1 + u^2/J_{41c}}. \quad (2.113)$$

Для обоснования типа используемых упругих компенсирующих элементов в механизме выравнивания нагрузки по потокам была проанализирована разработанная динамическая модель с учетом исходных параметров ЦКРП, принятых в подразд. 2.2, и следующих вариантов применения упругих компенсирующих элементов с целью определения их влияния на переходный процесс:

- в пазах ведомого вала установлены упругие компенсирующие элементы, выполненные из резины ( $c_{yn2} = 25 \cdot 10^3$  Н/м,  $\mu_{42c} = 0,68$  Н·м·с/рад);
- в пазах ведомого вала установлены стальные упругие компенсирующие элементы ( $c_{yn2} = 200 \cdot 10^3$  Н/м,  $\mu_{42c} = 1,07$  Н·м·с/рад);
- в пазах ведомого вала отсутствуют упругие компенсирующие элементы ( $c_{yn2} = 5 \cdot 10^7$  Н/м,  $\mu_{42c} = 10,18$  Н·м·с/рад).

Для упругих компенсирующих элементов (и варианта их отсутствия в конструкции передачи) значения угловой жесткости и коэффициентов сопротивления определены теоретически на базе усредненных величин линейной жесткости и коэффициентов аперiodичности для рассматриваемых случаев.

В качестве начальных условий задана угловая скорость вращения  $\omega_{10} = 157$  рад/с, остальные начальные условия равны нулю.

Система уравнений (2.94)–(2.106) решалась численными методами. На рисунках 2.20–2.22 представлены результаты вычислений – графики изменения угловых скоростей и крутящих моментов упругих элементов.

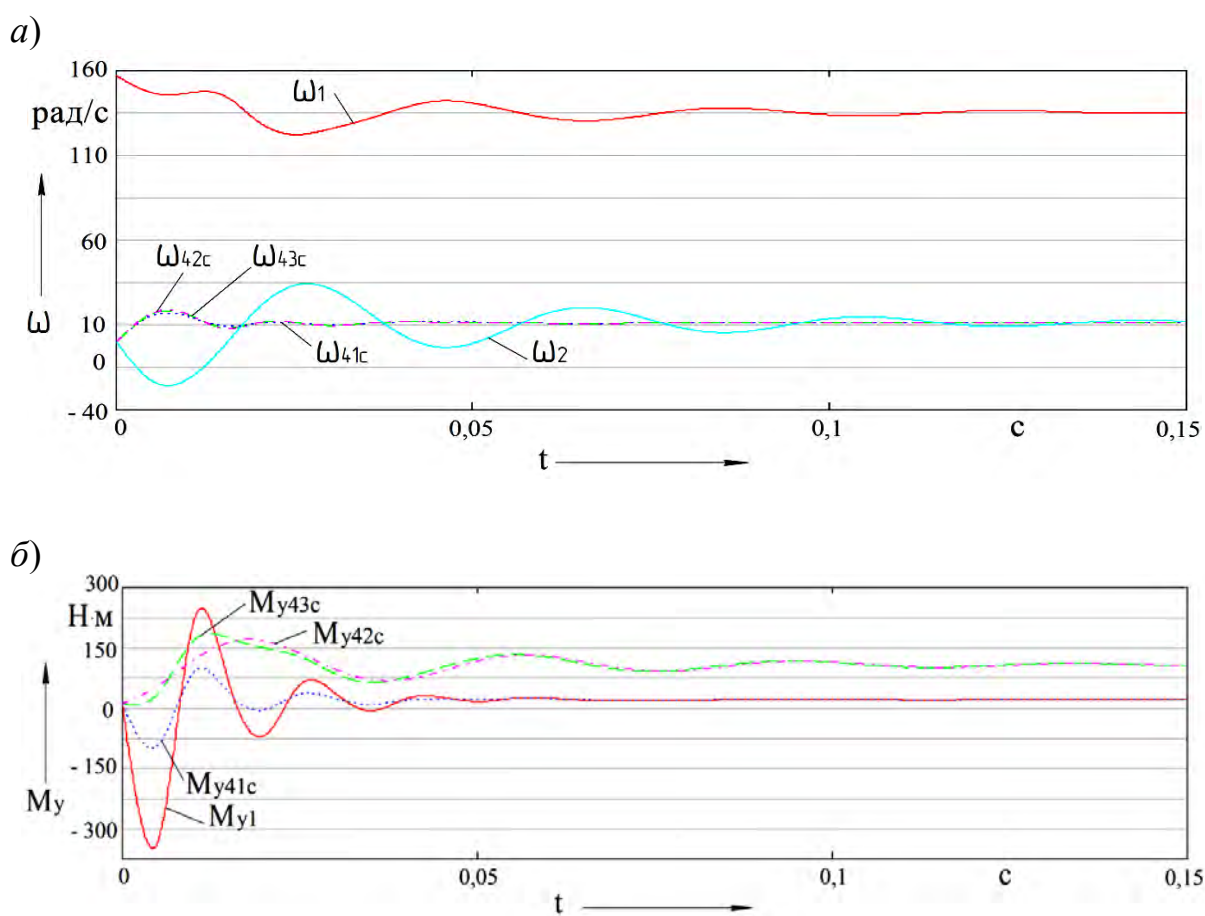


Рисунок 2.20 – Графики изменения угловых скоростей (а) и крутящих моментов (б) звеньев ЦКРП с учетом применения упругих компенсирующих элементов, выполненных из резины



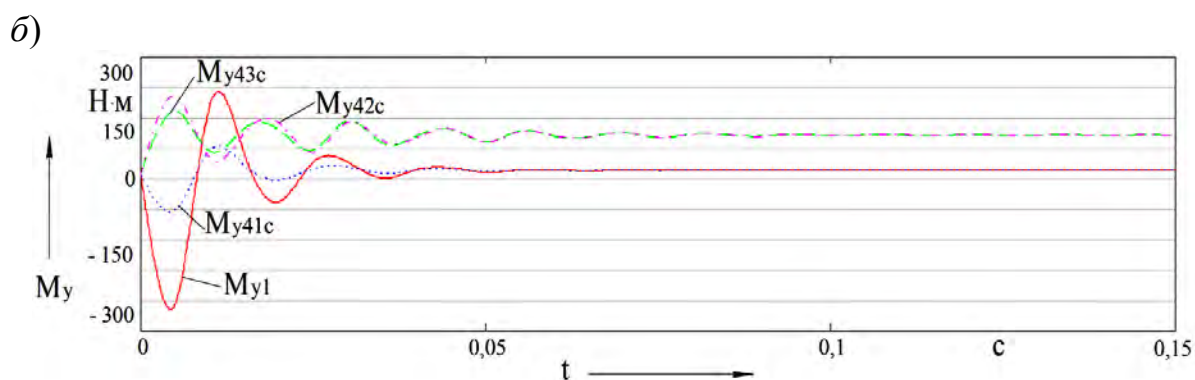
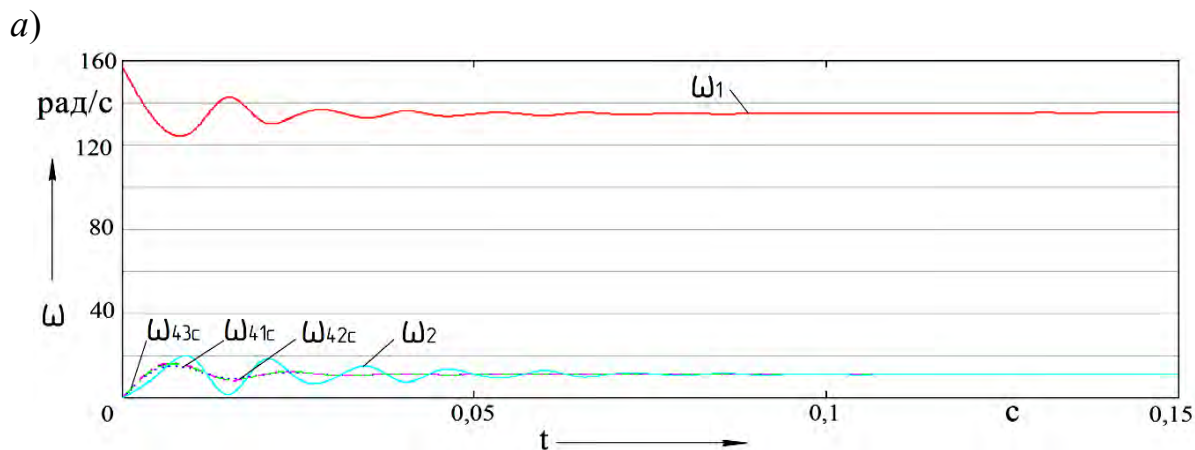


Рисунок 2.21 – Графики изменения угловых скоростей (а) и крутящих моментов (б) звеньев ЦКРП с учетом применения стальных упругих компенсирующих элементов

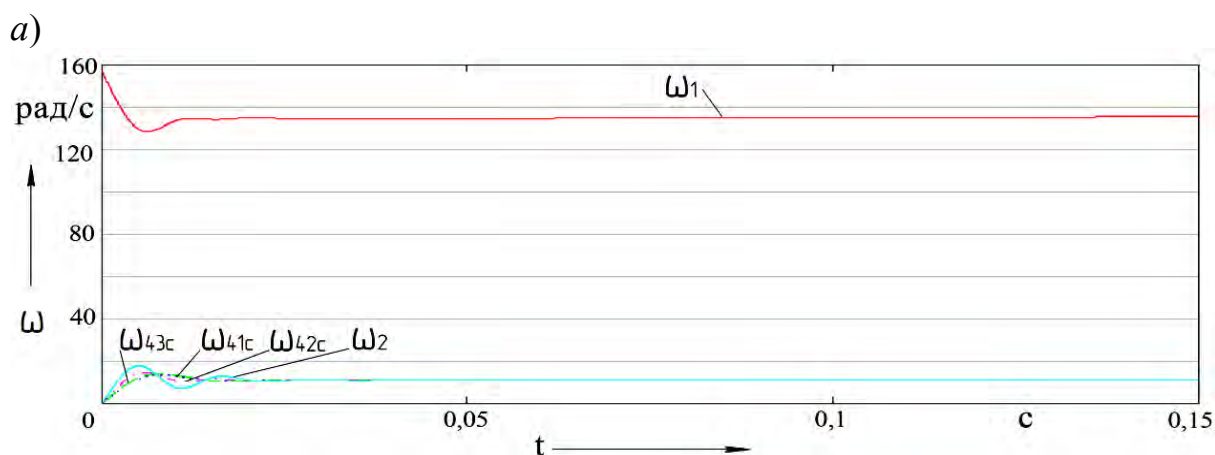
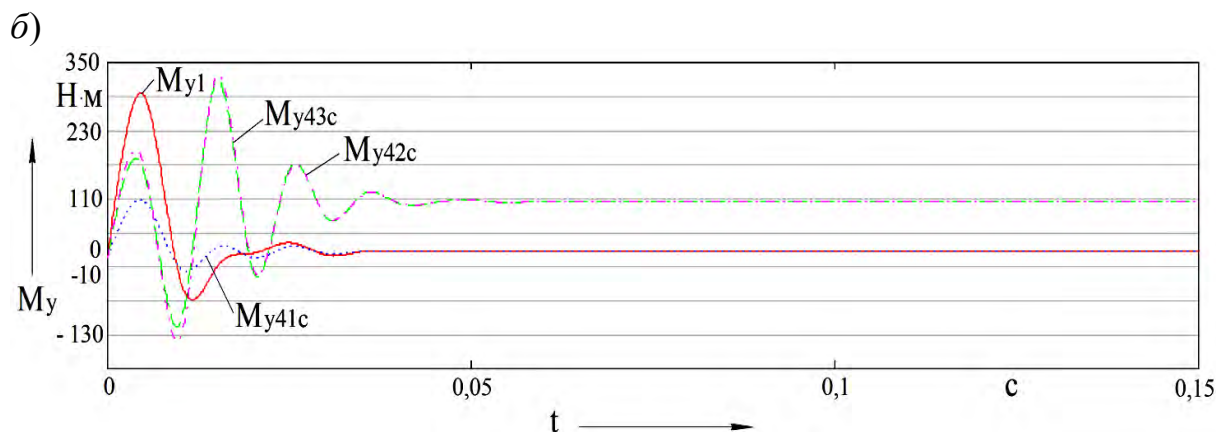


Рисунок 2.22 – Графики изменения угловых скоростей (а) и крутящих моментов (б) звеньев ЦКРП при отсутствии упругих компенсирующих элементов



Окончание рисунка 2.22

Установлено, что при отсутствии упругих компенсирующих элементов в пазах ведомого вала время перехода системы в устойчивое положение минимальное среди рассматриваемых вариантов и составляет 0,06 с, однако максимальное отклонение крутящего момента  $M_{y42c}$  в 3 раза превышает его значение в установившемся режиме работы передачи, а при вариантах использования упругих компенсирующих элементов (стальных и из резины) это отклонение не превышает 60 %. Время перехода системы в устойчивое положение при применении упругих компенсирующих элементов из резины на 50 % больше, чем при стальных упругих компенсирующих элементах, также при использовании упругих компенсирующих элементов из резины на 80 % больше максимальная амплитуда колебаний угловых скоростей, приводящая к ударным нагрузкам при переходных процессах.

Проведенный анализ показал, что в механизме выравнивания нагрузки по потокам наиболее целесообразно использовать стальные упругие компенсирующие элементы с линейной жесткостью  $150 \cdot 10^3 \dots 450 \cdot 10^3$  Н/м.

## 3 Прочностной анализ и разработка алгоритма расчета ЦКРП

### 3.1 Исследование прочности деталей ЦКРП

Прочность деталей ЦКРП, участвующих в передаче нагрузки от ведущего вала к рабочему органу, определяется по контактными напряжениями и напряжениями изгиба.

Максимальное напряжение в зоне контакта цилиндрической втулки и вкладыша, расположенного в продольном пазу ведомого вала, определяется в соответствии с [84, с. 531]. Из конструктивных соображений длина цилиндрической втулки принимается равной 0,35 длины составного ролика.

$$\sigma_{H_{\max 2}} = 0,953 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{N_2 \cdot E_1 \cdot E_2}{r_{42} \cdot l_p \cdot ((1 - \mu_1^2) E_2 + (1 - \mu_2^2) \cdot E_1)}} \leq [\sigma_{Hi}], \quad (3.1)$$

где  $E_1, E_2$  – модули упругости материала контактирующих деталей, Па;

$l_p$  – длина составного ролика, м;

$\mu_1, \mu_2$  – коэффициенты Пуассона материала контактирующих деталей;

$[\sigma_{Hi}]$  – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Из выражения (3.1) допускаемую величину радиуса наружной поверхности цилиндрической втулки можно найти как

$$r_{42} = \frac{0,908 N_2 \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot 10^{-12}}{[\sigma_{Hi}]^2 l_p \cdot ((1 - \mu_1^2) E_2 + (1 - \mu_2^2) E_1)}. \quad (3.2)$$

Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость определяются в соответствии с [73, с. 175–178], как для зубчатых цилиндрических передач.

Принимая в качестве допущения, что передача работает при постоянном режиме нагрузки, расчет циклической долговечности для вкладыша ведомого вала и цилиндрической втулки, контактирующей с ним, исходя из заданного срока службы редуктора, будет осуществляться по формуле

$$N_{H62} = \frac{3600 Z_3 \cdot \omega_2 \cdot t}{\pi}, \quad (3.3)$$

где  $t$  – срок службы передачи, ч.

Кулачки, закрепленные в корпусе, рассчитываются по максимальным напряжениям в зоне контакта с составными роликами и по напряжениям изгиба для выступов торцового профиля.

Максимальные напряжения в зоне контакта элементов составного ролика и беговых дорожек с учетом принятых в подразд. 2.2 допущений определяются по формуле

$$\sigma_{H \max i} = 0,564 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{N_i \cdot E_1 \cdot E_2}{r_{4i} \cdot l_{ri} ((1 - \mu_1^2) E_2 + (1 - \mu_2^2) E_1)}} \leq [\sigma_{Hi}], \quad (3.4)$$

где  $l_{ri}$  – длина линии контакта соответствующего элемента составного ролика с беговой дорожкой, м,

$$l_{ri} = r_{4i} (\arcsin((h_{4i} + S_{hi}) / r_{4i}) - \arcsin(h_{4i} / r_{4i})). \quad (3.5)$$

Решая совместно зависимости (3.4) и (3.5), можно найти допускаемую величину радиуса полусферической поверхности элементов составного ролика, контактирующих с беговыми дорожками.

Проверку по максимальным напряжениям в зоне контакта элементов составного ролика и беговых дорожек достаточно выполнить для контакта с кулачками, закрепленными в корпусе, поскольку действующие здесь силы значительно превышают силы, передаваемые кулачками, закрепленными на ведущем валу, а размеры конца ступенчатого ролика полусферической формы и втулки полусферической формы отличаются незначительно.

Расчет циклической долговечности с учетом постоянства режима нагружения, исходя из заданного срока службы передачи, для выступов наружного кулачка осуществляется по формуле

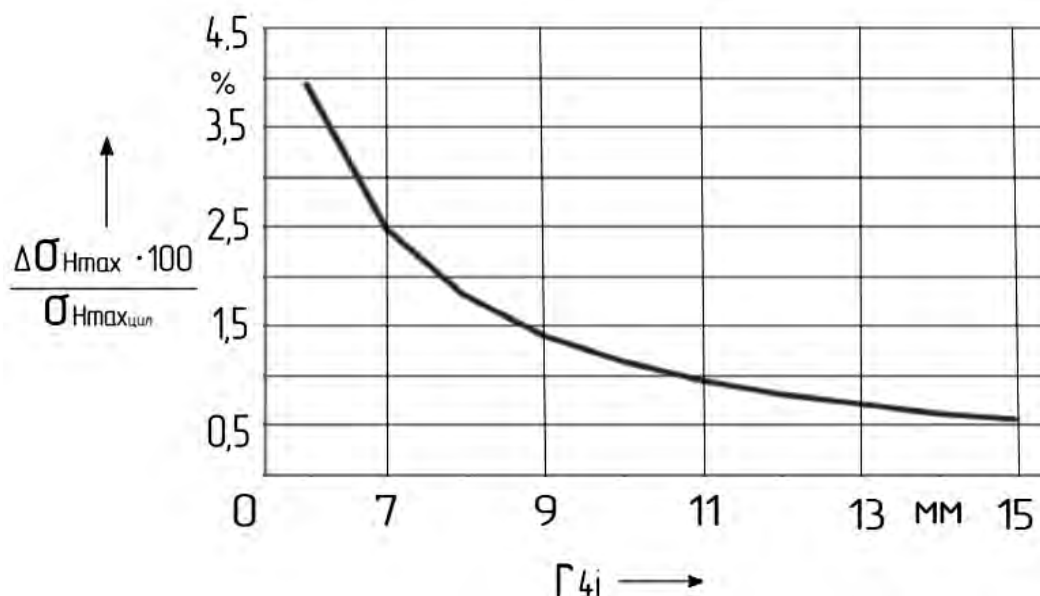
$$N_{H\epsilon 3} = \frac{1800(Z_3 + Z_1)\omega_2 \cdot t}{\pi}. \quad (3.6)$$

Для конца ступенчатого ролика полусферической формы циклическая долговечность определяется по формуле (3.3).

Проверка по максимальным напряжениям в зоне контакта отдельных элементов составного ролика друг с другом не выполняется, поскольку контакт происходит не по линии, а по поверхности и контактные напряжения значительно меньше аналогичных при контакте элементов составного

ролика с кулачками и ведомым валом.

На рисунке 3.1 представлен график зависимости снижения максимальных контактных напряжений при использовании элементов составного ролика полусферической формы вместо цилиндрической от радиуса полусферической поверхности элементов составного ролика.



$\Delta\sigma_{H\max}$  – разность между максимальными контактными напряжениями для цилиндрической и полусферической форм элементов составных роликов;  $\sigma_{H\max\text{цил}}$  – максимальные контактные напряжения для цилиндрической формы элементов составных роликов

Рисунок 3.1 – График зависимости относительного уменьшения максимальных контактных напряжений при использовании полусферической формы элементов составного ролика вместо цилиндрической от радиуса полусферической поверхности

Исходя из графика, можно заключить, что использование элементов составного ролика полусферической формы вместо цилиндрической позволяет за счет увеличения линии контакта снизить максимальные контактные напряжения на 0,5...4 % для радиусов полусферической поверхности элементов составного ролика – 6...15 мм.

Проверка на прочность при изгибе для ступенчатого ролика не проводится вследствие полусферической формы элементов составного ролика, контактирующих с кулачками, и, соответственно, малой величины расстояния от точки приложения силы до опасного сечения.

Проверка на прочность при изгибе для выступов кулачка, закрепленного в корпусе, выполняется так же, как и для зубьев цилиндрических колес, поскольку данные выступы имеют аналогичное сложное напряженное состояние [73, с. 145–146].

Для определения ширины выступа и расстояния от точки приложения силы до опасного сечения кривая, образующая профиль выступа кулачка, закрепленного в корпусе, заменяется на кусочно-винтовую линию, аналогично заменяется траектория перемещения центра составного ролика. Схема сил и напряжений, действующих на выступ кулачка, закрепленного в корпусе, представлена на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Схема для расчета выступов кулачка, закрепленного в корпусе, по напряжениям изгиба

Напряжение изгиба в опасном сечении  $O_1-O_1$  в соответствии с рисунком 3.2 определяется по формуле

$$\sigma_{F3} = \left( \frac{N_{3x} \cdot l_{3в}}{W_{3в}} - \frac{N_{3y}}{A_{3в}} \right) 10^{-6} \leq [\sigma_F], \quad (3.7)$$

где  $l_{3в}$  – расстояние от точки приложения силы на оси симметрии выступа до опасного сечения, м;

$W_{3в}$  – момент сопротивления опасного сечения при изгибе, м<sup>3</sup>;

$A_{3в}$  – площадь опасного сечения, м<sup>2</sup>;

$[\sigma_F]$  – допускаемое напряжение изгиба, МПа.



$$N_{3x} = N_3 \cdot \cos \gamma_3 \cdot \sin \alpha_{3cp}; \quad (3.8)$$

$$N_{3y} = N_3 \cdot \cos \gamma_3 \cdot \cos \alpha_{3cp}. \quad (3.9)$$

Момент сопротивления опасного сечения при изгибе в соответствии с [85, с. 84] можно найти по формуле

$$W_{3e} = \frac{S_{h3} \cdot b_{3e}^2}{6}, \quad (3.10)$$

где  $b_{3e}$  – ширина выступа в опасном сечении, м.

Согласно рисунку 3.2 определяется ширина выступа в опасном сечении  $O_1-O_1$ :

$$b_{3e} = b_{3c} - 2r_{p3} \cdot \sin \alpha_{3cp}, \quad (3.11)$$

где  $b_{3c}$  – ширина кусочно-винтовой линии, заменяющей синусоиду (траекторию перемещения центра составного ролика), у основания профиля выступов (см. рисунок 3.2), м;

$r_{p3}$  – радиус окружности сечения конца ступенчатого ролика полусферической формы, проведенного в середине длины линии его контакта с кулачком (см. рисунок 3.2), м.

$$r_{p3} = r_{43} \cdot \cos \gamma_3; \quad (3.12)$$

$$b_{3c} = \frac{2\pi \cdot R_{3c}}{Z_3}. \quad (3.13)$$

Площадь опасного сечения выступа кулачка, закрепленного в корпусе, вычисляется по формуле  $A_{3e} = S_{h3} \cdot b_{3e}$ .

Расстояние от точки приложения силы на оси симметрии выступа до опасного сечения рассчитывается по формуле

$$l_{3e} = A + h_v + r_{p3} \cdot \cos \alpha_{3cp} - \frac{b_{3ee}}{2 \operatorname{tg} \alpha_{3cp}}, \quad (3.14)$$

где  $b_{3ee}$  – ширина выступа на его вершине (см. рисунок 3.2), м.

Ширина выступа на вершине определяется по формуле

$$b_{3\epsilon\epsilon} = 2 \left( \frac{b_{3\epsilon}}{2} - \frac{A + h_v + r_{p3} \cdot \cos \alpha_{3cp}}{\operatorname{tg} \alpha_{3cp}} \right). \quad (3.15)$$

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на усталость можно найти в соответствии с [73, с. 182], как для зубчатых цилиндрических передач. Циклическая долговечность определяется по формуле (3.6).

Из зависимости (3.7) можно найти расстояние  $l_{3\epsilon}$  как

$$l_{3\epsilon} = \frac{W_{3\epsilon}}{N_{3x}} \left( [\sigma_F] 10^6 + \frac{N_{3y}}{A_{3\epsilon}} \right). \quad (3.16)$$

Соответственно, допускаемая высота выступов кулачков, закрепленных в корпусе передачи,

$$l_{3\epsilon\epsilon} = \frac{W_{3\epsilon}}{N_{3x}} \left( [\sigma_F] 10^6 + \frac{N_{3y}}{A_{3\epsilon}} \right) + \frac{b_{3\epsilon\epsilon}}{2 \operatorname{tg} \alpha_{3cp}}. \quad (3.17)$$

Выведенная аналитическая зависимость для расчета напряжений изгиба в опасном сечении позволяет определять допускаемую величину подрезания выступов кулачков, от которой зависит число промежуточных тел качения, передающих нагрузку, т. е. нагрузочная способность ЦКРП.

$$h_v = A - \left( \frac{W_{3\epsilon}}{N_{3x}} \left( [\sigma_F] + \frac{N_{3y}}{A_{3\epsilon}} \right) + \frac{b_{3\epsilon\epsilon}}{2 \operatorname{tg} \alpha_{3cp}} - r_{p3} \cos \alpha_{3cp} \right). \quad (3.18)$$

Для проверки адекватности полученной формулы, в частности правильности определения площади опасного сечения, было предложено сопоставить изгиб выступа под действием только первого слагаемого в формуле (3.7) с изгибом цилиндрического образца на машине для износосталостных испытаний СИ-03 Мо.

Напряжение изгиба, возникающее в опасном сечении цилиндрического образца, установленного на машине СИ-03 Мо, определяется по формуле



$$\sigma_F = \frac{N_p \cdot l_p}{W_p} \leq [\sigma_F], \quad (3.19)$$

где  $N_p$  – сила, действующая на консольный конец цилиндрического образца, Н;

$l_p$  – расстояние от точки приложения силы до опасного сечения, м;

$W_p$  – момент сопротивления опасного сечения при изгибе, м<sup>3</sup>.

Максимально допустимое значение силы  $N_{3x}$ , действующей на кулачок, без учета сжимающей силы  $N_{3y}$  можно найти по формуле

$$N_{3x} = \frac{[\sigma_F] W_{3e}}{l_{3e}}. \quad (3.20)$$

Моменты сопротивления опасного сечения при изгибе для вала цилиндрического образца определяются по формуле

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_p^3}{32}, \quad (3.21)$$

где  $d_p$  – диаметр цилиндрического образца в опасном сечении, м.

Эквивалентное  $N_{3x}$  значение силы, вызывающей изгиб в опасном сечении, можно найти по формуле

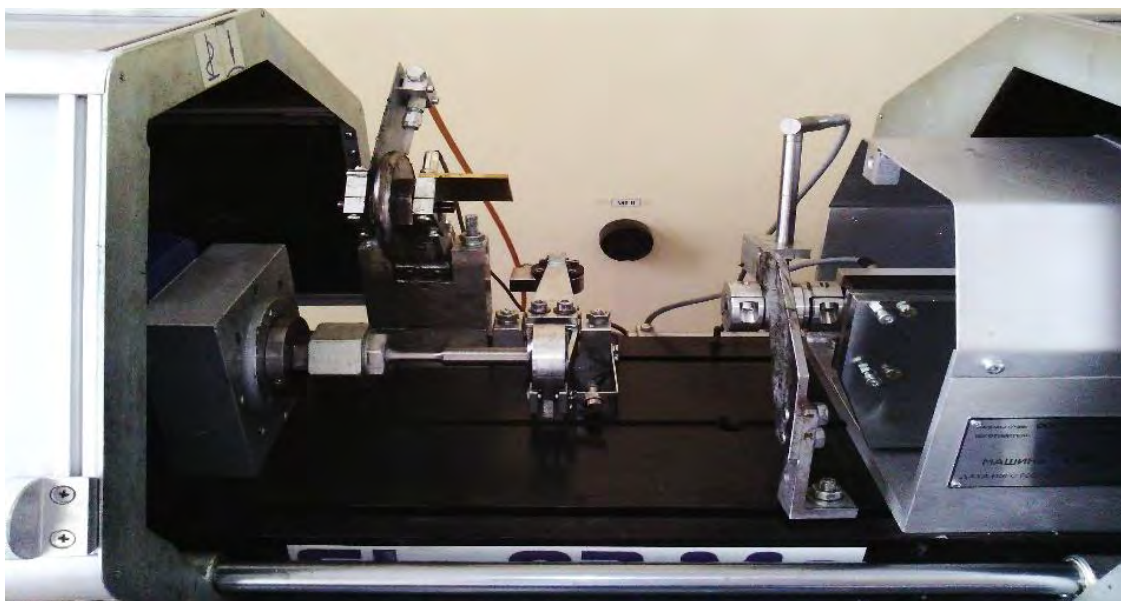
$$N_p = \frac{N_{3x}}{\frac{W_{3e}}{l_{3e}} / \frac{W_p}{l_p}}. \quad (3.22)$$

Машина СИ-03 Мо позволяет осуществлять комплексное нагружение испытуемого образца (рисунок 3.3).

a)



б)



а – машина СИ-03 Мо; б – рабочая зона машины

Рисунок 3.3 – Испытуемый образец, установленный на машине СИ-03 Мо

Рассматривался цилиндрический образец (рисунок 3.4) со следующими параметрами: материал – сталь 45 с твердостью поверхности 40 HRC;  $d_p = 10$  мм;  $L_p = 100$  мм.



Рисунок 3.4 – Испытуемый образец

Испытуемый образец нагружался до разрушения, которое произошло при нагрузке на 27 % большей заданной  $N_p$ , что с учетом принятого при

расчете допустимого напряжения коэффициента безопасности подтверждает адекватность полученной зависимости.

Исследуемый образец имеет галтель радиусом 10 мм, что соответствует среднему значению галтели для выступов кулачков, при передаточных отношениях ЦКРП от 3 до 12 и радиусах промежуточных тел качения до 12 мм. Разрушение образца (рисунок 3.5) произошло в зоне начала формирования галтели, что и рассматривалось при выводе зависимости (3.22).



Рисунок 3.5 – Испытуемый образец после разрушения

Полученные в результате прочностного анализа зависимости позволяют определять, исходя из требуемого крутящего момента на ведомом валу и допустимых напряжений, размеры элементов составных роликов и кулачков, образующих беговые дорожки, а также выполнять их проверку по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

### ***3.2 Исследование прочности деталей ЦКРП методом конечных элементов***

Метод конечных элементов является надежным средством исследования конструкций, находящихся в напряженно-деформированном состоянии [86]–[88].

Уровень относительной погрешности расчета контролируемых пара-

метров прочности зависит от конструктивного исполнения, краевых условий закрепления и способа моделирования конечно-элементной сетки, включающего ее плотность и применяемый тип конечных элементов.

Основанием для анализа прочности деталей ЦКРП являются результаты силового анализа, полученные в подразд. 2.4.

В качестве материала для деталей передачи принимается сталь 40Х, термообработка – улучшение, полученная твердость деталей передачи – 300 НВ [89].

При выполнении анализа прочности деталей ЦКРП методом конечных элементов принимаются:

- для расчета распределения контактного давления: тип конечных элементов – треугольники, размер элементов равен 0,5 мм;
- для расчета нормального напряжения, действующего вдоль оси передачи в опасном сечении выступа кулачка, закрепленного в корпусе: тип конечных элементов – треугольники, размер элементов равен 1 мм.

На рисунках 3.6 и 3.7 изображены сетка разбиения на конечные элементы, действующие сила и ограничения, распределение контактного давления при взаимодействии цилиндрической втулки и вкладыша, расположенного в продольном пазу ведомого вала.

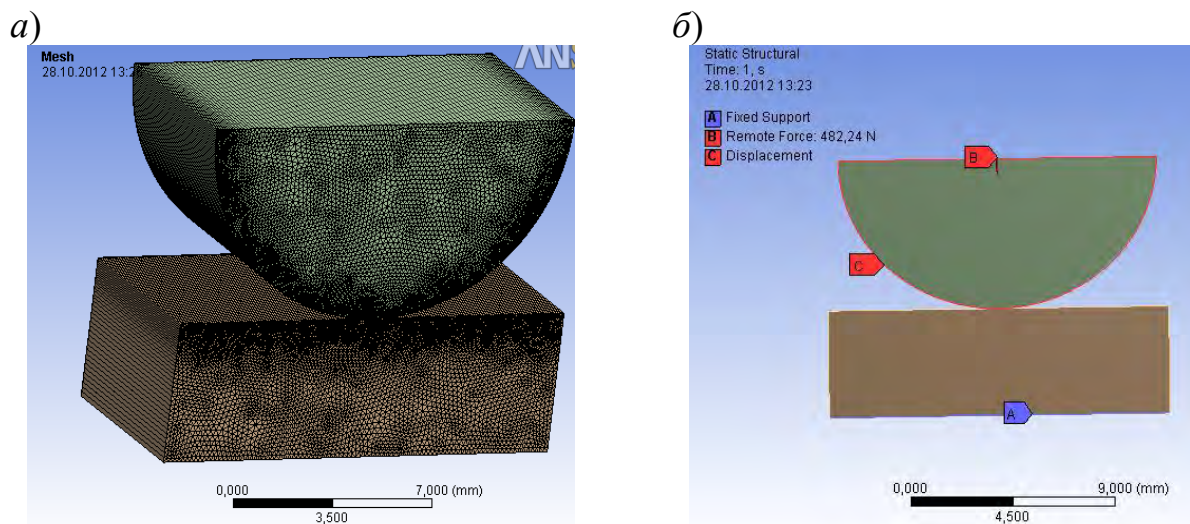


Рисунок 3.6 – Сетка разбиения на конечные элементы (а); сила и ограничения (б), действующие при взаимодействии цилиндрической втулки и вкладыша



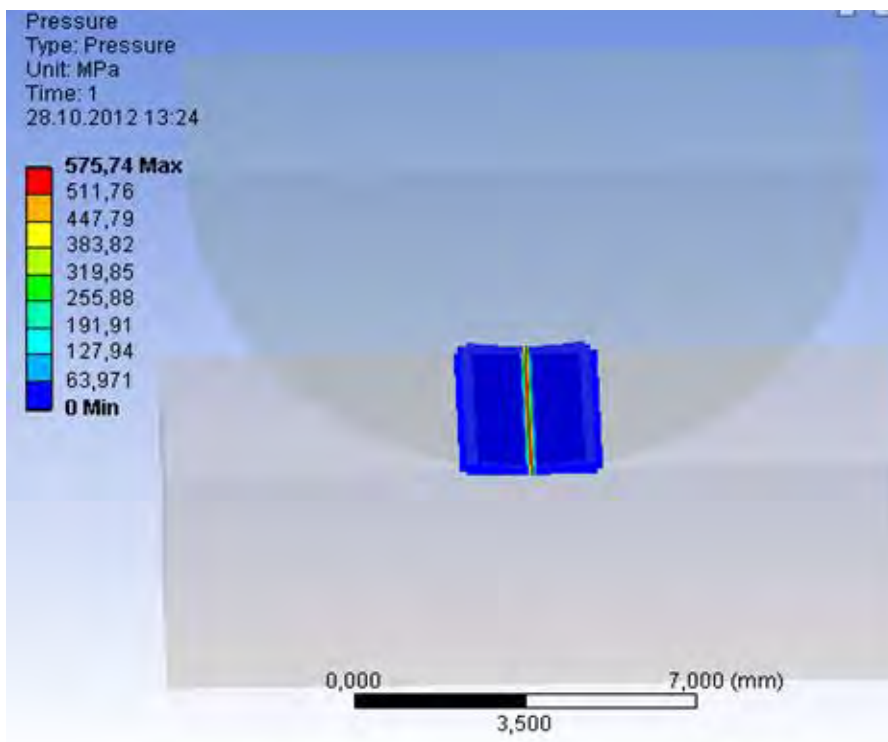


Рисунок 3.7 – Распределение контактного давления при взаимодействии цилиндрической втулки и вкладыша

Расхождение между величинами, полученными с помощью формулы (3.1) и метода конечных элементов, составляет 4,2 %.

На рисунках 3.8 и 3.9 представлены сетка разбиения на конечные элементы, действующие сила и ограничения, распределение контактного давления для конца ступенчатого ролика полусферической формы, взаимодействующего с кулачком, закрепленным в корпусе.

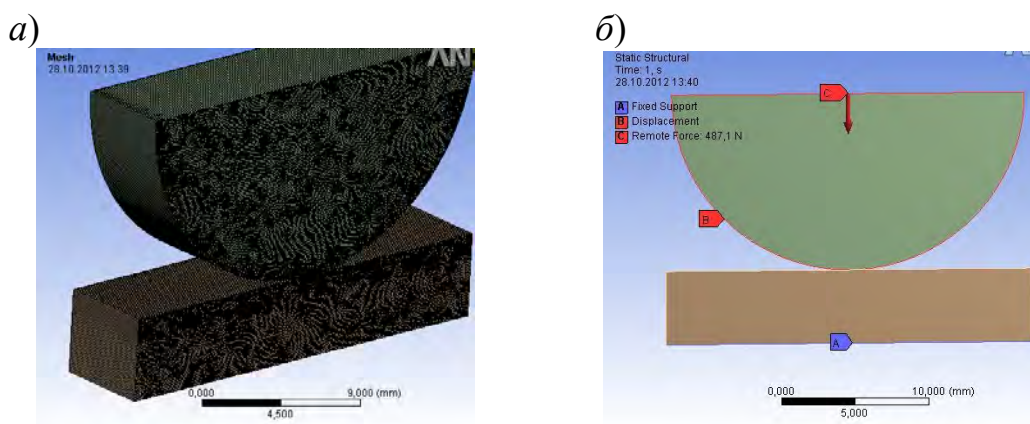


Рисунок 3.8 – Сетка разбиения на конечные элементы (а); сила и ограничения (б), действующие при взаимодействии ролика и кулачка, закрепленного в корпусе

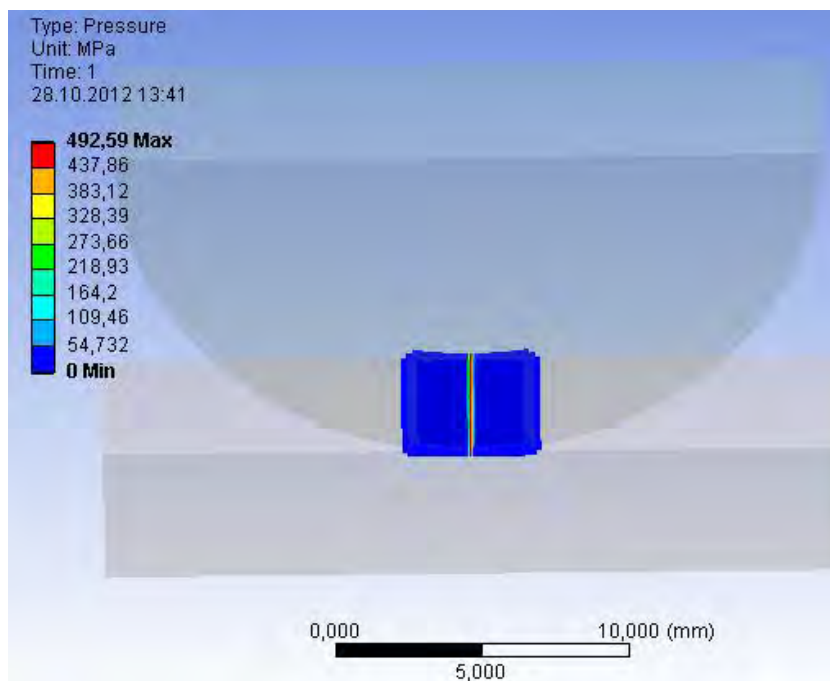


Рисунок 3.9 – Распределение контактного давления при взаимодействии ступенчатого ролика и кулачка, закрепленного в корпусе

Расхождение между величинами контактных напряжений, полученными с помощью формулы (3.4) и метода конечных элементов, составляет 3,6 %.

На рисунках 3.10 и 3.11 представлены сетка разбиения на конечные элементы, сила и ограничения, а также нормальные напряжения, действующие вдоль оси передачи в опасном сечении выступа кулачка, закрепленного в корпусе.

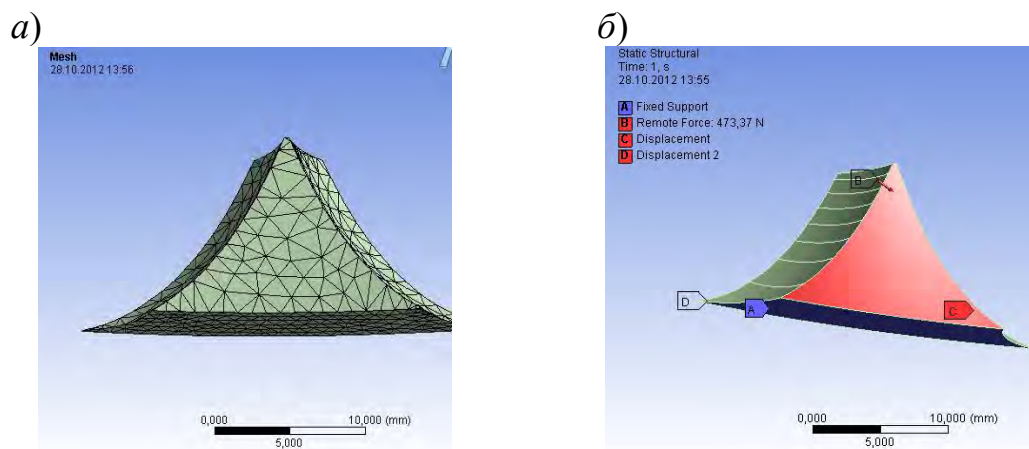


Рисунок 3.10 – Сетка разбиения на конечные элементы (а); сила и ограничения (б), действующие на выступ кулачка, закрепленного в корпусе

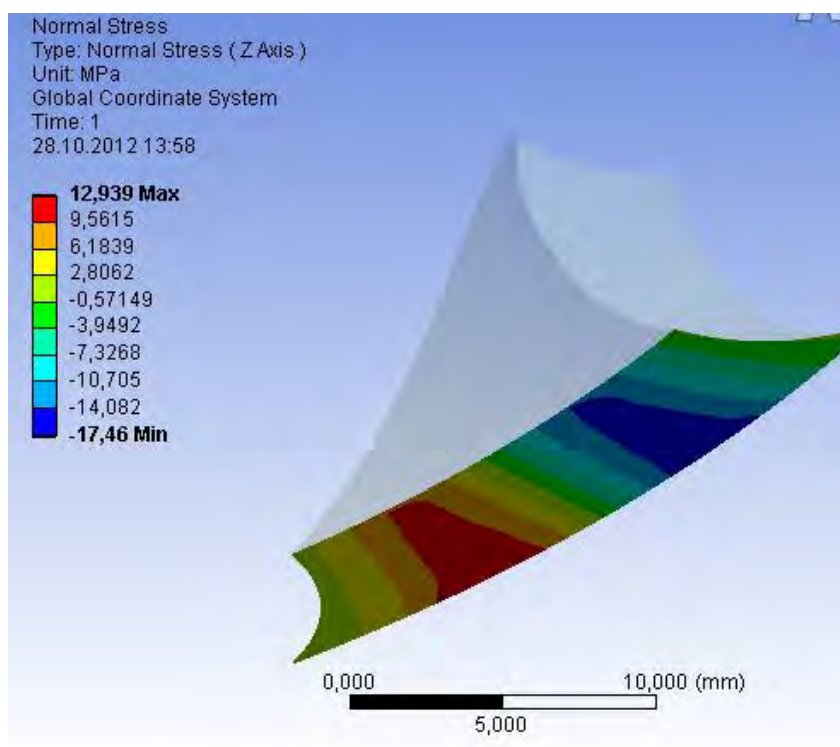


Рисунок 3.11 – Нормальные напряжения, действующие в опасном сечении выступа кулачка, закрепленного в корпусе

Расхождение между результатами расчета, определенными с помощью метода конечных элементов и формулы (3.7), составляет 4,8 %, что подтверждает адекватность полученных зависимостей.

Таким образом, проверка посредством метода конечных элементов полученных в ходе прочностного анализа зависимостей, позволяющих определять максимальные контактные напряжения при взаимодействии элементов составного ролика с деталями передачи и напряжения изгиба для выступов кулачков, закрепленных в корпусе, доказала их адекватность (процент расхождения не превысил 5 %).

В условиях среднесерийного производства цилиндрические торцовые многопериодные кулачки изготавливаются на станках с ЧПУ и имеют синусоидальный профиль (рисунок 3.12, а). Для мелкосерийного производства и в ремонтных мастерских (при создании ручных инструментов) целесообразнее изготавливать кулачки методом копирования на универсальном оборудовании – в результате они имеют кусочно-винтовой профиль (рисунок 3.12, б). При этом выступы кулачков, изготовленные обоими способами, отличаются расстоянием от точки приложения силы до опасного сечения и размерами опасного сечения.

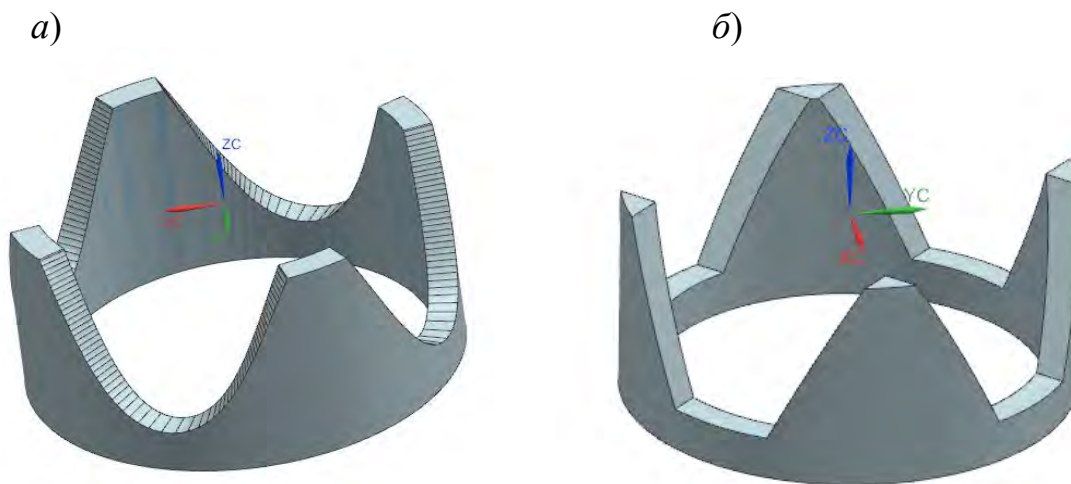
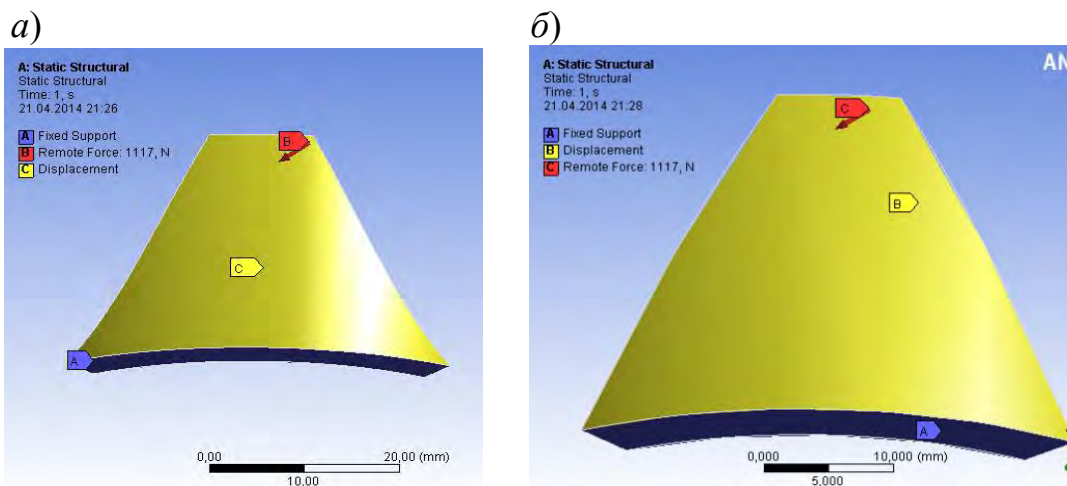


Рисунок 3.12 – Цилиндрические торцовые многопериодные кулачки

Посредством метода конечных элементов была проведена оценка возможности применения полученной аналитической зависимости (3.7) для проверки по напряжениям изгиба выступов торцовых многопериодных кулачков ППТК, изготовленных как на станках с ЧПУ, так и методом копирования на универсальном оборудовании.

На рисунках 3.13 и 3.14 представлены сила и ограничения, а также нормальные напряжения, действующие вдоль оси передачи в опасном сечении выступа кулачка, закрепленного в корпусе.

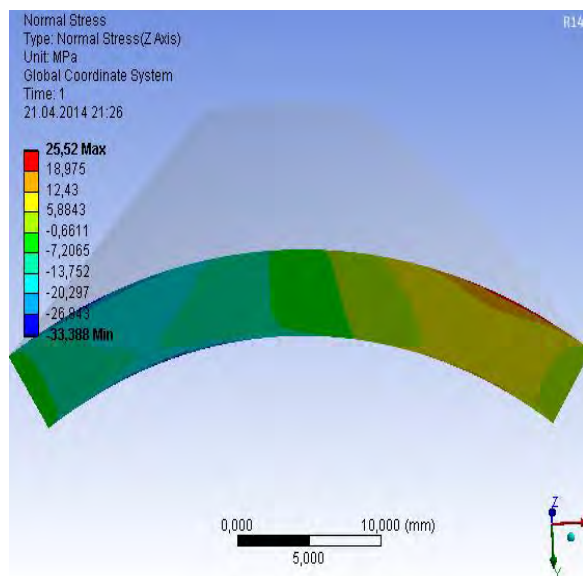


*a* – синусоидальный профиль; *б* – кусочно-винтовой профиль

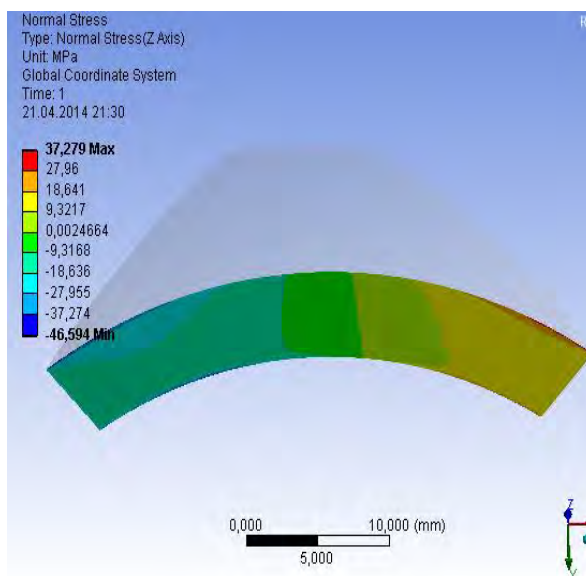
Рисунок 3.13 – Действующие на выступ многопериодного профиля торцового кулачка сила и ограничения



а)



б)



а – синусоидальный профиль; б – кусочно-винтовой профиль

Рисунок 3.14 – Напряжения изгиба в опасном сечении

Расхождение между результатами расчетов посредством аналитических зависимостей и метода конечных элементов составило менее 5 %. Установлено, что напряжения изгиба, действующие в опасном сечении выступа кулачка, для синусоидального профиля имеют меньшее значение, чем для кусочно-винтового профиля. Так, для ЦКРП с наружным диаметром 80 мм, передаточным отношением 5, крутящим моментом на ведомом валу 100 Н·м разница составляет 46 %.

### 3.3 Разработка и автоматизация алгоритма расчета ЦКРП

Отличительной особенностью расчета ЦКРП является то, что основные геометрические параметры определяются в том числе исходя из ее габаритных размеров, которые, в свою очередь, зависят от функционального назначения ЦКРП.

Исходные данные для расчета ЦКРП:

- максимальный диаметр передачи  $D_{\max}$ , м;
- требуемый момент на ведомом валу  $M_2$ , Н·м;
- требуемое значение передаточного отношения  $u$ ;
- частота вращения ведущего вала  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>;

- необходимый ресурс работы  $t$ , ч;
- материалы деталей передачи и вид их термообработки.

Рассмотрим разработанный алгоритм расчета ЦКРП.

1 Исходя из максимального диаметра передачи, назначаются диаметры внутренних ( $D_{e1}$ ,  $D_{e3}$ ) и наружных ( $D_{h1}$ ,  $D_{h3}$ ) поверхностей кулачков, закрепленных на ведущем валу и в корпусе:

$$D_{h3} = (0,85...0,9)D_{\max}; \quad (3.23)$$

$$D_{h1} = (0,5...0,7)D_{\max}; \quad (3.24)$$

$$D_{e3} = D_{h3} - 2E_{h3}; \quad (3.25)$$

$$D_{e1} = D_{h1} - 2E_{h1}. \quad (3.26)$$

Исходя из требуемого передаточного числа, определяется число периодов синусоиды, являющейся образующей для торцевой поверхности, кулачков, закрепленных в корпусе:  $Z_3 = u - 1$ .

2 По формулам, приведенным в [59, с. 35], находятся оптимальное значение амплитуды синусоид, являющихся образующими для беговых дорожек, и средние значения углов подъема кривых синусоид:

$$A = \frac{\pi \cdot R_{s1} \sqrt{2Z_3 - \delta_c^2}}{4Z_3}; \quad \alpha_{icp} = \arctg\left(\frac{2A \cdot Z_i}{\pi \cdot R_{si}}\right).$$

3 Для ЦКРП с диаметрами наружной цилиндрической поверхности кулачков, закрепленных в корпусе, от 80 до 140 мм принимаются рациональные (по критериям максимальных КПД и нагрузочной способности) значения радиусов полусферических поверхностей:

– втулок, контактирующих с кулачками, закрепленными на ведущем валу, – 9...15 мм;

– ступенчатых роликов, контактирующих с кулачками, закрепленными в корпусе, – 11...15 мм ( $u \leq 6$ ), 11...13 мм ( $u = 7...12$ ).

С целью повышения КПД передачи (с учетом ее габаритных размеров) необходимо стремиться выбирать из указанных диапазонов максимальные значения.

Соответственно выбранным радиусам полусферических поверхностей принимаются радиусы сферических фрез, используемых для изготовления



торцовых поверхностей кулачков, образующих беговые дорожки.

При выборе радиуса полусферических поверхностей элементов составных роликов необходимо выполнить проверку на условие их соседства в беговых дорожках:

$$\pi > u \cdot \arcsin \left( \frac{2r_{41} (\cos \alpha_{1cp})^2}{D_{н1}} \right); \quad (3.27)$$

$$\pi > u \cdot \arcsin \left( \frac{2r_{43} (\cos \alpha_{1cp})^2}{D_{\epsilon 3}} \right). \quad (3.28)$$

4 По формулам (2.24)–(2.30) определяется минимальное число составных роликов, передающих нагрузку.

5 Решая уравнение (2.46) и систему уравнений (2.60)–(2.62), находятся максимальные силы, действующие на составные ролики. В указанные уравнения подставляются максимальные значения углов подъема кривых синусоид и минимальное значение числа составных роликов, передающих нагрузку.

6 Исходя из материала деталей передачи и вида их термообработки, определяются допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба, как для зубчатых колес [73, с. 175, 182]:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_A \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{H\epsilon 3}}}}{S_F}; \quad (3.29)$$

$$[\sigma_{Hi}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim} i} \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_H}}}{S_H}, \quad (3.30)$$

где  $N_H$  – циклическая долговечность.

Циклическая долговечность в формуле (3.30) определяется для элементов составных роликов по формуле (3.3), для выступов кулачков, закрепленных в корпусе, – по формуле (3.6).

7 По формуле (3.2) находится радиус наружной поверхности втулок цилиндрической формы.

8 Определяются максимальные напряжения в зоне контакта элементов составного ролика с кулачками по формулам (3.4)–(3.5) и максимальные напряжения изгиба для выступов торцового профиля кулачков, закрепленных в корпусе, по формулам (3.7)–(3.15). Затем сравниваются полученные значения напряжений с допускаемыми напряжениями, найденными ранее.

В случае превышения полученных максимальных напряжений над допускаемыми (и если нельзя использовать другой вид материала деталей или термообработки поверхностей) на базе формул (3.4) и (3.5) производится расчет радиусов полусферических поверхностей втулок и ступенчатых роликов, контактирующих с соответствующими кулачками. Как следствие, выполняется перерасчет п. 4, 5 и 8.

9 Определяется среднее за один оборот ведомого вала число составных роликов, передающих нагрузку, по формулам (2.24)–(2.26) и (2.32).

10 Решая уравнение (2.46) и систему уравнений (2.60)–(2.62), находятся средние за один оборот ведомого вала силы, действующие на составные ролики. В указанные уравнения подставляются средние значения углов подъема кривых синусоид и среднее за один оборот ведомого вала значение числа составных роликов, передающих нагрузку. По формулам (2.69) и (2.73) определяется момент на ведущем валу.

11 Расчет КПД передачи выполняется по известной формуле

$$\eta = \frac{M_2}{M_1 \cdot u}.$$

С учетом приведенного алгоритма произведены проектный и проверочный расчеты ЦКРП и зубчатой планетарной передачи. В качестве исходных данных для расчетов приняты: кинематическая схема планетарной передачи (2К-Н) [73, с. 183, рисунок 8.45, б];  $n_a = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ;  $M_h = 40 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $i_{ah}^b = 6$ . Нагрузка близка к постоянной, срок службы длительный. Формулы для расчета зубчатой планетарной передачи приведены в [73, с. 195–199] и [83, с. 71–72].

Сравнительный анализ результатов расчетов ЦКРП и зубчатой планетарной трехсателлитной передачи (по схеме 2К-Н) позволил установить, что при передаваемых крутящих моментах в диапазоне от 40 до 100 Н·м наружный диаметр ЦКРП на 18...23 % меньше, чем у планетарной зубчатой передачи при одинаковых условиях нагружения, диаметрах корпуса механизма до 140 мм и передаточных числах от 4 до 8.

## 4 Результаты испытаний ЦКРП

### 4.1 Методика и оборудование испытаний ЦКРП

#### 4.1.1 Задачи испытания ЦКРП.

Задачи испытания опытного образца редуктора с ЦКРП:

- обоснование выбора типа упругих компенсирующих элементов для механизма выравнивания нагрузки по потокам;
- обоснование выбора рациональной конструкции составного ролика;
- исследование влияния на КПД передачи следующих факторов: типа упругих компенсирующих элементов, частоты вращения ведущего вала, крутящего момента на ведомом валу;
- оценка достигнутого вследствие проведенного усовершенствования конструкции ЦКРП повышения КПД;
- оценка повышения нагрузочной способности ЦКРП вследствие использования механизма выравнивания нагрузки по потокам.

#### 4.1.2 Испытываемые опытные образцы редукторов с ЦКРП.

При проектировании опытного образца редуктора с ЦКРП были приняты следующие исходные данные:  $D_{\max} = 130$  мм,  $M_2 = 100$  Н·м,  $u = 12$ ,  $n_1 = 1500$  мин<sup>-1</sup>,  $r_{41} = r_{43} = 12$  мм. Материал деталей передачи – сталь 40Х, термообработка – улучшение.

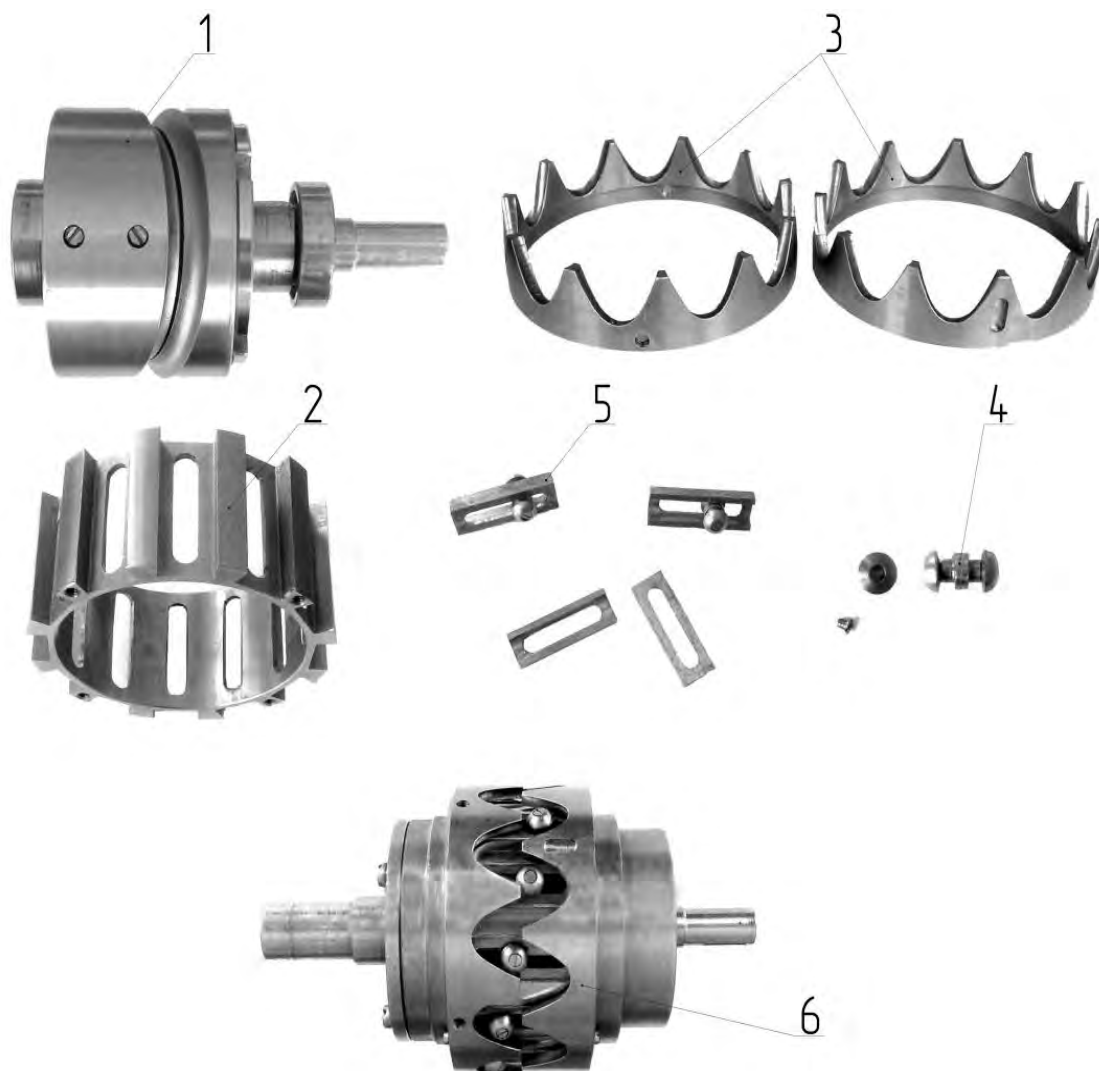
В качестве упругих компенсирующих элементов в пазах ведомого вала использовались элементы, выполненные из резины, и стальные (сталь 65Г) упругие компенсирующие элементы. Также рассматривался случай отсутствия упругих компенсирующих элементов в пазах ведомого вала.

Опытный образец редуктора с ЦКРП представлен на рисунке 4.1.



Рисунок 4.1 – Опытный образец редуктора с ЦКРП

Основные узлы и детали передачи продемонстрированы на рисунке 4.2.



1 – ведущий вал с кулачками, образующими однопериодную беговую дорожку; 2 – сепаратор со сквозными продольными прорезями, являющийся элементом ведомого вала; 3 – кулачки, закрепляемые в корпусе и образующие многопериодную беговую дорожку; 4 – составные ролики; 5 – вкладыши с составными роликами; 6 – редуцирующий узел ЦКРП

Рисунок 4.2 – Основные узлы и детали ЦКРП

Для обоснования выбора рациональной конструкции составного ролика был разработан опытный образец редуктора с передаточным отношением, равным 5, и диаметром корпуса 95 мм (рисунок 4.3), основные узлы которого представлены на рисунке 4.4. Материал деталей передачи –

сталь 40Х, термообработка – улучшение. Испытания обоих редукторов проводились с использованием смазочного материала, содержащего графит.

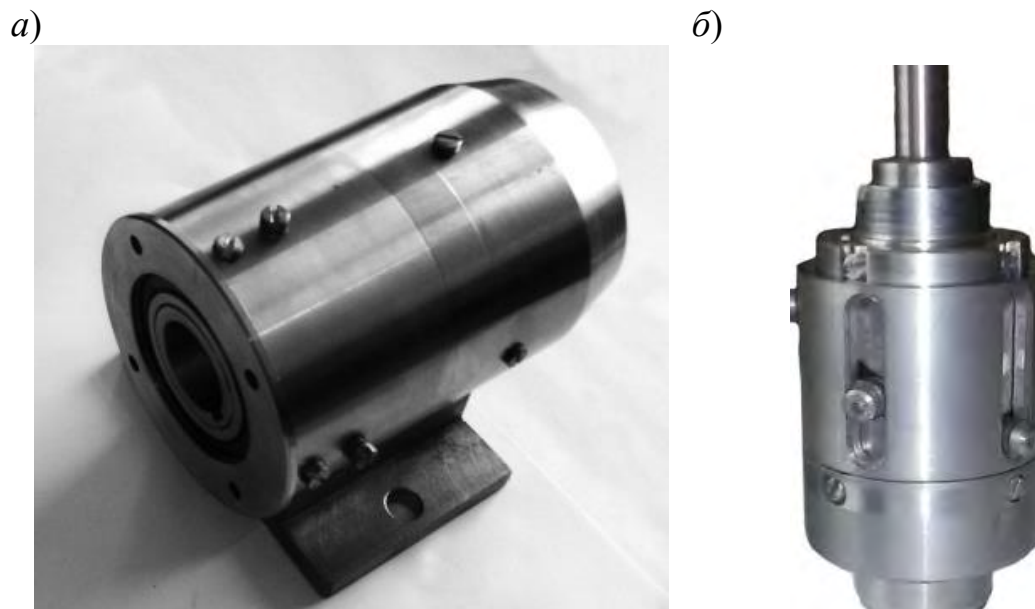
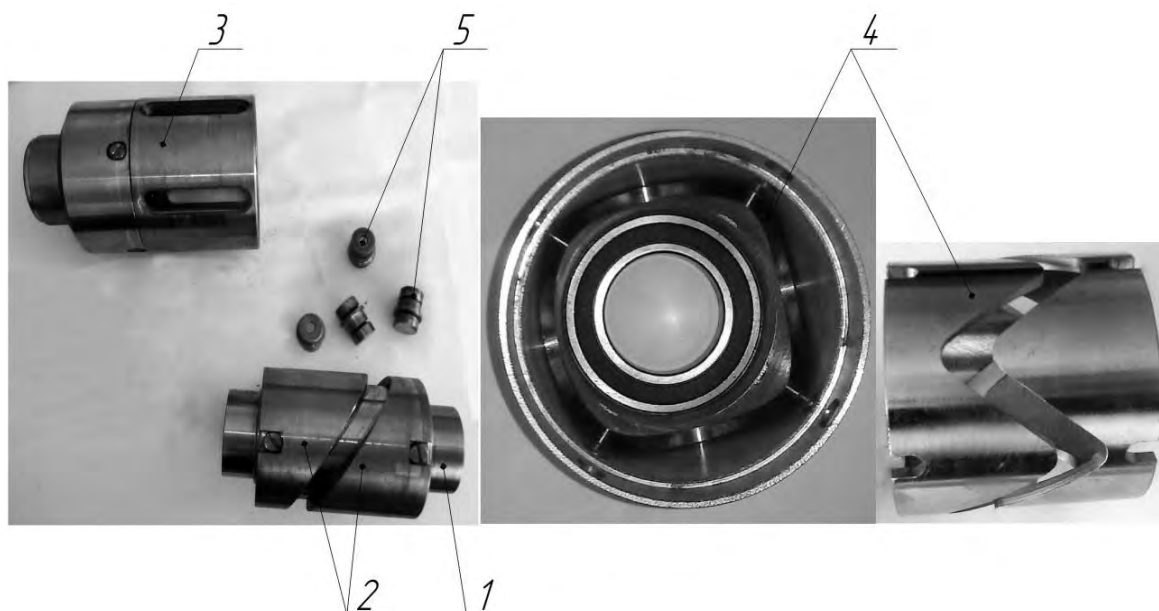


Рисунок 4.3 – Опытный образец передачи (а) и редуцирующий узел (б)

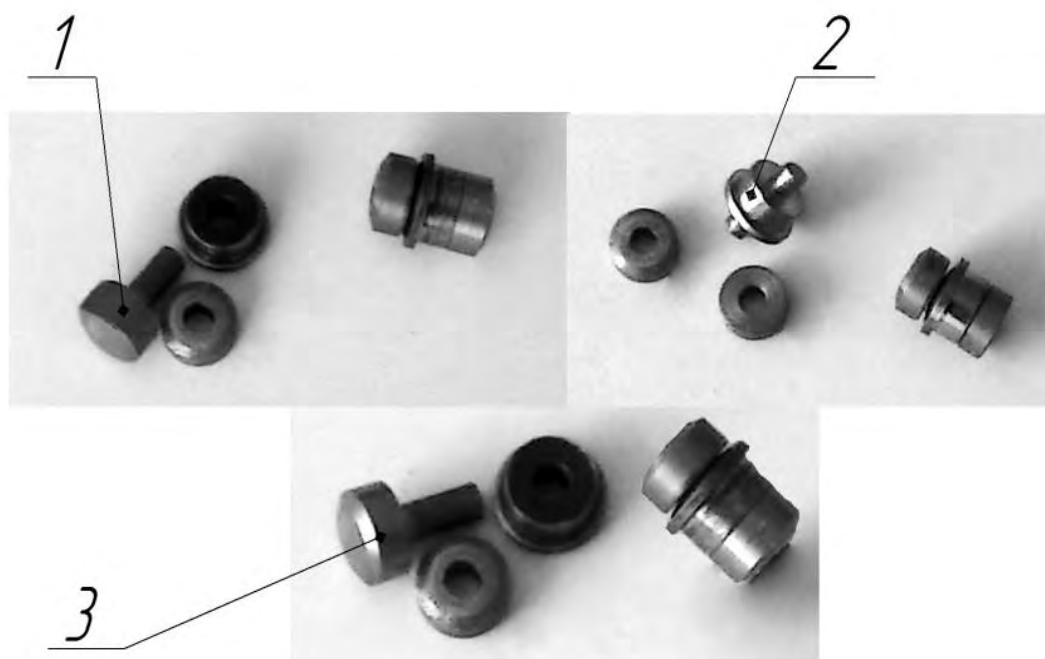


1 – ведущий вал; 2 – однопериодные кулачки, образующие беговую дорожку (ведущее звено); 3 – ведомый вал (ведомое звено); 4 – многопериодные кулачки, образующие беговую дорожку (заторможенное звено); 5 – составные ролики

Рисунок 4.4 – Основные узлы редуктора

Объектом исследования в данном случае выступила конструкция составного ролика, а именно различные варианты применения одного из трех элементов составного ролика в качестве базы, на которой устанавливаются остальные элементы. При этом анализировалось влияние рассматриваемого варианта конструкции ролика на эксплуатационные характеристики ППТК (КПД, шумовые характеристики и температуру корпуса редуктора).

Варианты конструкции составных роликов представлены на рисунке 4.5.



1 – базовый элемент составного ролика контактирует с однопериодной беговой дорожкой (ведущим звеном); 2 – то же с ведомым валом (ведомым звеном); 3 – то же с многопериодной беговой дорожкой (заторможенным звеном)

Рисунок 4.5 – Конструкция составного ролика

#### 4.1.3 Испытательный стенд.

Для экспериментального исследования ЦКРП был применен лабораторный испытательный комплекс, разработанный для испытания механических соосных передач, расположенный в лаборатории испытаний механических приводных систем Центра коллективного пользования уникальным научным оборудованием Белорусско-Российского университета.

Стенд для испытаний соосных редукторов представлен на рисунке 4.6. Он состоит из асинхронного электродвигателя 1 (с номинальной мощно-



стью  $P = 4$  кВт и частотой вращения  $n = 2880$  мин<sup>-1</sup>), нагрузателя 2 (порошковый тормоз ПТ-16М1), испытываемого редуктора 3, датчиков 4 и 5 крутящего момента и частоты вращения, установленных на ведущем и ведомом валах редуктора соответственно. Для регулировки скорости вращения вала двигателя предусмотрен частотный преобразователь 6, изменение тормозного момента нагрузателя осуществляется с помощью регулятора 7. Для отображения измеряемых датчиком величин момента и частоты вращения используется ПЭВМ 8 с установленным программным обеспечением «Датчик крутящего момента», которое предназначено для автоматизации измерения момента и частоты вращения на валах, визуализации полученных данных в режиме реального времени и их хранения [90].

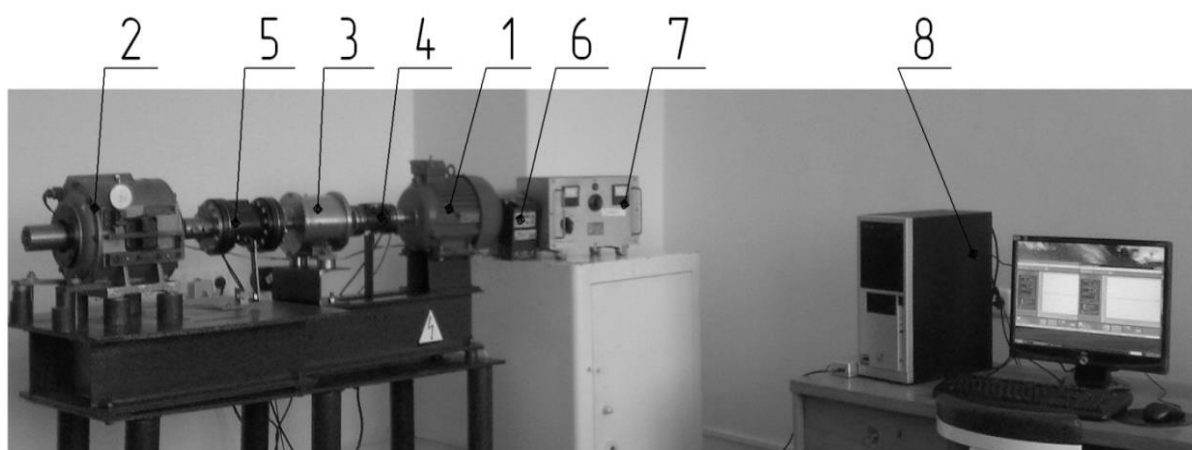


Рисунок 4.6 – Стенд для испытания соосных редукторов

В качестве измерительных устройств применяются изготовленные ООО «ТИЛКОМ» датчики крутящего момента и частоты вращения моделей М20С-50 (номинальный момент 50 Н·м) и М20С-500 (номинальный момент 500 Н·м).

Измерение уровня шума в процессе работы редуктора производилось с помощью цифрового шумомера (модель Testo 816-1) (рисунок 4.7, а). В процессе испытания передачи также осуществлялся замер температуры корпуса редуктора посредством пирометра (модель Testo 830-T2), оснащенного контактным зондом (рисунок 4.6, б).

а)



б)



а – цифровой шумомер; б – пирометр

Рисунок 4.7 – Измерительные приборы

#### 4.1.4 Методика проведения испытаний.

Для получения математической модели объекта исследования необходимо спланировать и провести эксперимент. В качестве параметра оптимизации принимается КПД, который будет зависеть от следующих факторов: типа упругих компенсирующих элементов, используемых в механизме выравнивания нагрузки по потокам; частоты вращения ведущего вала; крутящего момента на ведомом валу редуктора. Для каждого фактора устанавливаем три уровня с соответствующими интервалами варьирования. Пределы изменения, интервалы и уровни варьирования факторов приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Пределы изменения, интервалы и уровни варьирования факторов

Фактор	Предел изменения	Интервал варьирования	Уровень варьирования		
			-1	0	+1
Тип упругого компенсирующего элемента ( $x_1$ )	–	–	Резина	Стальная пластина	Отсутствует
Частота вращения $n_1$ , мин <sup>-1</sup> ( $x_2$ )	500...1500	500	500	1000	1500
Крутящий момент $M_2$ , Н·м ( $x_3$ )	30...110	40	30	70	110

Для полного трехфакторного эксперимента составляется матрица планирования при числе экспериментов  $N = 3^3 = 27$ . Чтобы исключить систематические ошибки, необходимо проводить все опыты в случайной последовательности. При этом порядок их проведения следует выбирать в соответствии с таблицей случайных чисел [91, с. 206]. Для компенсации влияния случайных погрешностей каждый опыт повторяется два раза для каж-

дой строки матрицы планирования, которая представлена в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Матрица планирования эксперимента

Номер эксперимента $k$	Порядок реализации	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$
1	13	+	-	-	-
2	3	+	0	-	-
3	10	+	+	-	-
4	14	+	-	0	-
5	21	+	0	0	-
6	22	+	+	0	-
7	2	+	-	+	-
8	8	+	0	+	-
9	11	+	+	+	-
10	25	+	-	-	0
11	16	+	0	-	0
12	19	+	+	-	0
13	12	+	-	0	0
14	4	+	0	0	0
15	7	+	+	0	0
16	18	+	-	+	0
17	24	+	0	+	0
18	20	+	+	+	0
19	27	+	-	-	+
20	15	+	0	-	+
21	6	+	+	-	+
22	9	+	-	0	+
23	1	+	0	0	+
24	17	+	+	0	+
25	5	+	-	+	+
26	26	+	0	+	+
27	23	+	+	+	+

Для оценки отклонений параметра оптимизации от его среднего значения  $y_{cpk}$  определяется дисперсия результатов параллельных экспериментов по формуле

$$s_k^2 = (y_{1k} - y_{cpk})^2 + (y_{2k} - y_{cpk})^2, \quad (4.1)$$

где  $k$  – индекс для обозначения порядкового номера эксперимента;

$y_{1k}, y_{2k}$  – результаты  $k$ -го эксперимента;

$y_{cpk}$  – усредненное значение результатов  $k$ -го эксперимента.

Проверка аномальных результатов осуществляется с помощью крите-

рия, представленного в ГОСТ 11.002-73. Результаты, не прошедшие проверку, отбрасываются, а эксперименты, результаты которых не прошли проверку, повторяются.

Для оценки повышения нагрузочной способности разработанной ЦКРП вследствие использования механизма выравнивания нагрузки по потокам проводятся два этапа испытания опытного образца ЦКРП:

- без применения механизма выравнивания нагрузки по потокам;
- с применением механизма выравнивания нагрузки по потокам (со стальными (сталь 65Г) пластинами в качестве упругих компенсирующих элементов).

В процессе испытаний учитывались следующие условия: в смазочный материал, содержащий графит, расположенный во вкладышах, установленных в пазах ведомого вала, добавляется абразив с зернистостью 40; элементы составных роликов были изготовлены из стали 40Х с термообработкой (улучшение). На обоих этапах испытание проводится в течение 2 ч при  $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $M_2 = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

На каждом этапе испытания используется новый комплект составных роликов и осуществляется регулировка осевого положения кулачков для компенсации износа беговых дорожек.

До начала испытания и после его проведения на каждом этапе с помощью микрометра МК 25 измеряются диаметры цилиндрических втулок, контактирующих с вкладышами, установленными в пазах ведомого вала, что позволяет определить величину уменьшения в результате износа диаметра цилиндрической втулки.

Для обоснования выбора рациональной конструкции составного ролика выполнялось измерение КПД, уровня шума и температуры корпуса исследуемого опытного образца редуктора для трех вариантов конструкции составного ролика, отличающихся друг от друга базовым элементом, т. е. элементом ролика, на котором устанавливались остальные два элемента. Иначе говоря, испытание опытного образца редуктора было проведено в три этапа, на каждом из которых использовался свой комплект составных роликов.

## 4.2 Результаты испытаний

Результаты проведенного трехфакторного эксперимента сведены в таблицу 4.3. В качестве функции отклика, являющейся математической моделью объекта исследования, принимается полином второй степени.

Однородность ряда дисперсий проверяется с помощью  $G$ -критерия Кохрена, который определяется по формуле

$$G_p = \frac{s_{\max}^2}{\sum_{k=1}^N s_k^2} = \frac{9,8 \cdot 10^{-5}}{1,2 \cdot 10^{-3}} = 0,082, \quad (4.2)$$

где  $s_{\max}^2$  – значение максимальной дисперсии.

Принимался 5-процентный уровень значимости. Поскольку расчетное значение  $G_p$ -критерия не превышает табличного [91, с. 210], можно сделать вывод, что дисперсии однородны. При выполнении условия однородности дисперсий дисперсия воспроизводимости вычисляется по формуле

$$s_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N s_k^2 = \frac{1}{27} 1,2 \cdot 10^{-3} = 4,4 \cdot 10^{-5}. \quad (4.3)$$

Свободный член  $b_0$  полинома, являющегося функцией отклика, определяется по формуле

$$b_0 = a_1 \sum_{k=1}^N y_{cpk} - a_2 \sum_{p=1}^3 \sum_{k=1}^N x_{pk}^2 \cdot y_{cpk}, \quad (4.4)$$

где  $a_1, a_2$  – коэффициенты, зависящие от числа факторов [92, с. 99];

$p$  – индекс для обозначения номера фактора;

$x_{pk}$  – кодированное значение фактора.

Таблица 4.3 – Результаты трехфакторного эксперимента

Номер эксперимента $k$	$y_1$	$y_2$	$y_{cp}$
1	2	3	4
1	0,354	0,342	0,348
2	0,493	0,481	0,487
3	0,482	0,468	0,475
4	0,379	0,387	0,383
5	0,512	0,52	0,516
6	0,498	0,508	0,503
7	0,402	0,408	0,405
8	0,542	0,532	0,537
9	0,521	0,529	0,525
10	0,719	0,727	0,723
11	0,788	0,778	0,783

Окончание таблицы 4.3

1	2	3	4
12	0,763	0,771	0,767
13	0,755	0,741	0,748
14	0,804	0,796	0,8
15	0,783	0,791	0,787
16	0,771	0,761	0,766
17	0,82	0,828	0,824
18	0,804	0,812	0,808
19	0,696	0,71	0,703
20	0,757	0,749	0,753
21	0,733	0,741	0,737
22	0,718	0,726	0,722
23	0,773	0,765	0,769
24	0,755	0,751	0,753
25	0,737	0,741	0,739
26	0,778	0,79	0,784
27	0,769	0,759	0,764

Коэффициенты регрессии можно найти по следующим зависимостям:

$$b_p = a_3 \sum_{k=1}^N x_{pk} \cdot y_{cp_k}; \quad (4.5)$$

$$b_{pl} = a_4 \sum_{j=1}^N x_{pk} \cdot x_{lk} \cdot y_{cp_k}; \quad (4.6)$$

$$b_{pp} = a_5 \sum_{k=1}^N x_{pk}^2 \cdot y_{cp_k} + a_6 \sum_{l=1}^3 \sum_{k=1}^N x_{pk}^2 \cdot y_{cp_k} - a_7 \sum_{k=1}^N y_{cp_k}, \quad (4.7)$$

где  $a_3, a_4, a_5, a_6, a_7$  – коэффициенты, зависящие от числа факторов [92, с. 99];

$l$  – индекс для обозначения номера фактора;

$x_{lk}$  – кодированное значение фактора.

Для проверки значимости коэффициентов с целью определения доверительного интервала вычисляются дисперсии коэффициентов регрессии по формуле

$$s^2\{b_k\} = \frac{s_y^2}{2N} = \frac{4,4 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 27} = 8,1 \cdot 10^{-7}. \quad (4.8)$$



Доверительный интервал можно найти по формуле

$$\Delta b_k = \pm t_\tau \cdot s\{b_k\} = 2,07 \sqrt{8,1 \cdot 10^{-7}} = 0,0019, \quad (4.9)$$

где  $t_\tau$  – табличное значение критерия [91, с. 211].

Коэффициент регрессии считается значимым, если его абсолютная величина больше доверительного интервала. Статистически незначимые коэффициенты исключаются из математической модели.

Дисперсия адекватности определяется по формуле

$$s_{ad}^2 = \frac{2 \sum_{k=1}^N (y_{cpk} - y_{cp'k})^2}{23}, \quad (4.10)$$

где  $y_{cp'k}$  – значение параметра оптимизации, вычисленное по полученной математической модели для условий  $k$ -го опыта.

Для повышения адекватности полученной модели посредством математических пакетов (например, надстройка «Поиск решения» Microsoft Office Excel<sup>®</sup>) уточняются коэффициенты полинома, используя найденные по формулам (4.4)–(4.7) значения в качестве начальных приближений.

Математическая модель объекта исследования, выраженная полиномом второй степени (уравнение регрессии),

$$y = 0,8 + 0,032x_1 + 0,021x_2 + 0,141x_3 - 0,023x_1 \cdot x_3 - \\ - 0,005x_2 \cdot x_3 - 0,054x_1^2 - 0,01x_2^2 - 0,138x_3^2, \quad (4.11)$$

где  $x_1$  – кодированное значение фактора – тип упругого компенсирующего элемента;

$x_2$  – кодированное значение фактора – частота вращения ведущего вала;

$x_3$  – кодированное значение фактора – крутящий момент на ведомом валу.

Проверяется гипотеза адекватности полученной модели по  $F$ -критерию Фишера:

$$F_p = \frac{s_{ad}^2}{s_y^2} = \frac{0,001}{4,4 \cdot 10^{-5}} = 22,7. \quad (4.12)$$

Поскольку значение  $F_p < F_m$  [93, с. 395] для принятого уровня значимости и соответствующих чисел степеней свободы, то модель считается адекватной.

На основе анализа полученного уравнения регрессии установлено, что наибольшее воздействие на КПД передачи оказывает вращающий момент на ведомом валу, при этом влияние типа упругих компенсирующих элементов и частоты вращения ведущего вала в 4,4 раза и в 6,7 раза меньше соответственно.

Графики изменения КПД передачи в зависимости от рассматриваемых факторов, построенные на основе уравнения регрессии, представлены на рисунках 4.8–4.10.

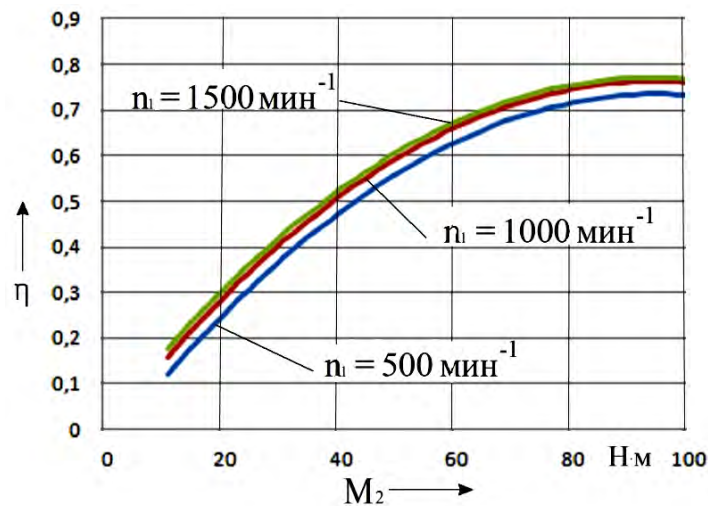


Рисунок 4.8 – График изменения КПД передачи при использовании упругих компенсирующих элементов из резины

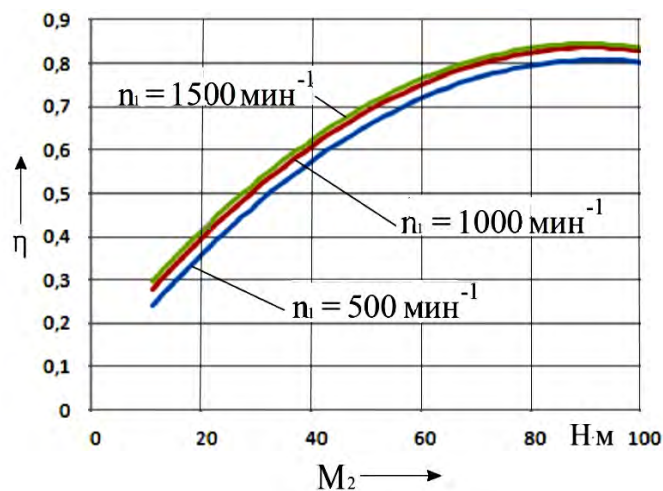


Рисунок 4.9 – График изменения КПД передачи при использовании стальных упругих компенсирующих элементов

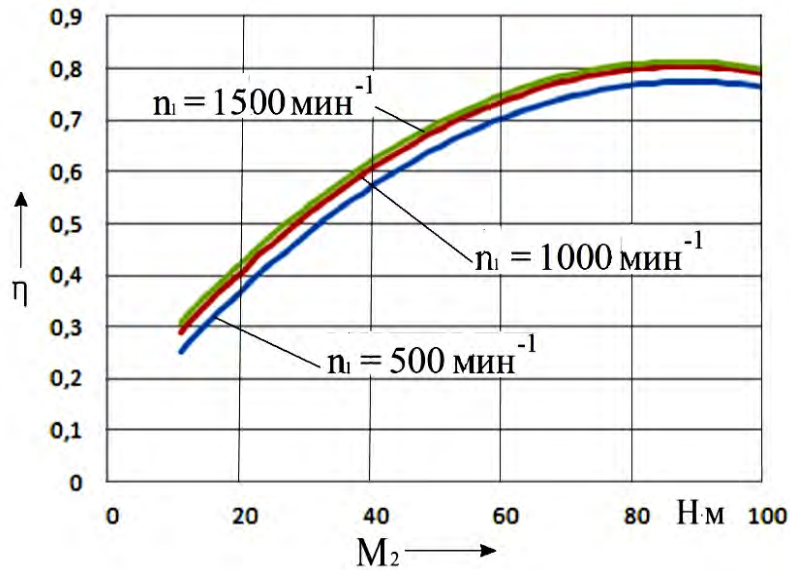


Рисунок 4.10 – График изменения КПД передачи при отсутствии упругих компенсирующих элементов

Уравнение (4.11) дифференцируется по  $x_3$ , при этом учитывается, что максимального КПД исследуемая передача достигает при использовании в качестве упругих компенсирующих элементов стальных (сталь 65Г) пластин и при частоте вращения ведущего вала  $1500 \text{ мин}^{-1}$ , соответственно,  $x_1 = 0$ ,  $x_2 = 1$ .

$$\frac{dy}{dx_3} = 0,136 - 0,276x_3. \quad (4.13)$$

Полученное выражение приравнивается нулю и вместо  $x_3$  подставляется в формулу (4.14).

Установлено, что максимальный КПД достигнут с использованием в качестве упругих компенсирующих элементов в механизме выравнивания нагрузки по потокам стальных (сталь 65Г) пластин при частоте вращения ведущего вала  $1500 \text{ мин}^{-1}$ .

По уравнению регрессии определяется оптимальный вращающий момент на ведомом валу (в качестве критерия оптимизации выступает КПД передачи). Переход от кодированного значения фактора к натуральному осуществляется в соответствии с [94, с. 23] по формуле

$$x_3 = \frac{M_2 - 70}{40}. \quad (4.14)$$

Вращающий момент на ведомом валу, при котором КПД испытываемого опытного образца редуктора с ЦКРП максимален, равен 89,72 Н·м. При этом в соответствии с уравнением регрессии КПД составляет 0,84. Полученные теоретические результаты были подтверждены повторным испытанием опытного образца редуктора с ЦКРП с использованием стальных (сталь 65Г) упругих компенсирующих элементов и при частоте вращения ведущего вала 1500 мин<sup>-1</sup>. Максимальный КПД, равный 0,83, был достигнут при  $M_2 = 92$  Н·м.

Расхождение между значениями КПД, полученными в результате испытания опытного образца редуктора с ЦКРП и при расчете с помощью разработанного алгоритма (подразд. 2.4), составляет 4,8 %, что подтверждает адекватность представленной методики расчета ЦКРП.

Измерение КПД ППТК цилиндрического типа с шариками и цельными роликами в качестве промежуточных тел качения при идентичных исходных данных показало, что максимальный КПД в первом случае составил 0,64, во втором – 0,76. Это подтверждает, что проведенное совершенствование конструкции исследуемой передачи позволило повысить КПД на 19 и 7 % соответственно.

Результаты испытаний по оценке повышения нагрузочной способности ЦКРП приведены в таблице 4.4. На основании полученных данных можно определить средние величины уменьшения диаметра цилиндрической втулки, которые на каждом этапе составили:  $U_{I42} = 0,086$  мм;  $U_{II42} = 0,063$  мм. Поскольку геометрические параметры и условия работы передачи на обоих этапах испытания были одинаковы, то величина уменьшения диаметра цилиндрической втулки в результате износа прямо пропорциональна силе, действующей на цилиндрическую втулку. Соответственно, можно сделать вывод, что при использовании упругих компенсирующих элементов (стальных (сталь 65Г) пластин) нагрузочная способность ЦКРП увеличивается в 1,35 раза.

Таблица 4.4 – Величины уменьшения диаметра цилиндрической втулки в результате износа

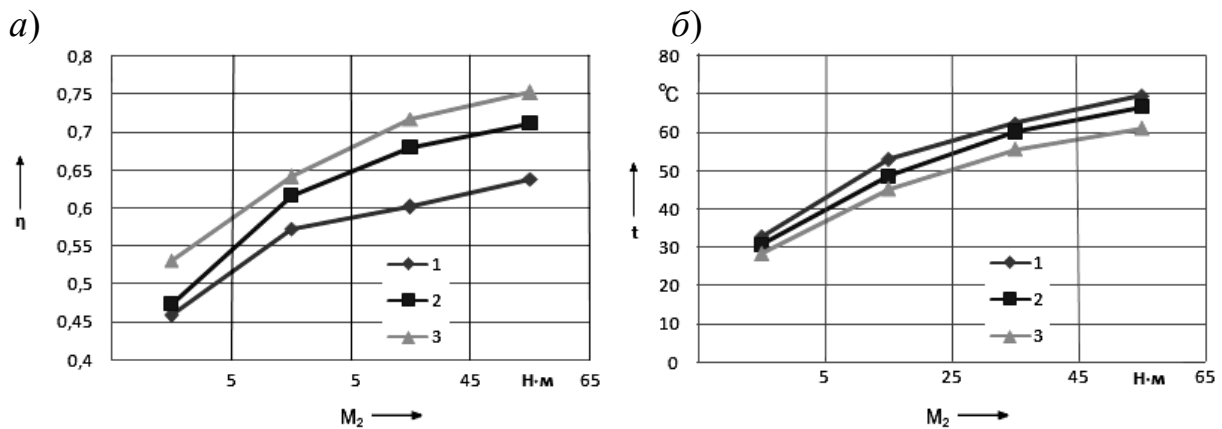
Номер цилиндрической втулки	Величина уменьшения диаметра цилиндрической втулки $U_{42}$ , мм	
	I этап	II этап
1	2	3
1	0,08	0,06
2	0,09	0,07
3	0,08	0,06

Окончание таблицы 4.4

1	2	3
4	0,1	0,05
5	0,09	0,07
6	0,08	0,06
7	0,08	0,07
8	0,08	0,05
9	0,1	0,06
10	0,08	0,07
11	0,09	0,07
12	0,08	0,07

Далее приведены результаты испытания опытного образца редуктора, предназначенные для обоснования выбора рациональной конструкции составного ролика.

Графики изменения КПД передачи и средней температуры корпуса редуктора в зависимости от используемого типа составных роликов представлены на рисунке 4.11.



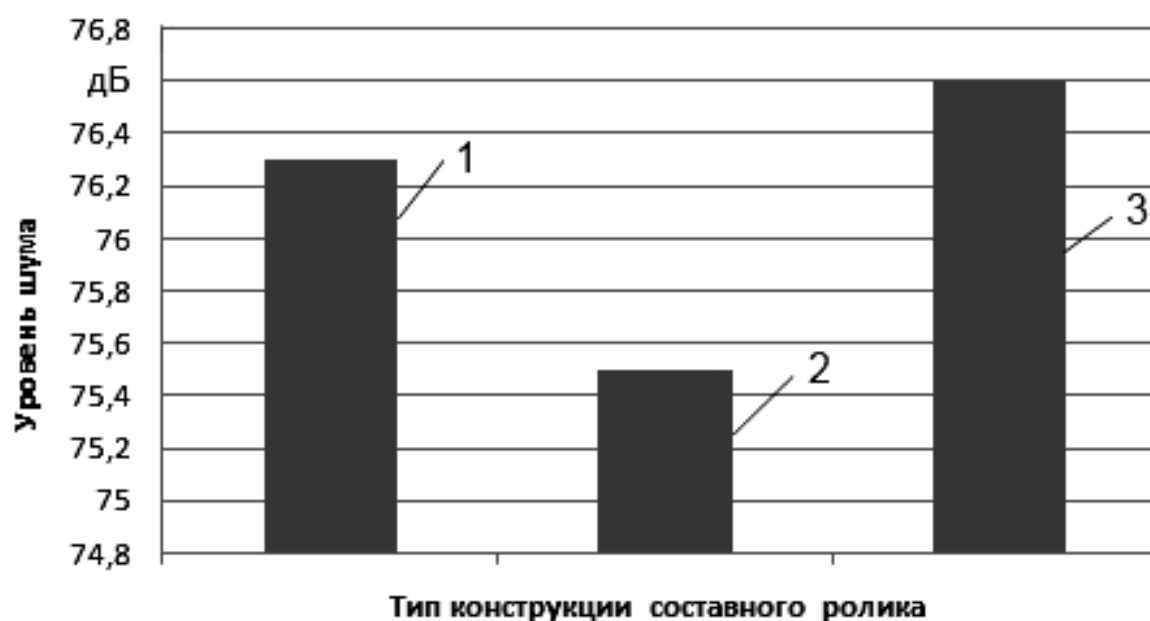
1 – базовый элемент составного ролика контактирует с однопериодной беговой дорожкой (ведущим звеном); 2 – то же с ведомым валом (ведомым звеном); 3 – то же с многопериодной беговой дорожкой (заторможенным звеном)

Рисунок 4.11 – Зависимость КПД (а) и средней температуры корпуса (б) исследуемого редуктора от типа конструкции составных роликов

Сравнение графиков позволяет утверждать о наличии корреляции между КПД и средней температурой корпуса редуктора в зависимости от применяемого типа конструкции составных роликов.

На основе анализа полученных результатов установлено, что максимальные значения КПД (0,75 при моменте на ведомом валу 65 Н·м) ЦКРП достигаются при использовании конструкции составных роликов с базовым элементом, контактирующим с многопериодной беговой дорожкой (заторможенным звеном). Средняя температура корпуса редуктора зависит от его КПД и для худшего (по КПД) из рассмотренных вариантов типов конструкции составного ролика ее максимальное значение составило 69,6 °С.

График усредненного уровня шума передачи в зависимости от используемого типа составных роликов представлен на рисунке 4.12.



1 – базовый элемент составного ролика контактирует с однопериодной беговой дорожкой (ведущим звеном); 2 – то же с ведомым валом (ведомым звеном); 3 – то же с многопериодной беговой дорожкой (заторможенным звеном)

Рисунок 4.12 – Зависимость усредненного уровня шума редуктора от типа конструкции составных роликов

По уровню шума рассмотренные варианты конструкции составных роликов отличаются незначительно, разница между максимальным и минимальным средними значениями менее 1,5 %.



### 4.3 Экспериментальное исследование износа элементов составного ролика

#### 4.3.1 Методика испытаний.

Расчет величины износа для элементов составных роликов можно выполнить по аналитическим зависимостям, однако полученная величина не будет точно учитывать многие факторы (вид смазки, вид материала деталей и твердость его поверхности, характер обработки поверхности деталей и т. д.).

Для того чтобы учесть указанные факторы, были проведены экспериментальные исследования, в ходе которых на машине для износоусталостных испытаний СИ-03 Мо, позволяющей исследовать образцы на износ, были испытаны два типа цилиндрического образца (рисунок 4.13) со следующими параметрами: сталь 45 с твердостью поверхности 40 HRC и сталь 18ХГТ с твердостью поверхности 50 HRC. Шероховатость поверхности, к которой прилагалась контактная нагрузка, –  $Ra\ 0,32$ .



Рисунок 4.13 – Испытуемый цилиндрический образец

При испытании в качестве смазки применялась смесь графита и масла индустриального (И-20А), используемая в ПШТК.

Для задания исходных параметров проводимого испытания рассматривалась ЦКРП со следующими характеристиками: передаточное отношение  $u = 5$ ; диаметр передачи 80 мм; частота вращения ведущего вала  $n_1 = 3000\ \text{мин}^{-1}$ . Длина контакта испытуемого цилиндрического образца с контактными роликами, посредством которого на образец передавалась нагрузка, составляла 5 мм, что соответствует длине линии контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с основными звеньями передачи. Требуемая скорость скольжения достигалась за счет установки разных скоростей вращения цилиндрического образца 1 и контактного ролика 2 (рисунок 4.14).

Для каждого рассматриваемого типа испытуемого образца проводились два этапа испытаний в зависимости от величины прикладываемой контактной нагрузки: при 150 и 300 Н.

В процессе испытания посредством контактного ролика 2 к испытуемому цилиндрическому образцу прикладывалась контактная нагрузка, величина износа измерялась с помощью измерительного устройства 3 и передавалась на ЭВМ. Указанное измерительное устройство измеряет величину сближения осей цилиндрического образца и контактного ролика (при испытаниях применялся контактный ролик, имеющий аналогичные испытуемому цилиндрическому образцу материал и твердость поверхности), т. е. их совместный износ.

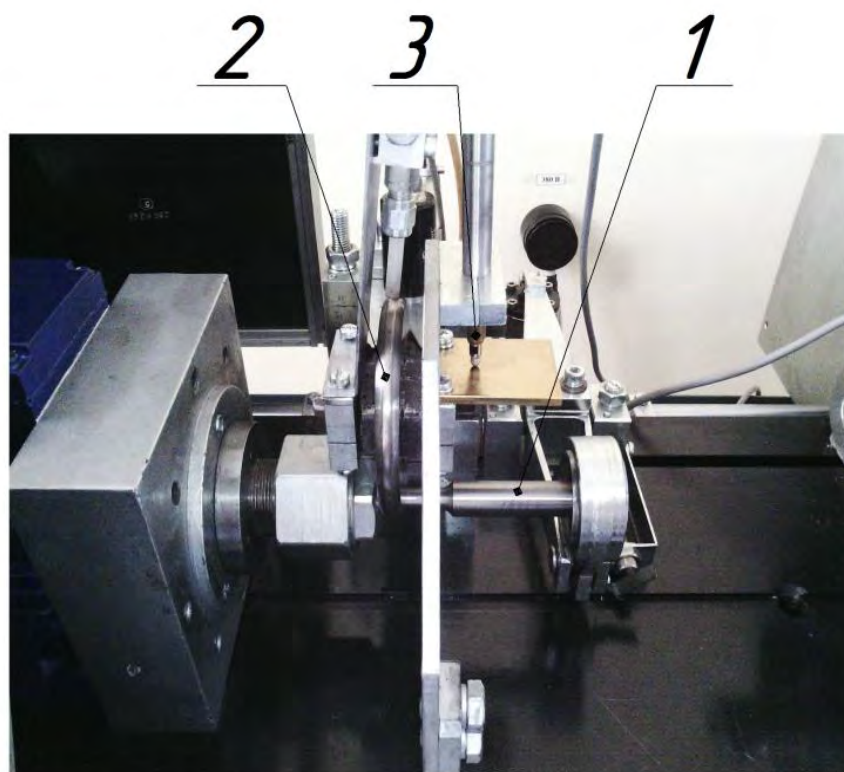


Рисунок 4.14 – Испытуемый образец, установленный в рабочей зоне машины для износоусталостных испытаний СИ-03 Мо

#### 4.3.2 Результаты испытаний.

Результаты измерений износа представлены на рисунках 4.15 и 4.16. Они показывают, что при увеличении контактной нагрузки со 150 до 300 Н для обоих видов материала цилиндрических образцов износ возрастал в 1,8 раза. Также было установлено, что для деталей, изготовленных из

стали 45, по сравнению с деталями из стали 18ХГТ, износ больше в 1,3 раза.

Каждый этап приложения контактной нагрузки продолжался 150000 циклов. Из представленных на рисунках 4.15 и 4.16 результатов можно сделать вывод, что износ носит линейный характер, т. е. график износа может быть аппроксимирован прямой линией (показано на рисунках 4.15 и 4.16). Соответственно, для рассмотренных типов испытуемых образцов и величин нагрузки можно определить величину износа с учетом заданного числа циклов.

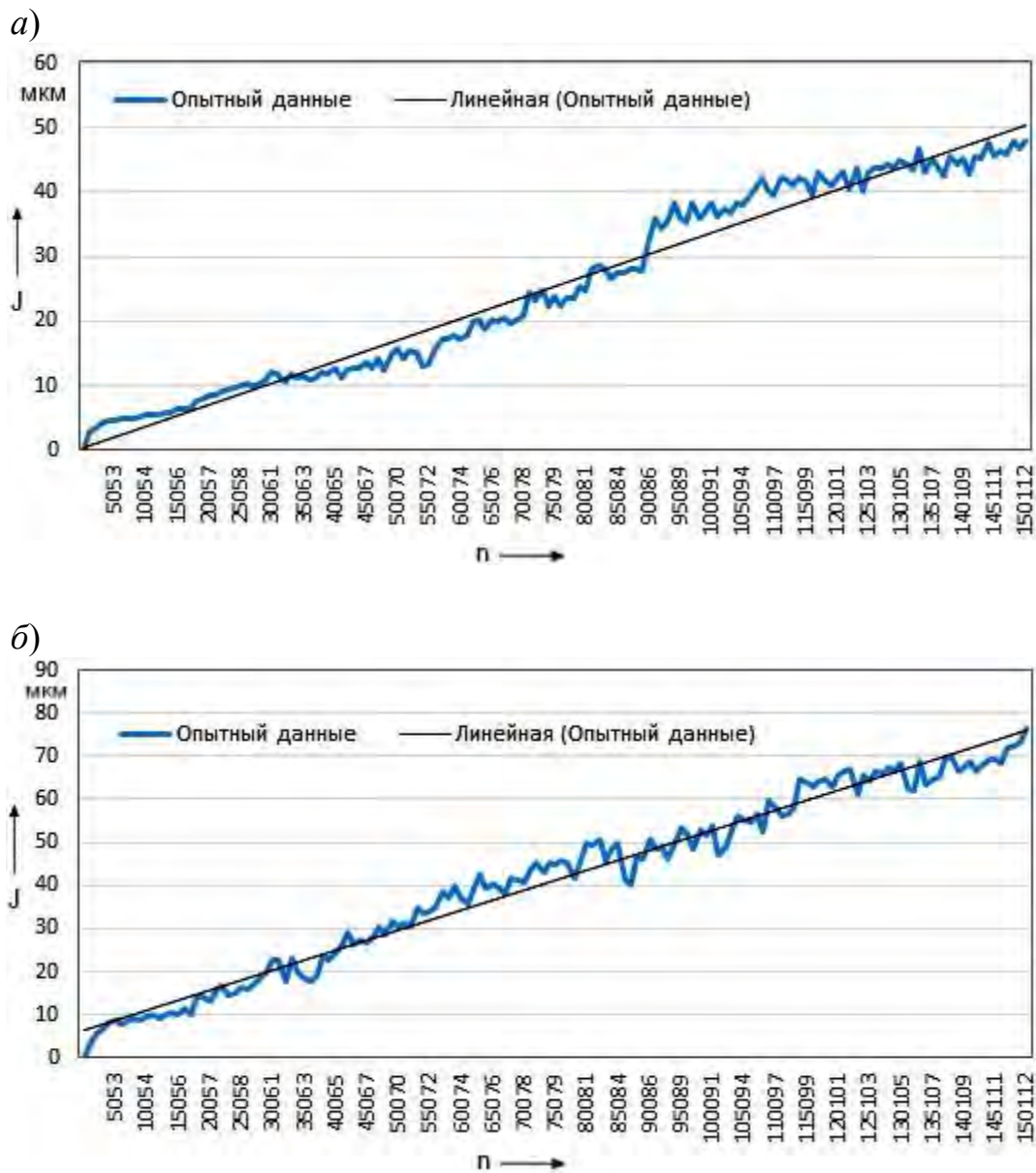


Рисунок 4.15 – Результаты испытаний цилиндрического образца (сталь 45) при контактных нагрузках 150 Н (а) и 300 Н (б)

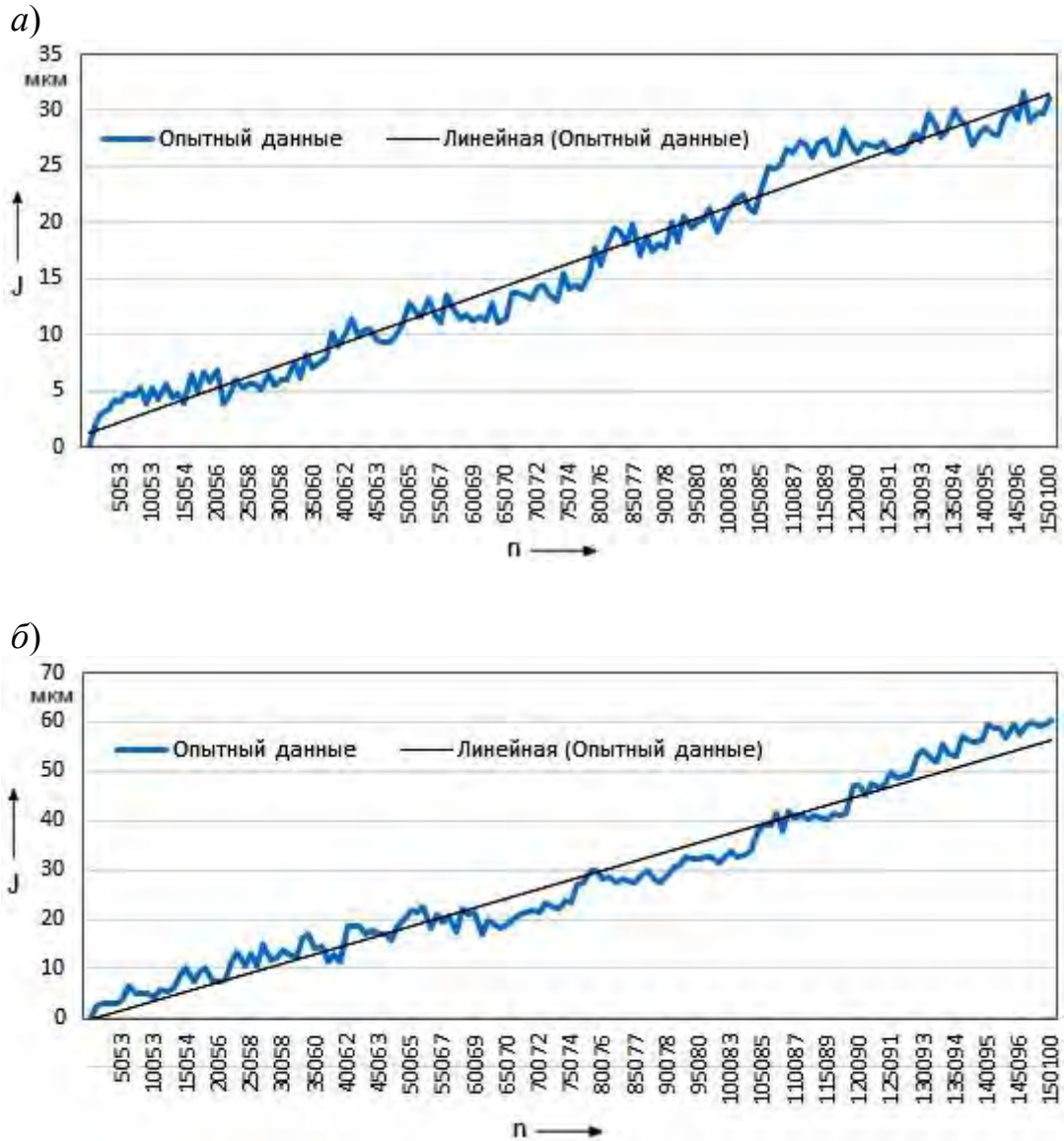


Рисунок 4.16 – Результаты испытаний цилиндрического образца (сталь 18ХГТ) при контактных нагрузках 150 Н (а) и 300 Н (б)

С этой целью представим полученные линейные зависимости в виде уравнений прямых линий:

– сталь 45, нагрузка 150 Н:

$$n - 3073,2J = -2879,6, \quad (4.15)$$

где  $J$  – величина износа, определенная при испытании, м;

$n$  – число циклов;

– сталь 45, нагрузка 300 Н:

$$n - 2181,6J = -14559,2; \quad (4.16)$$

– сталь 18ХГТ, нагрузка 150 Н:

$$n - 5043,4J = -7160,7; \quad (4.17)$$

– сталь 18ХГТ, нагрузка 3000 Н:

$$n - 2640,2J = 182,3. \quad (4.18)$$

Если принять, что давление постоянно и материал элементов составных роликов одинаков, можно заключить, что величина износа будет пропорциональна скорости скольжения, т. е. может быть определена для ЦКРП с различными геометрическими параметрами для рассмотренных типов материала деталей.

Поскольку скорость изнашивания можно найти по формуле

$$v_{II} = k_{II} \cdot p \cdot v_{ск}, \quad (4.19)$$

где  $k_{II}$  – коэффициент, характеризующий износостойкость материала и условия работы;

$p$  – давление, Па;

$v_{ск}$  – скорость скольжения, м/с,

то с учетом того, во сколько раз отличаются от результатов испытания давление в зоне контакта и скорость скольжения, для рассматриваемого случая можно определить величину износа для деталей ЦКРП с различными параметрами:

$$J_i = J \cdot k_v \cdot k_p, \quad (4.20)$$

где  $k_v$  – коэффициент преобразования скорости скольжения;

$k_p$  – коэффициент преобразования давления.

Коэффициент преобразования скорости скольжения вычисляется по формуле

$$k_v = \frac{v_{скII}}{v_{ски}}, \quad (4.21)$$



где  $v_{ски}$  – скорость скольжения, заданная при испытании, м/с;

$v_{ски}$  – скорость скольжения для рассматриваемого случая, м/с.

Коэффициент преобразования давления определяется по формуле

$$k_p = \frac{N_{II}}{N_i} \cdot \frac{1}{l_k}, \quad (4.22)$$

где  $N_{II}$  – контактная нагрузка, заданная при испытании, Н;

$N_i$  – контактная нагрузка для рассматриваемого случая, Н;

$l_k$  – длина дуги обхвата одним элементом составного ролика другого, м.

Длину дуги обхвата одним элементом составного ролика другого можно найти по формуле

$$l_k = r \cdot \beta, \quad (4.23)$$

где  $r$  – радиус поверхности, по которой происходит контакт двух элементов составного ролика, м;

$\beta$  – угол обхвата одним элементом составного ролика другого, рад.

На базе полученных экспериментальных данных и математических зависимостей можно определять для ЦКРП с различными параметрами как величину износа элементов составных роликов, так и количество циклов работы передачи до наступления требуемой величины износа.

#### ***4.4 Расчет срока службы составных роликов***

##### ***4.4.1 Расчет допустимой величины износа.***

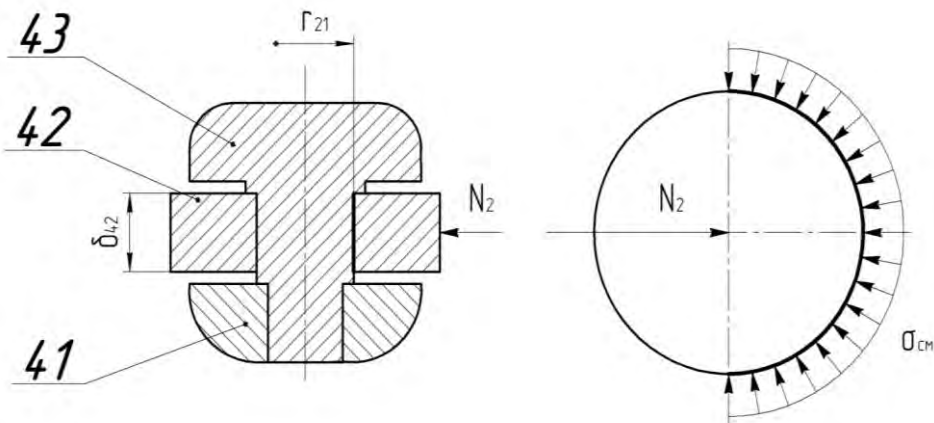
В подразд. 2.2 было установлено, что наибольшая скорость изнашивания наблюдается в зоне контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведомым валом. Соответственно, проверку на прочность соединения элементов составного ролика и необходимость замены составных роликов вследствие износа необходимо производить, рассматривая зону контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведомым валом.

Износ приводит к увеличению напряжения смятия в зоне контакта элемента составного ролика, взаимодействующего с ведомым валом. При превышении величиной напряжения смятия допустимого значения вследствие износа составные ролики необходимо заменить.





Формула для расчета напряжений смятия приведена в [73, с. 38]. При этом эпюру действительного распределения напряжений заменяют условной (рисунок 4.17).



41 – элемент составного ролика, взаимодействующий с ведущим валом; 42 – то же с ведомым валом; 43 – то же с заторможенным звеном

Рисунок 4.17 – Схема напряжений смятия, действующих на элемент составного ролика, взаимодействующий с ведомым валом

$$N_2 = 2 \int_0^{\pi/2} \sigma_{cm} \cdot \delta_{42} \cdot r_{21} \cdot \cos\theta \cdot d\theta, \quad (4.24)$$

где  $\sigma_{cm}$  – напряжение смятия, МПа;

$\delta_{42}$  – высота элемента составного ролика, контактирующего с ведомым валом, м;

$r_{21}$  – радиус поверхности, по которой происходит контакт двух элементов составного ролика, один из которых взаимодействует с ведомым валом, м.

В результате износа диаметр наружной цилиндрической поверхности элемента 43 (см. рисунок 4.17), контактирующего с элементом 42, уменьшится на величину износа  $J/2$ , а внутренний диаметр цилиндрической поверхности элемента 42 возрастет на величину износа  $J/2$ . Соответственно, уменьшится площадь участка контакта этих элементов и увеличатся напряжения смятия.

Величина допускаемого напряжения смятия определяется в соответствии с [73, с. 53, таблица 1.2].

Угол обхвата одним элементом составного ролика другого, соответ-

ствующий допускаемому напряжению смятия, можно найти из зависимости (4.24) по формуле

$$\beta = a \sin \left( \frac{N_2}{1,6\sigma_T \cdot \delta_{42} \left( r_{21} - \frac{J}{2} \right)} \right), \quad (4.25)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести стали, МПа.

Угол обхвата одним элементом составного ролика другого можно определить из геометрических параметров составного ролика (рисунок 4.18):

$$\beta = a \sin \left( \frac{\sqrt{\left( r_{21} - \frac{J}{2} \right)^2 - y^2}}{r_{21} + \frac{J}{2}} \right); \quad (4.26)$$

$$\left( \left( r_{21} - \frac{J}{2} \right) k_n \right)^2 - y^2 = \left( r_{21} + \frac{J}{2} \right)^2 - (y + J)^2, \quad (4.27)$$

где  $k_n$  – поправочный коэффициент.

Из системы уравнений, в которую входят выражения (4.25)–(4.27), можно найти допускаемую величину износа, при достижении которой необходимо заменить составные ролики:

$$\begin{cases} \frac{N_2}{1,6\sigma_T \cdot \delta_{42} \left( r_{21} - \frac{J}{2} \right)} = \frac{\sqrt{\left( r_{21} - \frac{J}{2} \right)^2 - y^2}}{r_{21} + \frac{J}{2}} \\ \left( \left( r_{21} - \frac{J}{2} \right) k_n \right)^2 - y^2 = \left( r_{21} + \frac{J}{2} \right)^2 - (y + J)^2 \end{cases}. \quad (4.28)$$

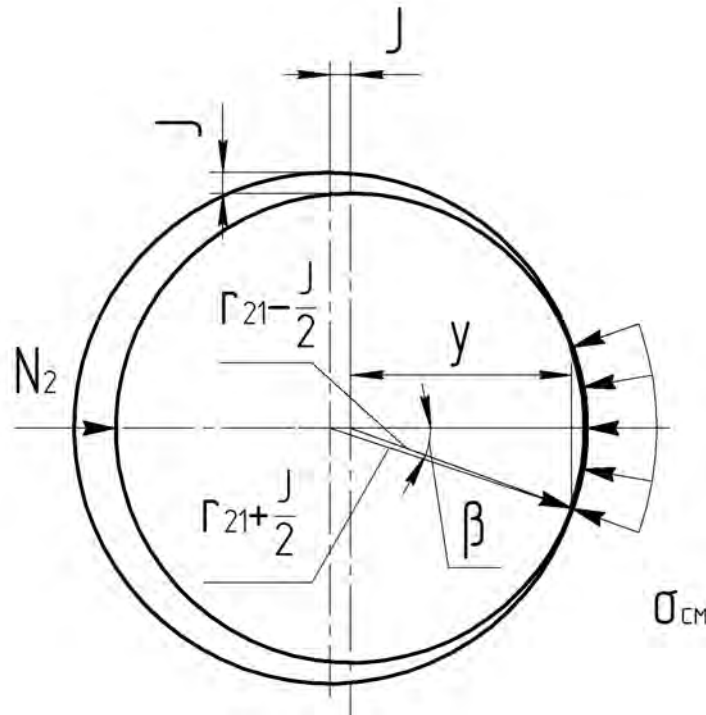


Рисунок 4.18 – Схема для определения угла обхвата одним элементом составного ролика другого

#### 4.4.2 Определение поправочного коэффициента посредством метода конечных элементов.

Поправочный коэффициент  $k_n$ , необходимый для решения системы уравнений (4.28) и, соответственно, нахождения допустимой величины износа, может быть определен с помощью метода конечных элементов. С этой целью были разработаны две модели обхвата одним элементом составного ролика другого, вместе с тем принимались следующие геометрические параметры:  $r_{21} = 3$  мм,  $\delta_{42} = 5$  мм.

Для первой модели величина износа была задана:  $J = 0$  мм; для второй модели  $J = 0,1$  мм.

Методом конечных элементов определены напряжения смятия в зоне контакта рассматриваемых элементов составных роликов.

Результаты расчета для первой модели (т. е.  $J = 0$  мм) представлены на рисунках 4.19 и 4.20, где изображены сетка разбиения на конечные элементы, действующие сила и ограничения, напряжения смятия при взаимодействии элементов составного ролика, контактирующих с ведомым валом и торцовыми кулачками, образующими многопериодную беговую дорожку (остановленное звено). Результаты расчета для второй модели (т. е.  $J = 0,1$  мм) приведены на рисунках 4.21 и 4.22.

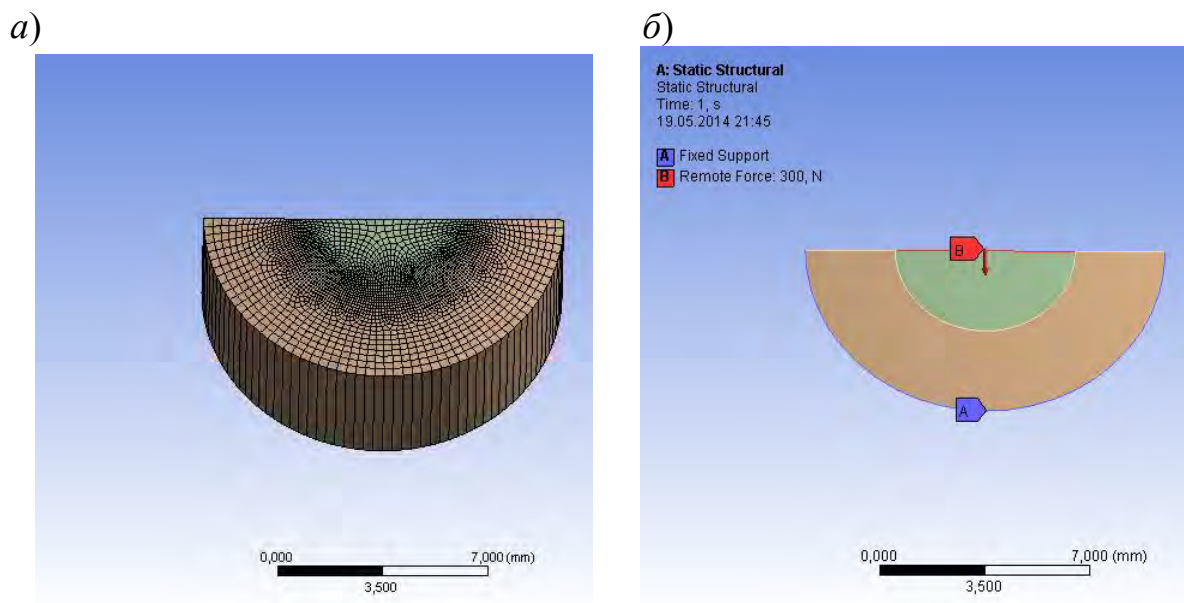


Рисунок 4.19 – Сетка разбиения на конечные элементы (а); сила и ограничения (б), действующие при взаимодействии элементов составного ролика, контактирующих с ведомым валом и заторможенным звеном

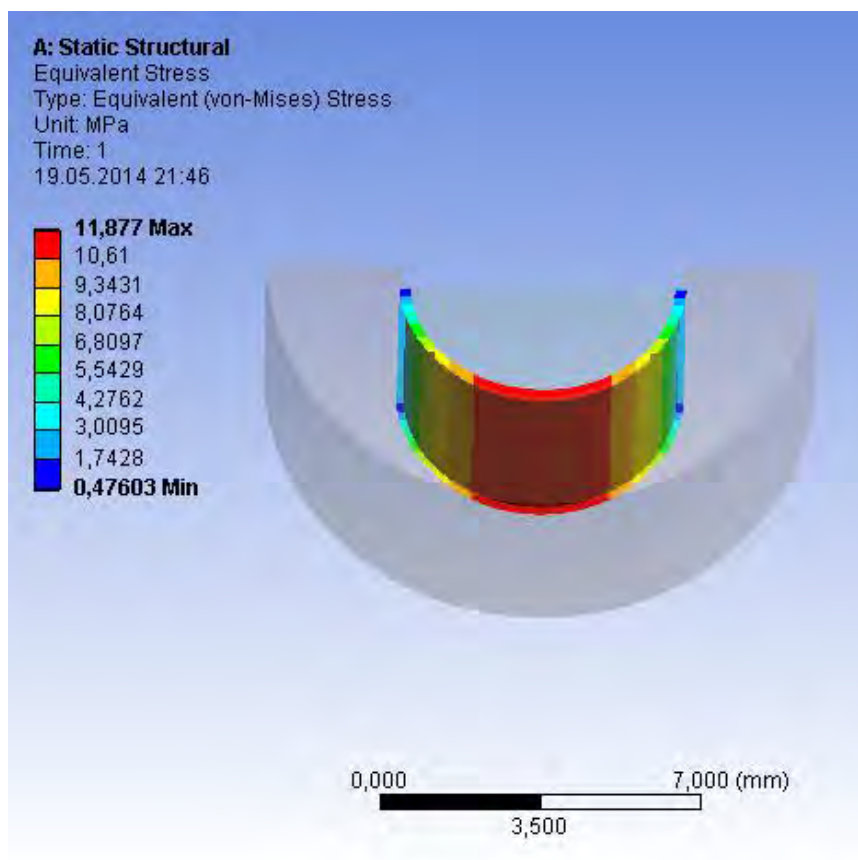


Рисунок 4.20 – Напряжения смятия при взаимодействии элементов составного ролика, контактирующих с ведомым валом и заторможенным звеном

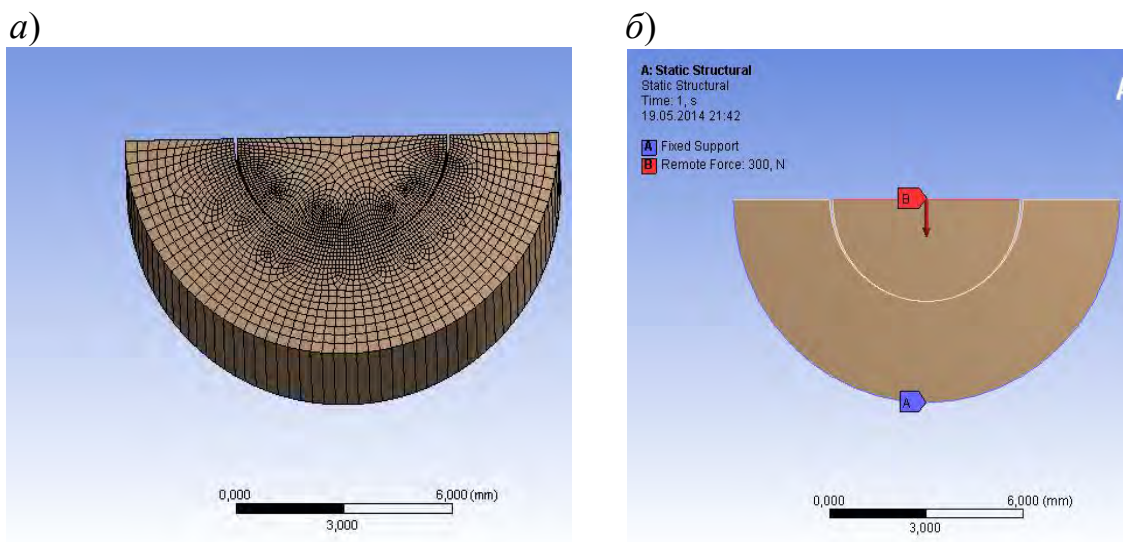


Рисунок 4.21 – Сетка разбиения на конечные элементы (а); сила и ограничения (б), действующие при взаимодействии элементов составного ролика, контактирующих с ведомым валом и заторможенным звеном

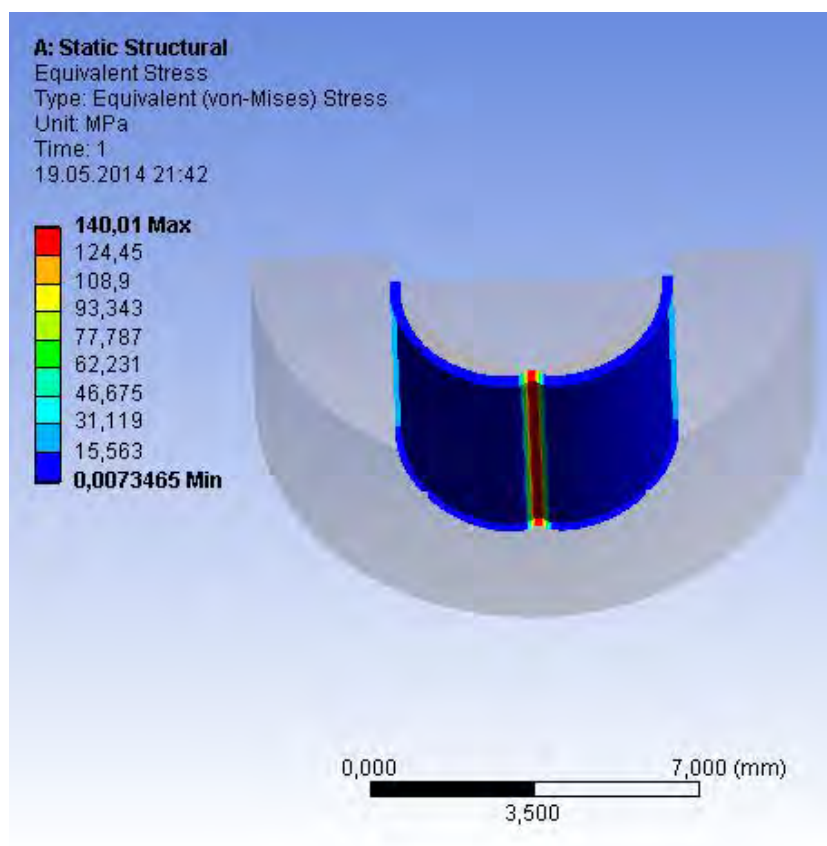


Рисунок 4.22 – Напряжения смятия при взаимодействии элементов составного ролика, контактирующих с ведомым валом и заторможенным звеном

Напряжения смятия в зоне контакта рассматриваемых элементов составных роликов можно найти по следующей аналитической зависимости:

$$\sigma_{см} = \frac{N_2}{2\delta_{42} \cdot r_{21} \int_0^{\beta} \cos \theta \cdot d\theta}. \quad (4.29)$$

Сравнивая результаты определения напряжений смятия, полученных методом конечных элементов и с учетом аналитической зависимости (4.29) для обеих рассматриваемых моделей контакта элементов составных роликов, была найдена величина поправочного коэффициента  $k_n = 1,0015$ .

#### 4.4.3 Определение срока службы составных роликов.

Определив допускаемую величину износа, можно на базе полученных опытных данных рассчитать время работы ЦКРП до замены составных роликов:

$$T = \frac{0,02\omega_{42}}{314} n. \quad (4.30)$$

Таким образом, разработан математический алгоритм, который позволяет на базе полученных аналитических зависимостей и результатов проведенных испытаний определять допускаемую величину износа элементов составных роликов и, соответственно, время работы ЦКРП до их замены.



## 5 Разработка конструкций автотракторных дифференциалов повышенного трения на базе ЦКРП

### 5.1 Анализ существующих конструкций дифференциалов повышенного трения

Беларусь является страной с развитым авто- и тракторостроением и совершенствование сельскохозяйственной техники – одно из приоритетных направлений процветания республики. В состав трансмиссий транспортных машин входит межколесный дифференциал повышенного трения. Дифференциалы повышенного трения являются перспективным видом механизмов, т. к. чем выше внутреннее трение в дифференциале, тем больше крутящего момента дифференциал может перераспределить в пользу небуксующего колеса. Данный вид дифференциалов используется в тракторах МТЗ: 1221, 1523, 1025, 2522; автомобилях семейства «ГАЗель», УАЗ, ВАЗ, МАЗ; в моделях Toyota Land Cruiser, Mercedes G-Class, Nissan Terrano. Разработкой и созданием дифференциалов повышенного трения занимаются такие компании, как Zexel Torsen, Tractech (США), ДАК (РФ).

Различают две группы дифференциалов повышенного трения: дифференциалы, блокирующиеся от разности угловых скоростей колес, и дифференциалы, блокирующиеся от разности крутящих моментов.

К первой группе относятся дисковый дифференциал и дифференциал с вязкостной муфтой. Основным их недостатком является блокировка дифференциала при повороте транспортного средства, т. е. при возникновении разности между скоростями вращения полуосей, что приводит к увеличенному расходу топлива, снижению срока службы шин и деталей трансмиссии, ухудшению управляемости.

Ко второй группе дифференциалов повышенного трения относятся червячный дифференциал и дифференциалы с промежуточными телами.

Недостатками червячного дифференциала являются сложность конструкции, большие габаритные размеры, высокие требования к точности изготовления и качеству материала.

ППТК характеризуются наличием трех основных звеньев (ведущее, ведомое, заторможенное) и промежуточного звена в виде тел качения. Принцип действия ППТК состоит в получении сложного движения тел качения, расположенных в общем сепараторе, при взаимодействии последних с периодическими торцовыми поверхностями кулачков, вращающихся от ведущего вала, и кулачков, зафиксированных в корпусе. При этом лю-

бое из основных звеньев может быть ведущим, ведомым или заторможенным.

В зависимости от типа поверхности, на которой располагается траектория перемещения центров масс сателлитов, ППТК можно разделить на цилиндрические и плоские, т. е. передачи с осевым и радиальным перемещением тел качения.

К ППТК плоского типа относится кулачковый дифференциал повышенного трения [95], конструкция которого нашла широкое применение в автомобилестроении, так он был реализован в автомобилях ГАЗ-62, ГАЗ-66, бронетранспортерах БТР-60ПБ, БТР-70 и т. д.

Конструкция кулачкового дифференциала представлена на рисунке 5.1.

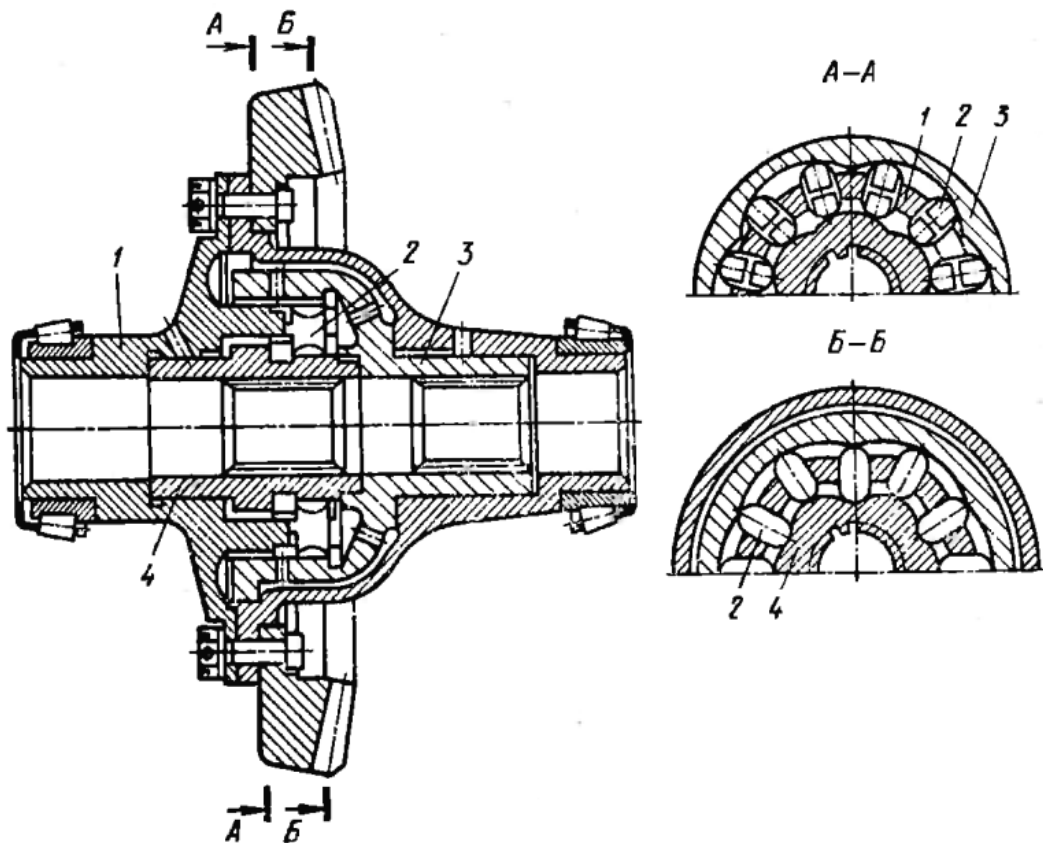


Рисунок 5.1 – Кулачковый автотракторный дифференциал

Конструкция рассматриваемого дифференциала состоит из звездочек 3 и 4, соединенных с полуосями, сепаратора 1, связанного с шестерней, и плунжеров 4. При выполнении автомобилем поворота сепаратор 1, воздействуя посредством плунжеров 4, перемещаемых в радиальном направлении в пазах сепаратора 1, на звездочки 3 и 4, вынуждает полуось, колесо

которой перемещается по большому радиусу, вращаться с угловой скоростью большей, чем угловая скорость сепаратора *1*. В конструкции дифференциала предусмотрены два ряда плунжеров, поскольку в определенные моменты плунжеры одного из рядов оказываются в положении, в котором не могут передавать нагрузку.

Недостатками данной конструкции являются потери на трение скольжения и, соответственно, значительный износ плунжеров.

Для снижения влияния указанных недостатков были предложены конструкции дифференциалов с шариками в качестве промежуточных тел качения. Конструкция автомобильного дифференциала [96] с шариками в качестве промежуточных тел качения представлена на рисунке 5.2.

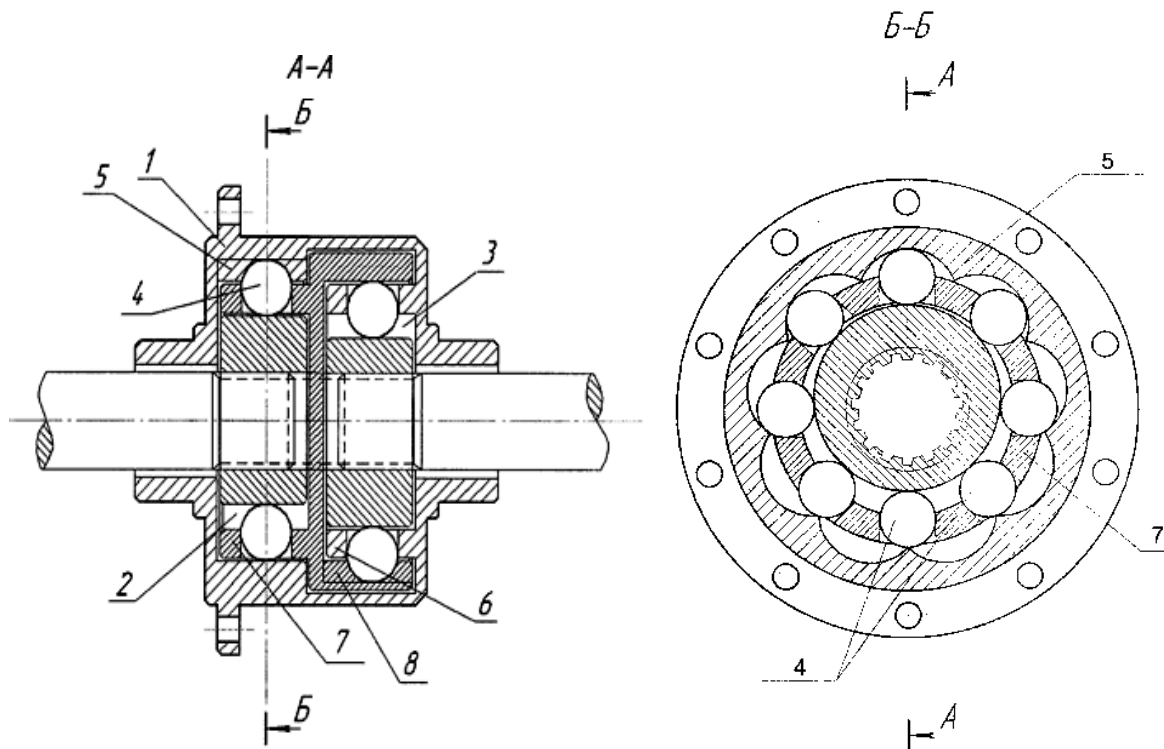


Рисунок 5.2 – Волновой дифференциал

Конструкция волнового дифференциала состоит из двух редукторов 2 и 3, причем сепаратор 7 редуктора 2 является одновременно многопериодным кулачком 8 редуктора 3, а многопериодный кулачок 5, связанный с корпусом 1, редуктора 2 – одновременно сепаратором 6 редуктора 3.

Главным недостатком волнового дифференциала является то, что кулачки, связанные с полуосями, однопериодные, а кулачки 7 и 8 многопериодные, что может приводить к блокированию дифференциала при вы-

полнении автомобилем поворота и, соответственно, увеличению расхода топлива, снижению срока службы шин и ухудшению управляемости.

В целях повышения нагрузочной способности был разработан дифференциал повышенного трения [97], представленный на рисунке 5.3.

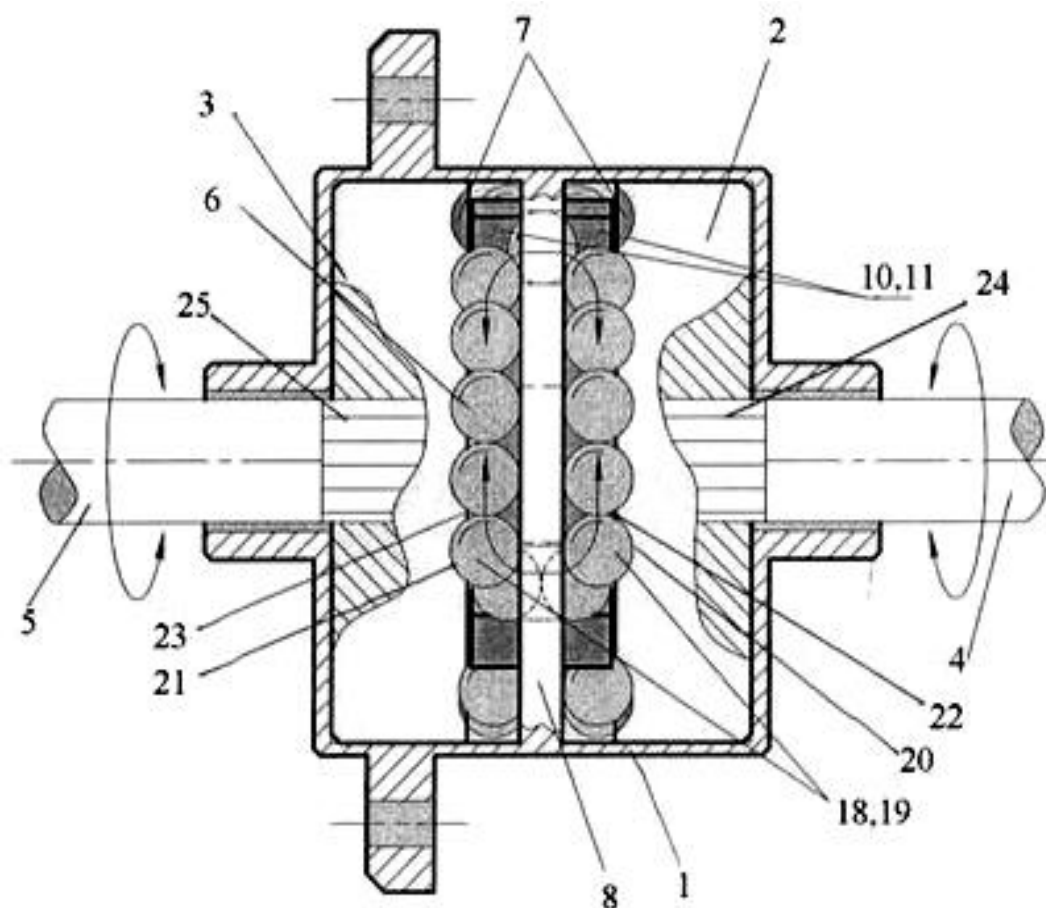


Рисунок 5.3 – Дифференциал с автоматической блокировкой колес

При повороте автомобиля колеса и, следовательно, полуоси 4 и 5 с элементами 2 и 3 стремятся вращаться с разными угловыми скоростями, перемещая шарики 7 посредством сухариков 10, 11 с одной стороны перегородки 8, выполненной в корпусе 1, на другую. Перемещаясь, ветви 18 и 19, состоящие из цепочки 6 шариков 7, частично вдавливают шарики 7 в гнезда 20, 21, выполненные на торцовых поверхностях 22, 23 элементов 4 и 5 соответственно, вынуждая одну полуось вращаться с большей угловой скоростью, чем сепаратор.

Главным недостатком представленной конструкции, как и всей группы ППТК плоского типа, являются увеличенные размеры в диаметральном направлении и, как следствие, уменьшение величины дорожного просвета

при прочих равных условиях.

Одним из основных преимуществ ППТК цилиндрического типа являются малые радиальные габаритные размеры.

Конструкция самоблокирующегося дифференциала [98] на базе ППТК цилиндрического типа представлена на рисунке 5.4.

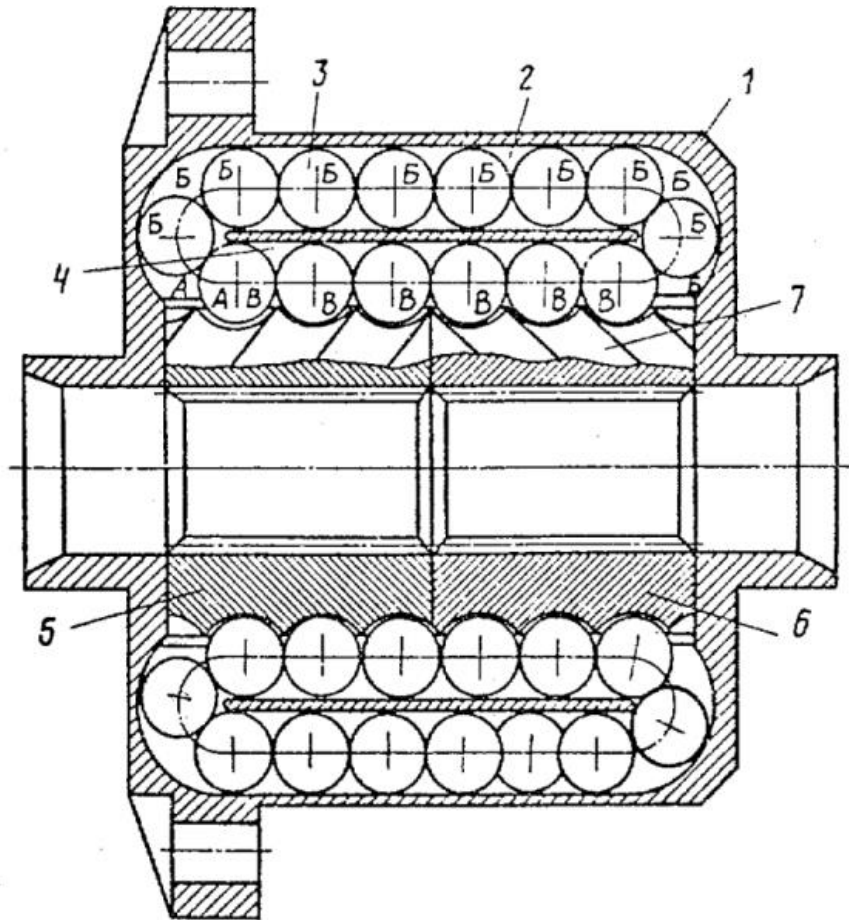


Рисунок 5.4 – Самоблокирующийся дифференциал

При повороте автомобиля полуоси с полуосевыми элементами 5 и 6 стремятся вращаться с разными угловыми скоростями, при этом шарики 3 начинают перемещаться по прямоугольному каналу 2 в сепараторе 1, воздействуя на беговые дорожки 7 и вынуждая одну из полуосей вращаться с большей угловой скоростью, чем у сепаратора.

Недостаток указанных дифференциалов заключается в сложности и увеличении габаритных размеров конструкции вследствие наличия замкнутых каналов для возврата тел качения.

Вышеописанного недостатка лишена конструкция дифференциала [99], представленная на рисунке 5.5, состоящая из элементов 12 и 13,



связанных с полуосями. На элементе 13 выполнены беговые дорожки 16 и 17, на элементе 12 – беговая дорожка 14. В качестве промежуточных сателлитов используются ползуны 9а и 9б, установленные в пазах 8 сепаратора 2, причем ползун 9а связан с беговой дорожкой 16, ползун 9б – с беговой дорожкой 17, что вызвано тем, что в определенные моменты времени ползуны 9а или 9б не участвуют в передаче нагрузки вследствие нахождения на вершинах беговых дорожек.

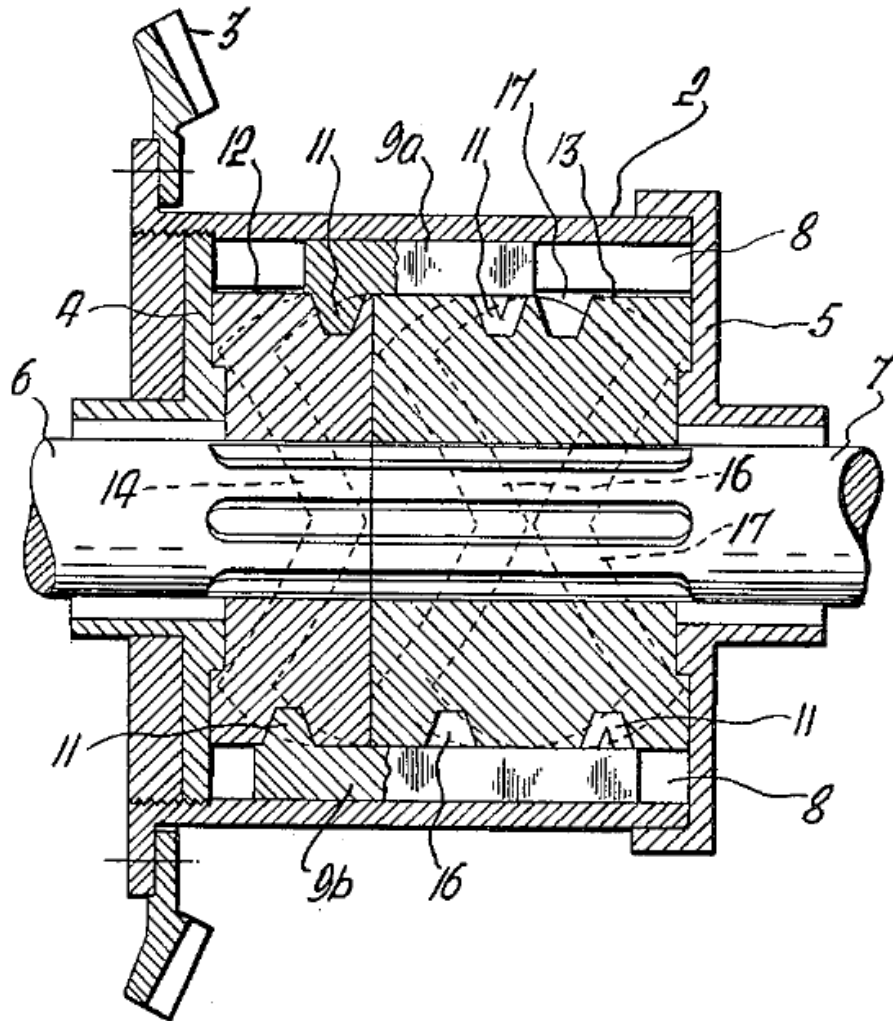


Рисунок 5.5 – Самоблокирующий дифференциал

Основными недостатками представленного дифференциала являются большие потери на трение скольжения и, соответственно, износ ползунков и беговых дорожек.

Конструкция дифференциала [100], представленная на рисунке 5.6, позволяет снизить потери на трение скольжения за счет использования в качестве сателлитов шариков. При осуществлении автомобилем поворота



сепаратор *16*, связанный с шестерней *17*, воздействует на шарики *27*, при этом шарики *27* начинают перемещаться по беговым дорожкам, выполненным на валах *12* и *13*, и вдоль пазов *15* сепаратора *16*, воздействуя на соответствующие беговые дорожки и вынуждая одну из полуосей вращаться с большей, чем у сепаратора *16*, угловой скоростью. К недостаткам дифференциала [100] относятся: сложность изготовления беговых дорожек и невозможность регулировки их положения при сборке, невысокая прочность сепаратора вследствие выполнения сквозных пазов для обоих рядов шариков на одном уровне.

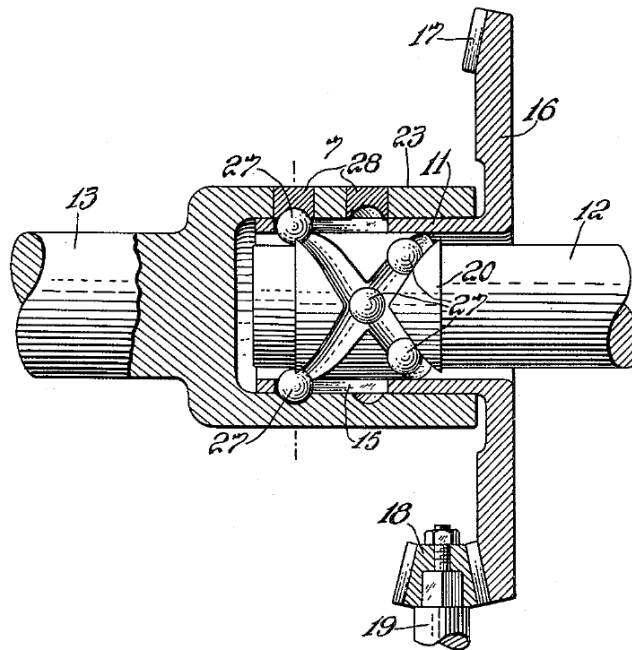


Рисунок 5.6 – Самоблокирующий дифференциал

В [101] в качестве передачи для создания автотракторного принудительно блокируемого дифференциала была предложена синусошариковая передача вследствие обладания ею рядом преимуществ, а именно малыми габаритными размерами в радиальном направлении при высокой нагрузочной способности.

Конструкция автотракторного симметричного дифференциала [59] приведена на рисунке 5.7. Многопериодная беговая дорожка для шариков *7* полуосевого элемента *1* образована составными кулачками *3* и *5*. Взаимодействие шариков *7* с полуосевым элементом *2* осуществляется посредством многопериодной торцовой поверхности полуосевого элемента *2*. Сепаратор *8*, связанный с шестерней, имеет на внутренней поверхности продольные пазы для перемещения шариков *7*.

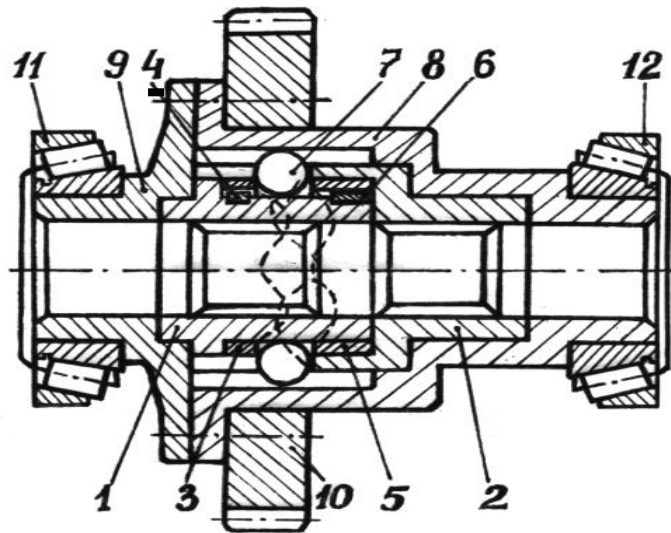


Рисунок 5.7 – Конструкция симметричного автотракторного дифференциала

Недостатком представленной конструкции является возможность попадания всех тел качения в зоны беговой дорожки, где дифференциал не передает нагрузку. Для устранения этого недостатка была разработана конструкция многорядного автотракторного дифференциала [59], приведенная на рисунке 5.8.

В отличие от дифференциала на рисунке 5.7, представленная конструкция имеет двухрядное исполнение, что обеспечивает устранение указанного недостатка и увеличивает число тел качения, участвующих в передаче нагрузки.

Недостатками конструкций дифференциалов, представленных в [59], являются потери на трение (и, соответственно, износ деталей) при повороте транспортного средства вследствие наличия трения скольжения из-за одновременного контакта шариков с тремя деталями передачи, низкая прочность сепаратора, поскольку точечный контакт шариков с пазами сепаратора приводит к возникновению высоких контактных напряжений, а также снижение нагрузочной способности дифференциала вследствие силового замыкания тел качения с одним из полуосевых элементов.

Преимуществами дифференциалов на базе синусошариковой передачи являются:

- малые радиальные габариты и масса;
- возможность компенсации погрешностей изготовления и эксплуатационного износа деталей передачи путем установки регулировочных прокладок и осуществимости небольших осевых перемещений (самоустановки) кулачков внутри дифференциала.

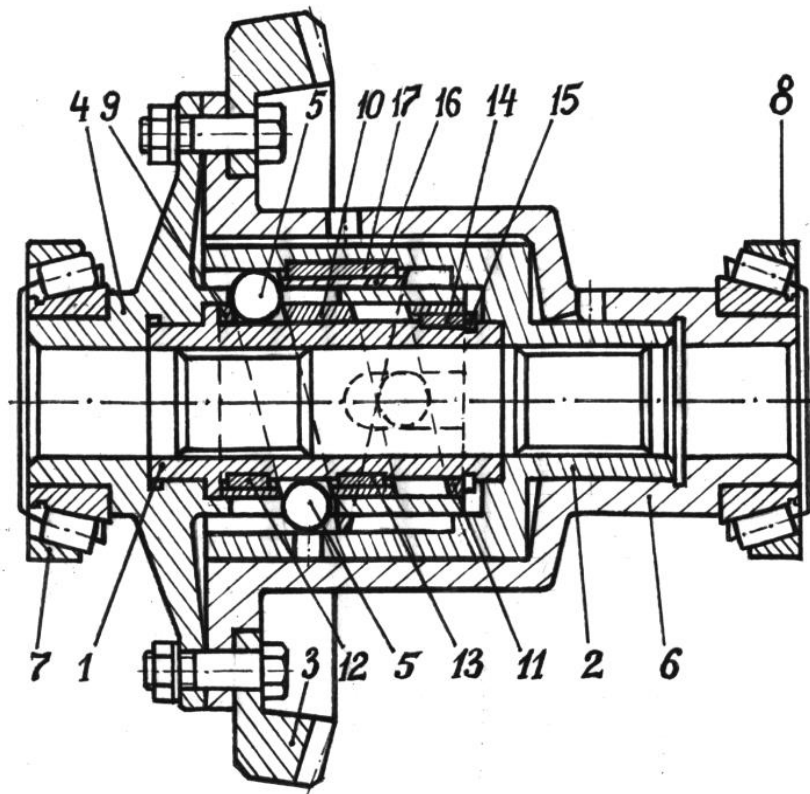


Рисунок 5.8 – Конструкция многорядного автотракторного дифференциала

Исходя из проведенного анализа, установлено, что в отношении дифференциалов повышенного трения выполнены многочисленные исследования и очевидны достигнутые успехи. Однако их эффективность не в полной мере удовлетворяет современному уровню развития механических передач. Недостатками существующих конструкций дифференциалов повышенного трения являются сложность конструкции, недолговечность и большая потеря мощности, чем у обычного дифференциала.

ЦКРП при высоком внутреннем трении и с учетом их малых радиальных габаритов при высокой нагрузочной способности могут с успехом применяться в качестве автотракторного дифференциала повышенного трения. Соответственно, целесообразной является разработка автотракторного дифференциала повышенного трения и методики его расчета на базе рассматриваемой передачи.

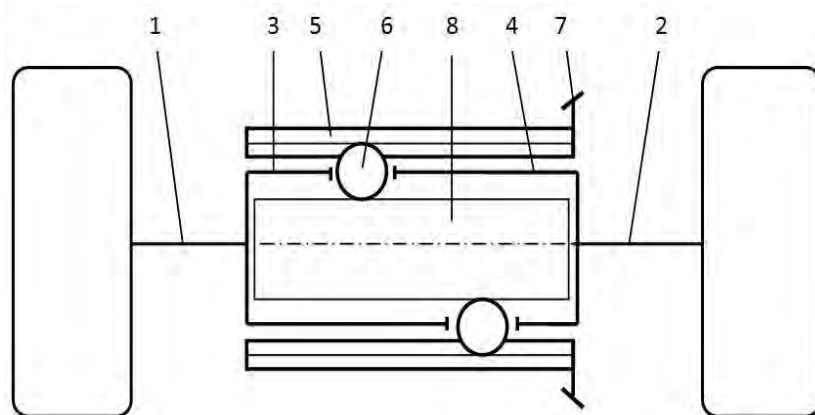
## 5.2 Разработка конструкции дифференциала на базе ЦКРП

С учетом проведенного патентного анализа существующих конструкций дифференциалов повышенного трения и изучения их преимуществ и недостатков наиболее перспективным для дальнейшего исследования яв-

ляется дифференциал на базе ЦКРП.

Имеются две основные структурные схемы ЦКРП, которые могут применяться для создания дифференциалов повышенного трения, зависящие от расположения сепаратора.

Рассмотрим схему дифференциала на базе ЦКРП с наружным расположением сепаратора, представленную на рисунке 5.9.



1 – левая полуось; 2 – правая полуось; 3 – левый кулачок; 4 – правый кулачок; 5 – сепаратор; 6 – тела качения; 7 – шестерня главной передачи; 8 – промежуточное звено для установки тел качения

Рисунок 5.9 – Схема дифференциала на базе ЦКРП с наружным сепаратором

Преимуществами вышеприведенной схемы являются:

- компактность в радиальном направлении;
- удобство размещения шестерни главной передачи. Эта шестерня непосредственно крепится на сепаратор, а он является наружным звеном;
- повышенная прочность сепаратора (сепаратор не имеет сквозных прорезей, а имеет продольные пазы на внутренней поверхности);
- приблизительно одинаковые условия функционирования левого и правого кулачков вследствие их соизмерности.

Недостатки:

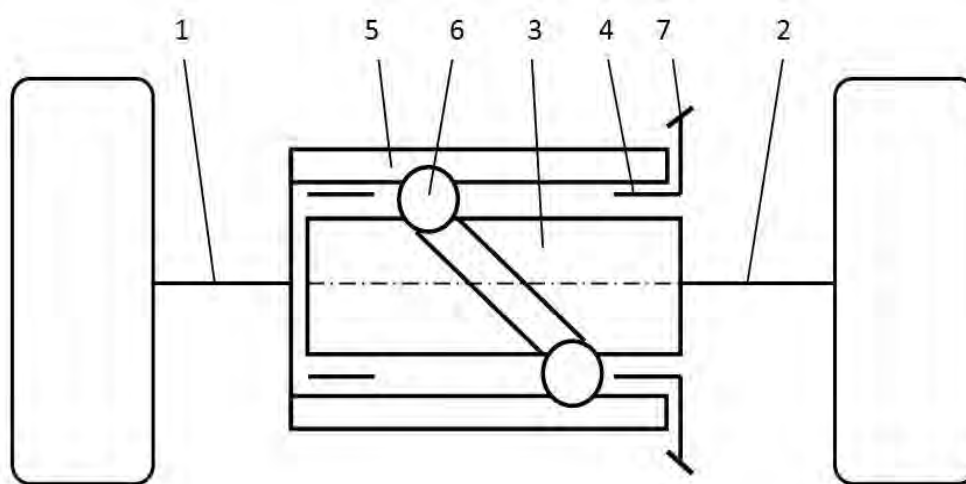
- сниженная несущая способность вследствие силового замыкания промежуточных тел качения с беговой дорожкой, что по сравнению с беговой дорожкой, где замыкание может быть геометрическим, приводит к тому, что половина тел качения в процессе работы дифференциала не передают нагрузку, совершая холостой ход;
- возможность попадания тел качения в «мертвые» положения»,

т. е. возможность наложения беговых дорожек и заклинивания передачи.

Рассмотрим схему дифференциала на базе ЦКРП с промежуточным расположением сепаратора, представленную на рисунке 5.10.

Преимущества данной схемы:

- работают все тела качения, соответственно, повышается нагрузочная способность;
- возможна разработка многорядной (например, двухрядной) конструкции.



1 – левая полуось; 2 – правая полуось; 3 – внутренний кулачок; 4 – сепаратор; 5 – наружный кулачок; 6 – тела качения; 7 – шестерня главной передачи

Рисунок 5.10 – Схема дифференциала на базе ЦКРП с промежуточным сепаратором

Недостатки:

- сепаратор является промежуточным звеном, что затрудняет компоновку главной передачи;
- сепаратор является слабым элементом конструкции, прочность которого снижена из-за наличия сквозных пазов.

Таким образом, исходя из проведенного анализа, для создания дифференциала повышенного трения наиболее целесообразно использовать схему дифференциала на базе ЦКРП с промежуточным расположением сепаратора.

С целью устранения недостатков, найденных в ходе проведенного в подразд. 5.1 анализа, и с учетом принципа фрагментации [62] конструкция автотракторного дифференциала на базе ЦКРП включает:



- двухрядное исполнение;
- использование составных кулачков, связанных с соответствующими полуосями;
- применение в качестве тел качения шариков с установленными на них кольцами, контактирующими с сепаратором;
- наличие возможности регулирования положения кулачков.

Конструкция разработанного дифференциала представлена на рисунке 5.11. При прямолинейном движении транспортного средства вращение от сепаратора 3, связанного с главной передачей, через составные сателлиты, состоящие из шариков 1 и колец 2, передается на полуоси автомобиля и далее на ведущие колеса, обеспечивая им одинаковую угловую скорость. Составные сателлиты взаимодействуют с кулачками 6, 7, 8, 9, связанными с одной полуосью, и кулачками 10, 11, 12, 13, связанными со второй полуосью. При этом сателлиты неподвижны относительно сквозных продольных пазов, выполненных в сепараторе.

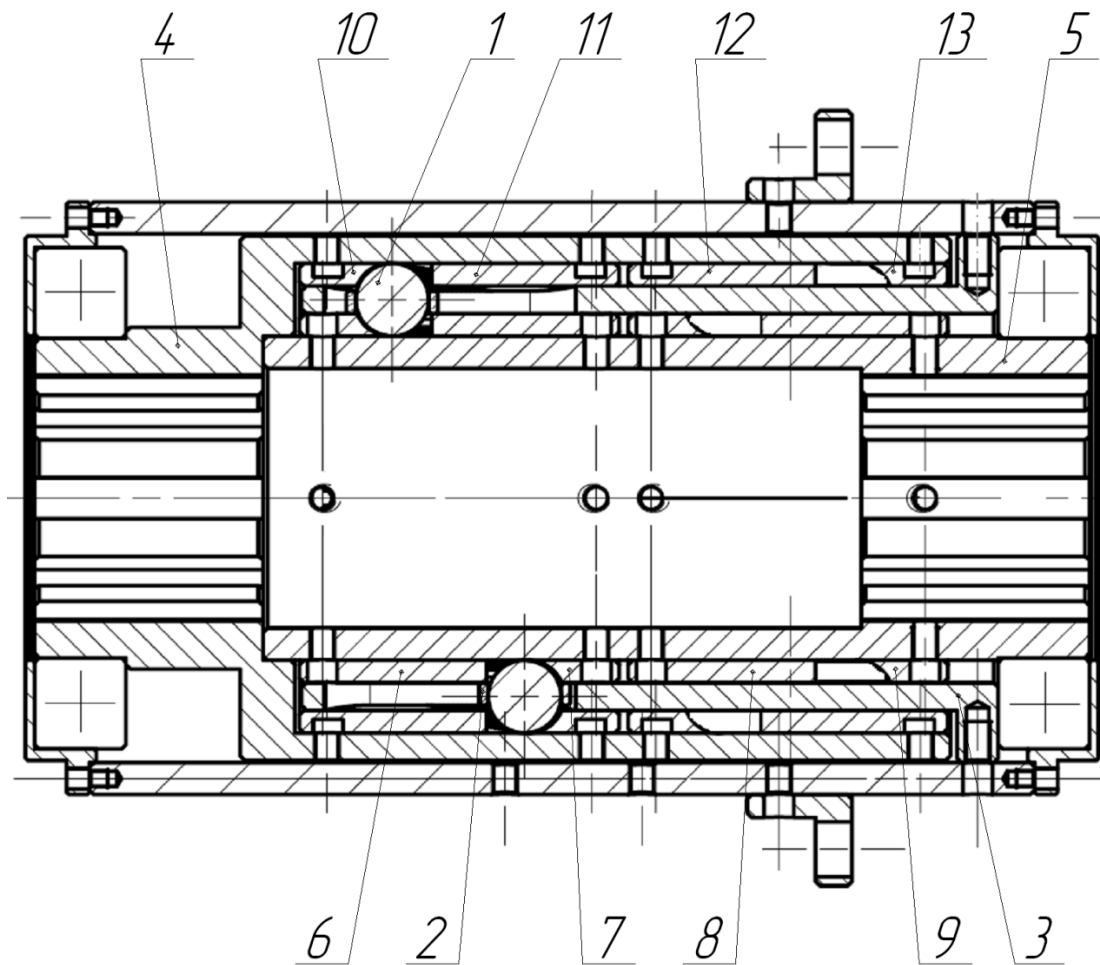


Рисунок 5.11 – Автотракторный дифференциал повышенного трения



При осуществлении автомобилем поворота или попадании одного из ведущих колес транспортного средства на неровности дороги колеса и, соответственно, полуоси, связанные с кулачками 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, имеющими многопериодную торцовую поверхность, стремятся вращаться с разными угловыми скоростями. Сепаратор 3, воздействуя через кольца 2 на шарики 1, заставляет их перемещаться вдоль пазов сепаратора 3 и одновременно по многопериодной торцовой поверхности кулачков, вынуждая кулачки и связанную с ними полуось, колесо которой перемещается по большему радиусу или неровности дороги, вращаться с угловой скоростью большей, чем угловая скорость сепаратора 3, на величину отставания первого колеса.

При попадании одного из ведущих колес на скользкий участок дороги и потери сцепления с ней дифференциал автоматически блокируется и перераспределяет момент в пользу колеса, у которого сцепление с дорогой лучше.

Разработанная конструкция автотракторного дифференциала повышенного трения является двухрядной. Соответственно, при попадании составных сателлитов одного ряда на вершины многопериодного торцового профиля, где нагрузка не передается, в другом ряду тела качения занимают положение, где нагрузочная способность максимальна. С этой целью пазы в сепараторе в разных рядах смещены друг относительно друга на половину углового шага расположения пазов, что также позволяет увеличить прочность сепаратора за счет уменьшения напряжений изгиба, возникающих в сепараторе.

Конструкция дифференциала дает возможность регулировать осевое положение кулачков и, соответственно, компенсировать погрешности изготовления и эксплуатационный износ деталей передачи.

Повышение нагрузочной способности, надежности и ремонтпригодности разработанного дифференциала достигается тем, что на шарики 1 устанавливаются кольца 2, имеющие внутреннюю сферическую и наружную цилиндрическую поверхности. В свою очередь, кольца 2 представляют собой две ступенчатые втулки, которые надеваются на шарик 1 с двух сторон и запрессовываются друг в друга, образуя кольцо 2. В результате снижаются контактные напряжения из-за наличия линейного контакта между кольцами, пазами сепаратора и шариками и уменьшается износ пазов сепаратора вследствие замены процессов скольжения на качение при взаимодействии сателлитов с сепаратором.

### 5.3 Основы теории дифференциалов повышенного трения на базе ЦКРП

Рассмотрим алгоритм определения некоторых основных геометрических параметров многорядного дифференциала на базе ЦКРП с числом рядов, равным  $k$ .

Число тел качения в одном ряду дифференциала

$$n_p = Z_{pin} + Z_{pout}, \quad (5.1)$$

где  $p$  – номер ряда,  $p = 1, 2, \dots, k$ ;

$Z_{pin}$  – число периодов беговой дорожки на внутреннем кулачке (кулачок расположен внутри сепаратора)  $p$ -го ряда;

$Z_{pout}$  – число периодов на наружном кулачке (сепаратор расположен внутри кулачка)  $p$ -го ряда.

Для рассматриваемого случая симметричного дифференциала на базе ЦКРП  $Z_{pin} = Z_{pout}$ .

Разберем двухрядный дифференциал, в котором один из рядов будет правым ( $p = 1$ ), другой – левым ( $p = 2$ ).

Для внутреннего кулачка правого ряда параметрическое уравнение торцевой поверхности, образующей беговую дорожку, будет записано в следующем виде:

$$x = R_s \cdot \cos v; \quad y = R_s \cdot \sin v; \quad z = A \cdot \sin(Z_{pin} \cdot v) + s, \quad (5.2)$$

где  $R_s$  – радиус цилиндрической поверхности, на которой расположены центры тел качения, м;

$v$  – полярный угол, измеряемый в плоскости, перпендикулярной оси передачи, изменяемый от 0 до  $2\pi$ , рад;

$s$  – расстояние, на которое смещены синусоиды, образующие беговые дорожки двух рядов, относительно некоторой плоскости симметрии, перпендикулярной оси передачи, м.

Для наружного кулачка правого ряда параметрические уравнения торцевой поверхности, образующей беговую дорожку,

$$x = R_s \cdot \cos v; \quad y = R_s \cdot \sin v; \quad z = -A \cdot \sin(Z_{pin} \cdot v) + s. \quad (5.3)$$

Пазы сепаратора второго (левого) ряда из условия прочности должны быть смещены относительно пазов правого ряда на угол

$$\Psi = \frac{\pi}{2Z_{pin}}. \quad (5.4)$$

Для равномерного распределения нагрузки необходимо, чтобы при попадании тел качения на вершины одного ряда в другом ряду тела качения находились в местах с максимальным углом подъема.

Во втором (левом) ряду внутренняя и наружная беговые дорожки будут описываться одним уравнением

$$x = R_s \cdot \cos v; \quad y = R_s \cdot \sin v; \quad z = A \cdot \sin(Z_{pin} \cdot v) - s. \quad (5.5)$$

КПД передачи в этом случае определится по формуле, как для редуктора с передаточным отношением, равным  $-1$ , т. е. с остановленным сепаратором и разнонаправленными вращениями полуосей:

$$\eta = \frac{\sin(\alpha_{3cp} - v) \cos(\alpha_{1cp} + 2v)}{u \cdot \sin(\alpha_{1cp} + v) \cos(\alpha_{3cp} - 2v)}, \quad (5.6)$$

где  $v$  – угол трения, учитывающий не только скольжение, но и качение, рад.

На рисунке 5.12 представлена схема работы дифференциала.

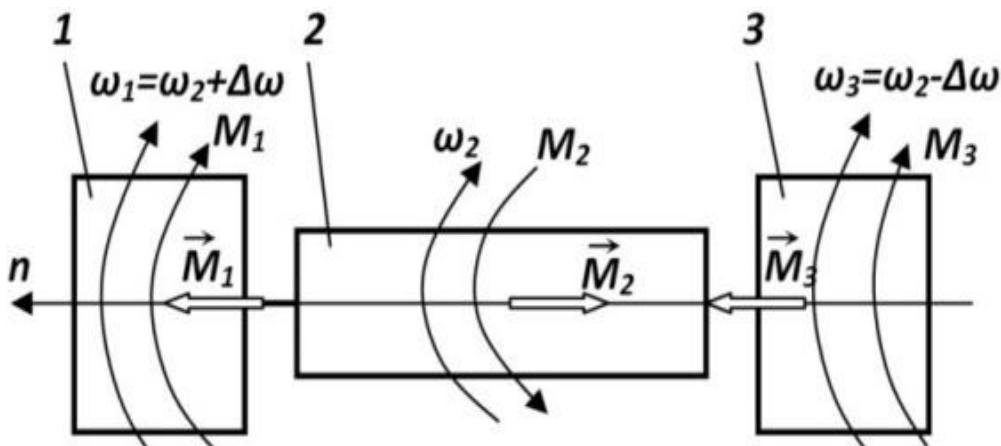


Рисунок 5.12 – Схема работы дифференциала

Уравнение баланса мощностей на звеньях дифференциала запишется в следующем виде [102]:

$$P_2 - P_1 - P_3 - P_{тр} = 0, \quad (5.7)$$

где  $P_2$  – подводимая мощность к корпусу дифференциала, Вт;

$P_1, P_3$  – мощность, отводимая на левую и правую полуоси соответственно, Вт;

$P_{тр}$  – мощность, расходуемая на трение в дифференциале, Вт.

На рисунке 5.13 представлена схема работы дифференциала при повороте автомобиля.

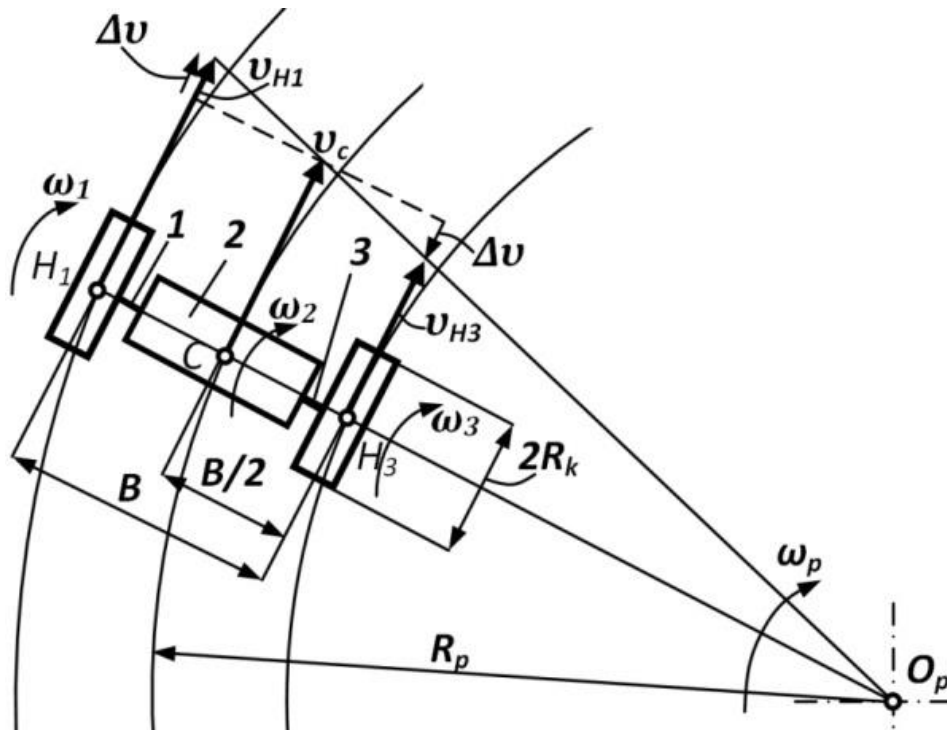


Рисунок 5.13 – Схема работы дифференциала при повороте автомобиля

Потери мощности на трение в дифференциале  $P_{тр}$  равны нулю при движении автомобиля по прямой и отличны от нуля при поворотах. Данная ситуация возникает при снижении значения коэффициента сцепления на одном из колес. Предположим, автомобиль с колеей  $B$ , радиусом колес ведущего моста  $R_k$  осуществляет поворот по радиусу  $R_p$  (рисунок 5.13). Задана частота вращения корпуса сепаратора  $n_2$  (и, соответственно, угловая скорость  $\omega_2$ ). При этом полуось 1 является забегающей, полуось 3 – отстающей (см. рисунок 5.13).

Потери мощности на трение можно представить в виде

$$P_{mp} = M_{mp} (\omega_1 - \omega_3), \quad (5.8)$$

где  $M_{mp}$  – момент внутреннего трения, Н·м.

С учетом проекции векторного уравнения баланса внешних моментов на ось  $x$  (см. рисунок 5.12)  $M_2 = M_1 + M_3$  получим преобразованное выражение (5.7)

$$M_2 \cdot \omega_2 = M_1 \cdot \omega_1 + (M_2 - M_1) \cdot \omega_3 + M_{mp} \cdot (\omega_1 - \omega_3). \quad (5.9)$$

Подставив в выражение (5.9) известную кинематическую зависимость для симметричного дифференциала  $\omega_2 = 0,5(\omega_1 + \omega_3)$  и проведя элементарные преобразования, можно показать, что

$$M_1 = 0,5M_2 - M_{mp}. \quad (5.10)$$

Аналогично можно доказать, что

$$M_3 = 0,5M_2 + M_{mp}. \quad (5.11)$$

Таким образом, момент от корпуса дифференциала на забегающем (буксующем) колесе меньше, чем на отстающем (с лучшими условиями сцепления).

Мысленно остановим корпус дифференциала, сообщив всем его основным звеньям угловую скорость, равную по модулю  $\omega_2$  и направленную в сторону, обратную вращению корпуса. Дифференциал при этом будет работать в редукторном режиме с передаточным отношением, равным  $-1$ . На одном валу (забегающей оси) мощность  $P_{1p}$  будет меньше мощности на другом валу  $P_{3p}$ , т. к.

$$(0,5M_2 - M_{mp}) \Delta\omega < (0,5M_2 + M_{mp}) \Delta\omega, \quad (5.12)$$

где  $\Delta\omega$  – модуль относительной угловой скорости вращения осей относительно корпуса дифференциала, рад/с.

Отстающую ось рассматриваем как ведущий вал, а забегающую – как ведомый. Тогда КПД передачи в редукторном режиме

$$\eta_n = \frac{P_{1p}}{P_{3p}} = \frac{M_1 \cdot \Delta\omega}{M_3 \cdot \Delta\omega} = \frac{M_1}{M_3}. \quad (5.13)$$

Выражение (5.13) показывает, что на забегающей полуоси момент меньше, чем на отстающей.

Величина  $\Delta\omega$  определяется по формуле (см. рисунок 5.13)

$$\Delta\omega = \frac{\omega_1 - \omega_3}{2} = \frac{1}{2} \left( \frac{v_{H1}}{R_k} - \frac{v_{H3}}{R_k} \right) = \frac{v_c}{R_p} \frac{\left( R_p + \frac{B}{2} \right) \left( R_p - \frac{B}{2} \right)}{2R_k}. \quad (5.14)$$

С учетом того, что  $v_c = \omega_2 \cdot R_k$ , окончательно имеем

$$\Delta\omega = \frac{\omega_2 \cdot B}{2R_p}. \quad (5.15)$$

Полученное выражение отличается от формулы, представленной в [103, с. 47], в которой отсутствует коэффициент 2 в знаменателе.

КПД дифференциала

$$\eta_o = \frac{P_1 + P_3}{P_2} = \frac{M_1 \cdot \omega_1 + M_3 \cdot \omega_3}{(M_1 + M_3)\omega_2} = 1 + \frac{\Delta\omega(1 - 1/\eta_n)}{\omega_2(1 + 1/\eta_n)}. \quad (5.16)$$

С учетом выражения (5.16) и дальнейших преобразований получим

$$\eta_o = 1 - \frac{B(1 - \eta_n)}{2R_p(1 + \eta_n)}. \quad (5.17)$$

Анализ выражения (5.16) свидетельствует о том, что относительно низкий КПД передач с промежуточными телами качения не является препятствием, а, наоборот, способствует применению этих передач для создания межколесных дифференциалов повышенного трения: КПД передачи, согласно выражению (5.17), – величина переменная и зависит от радиуса поворота автомобиля; из-за большого трения в дифференциале снижаются время и относительная скорость перемещения поверхностей трения, что уменьшает их износ.



КПД дифференциала, созданного на базе ЦКРП, определяется значением приведенного коэффициента трения  $f$  и параметрами  $R_s$ ,  $A$  и  $Z$ . Как правило, радиус  $R_s$  напрямую зависит от диаметральных габаритов дифференциала и является заданным. Параметры  $A$  и  $Z$  взаимосвязаны.

#### 5.4 Определение числа работающих тел качения

При работе дифференциала на базе ЦКРП часть тел качения не передает нагрузку. От числа тел качения, передающих нагрузку, зависит нагрузочная способность дифференциала при заданных габаритных размерах. К телам качения, которые не участвуют в передаче нагрузки, относятся сателлиты, находящиеся на участках беговой дорожки, образованной многопериодной торцовой поверхностью кулачков, где тело качения вследствие заострения вершин [76] выступов кулачков не может участвовать в передаче нагрузки.

При определении числа тел качения, передающих нагрузку, необходимо учитывать, что особенностью разработанного дифференциала на базе ЦКРП является наличие составных кулачков, образующих беговые дорожки, вследствие чего присутствует геометрическое замыкание тел качения с кулачками. На число сателлитов, передающих нагрузку, влияет заострение вершин кулачков, имеющих многопериодный торцовый профиль. Также следует принимать во внимание, что дифференциал на базе ЦКРП имеет двухрядное исполнение.

На рисунке 5.14 представлена схема, изображающая контакт составных сателлитов с многопериодным профилем кулачков, причем синусоидальные кривые, образующие указанный профиль, для упрощения расчетов заменены на кусочно-винтовые линии.

Необходимо определить угол, при перемещении вдоль которого от основания до вершины профиля кулачков сателлиты передают нагрузку. Для этого разбиваем окружность, являющуюся наружной поверхностью кулачков, на равные углы  $\pi/Z$  и вычитаем из них участки поворота сателлитов относительно оси дифференциала, на которых они не передают усилие.

Искомый угол

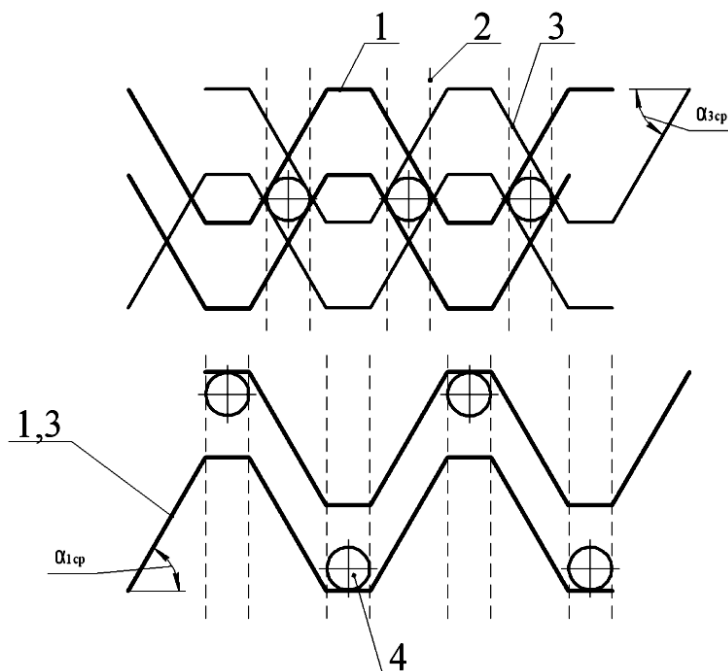
$$\varepsilon_0 = \frac{\pi}{Z} - \frac{b_{3\text{вв}} - 2r_{43} \cdot \sin \alpha_{3\text{cp}}}{2R_{\text{в3}}} - \frac{b_{1\text{вв}} - 2r_{41} \cdot \sin \alpha_{1\text{cp}}}{2R_{\text{н1}}}, \quad (5.18)$$

где  $b_{i\text{вв}}$  – ширина выступов на вершинах соответствующих кулачков (рисунок 5.15), м;

$r_{4i}$  – радиус окружности сечения шарика в плоскости его контакта с кулачком на радиусах  $R_{n1}$  и  $R_{e3}$  соответственно, м;

$R_{ei}$  – радиус внутренней поверхности соответствующих кулачков, м;

$R_{ni}$  – радиус наружной поверхности соответствующих кулачков, м.



1, 3 – кулачки, связанные с соответствующими полуосями; 2 – сепаратор;  
4 – сателлиты

Рисунок 5.14 – Схема для определения числа тел качения, передающих нагрузку

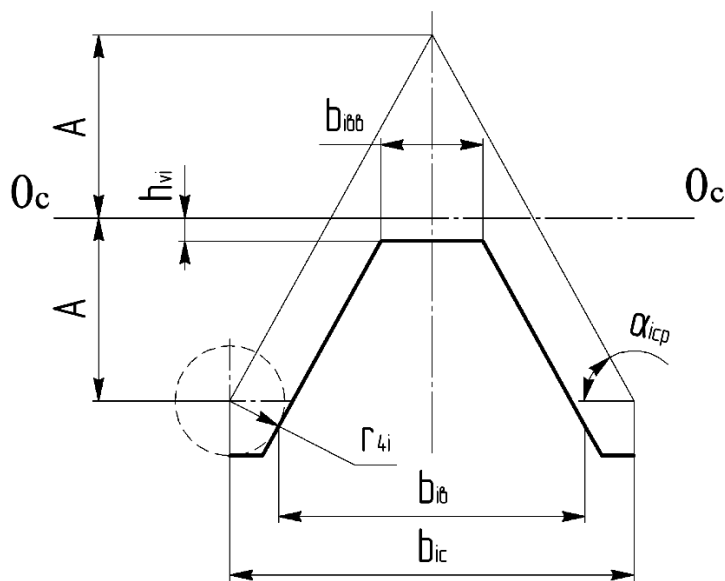


Рисунок 5.15 – Схема выступа кулачка

$$r_{4i} = \sqrt{r_4^2 - (r_4 - S_h)^2}, \quad (5.19)$$

где  $r_4$  – радиус шарика, являющегося элементом сателлита, м;

$S_h$  – толщина кулачка, м.

При движении сателлитов вдоль участков выступов кулачков, определяемых углом  $\varepsilon_\delta$ , тела качения передают нагрузку. Для того чтобы дифференциал на базе ЦКРП в двухрядном исполнении передавал усилие, необходимо при его конструировании выполнять условие

$$\varepsilon_\delta > \frac{b_{166} + 2r_{41} \cdot \sin \alpha_{1cp}}{R_{н1}}. \quad (5.20)$$

Минимальное число сателлитов, участвующих в передаче нагрузки,  $n_{П\min} = 2Z$ . Среднее число сателлитов, передающих нагрузку, определяется по формуле

$$n_{Пс} = 4 \frac{Z^2 \cdot \varepsilon_\delta}{\pi}. \quad (5.21)$$

Полученные зависимости позволяют выполнять прочностной и динамический расчеты дифференциала на базе ЦКРП.

### 5.5 Коэффициент блокировки дифференциала на базе ЦКРП

Блокирующие свойства дифференциала оцениваются посредством коэффициента блокировки, равного отношению моментов на полуосях при блокировании дифференциала:  $K_D = M_1/M_3 = 1/\eta_D$ .

На рисунке 5.16 представлен график зависимости коэффициента блокировки от числа периодов  $Z$  синусоиды, являющейся образующей для торцовых поверхностей кулачков. При расчете приняты следующие геометрические параметры ЦКРП:  $E = 5,5$  мм, диаметр корпуса дифференциала 130 мм, число периодов кулачков 5.

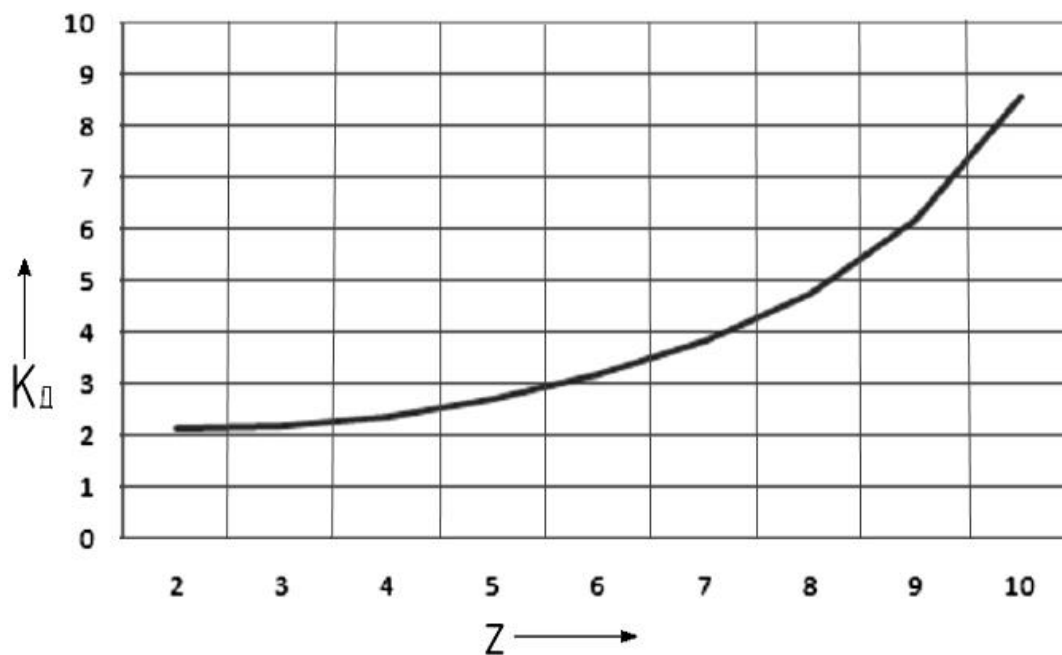


Рисунок 5.16 – График зависимости коэффициента блокировки от числа периодов синусоиды

В соответствии с [103, с. 50] при  $K_D = 7$  усилие тяги обеспечивается при всех возможных дорожных условиях. С учетом обеспечения высокой проходимости и хорошей поворачиваемости автомобиля коэффициент блокировки должен находиться в диапазоне от 2,5 до 4. Из анализа графика на рисунке 5.16 можно заключить, что к данному диапазону относятся числа периодов синусоиды в диапазоне от 5 до 7.

Таким образом, изменяя число периодов синусоиды, являющейся образующей для торцовых поверхностей кулачков, можно изменять коэффициент блокировки дифференциала. Также необходимо учитывать, что число периодов синусоиды определяет число составных сателлитов в дифференциале.

## 6 Практическая реализация результатов работы

### 6.1 Балонный ключ с усилителем крутящего момента

В депо и на вагоноремонтных заводах Республики Беларусь перезатяжка резьбовых соединений, крепящих головки цилиндров дизельных двигателей тепловозов ЧМЭ-3, производится в основном с помощью стержневого ключа. При этом согласно технической документации на дизельные двигатели тепловозов ЧМЭ-3 к соединению необходимо приложить крутящий момент 2500 Н·м. В Локомотивном депо Могилев РУП «Могилевское отделение Белорусской железной дороги» указанные операции выполняются около 7200 раз за год. При перезатяжке резьбовых соединений, крепящих головки цилиндров дизельных двигателей тепловозов ЧМЭ-3, посредством стержневого ключа без редуцирующего узла даже при использовании четырех человек нагрузки на руки рабочих существенно превышают установленные санитарные нормы. Для указанных целей Локомотивное депо Могилев в 2008 г. приобрело комплект двух пневматических гайковертов DPM-47TLX фирмы PLARAT (Германия).

Исходя из условий эксплуатации и геометрии рабочей зоны, для рассматриваемой задачи целесообразно применение ключа с усилителем крутящего момента на базе ЦКРП, которое будет направлено не только на облегчение ручного труда рабочих, но и на импортозамещение [104]. Разработанный ключ представлен на рисунке 6.1.

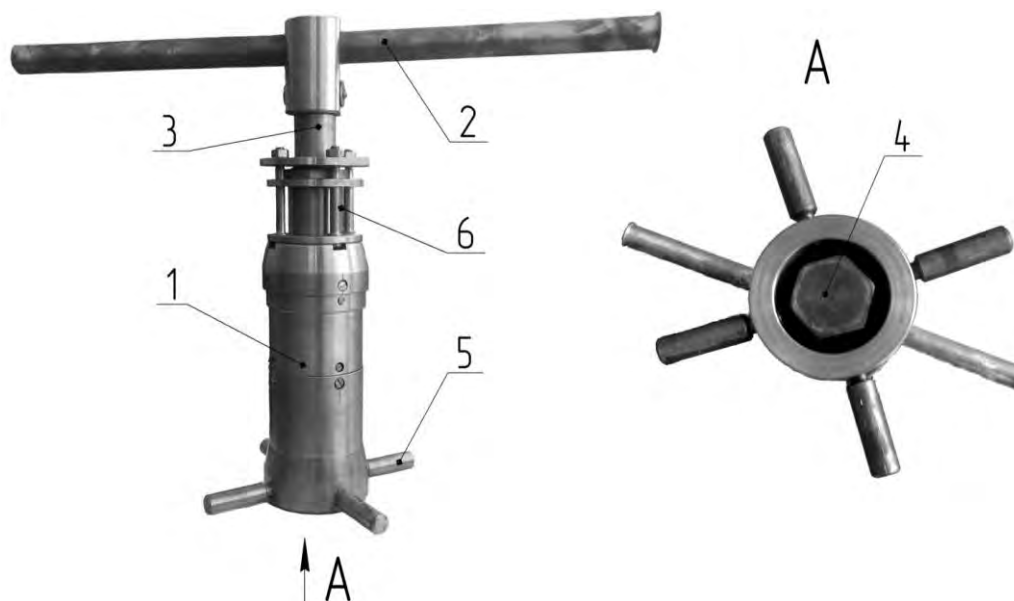
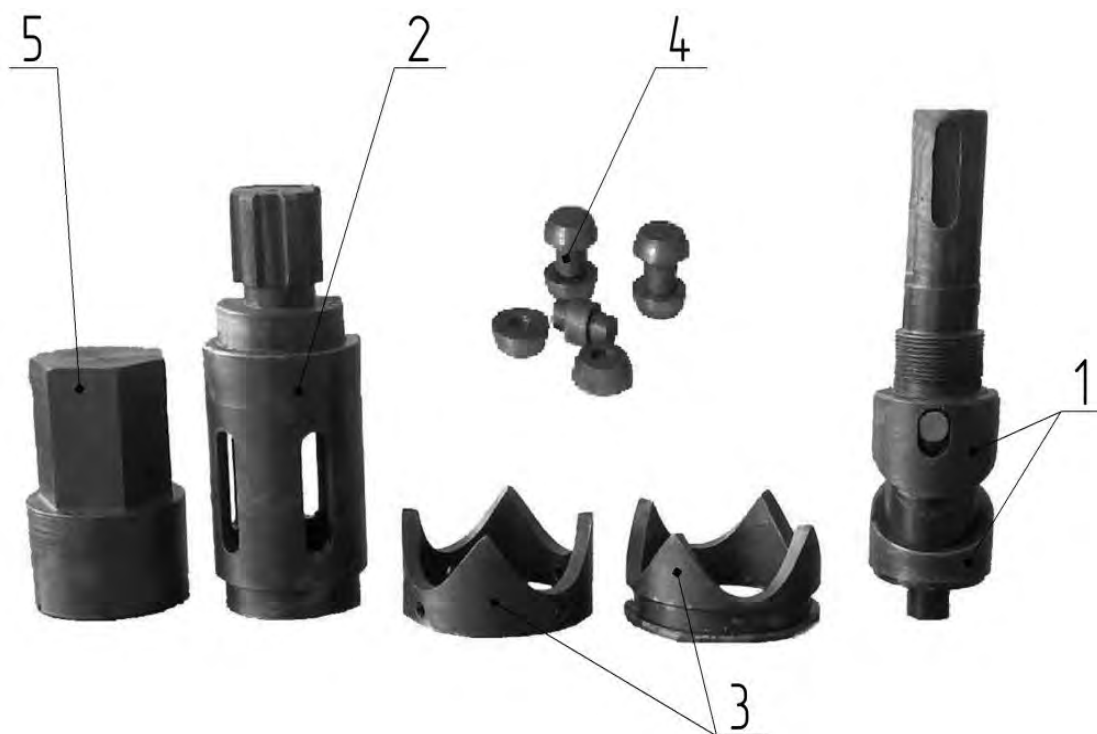


Рисунок 6.1 – Ключ с усилителем крутящего момента

Ключ, изображенный на рисунке 6.1, состоит из корпуса *1* со встроенной ЦКРП с передаточным отношением, равным пяти, съемной рукоятки *2*, входного вала *3*, ведомого вала с шестигранником *4*. Ключ может работать в обычном режиме без редуцирования (корпус и ведомый вал вращаются как единый узел) и с редуцированием (корпус стопорится относительно дизельного двигателя посредством упоров *5*). Для переключения с одного режима на другой служит блокиратор *6*.

Детали ЦКРП, используемой в качестве редуцирующего узла в ключе, показаны на рисунке 6.2.



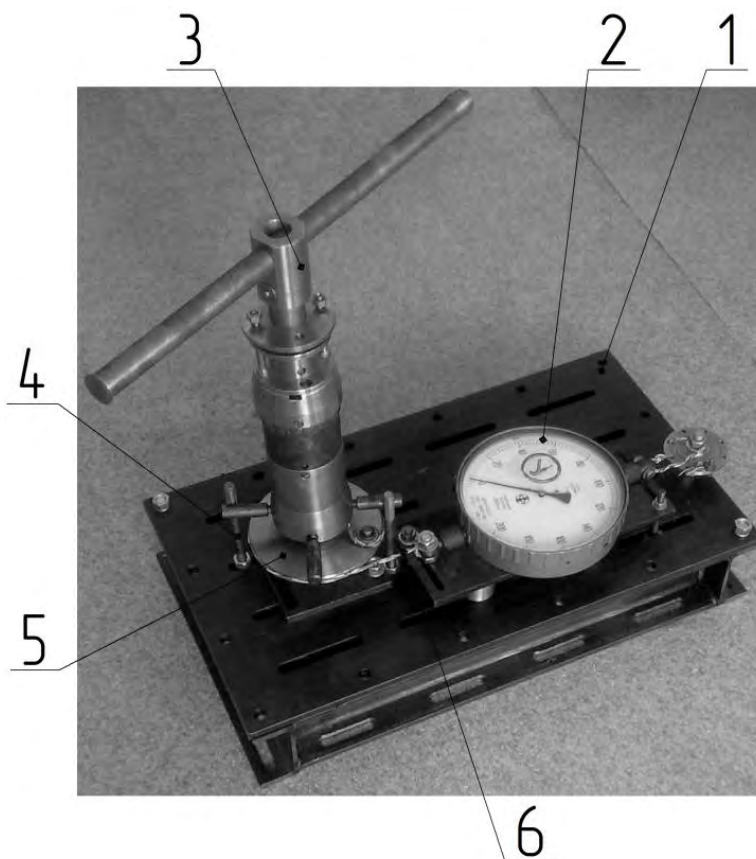
*1* – кулачки, закрепленные на ведущем валу; *2* – ведомый вал с пазами; *3* – кулачки, закрепляемые в корпусе; *4* – составные ролики; *5* – шестигранник, устанавливаемый на ведомом валу

Рисунок 6.2 – Детали ЦКРП, используемой в качестве редуцирующего механизма в ключе

Для определения создаваемого ключом на ведомом валу крутящего момента разработан испытательный стенд, представленный на рисунке 6.3. При проведении испытаний ключ *3* посредством шестигранника, установленного на ведомом валу, соединяется с винтом, который заворачивается в гайку, зафиксированную на плите *1*. Реактивный момент от корпуса ключа,



возникаемый при завинчивании винта, передается на упоры 4, закрепленные в плите 1. Усилие, создаваемое на тросе 6, отображается на индикаторе 2.



1 – плита; 2 – индикатор ДПУ-002-2; 3 – испытываемый ключ с усилителем крутящего момента; 4 – упор; 5 – диск, соединенный с отвинчиваемым винтом; 6 – трос

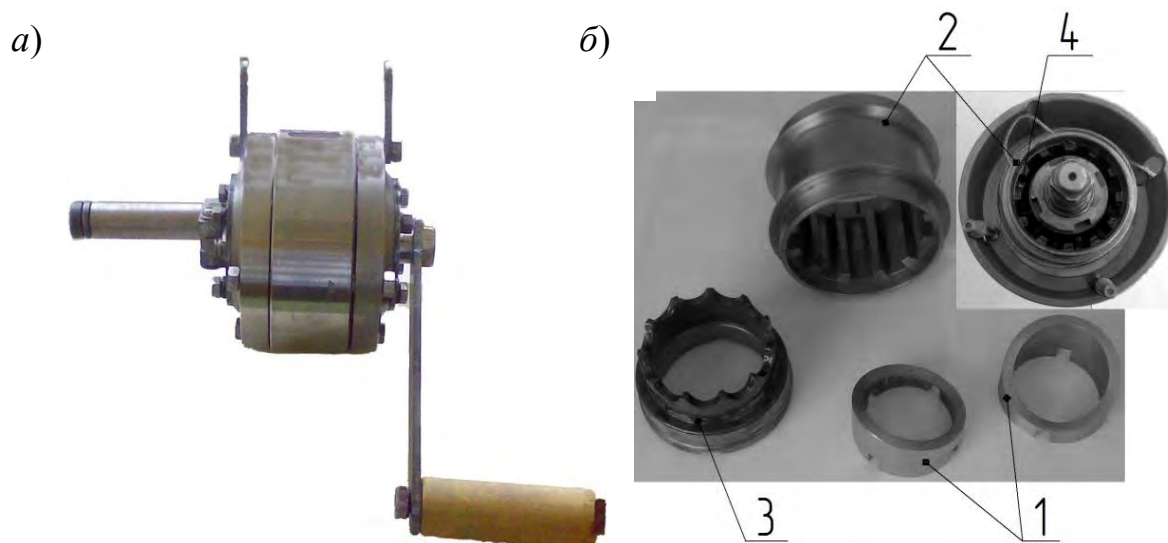
Рисунок 6.3 – Стенд для испытания ключей с усилителем крутящего момента

Ключ с усилителем крутящего момента был передан в Локомотивное депо Могилев для проведения испытаний, на основе результатов которых получен акт промышленной апробации, подтвердивший обеспечение необходимого момента срыва резьбы ( $2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ).

## 6.2 Подъемно-тяговое устройство

Спроектировано и изготовлено подъемно-тяговое устройство со встроенной ЦКРП, представленное на рисунке 6.4, грузоподъемностью 200 кг, имеющее два режима работы: рабочий (с редукцией) и режим

ускоренной размотки (смотки) троса (без редукции) [105]. Конструкция подъемно-тягового устройства изображена на рисунке 6.5.



*a* – общий вид; *б* – основные детали

Рисунок 6.4 – Подъемно-тяговое устройство со встроенной ЦКРП:

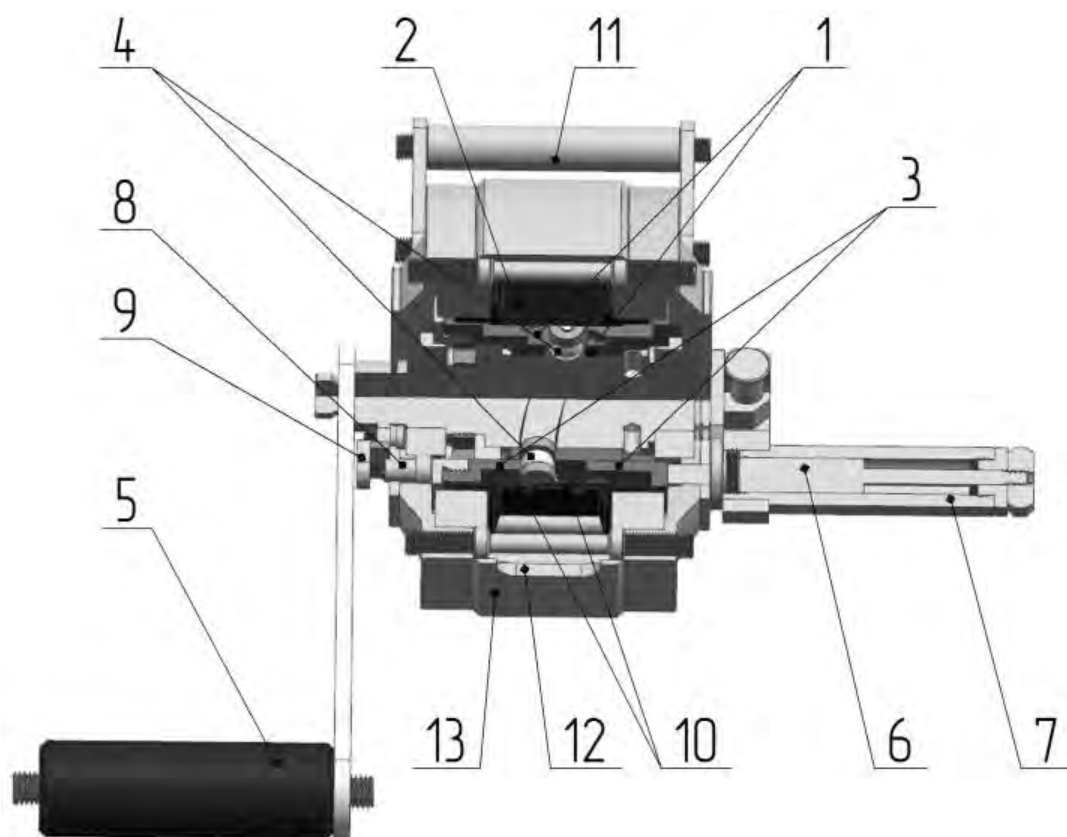


Рисунок 6.5 – Конструкция подъемно-тягового устройства со встроенной ЦКРП

При вращении рукоятки 5 вращается ведущий вал с закрепленными на нем кулачками 1, образующими беговую дорожку, по которой перемещаются составные ролики 4. Вращение беговой дорожки вынуждает составные ролики 4 совершать возвратно-поступательные перемещения вдоль пазов, выполненных на внутренней цилиндрической поверхности барабана 2, одновременно взаимодействуя с торцевой многопериодной поверхностью кулачков 3, зафиксированных в корпусе 13. В результате барабан 2 вращается с уменьшенной угловой скоростью и увеличенным крутящим моментом и осуществляется наматывание троса на барабан 2 через паз 12 в корпусе 13.

Фиксация кулачков 3 в корпусе 13 производится блокираторами 7 и 9 с помощью фиксаторов 6 и 8, устанавливаемых в пазы, выполненные на торцах кулачков 3. Рукоятка 11 предназначена для транспортировки лебедки рабочим.

Режим ускоренной размотки (смотки) троса включается выемкой фиксаторов 6 и 8 из пазов, выполненных на торцах кулачков 3, и завинчиванием винтов в отверстиях 10 барабана 2, соединяя таким образом барабан 2 с ведущим валом и закрепленными на нем кулачками 1. В результате при вращении рукоятки 5 ведущий вал и барабан 2 вращаются, как единый узел, и осуществляется размотка (смотка) троса без редукции.

Разработанное подъемно-тяговое устройство было внедрено в ЗАО «Строительное управление – 157» (г. Борисов) для использования при строительстве и реконструкции производственных объектов. Производственные испытания показали, что оно обеспечивает требуемую грузоподъемность 200 кг.

### ***6.3 Конструкция автомобильного дифференциала***

К конструкции автомобильных дифференциалов предъявляют следующие основные требования [106, с. 313–317]:

- осуществление пропорционального распределения крутящих моментов между колесами при хорошем сцеплении с дорогой;
- обеспечение различной частоты вращения ведущих колес при повороте, движении автомобиля по неровной поверхности дороги и в других аналогичных случаях;
- малые габаритные размеры и масса при высоких значениях нагрузочной способности.

Модель разработанного автомобильного дифференциала на базе ЦКРП представлена на рисунке 6.6.



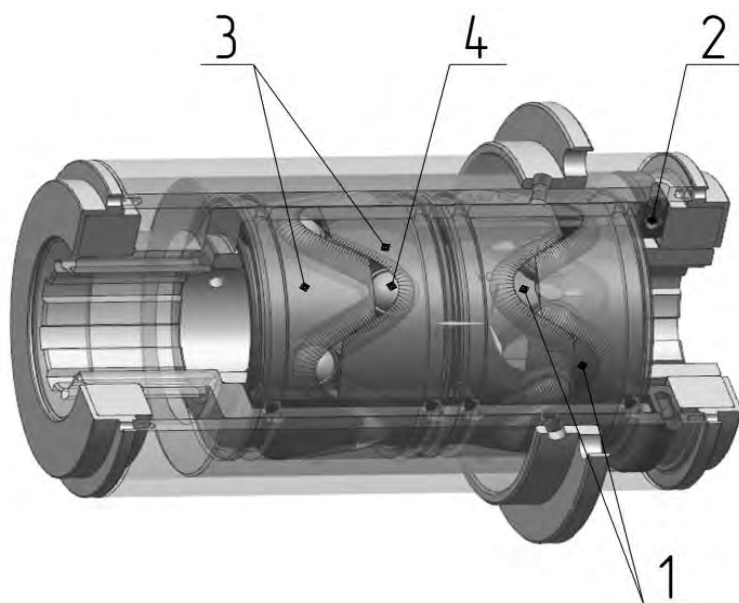


Рисунок 6.6 – Модель автомобильного дифференциала на базе ЦКРП

Детали изготовленного автомобильного дифференциала на базе ЦКРП изображены на рисунке 6.7.



Рисунок 6.7 – Основные детали ЦКРП автомобильного дифференциала

При прямолинейном движении транспортного средства вращение от сепаратора 2, связанного с главной передачей, через составные ролики 4, контактирующие с кулачками 1 и 3, передается на связанные с кулачками полуоси автомобиля (в соответствии с рисунком 6.7: кулачки 3 – левая по-

луось, кулачки  $1$  – правая полуось) и далее на ведущие колеса, обеспечивая им одинаковую угловую скорость. При этом составные ролики  $4$  неподвижны относительно кулачков  $1$ ,  $3$  и сквозных продольных пазов сепаратора  $2$ . Использование в качестве промежуточных тел качения составных роликов, представляющих собой шарики с установленными на них втулками, контактирующими с сепаратором, позволяет повысить нагрузочную способность дифференциала за счет снижения контактных напряжений (замена точечного контакта на линейный) [64].

При выполнении автомобилем поворота или попадании одного из ведущих колес транспортного средства на неровности дороги колеса и полуоси, связанные с кулачками  $1$  и  $3$ , стремятся вращаться с разными угловыми скоростями. При этом составные ролики  $4$  начинают перемещаться по торцевой поверхности кулачков  $1$  и  $3$ , образующих беговые дорожки, и одновременно вдоль сквозных продольных пазов сепаратора  $2$ , вынуждая кулачки и связанную с ними полуось, колесо которой перемещается по большему радиусу, вращаться с угловой скоростью, большей, чем угловая скорость сепаратора  $2$ , на величину отставания от сепаратора  $2$  колеса, перемещающегося по меньшему радиусу, обеспечивая равномерность износа шин.

Разработанный дифференциал двухрядный. Соответственно, при попадании составных роликов одного ряда на вершины торцевого профиля кулачков, где нагрузка не передается, в другом ряду составные ролики занимают положение, в котором нагрузочная способность дифференциала максимальна. С этой целью пазы в сепараторе в разных рядах смещены друг относительно друга на половину углового шага, что также позволяет увеличить прочность сепаратора.

#### ***6.4 Конструкция редукторной вставки для электробура***

Как уже было отмечено в разд. 1, одной из перспективных сфер использования малогабаритных в радиальном направлении передач являются механизмы, работающие в скважинах и встраиваемые в корпуса труб.

Бурение с применением электробура, обладая преимуществами турбинного бурения, не имеет его основного недостатка, заключающегося в том, что на частоту вращения долота существенно влияет изменение крутящего момента. Электробур также характеризуется более высоким КПД и простотой установки оптимальных режимов бурения.

Электробур состоит из трехфазного асинхронного двигателя и шпинделя, который предназначен для восприятия реактивного момента. Ис-



пользование редукторных вставок позволяет достигать требуемого крутящего момента при меньшем диаметре двигателя, который ограничен диаметром скважины, и увеличить проходку на долото за счет снижения числа подъемно-опускных операций бурового инструмента.

С учетом требования по частоте вращения для долота, обеспечивающей его устойчивую работу, передаточные числа редукторных вставок должны находиться в диапазоне от 3 до 10. Передача, лежащая в основе редукторной вставки, принимая во внимание область применения, должна иметь малые радиальные габаритные размеры.

Исходя из указанных требований, в качестве редукторной вставки для электробура распространение получила планетарная зубчатая передача, конструкция которой представлена на рисунке 6.8, *а*.

Редукторная вставка (см. рисунок 6.8, *а*) состоит из планетарного цилиндрического зубчатого редуктора, расположенного в цилиндрическом корпусе *б* в верхней части масляного лубрикатора *з*, предназначенного для компенсации утечек смазки. Ведущий вал *4* редуктора соединяется с валом электродвигателя посредством зубчатой муфты *1*. На конце ведущего вала *4* установлено зубчатое колесо, вращающее три сателлитных шестерни, которые обкатываются по зафиксированному солнечному зубчатому колесу с внутренним зацеплением. Сателлиты закреплены в водиле *5*, соединенном с ведомым валом *8*. Валы установлены на подшипниках качения. Ведомый вал *8* редуктора соединяется с валом шпинделя посредством зубчатой муфты *9*. Для препятствия утечек смазки служат сальниковые устройства *2* и *7*.

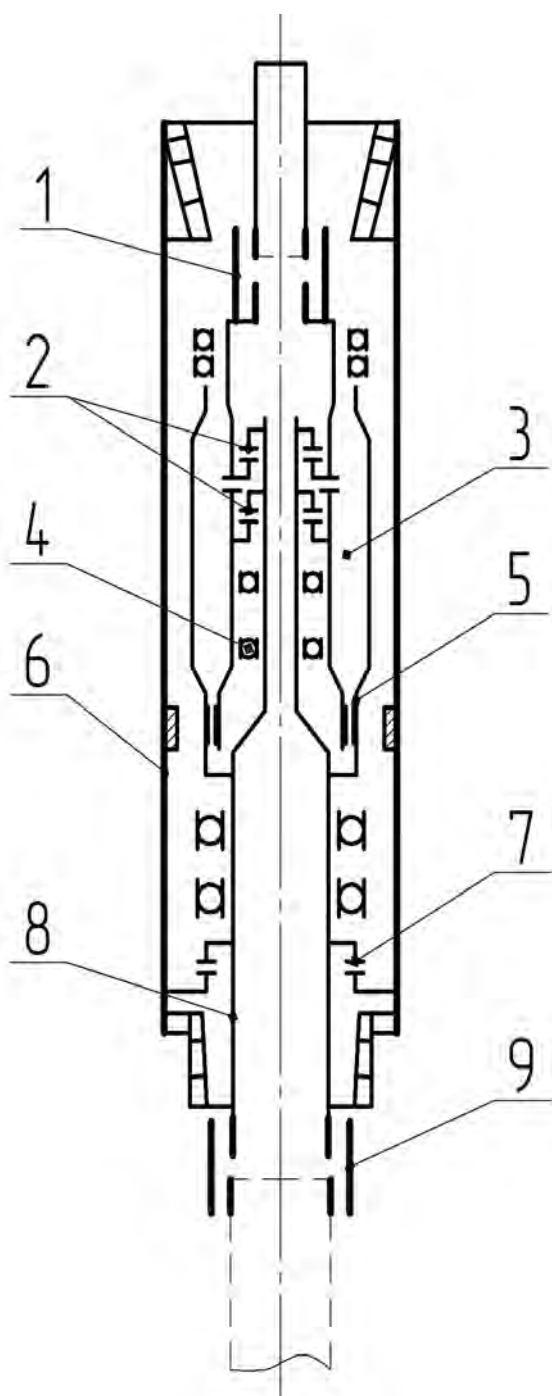
Редукторная вставка для электробура может быть реализована на базе ЦКРП с составными роликами в качестве промежуточных тел качения. Преимуществами применения ЦКРП, по сравнению с зубчатой планетарной передачей, являются:

- возможность реализации большего набора передаточных чисел в рассматриваемом диапазоне от 3 до 10, что обеспечивает рациональную обработку долот в различных геологических условиях;
- более высокая нагрузочная способность вследствие выполнения передачи в многорядном исполнении. При этом увеличиваются только осевые размеры редуктора;
- малые радиальные размеры передачи, что позволяет изготавливать отверстие для подачи бурового раствора большего диаметра.

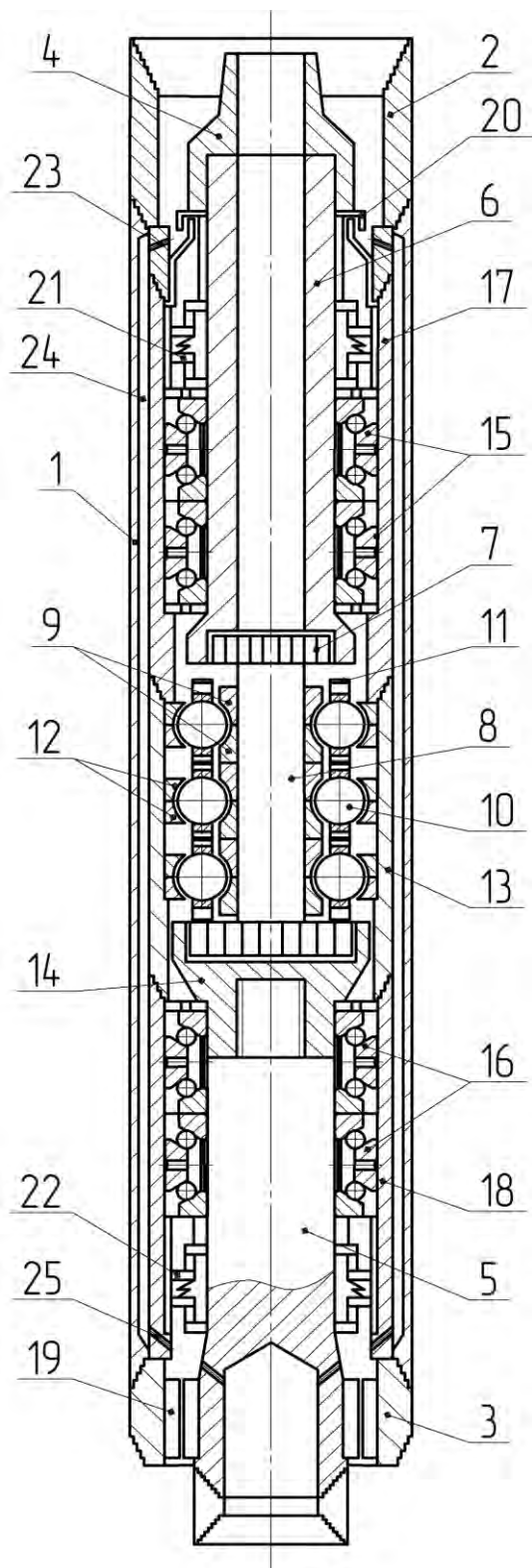
Конструкция редукторной вставки на базе передачи с промежуточными телами качения, в качестве которых используются составные ролики, представлена на рисунке 6.8, *б*.



а)



б)



а – редукторная вставка на базе планетарной зубчатой передачи; б – то же на базе ЦКРП

Рисунок 6.8 – Редукторная вставка для электробура

Вращение от вала электродвигателя передается с помощью муфты 4 на ведущий вал 6, затем через муфту 7 на ведущий вал 8 редуцирующего механизма. В результате вращения ведущего вала 8 и беговых дорожек, образованных кулачками 9, установленными на ведущем валу 8, составные ролики 10 перемещаются вдоль пазов ведомого вала 11, при этом взаимодействуя с беговыми дорожками, образованными кулачками 12, закрепленными в корпусе 13, и вынуждая ведомый вал 11 вращаться с уменьшенной угловой скоростью и увеличенным крутящим моментом. Промежуточные тела качения выполнены в виде составных роликов, состоящих из шариков и цилиндрических втулок. Шарики контактируют с беговыми дорожками, образованными кулачками, а цилиндрические втулки с ведомым валом 11. Конструкция, представленная на рисунке 6.8, б, имеет трехрядное исполнение редуцирующего механизма. С ведомого вала 11 вращение через муфту 14 передается на ведомый вал 5 и далее на шпиндель. Валы 6 и 5 установлены на подшипниках 15 и 16 в корпусах 17 и 18 соответственно. Корпуса 13, 17, 18 соединены между собой и закреплены в корпусе 1 редукторной вставки посредством присоединительных элементов 2 и 3. В переходнике 3 установлен подшипник скольжения 19. Для недопущения попадания в опоры и редуцирующий узел буровой жидкости служат лабиринтное уплотнение 20 и торцовые уплотнения 21, 22; для протока буровой жидкости – каналы 23, 25 и полость 24.

Применение описанной конструкции составных роликов обеспечивает повышение КПД передачи и снижение контактных напряжений при их взаимодействии с ведомым валом, а также самоустановку составных роликов в беговых дорожках. Кулачки, образующие беговые дорожки, имеют возможность регулировки своего положения вдоль оси вращения для компенсации износа беговых дорожек.

Применение редукторной вставки на базе ЦКРП с составными роликами в качестве промежуточных тел качения позволяет увеличить коммерческую скорость проводки скважины за счет снижения числа подъемно-опускных операций бурового инструмента и повышения надежности и ремонтпригодности редукторной вставки.

## Заключение

В результате проведенных исследований разработана конструкция ЦКРП, отличающаяся использованием составных роликов с полусферической формой элементов и механизма выравнивания нагрузки по потокам, обеспечивающая повышение КПД и нагрузочной способности. Экспериментально подтверждено, что применение составных роликов с полусферической формой элементов позволило увеличить КПД передачи на 19 и 7 % соответственно по сравнению с использованием в качестве промежуточных тел качения шариков и цельных роликов, а механизм выравнивания нагрузки по потокам (со стальными (сталь 65Г) пластинами в качестве упругих компенсирующих элементов) повысил нагрузочную способность в 1,35 раза.

Получены зависимости для расчета минимального и среднего за один оборот ведомого вала числа составных роликов, передающих нагрузку, учитывающие значение передаточного отношения, диаметр наружной цилиндрической поверхности кулачков, закрепленных в корпусе, и радиус полусферической поверхности ступенчатого ролика. Установлено, что процент минимального числа составных роликов, передающих нагрузку, от их общего количества – 64...68 % ( $u \leq 6$ ); 33...66 % ( $u = 6...9$ ); 16...50 % ( $u = 9...12$ ).

Определены рациональные геометрические параметры составных роликов. Установлено, что для ЦКРП с диаметрами наружной цилиндрической поверхности кулачков, закрепленных в корпусе, от 80 до 140 мм рациональные значения (по критериям максимальных КПД и нагрузочной способности ЦКРП) радиусов полусферических поверхностей элементов составного ролика следующие: для втулки, контактирующей с кулачками, закрепленными на ведущем валу, – 9...15 мм; для ступенчатого ролика, контактирующего с кулачками, закрепленными в корпусе, при передаточных отношениях до 6 включительно – 11...15 мм, при передаточных отношениях от 7 до 12 – 11...13 мм. Для повышения КПД передачи необходимо принимать из указанных диапазонов максимальные значения.

На базе динамической модели ЦКРП, учитывающей наличие составных роликов и механизма выравнивания нагрузки по потокам, выявлено, что применение стальных упругих компенсирующих элементов с линейной жесткостью от  $150 \cdot 10^3$  до  $450 \cdot 10^3$  Н/м обеспечивает наименьшее отклонение крутящих моментов упругих элементов при переходном процессе от их значений в установившемся режиме работы передачи при минимальном времени переходного процесса. Анализ результатов испытаний

опытного образца редуктора с ЦКРП и уравнения регрессии показал, что максимального КПД исследуемая передача достигает при использовании стальных (сталь 65Г) пластин в качестве упругих компенсирующих элементов в механизме выравнивания нагрузки по потокам.

Разработана методика проектного и проверочного расчетов исследуемой передачи, учитывающая применение составных роликов с полусферической формой элементов и механизма выравнивания нагрузки по потокам, позволяющая проектировать редукторные механизмы со сниженными на 12...15 % массогабаритными показателями по сравнению с использованием зубчатой планетарной передачи, что обеспечивает уменьшение материалоемкости редукторных механизмов, и автомобильные дифференциалы с диаметром корпуса на 16...20 % меньше по сравнению с зубчатыми коническими дифференциалами, что дает возможность повысить проходимость транспортных средств. На основе данной методики были спроектированы и изготовлены опытный образец редуктора для привода конвейера птицефабрик, ключ с усилителем крутящего момента, подъемно-тяговое устройство, разработана конструкция двухрядного автомобильного дифференциала.

Результаты проведенных теоретических и экспериментальных исследований получили практическую реализацию в виде разработки ключа с усилителем крутящего момента, подъемно-тягового устройства со встроенной ЦКРП и редуктора для привода конвейера. Годовой экономический эффект от внедрения разработанного подъемно-тягового устройства составил 466 тыс. р. (на единицу продукции в ценах 2012 г.).

Решение в монографии поставленных задач позволило разработать конструкции и методику расчета ЦКРП, которые могут быть использованы различными предприятиями, занимающимися проектированием и производством редукторов, буровой техники, средств механизации (ключей, лебедок и др.), а также предприятиями по производству автомобильной техники при проектировании дифференциалов транспортных средств.

## Список литературы

1 Industrial Gearbox and Gear Motors: European Manufacturers Are Challenged by Intense Competition and Low Margins, Finds Frost & Sullivan [Электронный ресурс]. – Frost & Sullivan Press Release. – Published 19.06.2012. – Режим доступа: <http://www.frost.com/prod/servlet/press-release-print.pag?docid=262010347>. – Дата доступа: 14.01.2013.

2 **Лустенков, М. Е.** Исследование рынка редукторов в Республике Беларусь / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // История, философия, политика, право: науч. тр. преподавателей гуманитар. дисциплин; под общ. ред. В. Д. Выборного, А. А. Скикевича, В. В. Юдина. – Могилев: БИП, 2012. – Вып. 2. – 172 с. – С. 74–78.

3 Официальный сайт по государственным закупкам [Электронный ресурс] / Национальный центр маркетинга и конъюнктуры цен Респ. Беларусь, 2014. – Режим доступа: <http://www.icetrade.by>. – Дата доступа: 05.05.2014.

4 **Лустенков, М. Е.** Теория, расчет и проектирование энергоэффективных механических передач с составными промежуточными телами качения: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02 / М. Е. Лустенков. – Минск, 2014. – 307 л.: ил.

5 **Вадецкий, Ю. В.** Бурение нефтяных и газовых скважин: учебник для нач. проф. образования / Ю. В. Вадецкий. – М. : Изд. центр «Академия», 2003. – 352 с.

6 Gendocs.ru [Электронный ресурс] / Gendocs.ru. – Режим доступа: [http://gendocs.ru/v10494/лекции\\_техника\\_бурения\\_нефтяных\\_и\\_газовых\\_скважин?page=4](http://gendocs.ru/v10494/лекции_техника_бурения_нефтяных_и_газовых_скважин?page=4). – Дата доступа: 10.06.2011.

7 Neftegaz.ru [Электронный ресурс] / Neftegaz.ru. – Москва, 2000. – Режим доступа: [http://neftegaz.ru/tech\\_library/view/2613](http://neftegaz.ru/tech_library/view/2613). – Дата доступа: 25.05.2011.

8 **Будкин, А. В.** К лесу передом, к машине задом / А. В. Будкин // За рулем. – 2000. – № 7. – С. 36.

9 **Сухих, З. Д.** Путевые механизмы и инструменты: учебник для учащихся образовательных учреждений железнодорожного транспорта, осуществляющих начальную профессиональную подготовку / З. Д. Сухих. – М. : УМК МПС, 2002. – 272 с.

10 **Лехно, И. Б.** Путевое хозяйство: учебник для вузов ж.-д. транспорта / И. Б. Лехно. – М. : Транспорт, 1990. – 117 с.



11 Мегатехиндустрия [Электронный ресурс] / ЧУП «Мегатехиндустрия». – Минск, 1995. – Режим доступа: <http://www.mti.by/GoodsItem.4973.aspx>. – Дата доступа : 20.05.2011.

12 Plarad [Электронный ресурс] / Машиностроительный завод Wagner GmbH & Co. KG. – Бирренбахсхэ, 2009. – Режим доступа: <http://www.plarad.de/produkte/detail/produkt/pneum-drehschrauber.html?L=4>. – Дата доступа: 20.05.2011.

13 Механизированный путевой инструмент: каталог продукции ОАО «Калужский завод транспортного машиностроения». – Калуга транс-маш: Рекламно-информационное агентство «Ваш дом», 2003. – С. 14.

14 **Малевский, Н. П.** Слесарь-инструментальщик: учеб. пособие для профессоров учебных заведений / Н. П. Малевский, Р. К. Мещеряков, О. Ф. Полтавец. – 2-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 1997. – 304 с.

15 Ручной гайковерт для вращения гаек на закладных и клеммных болтах, крепящих рельсы к шпалам: пат. 2506 U Респ. Беларусь, МКИ E01B29/28, E 01B 29/29 / Р. М. Игнатищев [и др.]; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № и 20050475; заявл. 03.08.2005; опубл. 28.02.2006 // Открытия. Изобрет. – 2006. – № 1. – 6 с.

16 **Гуревич, Д. Ф.** Расчет и конструирование трубопроводной арматуры: Расчет трубопроводной арматуры / Д. Ф. Гуревич. – 5-е изд. – М. : Изд-во ЛКИ, 2008. – 480 с.

17 **Рощин, Г. И.** Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / Г. И. Рощин; под общ. ред. Г. И. Рощина, Е. А. Самойлова. – М. : Изд-во Юрайт, 2012. – Сер.: Бакалавр. – 415 с.

18 Strain wave gearing: pat. 2906143 US, IC F16H25/24, F16H49/00, F16J15/50, F16H25/24, F16H49/00, F16J15/50 / С. W. Masser.– Appl. № 495479; fill. 21.03.1955; pat. 29.09.1959. – 32 p.

19 **Становской, В. В.** Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В. В. Становской, Т. А. Ремнева, С. М. Казакивичус // Прогрессивные зубчатые передачи: сб. науч. тр. – Новоуральск, 2003. – С. 61–94.

20 Планетарная передача: а. с. 1587271 СССР, МКИ F16H 1/34 / М. Ф. Пашкевич [и др.]; заявитель Могилев. машиностроительный ин-т. – № 4601193; заявл. 01.11.1988; опубл. 23.08.90 // Открытия. Изобрет. – 1990. – № 31. – 4 с.

21 Планетарная сферическая передача: а. с. 1381287 СССР, МКИ F16H 1/32 / А. А. Рябцев; заявитель Предприятие П/Я А-7332. –



№ 4043635; заявл. 31.03.1986; опубл. 15.03.1988 // Открытия. Изобрет. – 1988. – № 10. – 4 с.

22 Планетарная сферическая передача: а. с. 1025941 СССР, МКИ F16H 1/32 / А. А. Рябцев; заявитель Предприятие П/Я А-7332. – № 3220985; заявл. 22.12.1980; опубл. 30.06.1983 // Открытия. Изобрет. – 1983. – № 24. – 9 с.

23 Волновая передача: а. с. 559052 СССР, МКИ F16H1/00 / Г. С. Генфан, Е. Л. Селедков, В. И. Черкасов; заявитель Всесоюз. науч.-исслед. ин-т по монтажным и строительным работам. – № 2165856; заявл. 15.08.1975; опубл. 25.05.1977 // Открытия. Изобрет. – 1977. – № 19. – 3 с.

24 Gearing for transmitting rotary motions: pat. 1585140 US, IC F16H15/50, F16H15/00 / R. Erban. – Appl. № 603418; fill. 27.11.1922; pat. 18.05.1926. – 6 p.

25 Планетарная передача: пат. 3434С1 Респ. Беларусь, МПК F16H 25/06, F16H 1/32 / М. Ф. Пашкевич, С. В. Куклицкий, В. В. Магазинников; заявитель Могилев. машиностроительный ин-т. – № 960381; заявл. 22.07.1996; опубл. 30.06.2000 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2000. – № 2. – 3 с.

26 Gearing for the transmission of rotary or translator movement: pat. 636109 GB, IC F16H25/06 / R. Erban. – Appl. № 6584/46; fill. 31.03.1947; pat. 26.04.1950. – 21 p.

27 Планетарная прецессионная передача: а. с. 1427115 СССР, МКИ F16H1/32 / И. А. Бостан, М. Т. Козлов, А. Г. Опря; заявитель Кишинев. политехн. ин-т им. С. Лазо. – № 4095800; заявл. 29.07.1986; опубл. 30.09.1988 // Открытия. Изобрет. – 1988. – № 36. – 3 с.

28 Соосный преобразователь скорости: пат. 52961U1 Рос. Федерация, МПК7 F16H 25/06 / П. Д. Балакин, А. М. Кропачев, О. С. Михайлик; заявитель Омский гос. техн. ун-т. – № 2005130054/22; заявл. 26.09.05; опубл. 27.04.06 // Открытия. Изобрет. – 2007. – № 25. – 11 с.

29 Торцовая зубчато-роликовая передача: пат. 2265765С2 Российская Федерация, МПК7 F16H 25/06 / А. А. Тупицын; заявитель Иркут. гос. ун-т путей и сообщения. – № 2003100970/11; заявл. 13.01.03; опубл. 10.07.04 // Открытия. Изобрет. – 2004. – № 19. – 12 с.

30 Планетарный редуктор для забойных двигателей: а. с. 605926 СССР, МКИ E21B3/10, E21B3/12 / Р. М. Игнатищев [и др.]; заявитель Могилев. машиностроительный ин-т. – № 2111566; заявл. 14.01.1975; опубл. 05.05.1978 // Открытия. Изобрет. – 1978. – № 17. – 2 с.

31 Modified-cam speed converter: pat. 6039672 US, IC F16H25/06, IPC1-7 F16H1/48 / A. Bursal. – Appl. № 09/280364; fill. 29.03.99; pat. 21.03.00. – 19 p.

32 Pancake motor nested within cam speed converter: pat. 6068573 US, IC F16H25/06, IPC1-7 F16H13/04; F16H13/08 / F. A. Folino, et. – Appl. № 08/815128; fill. 11.03.97; pat. 30.05.00. – 14 p.

33 Speed converter: pat. 5312306 US, IC B25J17/00, F16H25/06, F16H35/02, F02B75/02, F16H57/12, IPC1-7 F16H13/08 / F. A. Folino. – Appl. № 670263; fill. 14.03.91; pat. 17.05.94. – 40 p.

34 Синусошариковая передача: а. с. 1350417 СССР, МКИ F16H 13/08, F16H1/32 / Н. В. Тулуевский; заявитель Могилев. машиностроительный ин-т. – № 3983725; заявл. 04.12.1985; опубл. 07.11.1987 // Открытия. Изобрет. – 1987. – № 41. – 2 с.

35 Transmission: pat. 4960003 US, IC F16H25/06, F16H25/00, IPC1-7 F16H25/06 / J. A. Hartley. – Appl. № 389601; fill. 04.08.89; pat. 02.10.90. – 7 p.

36 Гайковерт синусошариковый: пат. 8687С1 Респ. Беларусь, МПК7 В25В21/00 / Р. М. Игнатищев [и др.]; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20030720; заявл. 10.07.03; опубл. 30.03.05 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2005. – № 1. – 10 с.

37 Ball bearing gears: pat. 5016487 US, IC F16H25/06, F16H63/16, IPC1-7 F16H13/04, F16H15/40 / D. Bollman. – Appl. № 204725; fill. 10.01.88; pat. 21.05.91. – 20 p.

38 Синусошариковый многорядный редуктор: а. с. 1618939 СССР, МКИ F16H 1/34, F16H 25/06 / М. И. Руцкий; заявитель Могилев. машиностроительный ин-т. – № 4361564; заявл. 11.01.1988; опубл. 07.01.1991 // Открытия. Изобрет. – 1991. – № 1. – 4 с.

39 Планетарный редуктор для забойных двигателей: а. с. 825823 СССР, МКИ E21B3/10, 3/12 / Р. М. Игнатищев; заявитель Могилев. машиностроительный ин-т. – № 4361564; заявл. 11.12.1978; опубл. 30.04.1981 // Открытия. Изобрет. – 1981. – № 16. – 5 с.

40 Погружной электроцентробежный насос: а. с. 1236181 СССР, МКИ E21B3/10, 3/12 / Р. М. Игнатищев [и др.]; заявитель Спец. проектно-конструкторское и технологическое бюро по погружному электрооборудованию для бурения скважин и добычи нефти Всесоюзного научно-производственного объединения «Потенциал», Могилев. машиностроительный ин-т. – № 3701584; заявл. 24.11.1983; опубл. 07.06.1986 // Открытия. Изобрет. – 1986. – № 21. – 3 с.

41 Шариковый цилиндрический вариатор: пат. 2162554 С1 Рос. Федерация, МПК7 F16H 25/06 / С. А. Пашуков; заявитель С. А. Пашуков. –

№ 99111094/28; заявл. 21.05.1999; опубл. 27.01.2001 // Открытия. Изобрет. – 2005. – № 01. – 3 с.

42 Планетарная передача: а. с. 1377486 СССР, МКИ F16H 13/08, E21B 4/12 / В. В. Соболевский [и др.]; заявитель Западно-Сибирский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт технологии глубокого разведочного бурения. – № 3976657; заявл. 05.11.1985; опубл. 28.02.1988 // Открытия. Изобрет. – 1988. – № 12. – 5 с.

43 Differential gear: pat. 5577423 US, IC B60K17/16, F16H13/04, F16H13/08, F16H48/12, F16H48/14, IPC1-7 F16H13/04, F16H13/08 / K. Mimura. – Appl. № 396210; fill. 28.02.95; pat. 26.11.96. – 38 p.

44 Speed change device: pat. 4069718 US, IC F16H25/06, F16H25/00, IPC1-7 F16H13/04 / E. F. Geppert. – Appl. № 722998; fill. 13.09.76; pat. 24.01.78. – 4 p.

45 Устройство для отвинчивания труб в скважине: пат. 4314 С1 Респ. Беларусь, МПК7 E 21B 23/00 / Р. М. Игнатищев, Д. М. Макаревич, М. Е. Лустенков; заявитель Могилев. машиностроительный ин-т. – № a19990114; заявл. 10.02.99; опубл. 30.03.02 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2002. – № 1. – 3 с.

46 Планетарная передача: а. с. 1216498 СССР, МКИ F16H13/08 / Р. М. Игнатищев; заявитель Могилев. машиностроительный ин-т. – № 3795289; заявл. 02.10.1984; опубл. 07.03.1986 // Открытия. Изобрет. – 1986. – № 9. – 3 с.

47 Speed converter: pat. 5954615 US, IC B25J17/00, F16H25/06, F16H35/02, F02B75/02, F16H57/12, IPC1-7 F16H13/08 / F. A. Folino. – Appl. № 08/828964; fill. 27.03.1997; pat. 21.09.1999. – 38 p.

48 Сфероидный зубчато-винтовой механизм: а. с. 109419 СССР, F16H1/00, F16H55/22, F16H55/08 / Д. С. Рабинович. – № 455643; заявл. 24.04.51; опубл. 05.01.59 // Бюл. изобретений. – 1959. – № 1. – 6 с.

49 Пространственный кулачковый механизм: а. с. 1252578 СССР, МКИ F16H 25/22 / И. П. Дороднов, В. П. Дороднов; заявитель Северо-Кавказский гос. научно-исследовательский и проектный институт газовой промышленности. – № 3835104.25-28; заявл. 13.12.84; опубл. 23.08.86 // Открытия. Изобрет. – 1986. – № 31. – 4 с.

50 Передача с телами качения: а. с. 1221418 СССР, МКИ F16H 25/06 / Г. И. Измалков; заявитель Г. И. Измалков. – № 3827371; заявл. 19.12.1984; опубл. 30.03.1986 // Открытия. Изобрет. – 1986. – № 30. – 3 с.

51 Планетарная передача с телами качения: пат. 11566 С1 Респ. Беларусь, МПК F 16H 25/00 / М. Е. Лустенков; заявитель М. Е. Лустенков. –

№ а 20061203; заявл. 30.11.06; опубл. 30.06.08 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 3. – 5 с.

52 Планетарный редуктор: пат. 12763 С1 Респ. Беларусь, МПК F 16H 25/22 / М. Е. Лустенков; заявитель М. Е. Лустенков. – № а 20071521; заявл. 07.12.07; опубл. 30.08.09 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 4. – 5 с.

53 Эллипсоидная передача с телами качения: пат. 8023 С1 Респ. Беларусь, МПК7 С1 F16H 25/06 / М. Е. Лустенков; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20020398; заявл. 15.05.02; опубл. 30.04.06 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2006. – № 2. – С. 98.

54 Приспособление для демонтажа колес автомобиля: пат. 8120 С1 Респ. Беларусь, МПК7 В 25В 21/00 / М. Е. Лустенков; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20030077; заявл. 31.01.03; опубл. 30.06.06 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2006. – № 3. – С. 72.

55 Лебедка: пат. 6376U Респ. Беларусь, МПК В66D 1/00 / М. Е. Лустенков; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № u20091075; заявл. 18.12.09; опубл. 30.06.10 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2010. – № 3. – 3 с.

56 Планетарная передача: пат. 14828С1 Респ. Беларусь, МПК F 16H 25/06 / М. Е. Лустенков; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20091225; заявл. 12.08.09; опубл. 30.04.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 2. – 3 с.

57 Планетарная передача с телами качения: пат. 2438055 РФ, МПК F 16H 25/06 / М. Е. Лустенков; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № 2010132220/11; заявл. 30.07.10; опубл. 27.12.11 // Открытия. Изобрет. – 2011. – № 36. – 3 с.

58 **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.

59 **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа: монография / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с.

60 Структурный анализ передач с промежуточными телами качения и конструктивные возможности повышения их КПД / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич, А. П. Прудников, С. Д. Макаревич // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. – 2010. – № 8. – С. 33–38.

61 Анализ кинематических схем редукторов для перемешивателя бурового раствора / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич, А. П. Прудников,

Е. С. Фитцова // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов : межвуз. сб. ст. – Белгород, 2011. – С. 173–179.

62 **Даньков, А. М.** Концепция развития зубчатых цилиндрических передач и пути ее практической реализации / А. М. Даньков // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2008. – Ч. 1. – С. 10–17.

63 Роликовый редуктор : пат. Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 16 Н 13 / 08, F 16 Н 25 / 06 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20101592 ; заявл. 11.08.10 ; решение о выдаче патента на изобретение от 15.11.12.

64 Редуктор для забойных двигателей : пат. Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 21 В 4 / 00, F 16 Н 25 / 06 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20110686 ; заявл. 18.05.11 ; решение о выдаче патента на изобретение от 18.02.13.

65 Роликовый редуктор : пат. 7885U Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 25/00 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № и 20110473 ; заявл. 13.06.11 ; опубл. 30.12.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 6. – 3 с.

66 **Прудников, А. П.** Кинематический анализ планетарных передач с составными роликовыми сателлитами / А. П. Прудников, М. Е. Лустенков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4 (29). – С. 90–97.

67 **Лустенков, М. Е.** Структурные резервы повышения КПД передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2010. – № 3 (42). – С. 18–24.

68 Шариковый редуктор : пат. Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 16 Н 13 / 08, F 16 Н 25 / 06 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20110685 ; заявл. 18.05.11 ; решение о выдаче патента на изобретение от 28.01.13.

69 Совершенствование конструкции передач с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // Горная механика и машиностроение. – 2012. – №. 1. – С. 74–83.

70 Роликовый редуктор : пат. 16378С1 Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 25/06 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20101071 ; заявл. 13.07.10 ; опубл. 30.10.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 5. – 3 с.



71 **Прудников, А. П.** Анализ динамической модели роликовой планетарной передачи с составными сателлитами / А. П. Прудников // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 4 (33). – С. 70–80.

72 **Маркеев, А. П.** Теоретическая механика: учебник для ун-тов / А. П. Маркеев. – М.: ЧеРо, 1999. – 572 с.

73 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроительных спец. вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 12-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.

74 **Лустенков, М. Е.** Определение потерь мощности в нагруженном контакте «тело качения – поверхность» / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2 (23). – С. 107–114.

75 **Филонов, И. П.** Теория механизмов, машин и манипуляторов / И. П. Филонов, П. П. Анципорович, В. К. Акулич. – Минск: Дизайн ПРО, 1998. – 656 с.

76 **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые передачи с примером использования их варианта в забойных машинах для бурения скважин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.18, 05.02.02 / Р. М. Игнатищев. – Л., 1990. – 253 л.

77 **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск: БелНИИИТИ, 1992. – 248 с.

78 Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с.

79 **Артоболевский, И. И.** Теория механизмов и машин: учебник для вузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

80 **Тарасик, В. П.** Моделирование планетарных коробок передач структурно-матричным методом / В. П. Тарасик, О. В. Пузанова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2003. – № 2(5). – С. 148–153.

81 **Труханов, В. М.** Некоторые вопросы построения динамических моделей планетарных передач / В. М. Труханов, А. А. Тетюшев // Справочник. Инженерный журнал. – 2006. – № 5. – С. 38–40.

82 **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.

83 Теория механизмов и механика машин / К. В. Фролов [и др.]; под ред. К. В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998. – 496 с.



84 **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

85 **Скопинский, В. Н.** Соппротивление материалов: учеб. пособие в 3 ч. / В. Н. Скопинский, А. А. Захаров. – М.: МГИУ, 1999. – Ч. 1. – 128 с.

86 **Басов, К. А.** ANSYS в примерах и задачах / К. А. Басов. – М.: КомпьютерПресс, 2002. – 224 с.

87 **Каплун, А. Б.** ANSYS в руках инженера: практическое руководство / А. Б. Каплун, Е. М. Морозов, М. А. Олферьева. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.

88 Применение системы ANSYS к решению задач механики сплошной среды: практическое руководство / А. К. Любимов [и др.] – Н. Новгород: Изд-во Нижегород. гос. ун-та им. Н. И. Лобачевского, 2006. – 227 с.

89 **Древаль, А. Е.** Краткий справочник металлиста / А. Е. Древаль, Е. А. Скороходов, А. В. Агеев; под общ. ред. А. Е. Древаля, Е. А. Скороходова. – М.: Машиностроение, 2005. – 960 с.

90 **Лустенков, М. Е.** Испытания передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Техника в сельском хозяйстве. – 2010. – № 5. – С. 32–33.

91 Исследования и изобретательство в машиностроении: учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / М. Ф. Пашкевич [и др.]; под общ. ред. М. Ф. Пашкевича. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2005. – 294 с.

92 **Тихомиров, В. Б.** Планирование и анализ эксперимента / В. Б. Тихомиров. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 263 с.

93 **Сидняев, Н. И.** Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных: учеб. пособие / Н. И. Сидняев. – М.: Изд-во Юрайт; ИД Юрайт, 2011. – Сер.: Магистр. – 399 с.

94 **Бабицкий, В. В.** Планирование эксперимента: учеб.-метод. пособие по проведению инженерных экспериментов и обработке полученных результатов / В. В. Бабицкий, Я. Н. Ковалев, В. Д. Якимович. – Минск: БНТУ, 2003. – 48 с.

95 **Андреев, А. Ф.** Дифференциалы колесных машин / А. Ф. Андреев, В. В. Ванцевич, А. Х. Лефаров; под общ. ред. А. Х. Лефарова. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.

96 Волновой дифференциал транспортного средства: пат. 2413889 Рос. Федерация, МПК F16H48/00 / В. Н. Красиков; заявитель В. Н. Красиков. – № 2009110813/11; заявл. 24.03.09; опубл. 27.09.10. – 2010. – 3 с.

97 Дифференциал с автоматической блокировкой колес транспортного средства ДКС: пат. 2384775 Рос. Федерация, МПК F16H48/00 / В. Н. Красиков, Р. Н. Чесноков; заявитель В. Н. Красиков. – № 2008132209/11; заявл. 04.08.08; опубл. 04.08.08. – 2008. – 3 с.

98 Самоблокирующийся дифференциал транспортного средства: а. с. 1507603 СССР, МКИ В60 К17/20/ О. А. Люси; заявитель О. А. Люси. – № 4381976/27-11; заявл. 17.11.87; опубл. 15.09.89// Открытия. Изобрет. – 1989. – № 34. – 8 с.

99 Differential driving mechanism: pat. 2034318 US / H. N. Wales. – Appl. № 23301; fill. 24.05.35; pat. 27.03.36. – 5 p.

100 Gearless differential: pat. 2841036 US / J. L. Decker. – Appl. № 23301; fill. 06.11.52; pat. 01.07.58. – 3 p.

101 **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с.: ил.

102 **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.: ил.

103 **Андреев, А. Ф.** Дифференциалы колесных машин / А. Ф. Андреев, В. В. Ванцевич, А. Х. Лефаров; под общ. ред. А. Х. Лефарова. – М. : Машиностроение, 1987. – 176 с.: ил.

104 Приспособление для демонтажа и сборки резьбовых соединений : пат. 6123U Респ. Беларусь, МПК (2009) F 16 H 25 / 00 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № и 20090806 ; заявл. 01.10.09 ; опубл. 30.04.10 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2010. – № 2. – 3 с.

105 Грузоподъемный механизм со встроенной передачей с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов: межвуз. сб. ст. – Белгород : Белгород. гос. технолог. ун-т им. В. Г. Шухова, 2012. – С. 235–239.

106 **Вахламов, В. К.** Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей: учеб. пособие для студентов высших учебных заведений / В. К. Вахламов. – 2-е изд., стер. – М.: Изд. центр «Академия», 2009. – 560 с.

## Оглавление

Введение.....	3
<b>1 Анализ существующих конструкций передач с малыми радиальными габаритами .....</b>	<b>5</b>
1.1 Обзор инженерных задач, требующих применения радиально малогабаритных механических передач.....	5
1.2 Анализ существующих конструкций передач с малыми радиальными габаритами .....	11
<b>2 Разработка конструкции, исследование кинематики и динамики ЦКРП .....</b>	<b>22</b>
2.1 Разработка конструкции ЦКРП, обеспечивающей повышение КПД и нагрузочной способности .....	22
2.2 Кинематический анализ ЦКРП.....	28
2.3 Определение числа составных роликов, передающих нагрузку.....	38
2.4 Силовой анализ ЦКРП.....	46
2.5 Анализ динамической модели ЦКРП .....	58
<b>3 Прочностной анализ и разработка алгоритма расчета ЦКРП.....</b>	<b>71</b>
3.1 Исследование прочности деталей ЦКРП.....	71
3.2 Исследование прочности деталей ЦКРП методом конечных элементов .....	79
3.3 Разработка и автоматизация алгоритма расчета ЦКРП .....	85
<b>4 Результаты испытаний ЦКРП .....</b>	<b>89</b>
4.1 Методика и оборудование испытаний ЦКРП .....	89
4.2 Результаты испытаний.....	96
4.3 Экспериментальное исследование износа элементов составного ролика .....	105
4.4 Расчет срока службы составных роликов.....	110
<b>5 Разработка конструкций автотракторных дифференциалов повышенного трения на базе ЦКРП .....</b>	<b>117</b>
5.1 Анализ существующих конструкций дифференциалов повышенного трения.....	117

5.2	Разработка конструкции дифференциала на базе ЦКРП.....	125
5.3	Основы теории дифференциалов повышенного трения на ба- зе ЦКРП.....	130
5.4	Определение числа работающих тел качения.....	135
5.5	Коэффициент блокировки дифференциала на базе ЦКРП.....	137
<b>6</b>	<b>Практическая реализация результатов работы.....</b>	<b>139</b>
6.1	Балонный ключ с усилителем крутящего момента.....	139
6.2	Подъемно-тяговое устройство.....	141
6.3	Конструкция автомобильного дифференциала.....	143
6.4	Конструкция редукторной вставки для электробура.....	145
	<b>Заключение.....</b>	<b>149</b>
	<b>Список литературы.....</b>	<b>151</b>



Научное издание

**Сазонов Игорь Сергеевич**  
**Лустенков Михаил Евгеньевич**  
**Прудников Александр Петрович**

# **ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ И КПД КУЛАЧКОВО-РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ**

Редактор И. В. Голубцова

Художественное оформление обложки Е. С. Лустенкова

Технический редактор А. Т. Червинская

Компьютерный дизайн Е. С. Лустенкова

Подписано в печать 07.12.2016. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 9,53. Уч.-изд. л. 12,0. Тираж 100 экз. Заказ № 832.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 24.01.2014.

Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.