

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»

**ПРЕЦЕССИОННЫЕ РЕДУЦИРУЮЩИЕ
МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ПРИВОДНЫХ УСТРОЙСТВ
РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Могилев
«Белорусско-Российский университет»
2013

УДК 621.83.06.004

Рекомендовано к опубликованию Советом Белорусско-Российского университета «28» декабря 2012 г., протокол № 4

Авторы: П. Н. Громыко, Д. М. Макаревич, Л. Г. Доконов, С. Д. Макаревич, П. С. Гончаров, И. В. Трусков

Рецензенты: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры «Технология машиностроения» Белорусско-Российского университета М. Ф. Пашкевич ; д-р техн. наук, проф., проф. кафедры «Механика» Витебского государственного технологического университета А. В. Локтионов

Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения : монография / П. Н. Громыко [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 273 с. : ил.
ISBN 978-985-492-118-1.

В монографии приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований планетарной прецессионной передачи, а также разработанные на основе созданных методик конструкции приводных устройств различного назначения. Описаны машины и механизмы с внедренными в их приводы планетарными прецессионными передачами. Рассмотрены вопросы технико-экономической эффективности их использования в приводных устройствах

Монография предназначена для ученых, занимающихся проектированием новых редуцирующих механизмов, специалистов, работающих в различных проектных организациях, а также студентов и аспирантов высших учебных заведений.

УДК 621.83.06.004

ISBN 978-985-492-118-1

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2013

Введение

В Республике Беларусь нет ни одного специализированного редукторного завода. Потребность в редукторах восполняется за счет их приобретения как в странах СНГ, так и в странах дальнего зарубежья. Серийное производство редукторов освоено крупными мировыми производителями. В России имеется более 10 редукторных заводов. Благодаря использованию этими производителями при изготовлении и сборке высоких технологий технический уровень редукторов весьма высок.

Исследованиями, разработкой и попытками налаживания серийного производства редукторов различных типов занимались и занимаются у нас в Беларуси. Имеются предприятия, где освоено мелкосерийное производство цевочных редукторов, свыше 90 % которых импортируется. Наладить их серийное производство пока не удается, т. к. на базе имеющихся в стране технологий невозможно создание редукторного производства на основе традиционных видов механических передач. Связано это с тем, что очень сложно обеспечить необходимую точность изготовления и сборки деталей, а также минимизировать значение упругих и контактных деформаций, оказывающих значительное влияние на выходные показатели разрабатываемых редукторов. Высокая точность изготовления и сборки деталей, использование высокопрочных материалов, специальных термохимических обработок и т. д. ведущими фирмами-производителями редукторов позволяют минимизировать указанное влияние на качество работы зацепления. Это же объясняет и высокую стоимость производимых ими редукторов.

Возникает вопрос: как создать в Беларуси общемашиностроительный редуктор, имеющий выходные показатели редукторов, выпускаемых ведущими фирмами мира, однако с более низкой отпускной ценой?

Решение этого вопроса и было изначально целью исследований сотрудников лаборатории по прецессионным передачам Белорусско-Российского университета. Основная идея их разработок – создание редуктора, сочетающего в себе редуцирующие функции и функции муфты, компенсирующей погрешности изготовления и сборки его деталей.

Создание такого редуктора стало возможным на базе планетарной прецессионной передачи (ППП). Далее будут приведены конкретные примеры разработки и внедрения в приводы различных машин редуцирующих устройств на основе ППП.

1 Обоснование параметров редуцирующего механизма для приводов подъемно-тяговых аварийно-спасательных устройств

1.1 Выбор структурной схемы редуцирующего механизма для приводов подъемно-тяговых аварийно-спасательных устройств

1.1.1 Основные требования, предъявляемые к конструкциям устройств, используемых для проведения аварийно-спасательных работ службами МЧС. Подъемно-тяговые устройства получили широкое распространение в аварийно-спасательных подразделениях (АСП). Потребность в таких устройствах неуклонно растет, т. к. их эффективность подтверждена АСП при выполнении спасательных работ на автоавариях, разборках завалов и разрушений, эвакуации людей и грузов с высоты и глубины. Эвакуация – часто единственный способ спасения человека, оказавшегося в опасной для жизни ситуации. Стихийные бедствия, террористические акты, техногенные катастрофы приводят к обилию смертей зачастую потому, что люди не смогли вовремя покинуть опасное место. При проведении аварийно-спасательных работ в настоящее время чаще всего применяется грузоподъемная техника. Однако эффективность ее использования зачастую связана с ограниченно стесненными условиями местности, в которых осуществляются спасательные работы. В этих условиях применение компактных подъемно-тяговых машин, как подтвердила практика работ АСП, наиболее эффективно.

Рассмотрим устройства, предназначенные для закрепления средств безопасности, страховки от падения при спуске и подъеме людей, при спасательных работах, для извлечения пострадавших с нижних уровней разрушенных зданий и сооружений, технических колодцев, ниш, провалов, шахт. В них в качестве приводного механизма, как правило, используются лебедки, изготавливаемые как зарубежными, так и российскими предприятиями. Например, лебедки RUP 502, RUP 503. Указанные лебедки устанавливаются на штативе-треноге ТМ-9, предназначенной для закрепления средств безопасности, страховки от падения при спуске и подъеме людей, а также при спасательных и эвакуационных работах. В Республике Беларусь отмечены отдельные случаи использования в устройствах для проведения аварийно-спасательных работ данных лебедок, а также лебедки МН-20, устанавливаемой на штативе-треноге МН-10. Эти устройства надежны в эксплуатации, следует отметить высокий уровень их эргономической проработки. Они обеспечивают надежную эвакуацию людей и грузов с нижних уровней разрушенных зданий и сооружений, технических колодцев, ниш, провалов, шахт, а также из зон, опасных для жизни и здоровья человека. Использование устройств не требует специальных навыков.

Однако, изучив ситуацию по применению устройств для эвакуации людей, можно сделать заключение, что указанное оборудование на территории Республики Беларусь не использовалось в реальных условиях произошедших в последние годы пожаров. Анализ, произведенный на базе технической литературы, имеющейся в библиотеках г. Могилева и в сети Интернет на сайтах, позволил прийти к выводу, что основной причиной этого является отсутствие данного оборудования из-за его высокой стоимости.

Так как существующие конструкции устройств имеют повышенные массогабаритные показатели и низкую эргономическую проработку, необходимость их разработки является актуальной задачей.

Кроме того, аварийно-спасательные устройства можно использовать в различных отраслях народного хозяйства: ЖКХ, сельском хозяйстве, автомобильном сервисе, транспорте и т. д.

Наиболее распространенное устройство для проведения аварийно-спасательных работ, предназначенное для закрепления средств безопасности, страховки от падения при спуске и подъеме людей, при спасательных работах, для извлечения пострадавших с нижних уровней разрушенных зданий и сооружений, технических колодцев, ниш, провалов, шахт, состоит из механизма подъема 1, представляющего собой лебедку с редуцирующим механизмом, несущей части 2, выполненной в виде треноги, блока 3 и крюка 4 с канатом (рисунок 1.1).



1 – механизм подъема; 2 – тренога; 3 – блок; 4 – крюк

Рисунок 1.1 – Устройство для проведения аварийно-спасательных работ

Основным требованием, предъявляемым к конструкциям устройств, применяемых при проведении аварийно-спасательных работ, является их повышенная надежность, т. к. при эвакуации людей должен быть обеспечен трехкратный запас прочности [1].

Следующее важное требование – многофункциональность. Устройство должно быть легко адаптированным к различным конкретным случаям его эксплуатации. Представим, что не оказалось возможности закрепить устройство или не хватило длины каната, грузоподъемность недостаточна, отсутствие ускоренной размотки увеличило время проведения работ. Все это в итоге может привести к трагедии.

Конечно, создать устройство, которое могло бы учитывать непредвиденные ситуации, очень сложно. Однако расширение функциональных возможностей устройств, применяемых при проведении аварийно-спасательных работ, является, несомненно, одним из основных требований при их проектировании.

Низкие массогабаритные показатели – это требование, определяющее технологичность конструкции устройства, которая, при соответствии ему, может легко быть доставлена к месту проведения аварийно-спасательных работ. В случае стесненных условий габаритные размеры устройства определяют возможность его использования.

Следующее немаловажное требование – низкая цена, которая зависит от себестоимости изготовления аварийно-спасательного устройства. Именно этот показатель определяет, насколько широко будет оно использоваться.

Для создания конкурентоспособной конструкции важным является обеспечение эргономических требований.

Как видно из анализа требований, предъявляемых к конструкциям аварийно-спасательных устройств, обеспечение одного из них приводит к невозможности поддержания на соответствующем уровне другого, т. е. налицо их противоречивость. Например, применяя при проектировании высокие коэффициенты запаса и традиционные схемы, на базе которых будут разрабатываться аварийно-спасательные устройства, проектировщики рискуют создать конструкции, не выдерживающие критики по массогабаритным показателям.

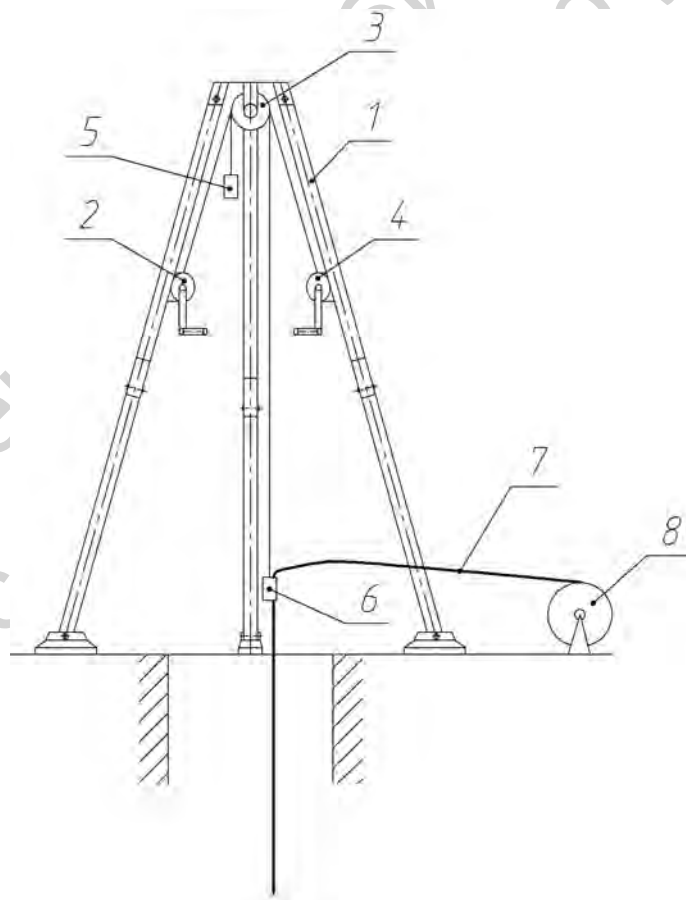
Учеными Белорусско-Российского университета совместно со специалистами службы МЧС было предложено устройство для эвакуации, позволяющее значительно расширить его функциональные возможности [2]. Схема устройства, а также описание его работы приведены в п. 1.1.2.

1.1.2 Конструкция многофункционального аварийно-спасательного устройства. Ранее упоминалось об одном из важнейших требований к аварийно-спасательным устройствам – о многофункциональности, под которой в данном случае понимается способность аварийно-спасательного устройст-

ва обеспечить широкий набор эксплуатационных требований. Поясним сказанное на примере конструкции аварийно-спасательного устройства [17].

На рисунках 1.2–1.7 показаны схемы устройства для эвакуации людей и грузов из глубины в различных рабочих положениях; на рисунке 1.8 – блок штатива-треноги с находящимися в его канавках канатами лебедок.

Устройство для эвакуации людей и грузов из глубины содержит (см. рисунок 1.2) переносной складной штатив-треногу 1, положение ног-опор которого фиксируется автоматическими шплинтами, лебедку 2 и вторую лебедку 4, которые закреплены на ногах-опорах, блок штатива-треноги 3 с перекинутыми через его канавки (см. рисунок 1.8) канатами лебедок, на конце которых имеются зажимы-перехваты 5 и 6. Лебедки 2 и 4 снабжены встроенной планетарной прецессионной передачей и имеют возможность стопорения грузов и ускоренной ручной размотки каната; зажимы-перехваты 5 и 6 – быстрого крепления с основным канатом 7, длина которого выбирается в зависимости от глубин, на которых требуется произвести аварийно-спасательные и ремонтные работы. Основной канат 7 может находиться возле предлагаемого устройства или в свободном виде или может быть намотан на дополнительный барабан 8.



1 – штатив-тренога; 2, 4 – лебедки; 3 – блок; 5, 6 – перехваты; 7 – канат; 8 – барабан

Рисунок 1.2 – Устройство для эвакуации людей и грузов из глубины (положение 1)

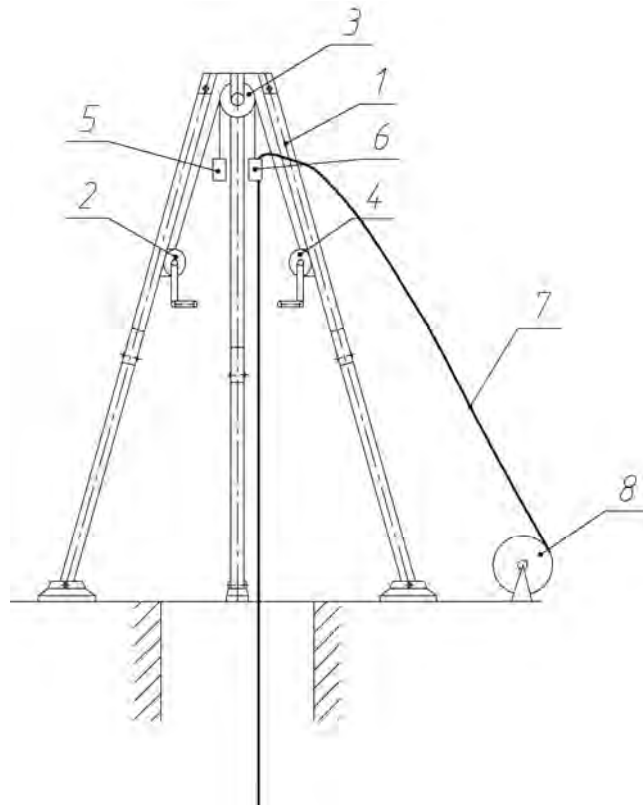


Рисунок 1.3 – Устройство для эвакуации людей и грузов из глубины (положение 2)

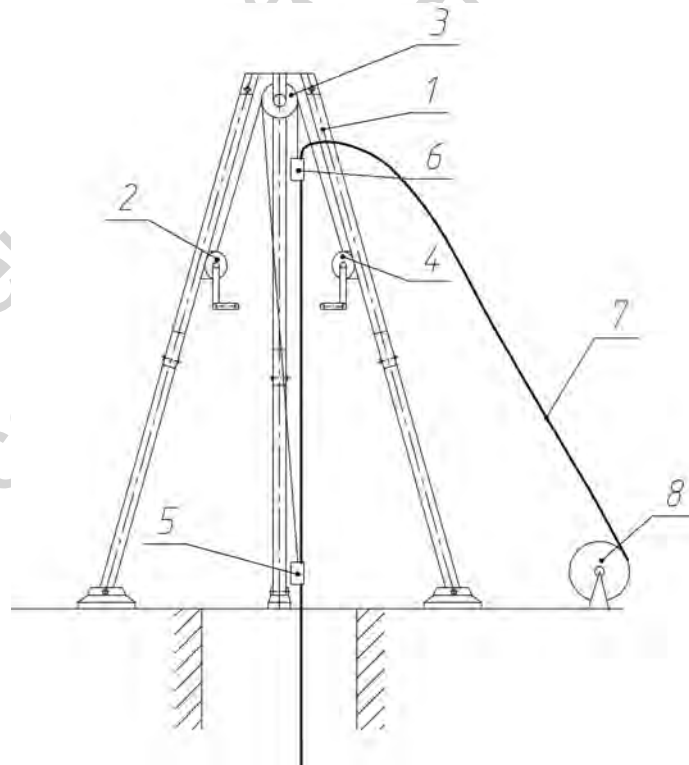


Рисунок 1.4 – Устройство для эвакуации людей и грузов из глубины (положение 3)

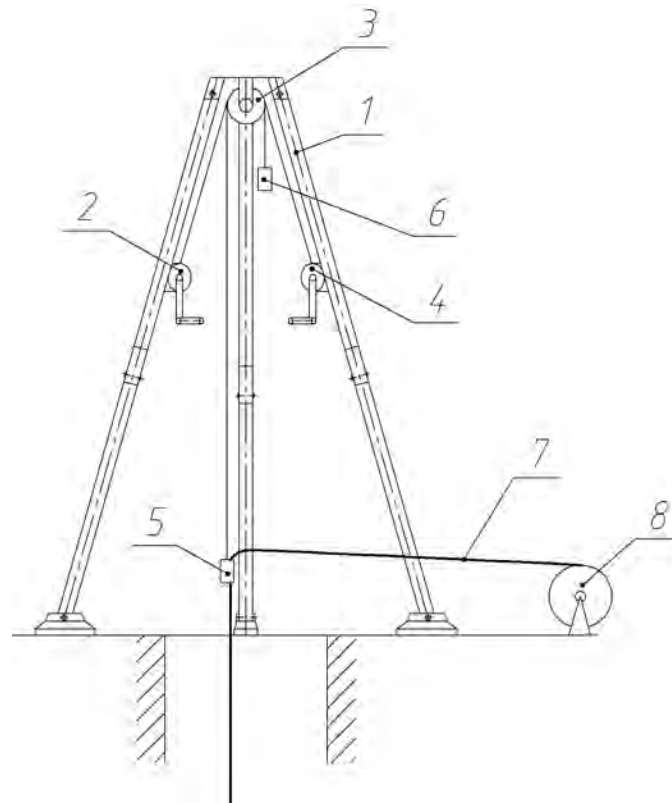


Рисунок 1.5 – Устройство для эвакуации людей и грузов из глубины (положение 4)

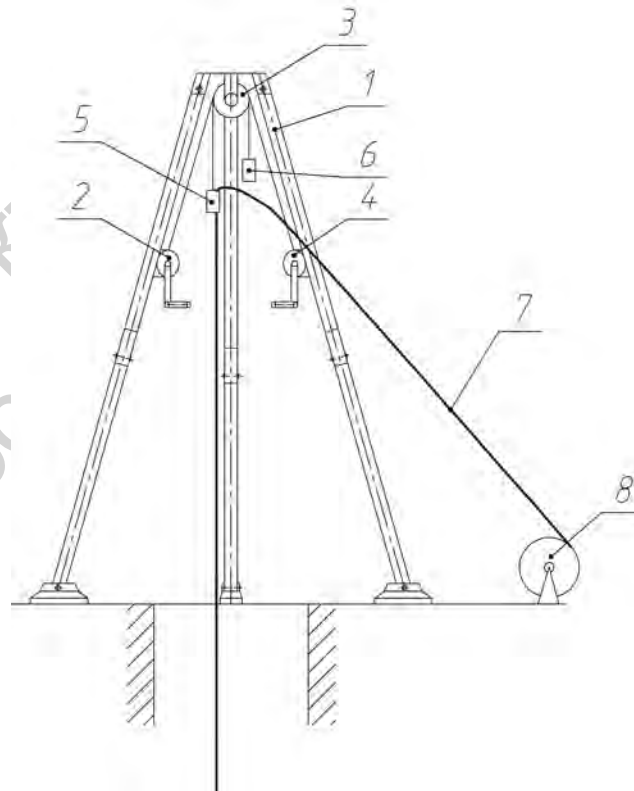


Рисунок 1.6 – Устройство для эвакуации людей и грузов из глубины (положение 5)

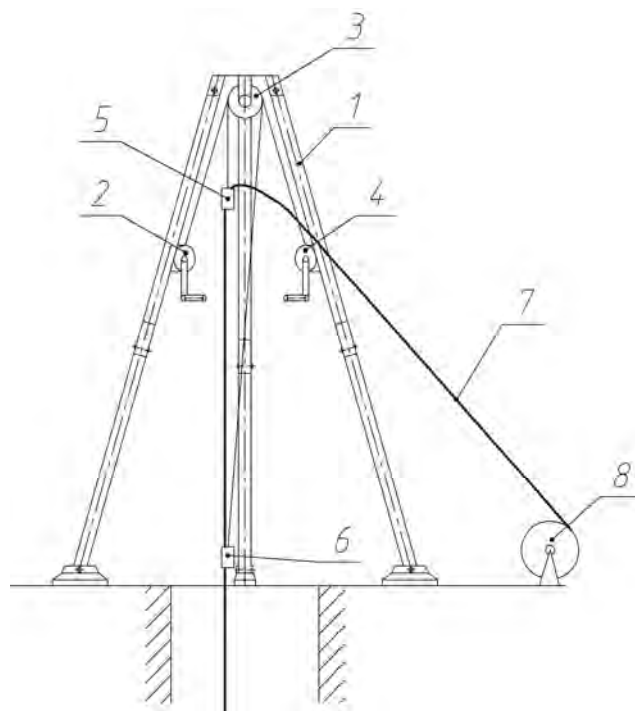


Рисунок 1.7 – Устройство для эвакуации людей и грузов из глубины (положение 6)

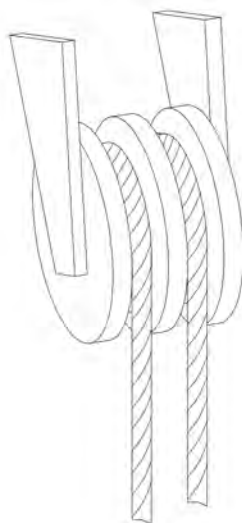


Рисунок 1.8 – Блок штатива-треноги

Устройство для эвакуации людей и грузов из глубины работает следующим образом.

Основной канат 7, будучи или в свободном состоянии, или намотанным на дополнительный барабан 8, опускается, например, в колодец на требуемую глубину. Максимальное значение рабочей глубины определяется длиной основного каната 7. Конец каната первой лебедки 2, переброшенного через одну из канавок блока штатива-треноги 3, крепится с помощью зажима-перехвата 6 к основному канату 7 (см. рисунок 1.2). При-

чем место крепления определяется или длиной каната первой лебедки 2 (крепление необходимо производить как можно ниже), или возможностями в каждом конкретном случае осуществлять это крепление с учетом доступа к основному канату 7 в колодце. Затем осуществляется подъем, например, груза на максимально возможную высоту, обеспечиваемую первой лебедкой 2 (см. рисунок 1.3). Вторая лебедка 4 и зажим-перехват 5 при данных операциях не задействованы.

Затем конец каната второй лебедки 4 крепится с помощью зажима-перехвата 5 к основному канату 7. Место крепления также определяется или длиной каната второй лебедки 4 (крепление необходимо производить как можно ниже), или возможностями в каждом конкретном случае осуществлять это крепление с учетом доступа к основному канату 7 в колодце (см. рисунок 1.4). После того как закреплен зажим-перехват 5, конец каната первой лебедки 2 освобождается от основного каната 7 путем открепления зажима-перехвата 6 и освобожденная часть основного каната 7 может быть намотана на дополнительный барабан 8 (см. рисунок 1.5).

Следующим действием является подъем груза с помощью второй лебедки 4 (см. рисунок 1.6). После подъема груза на высоту, обеспечиваемую лебедкой 4, конец каната первой лебедки 2 крепится с помощью зажима-перехвата 6 к основному канату 7 в месте, определяемом или длиной каната первой лебедки 2 (крепление необходимо производить как можно ниже), или возможностями в каждом конкретном случае осуществлять это крепление с учетом доступа к основному канату 7 в колодце (см. рисунок 1.7).

После открепления зажима-перехвата 5 и намотки части основного каната 7 на дополнительный барабан 8 положение зажимов-перехватов соответствует положению, показанному на рисунке 1.2, т. е. цикл подъема груза завершается. Повторение циклов подъема позволяет поднимать груз на высоту, независимую от канатоемкости используемых для подъема лебедок. Количество таких циклов подъема груза может быть ограничено только лишь длиной основного каната 8.

В устройстве, описанном в [3–4], длина каната ограничена канатоемкостью лебедки. Применение лебедки большой канатоемкости увеличивает ее массу и габаритные размеры, однако проблемным моментом является укладка каната на барабан.

В предлагаемом устройстве для эвакуации людей и грузов из глубины длина основного троса, определяющего глубину эвакуации, практически не ограничена. Трос может находиться в свободном состоянии или быть намотан на дополнительный барабан большой канатоемкости.

Кроме обеспечения возможности эвакуации людей и грузов с больших глубин, предлагаемое устройство может увеличивать в два раза грузоподъемность за счет изменения схемы работ. Для этого необходимо, чтобы две лебедки работали на подъем одновременно, как это показано на рисунках 1.9 и 1.10.

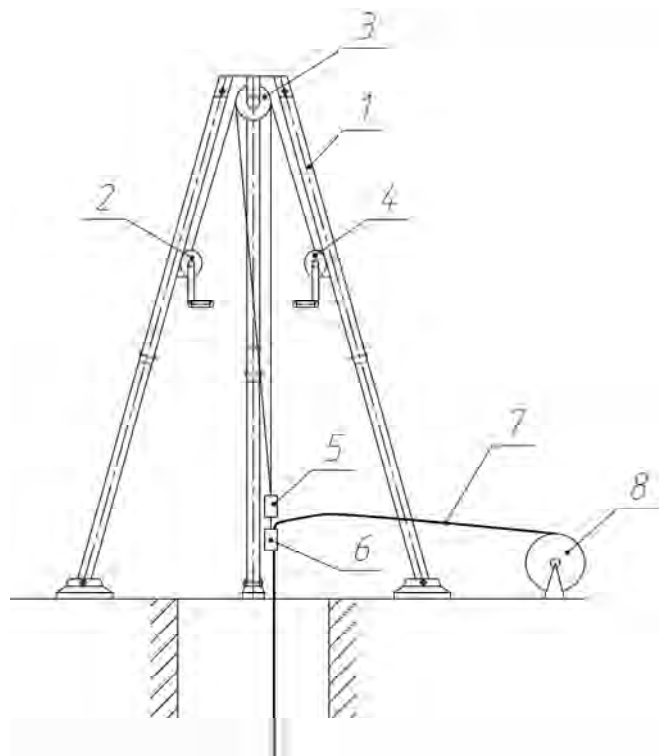


Рисунок 1.9 – Устройство для эвакуации людей и грузов из глубины (положение 7)

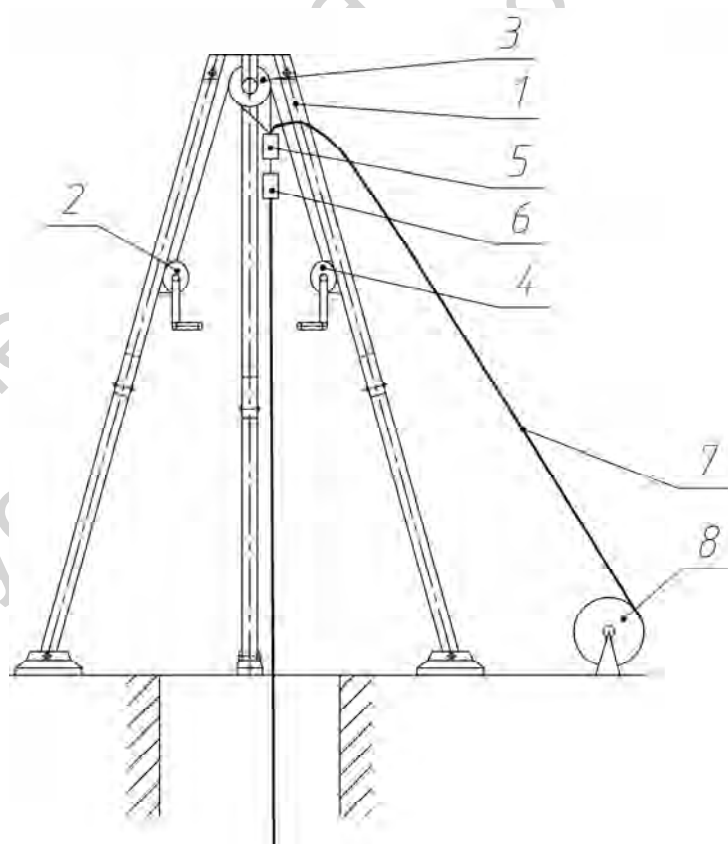


Рисунок 1.10 – Устройство для эвакуации людей и грузов из глубины (положение 8)

Захваты 5 и 6 лебедок 2 и 4 находятся в закреплённом к основному тросу 7 максимально нижнем положении 7 (см. рисунок 1.9). Работа на устройстве осуществляется двумя работниками службы МЧС, т. е. подъем ведется одновременно двумя лебедками до тех пор, пока захваты 5 и 6 не окажутся в максимально верхнем положении 8 (см. рисунок 1.10).

За счет одновременной работы лебедок 2 и 4 грузоподъемность устройства увеличивается в 2 раза. Следует отметить, что при работе устройства по схемам, показанным на рисунках 1.9 и 1.10, глубина эвакуации ограничивается длиной троса каждой из лебедок. Однако не исключены случаи при проведении аварийно-спасательных работ, когда требуется повысить грузоподъемность устройства при сравнительно небольшой глубине эвакуации.

Таким образом, предлагаемое устройство может быть незаменимо в случаях значительных глубин эвакуации, а также при необходимости увеличения грузоподъемности, что, в свою очередь, расширяет его функциональные возможности.

Кроме этого, каждая из используемых в устройстве лебедок 2 и 4 может быть применена как отдельный модуль, что также способствует расширению функциональных возможностей.

Основу конструкции аварийно-спасательного устройства составляет лебедка, представляющая собой редуцирующий механизм. Ее тип, габариты, эксплуатационные свойства в первую очередь определяют технико-экономические характеристики. Поэтому при разработке конструкций аварийно-спасательных устройств необходимо за основу брать прогрессивные структурные схемы редуцирующих механизмов, обеспечивающие создание, с одной стороны, малогабаритной и низкометаллоемкой конструкции, а с другой – удовлетворяющие требования показателей надежности.

1.1.3 Обзор и анализ лебедок и встроенных в их конструкцию редуцирующих механизмов. Для проведения систематизированного анализа лебедок, применение которых возможно в конструкции аварийно-спасательных устройств, классифицируем их (рисунок 1.11).

Лебедки могут быть электрические и ручные. Электрические лебедки, несомненно, имеют преимущество перед ручными по показателю автоматизации процесса подъема или опускания.

Устройство электрической лебедки с прецессионным редуцирующим механизмом показано на рисунке 1.12 [5, 6].

Однако во многих случаях отсутствие источников электропитания приводит к использованию ручной лебедки. Ограничивают применение электрических лебедок их более высокие, по сравнению с ручными, массогабаритные показатели и ценовой фактор.

Перспективным является вариант совмещения электрического и ручного приводов в конструкции лебедки. Данная конструкция рассмотрена

далее в работе.

Ручные лебедки можно классифицировать по применяемому в их конструкции редуцирующему механизму: рычажные механизмы прерывистого действия и редуцирующие механизмы непрерывного действия.

Рычажные механизмы, как правило, конструктивно просты [20]. На рисунке 1.13 показана рычажная лебедка грузоподъемностью 500 кг.

Однако для создания необходимого крутящего момента на рабочем органе (барабане с тросом) требуется достаточно длинный рычаг. В условиях ограниченного пространства, что часто случается при проведении аварийно-спасательных работ, это является существенным недостатком и ограничивает применение рычажных механизмов прерывистого действия в аварийно-спасательных устройствах. Кроме этого, в указанных устройствах намотка троса на барабан осуществляется рывками, что может также в некоторых случаях проведения аварийно-спасательных работ сделать использование этих устройств неприемлемым.

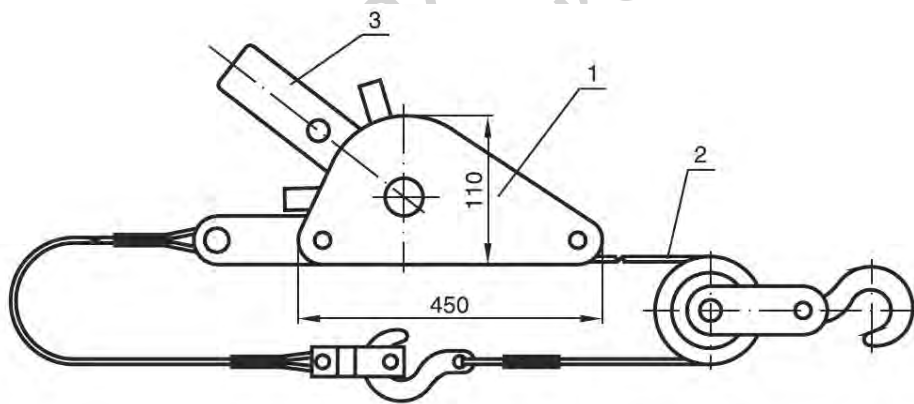


Рисунок 1.11 – Классификация лебедок, применение которых возможно в аварийно-спасательных устройствах



1 – приводной электродвигатель; 2 – лебедка с редуцирующим узлом; 3 – пульт управления с сетевым шнуром; 4 – трос с крюком

Рисунок 1.12 – Общий вид электрической лебедки



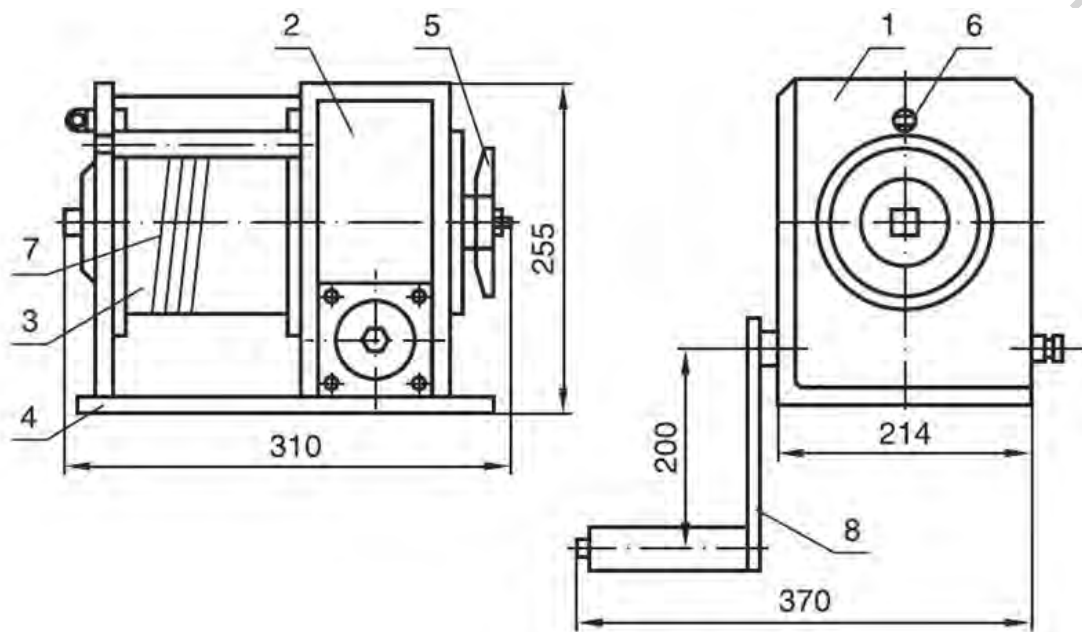
1 – корпус; 2 – канат; 3 – рукоятка

Рисунок 1.13 – Общий вид рычажной лебедки грузоподъемностью 500 кг

Ручные лебедки с редуцирующими механизмами непрерывного действия можно подразделить по типу используемого редуцирующего механизма, а точнее по типу механической передачи. Они могут быть разработаны на базе червячной, зубчатой цилиндрической, планетарной зубчатой эксцентрикового типа, цевочной и прецессионной передач.

Червячные лебедки широко применяются в качестве грузоподъемного оборудования (рисунок 1.14). Они малогабаритны, способны редуцировать момент с большими передаточными отношениями, положительную

роль играет эффект самоторможения. Однако низкое значение КПД червячных передач понижает их выходной момент, что приводит к снижению грузоподъемности лебедки. Разработчики вынуждены для обеспечения требуемой грузоподъемности увеличивать передаточное отношение червячного механизма. Это, в свою очередь, снижает скорость подъема груза. Использование лебедки при проведении аварийно-спасательных работ требует обеспечения максимально возможной скорости подъема. Данный фактор является сдерживающим для широкого применения лебедок с червячной передачей в конструкциях аварийно-спасательных устройств.



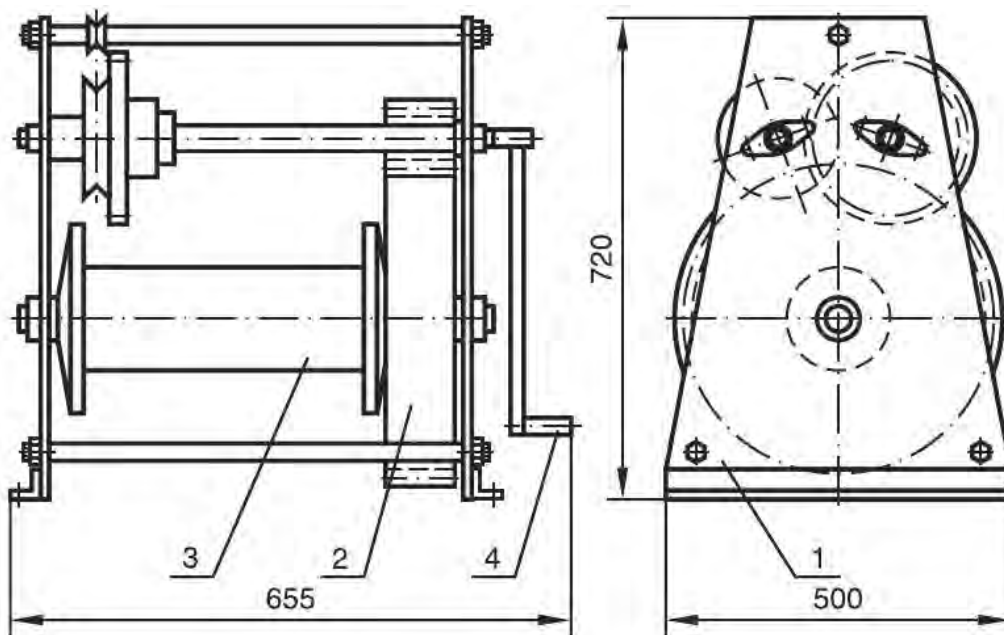
1 – корпус; 2 – червячный редуктор; 3 – барабан; 4 – рама; 5 – ручка сцепления; 6 – фиксатор; 7 – канат; 8 – рукоятка

Рисунок 1.14 – Общий вид червячной лебедки грузоподъемностью 600 кг

Обеспечить требуемую скорость подъема при относительно высоком значении КПД можно, применяя в конструкции лебедки цилиндрический зубчатый редуктор (рисунок 1.15).

Недостатком данной конструкции лебедки являются ее повышенные габаритные размеры. Так как обеспечение требуемого передаточного отношения определяется разностью диаметральных размеров зубчатых колес, следовательно, ведомое колесо должно иметь значительные габаритные размеры.

Уменьшить габаритные размеры позволяет применение в лебедках зубчатых передач планетарного типа. Особенно эффект снижения массогабаритных показателей наблюдается в планетарных лебедках эксцентрикового типа.



1 – корпус; 2 – цилиндрический зубчатый редуктор; 3 – барабан; 4 – рукоятка

Рисунок 1.15 – Общий вид лебедки грузоподъемностью 800 кг

Планетарные лебедки эксцентрикового типа классифицируются по типу применяемого в конструкции передаточного кривошипа. Конструкции лебедок с планетарными передаточными механизмами с эксцентриковым кривошипом показаны на рисунках 1.16 и 1.17.

Лебедка [7], изображенная на рисунке 1.16, работает следующим образом.

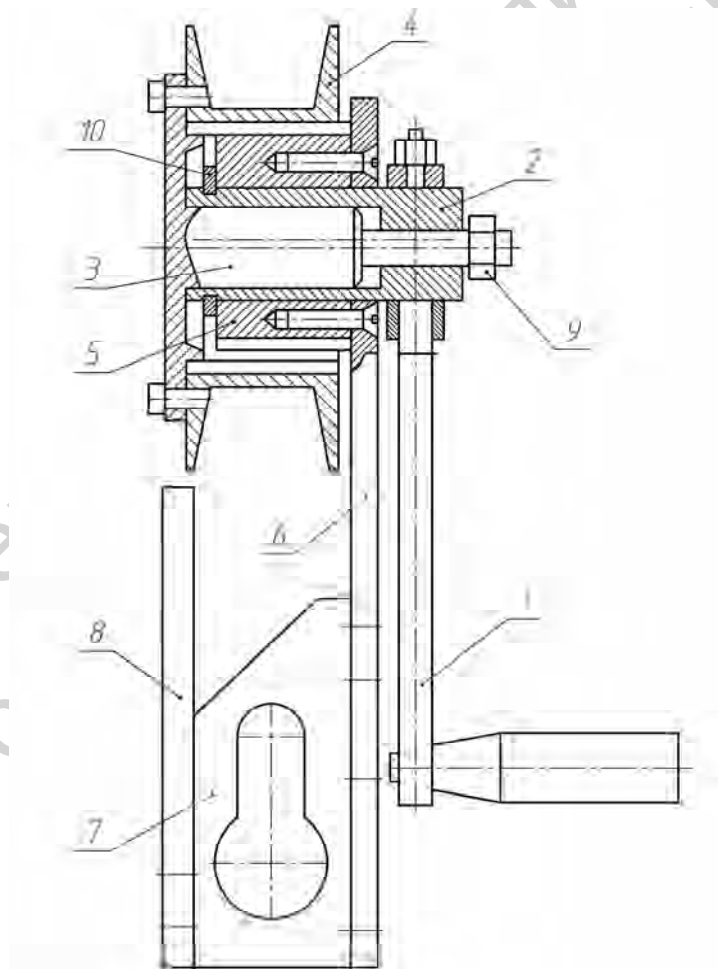
Вращение от рукоятки 1 сообщается ведущему валу-водителю 2, который заставляет через ось 3 входить в планетарное зацепление зубья зубчатого колеса 4 внутреннего зацепления с зубьями зубчатого колеса 5 наружного зацепления. Зубчатое колесо внутреннего зацепления, выполненное как одно целое с тросовым барабаном с ребрами, совершает колебательно-вращательное движение с некоторым эксцентриситетом, при этом за один оборот рукоятки барабан поворачивается на угол, пропорциональный разности числа зубьев неподвижного и подвижного зубчатых колес. Для обеспечения самоторможения лебедки необходимо, чтобы величина эксцентриситета планетарно-эксцентриковой передачи была меньше радиуса круга трения ведущего вала-водителя относительно его опоры. В данном случае опорой ведущего вала-водителя является концентричное отверстие неподвижного зубчатого колеса 5 наружного зацепления, жестко связанного с корпусом 6.

Вспомогательная рукоятка на корпусе служит для удержания механизма во время работы. Наличие самоторможения позволяет упростить конструкцию лебедки, повысить безопасность работы, при этом самоторможение обеспечивается кинематикой механизма.

Лебедка с планетарной эксцентриковой передачей, изображенная на рисунке 1.17, работает следующим образом.

Вращение от рукоятки 14 передается на приводной коленчатый вал 6 через сателлитную шестерню 7, установленную на коленчатом валу 6 и совершающую вращательно-колебательное движение при взаимодействии пальца 9 с неподвижной вилкой 10 кулисы. Далее вращение передается на зубчатое колесо 8 и барабан 4. Это возможно при установленной между опорой 3 корпуса и ступицей 5 кулисы втулке 11, при этом кулиса зафиксирована от проворота относительно корпуса 1 лебедки.

При снятой втулке 11 между опорой 3 корпуса и ступицей 5 кулисы устанавливают ступицу 13 съемной рукоятки 14, имеющей в отверстии внутренние шлицы, идентичные внутренним шлицам, выполненным во втулке 11. В этом случае при вращении рукоятки 14 кулиса вращается вместе с пальцем 9, закрепленным на сателлитной шестерне 7, при этом сателлитная шестерня 7 оказывается неподвижной относительно кулисы и коленчатого вала 6, а крутящий момент от рукоятки 14 к барабану 4 передается напрямую.



1 – рукоятка; 2 – вал-водило; 3 – ось; 4 – колесо зубчатое внутреннее; 5 – колесо зубчатое наружное; 6 – корпус; 7 – крепление; 8 – замок

Рисунок 1.16 – Конструкция лебедки с планетарной зубчатой передачей эксцентрикового типа (патент 1470654)

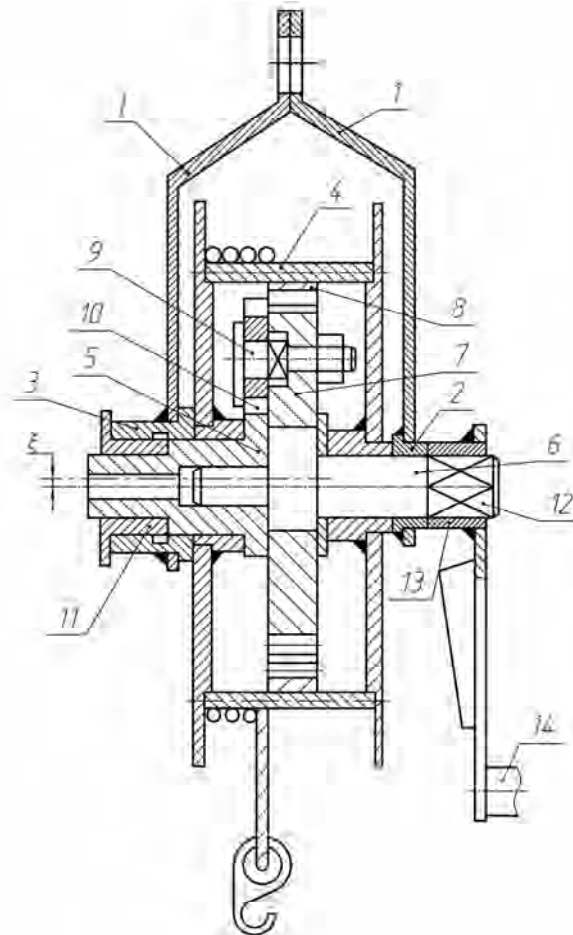


Рисунок 1.17 – Конструкция лебедки с планетарной зубчатой передачей эксцентрикового типа (патент 1562299)

Следует отметить, что вышеописанные лебедки с планетарной передачей, имеющие эксцентриковый кривошип, малогабаритны, небольшое количество деталей и простота конструкции – их преимущество. Однако широкого применения этот тип передач в конструкциях грузоподъемных механизмов не нашел. Объяснить это можно следующим образом. При создании значительного вращающего момента на рабочем органе лебедки (барабане) из-за наличия в контактирующих звеньях упругих и контактных деформаций нарушается геометрия зацепления в планетарной передаче эксцентрикового типа. Нерегламентированные условия работы зацепления приводят к кромочному контакту, заеданию контактирующих зубьев планетарной эксцентриковой передачи и резкому снижению ее КПД. Для того чтобы повысить значение КПД у передач такого типа, требуется увеличить жесткость контактирующих звеньев, а самое главное, повысить точность изготовления и сборки. Но указанные действия приведут к повышению себестоимости лебедки, следовательно, и ее отпускной цены.

Таким образом, возникает проблема, как изготовить лебедку с малогабаритным редуцирующим механизмом, но в то же время с приемлемой для производства точностью изготовления и сборки.

Данная проблема была решена при использовании в конструкции лебедок планетарной передачи прецессионного типа [8–9]. Отличительной чертой прецессионной передачи от планетарной эксцентриковой является наличие косого кривошипа и зубьев в зацеплении, имеющих бочкообразную форму. Неточность контактного взаимодействия наружных бочкообразных зубьев сателлита и внутренних зубьев центрального колеса, вызванная погрешностями изготовления и контактными деформациями звеньев, не приводит к существенному ухудшению условий работы прецессионного зацепления. На первый взгляд, наличие зубьев сателлита бочкообразной формы ввиду сложности их изготовления минимизирует все вышеназванные преимущества планетарной прецессионной передачи. Однако повышение технологичности обработки зубчатых венцов сателлита стало возможным только после того, как был предложен принципиально новый способ их обработки [10–11]. Причем согласно этому способу изготовление бочкообразных зубьев сателлита было реализовано на обычном зубофрезерном станке, стандартным режущим инструментом, без использования специальных приспособлений.

Далее рассмотрены две конструкции лебедок, смонтированных на базе планетарной прецессионной передачи.

Первая лебедка выполнена на основе планетарной прецессионной передачи с зубчатым эвольвентным зацеплением. Ее общий вид изображен на рисунке 1.18. Лебедка работает следующим образом.

Вращение от приводной рукоятки 1 передается ведущему валу 2, выполненному в виде косого кривошипа, который сообщает прецессионное движение барабану 4. Барабан 4, благодаря наличию внутреннего зубчатого венца 5 на внешней боковой стороне реборды, входит в зацепление с шестерней 6, имеющей наружный зубчатый венец и закрепленной с корпусом 7 лебедки, за счет чего данный барабан 4, наряду с прецессионным, совершает также вращательное движение, что позволяет вести намотку закрепленного на нем троса 8.

Для обеспечения фиксации груза, закрепленного на конце троса 8, в рабочем режиме лебедки в изменяющееся при вращении рукоятки 1 пространство между внутренней поверхностью корпуса 7 лебедки и наружной поверхностью реборды барабана 4 помещается фиксирующий элемент 15 при помощи пружины 16 и шарика 17, что препятствует дальнейшему вращению рукоятки 1. В другом случае фиксирующий элемент 15 выводится из вышеупомянутого пространства и постоянно находится в данном зафиксированном положении. При необходимости ускоренной размотки либо намотки троса 8 на барабан 4 штырь 9 и действующая на него пружина 14, расположенные внутри дополнительной рукоятки 12, выводятся из отверстий 10 в теле шестерни 6, в корпусе 7 лебедки и в выходной крышке 11, а рукоятка 12 размещается параллельно боковой стороне корпуса 7 лебедки при помощи цилиндрического шарнира 13. Ускоренная намотка

троса 8 осуществляется дополнительной рукояткой 12 в результате ее вращения против часовой стрелки. Ускоренная размотка троса 8 производится путем приложения незначительного усилия к концу троса 8 и извлечения его через окно корпуса 7 лебедки с необходимой скоростью. После того, как размотка троса 8 с барабана 4 осуществлена, штырь 9 вводят в одно из отверстий 10. При несовпадении осей отверстий в корпусе 7 и центральной оси штыря 9 необходимо провернуть выходную крышку 11 по или против часовой стрелки до щелчка, т. е. вхождения штыря 9 в одно из отверстий 10.

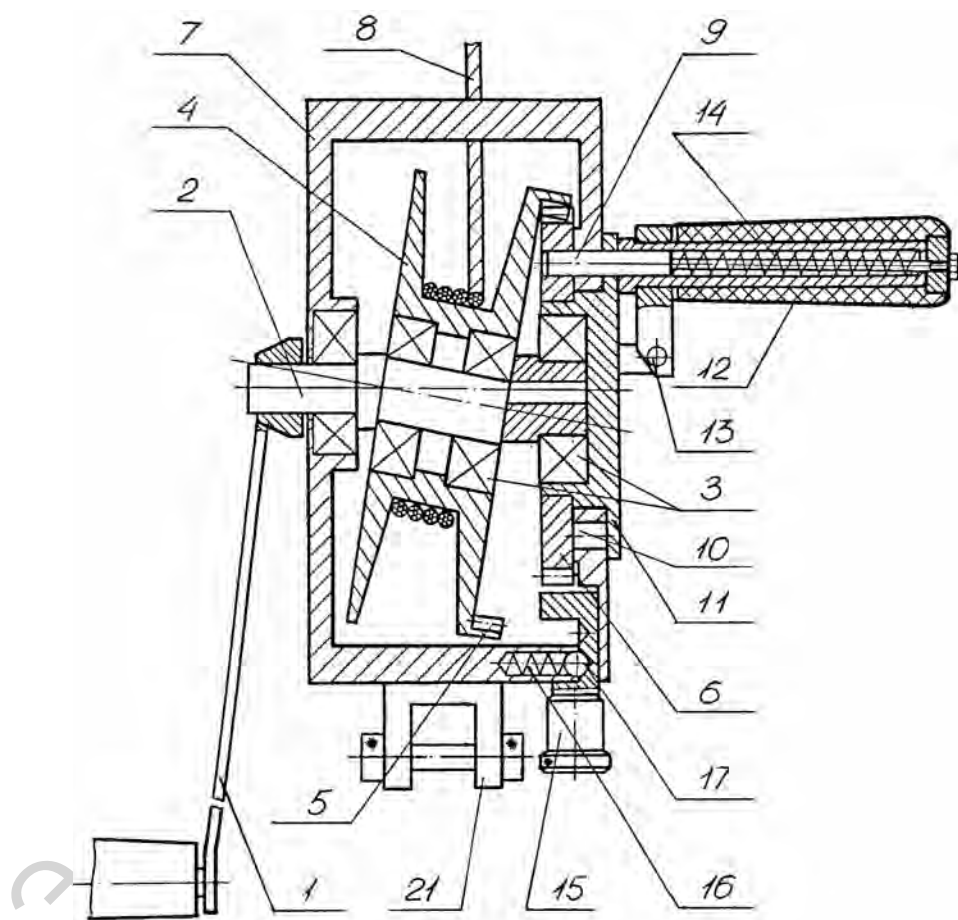


Рисунок 1.18 – Конструкция лебедки с планетарной прецессионной передачей с внутренним эвольвентным зубчатым венцом

Таким образом, выполнение зубчатого профиля на внешней боковой стороне реборды барабана в виде внутреннего зубчатого венца с возможностью взаимодействия с шестерней с наружным зубчатым венцом повышает надежность работы лебедки. Введение в ее конструкцию фиксирующего механизма способствует увеличению безопасности эксплуатации. Установка шестерни с наружным зубчатым венцом и возможностью вращения относительно корпуса с ее фиксацией в требуемом положении создает возможность ускоренной намотки троса на барабан, а следовательно,

увеличивает производительность лебедки.

Нужно отметить, что лебедки, разработанные на основе конструкции, представленной на рисунке 1.18, хорошо зарекомендовали себя. Относительно высокая их грузоподъемность (500 кг) при незначительном прилагаемом к рукоятке усилиии (не более 7 кг) позволили говорить о высоком значении КПД. Эти лебедки изготавливались на частном предприятии «ПОЛИТОН» и на могилевском заводе «Трансмаш». Они применяются при проведении строительных, гаражных работ, так, например, несколько из них переданы на РУП «Горэлектротранспорт» (г. Могилев) для осуществления ремонтных работ.

Однако в процессе эксплуатации указанных выше лебедок были выявлены их недостатки. В эвольвентном зубчатом зацеплении использовались цилиндрические эвольвентные зубья, а также несимметричная схема нагружения сателлитного колеса, что приводило к значительным кромочным контактными напряжениям. Возникающий при этом прогрессирующий износ наружных и внутренних контактирующих зубьев в некоторых случаях вызывал заедание и потери работоспособности передачи. Одно из основных требований, предъявляемых к лебедкам, предназначенным для аварийно-спасательных работ, – требование надежности – не выдерживалось. Появилась необходимость доработки лебедок, разработанных на базе планетарной прецессионной передачи, в направлении повышения надежности их работы.

Частично повысить показатели надежности стало возможным на основе конструкции ручной лебедки, разработанной на базе планетарной прецессионной передачи с симметричным нагружением сателлитного колеса, представленной на рисунке 1.19.

Лебедка работает следующим образом. Вращение от рукоятки 1 сообщается ведущему валу 2 с косым кривошипом 3, который приводит в прецессионное движение барабан 4. Барабан 4, благодаря наличию на наружной поверхности ребер зубчатых венцов, смещенных относительно друг друга на угол $180/z$ (где z – число зубьев зубчатого венца), воздействует на ролики 5, за счет чего данный барабан, наряду с прецессионным движением, совершает также вращательное движение. Это позволяет вести намотку закрепленного на нем каната 9 через отверстие в корпусе 6. При необходимости ускоренной размотки каната с барабана кольцо 8 перемещается вдоль оси передачи до тех пор, пока ролики 5 не выйдут из зацепления зубчатыми венцами ребер барабана 4. Затем, прилагая незначительное усилие к концу каната 9, извлекают его из корпуса лебедки с нужной скоростью. После того как размотка каната с барабана осуществлена, вводят ролики 5 в зацепление путем обратного перемещения их вдоль оси лебедки с помощью кольца 8.

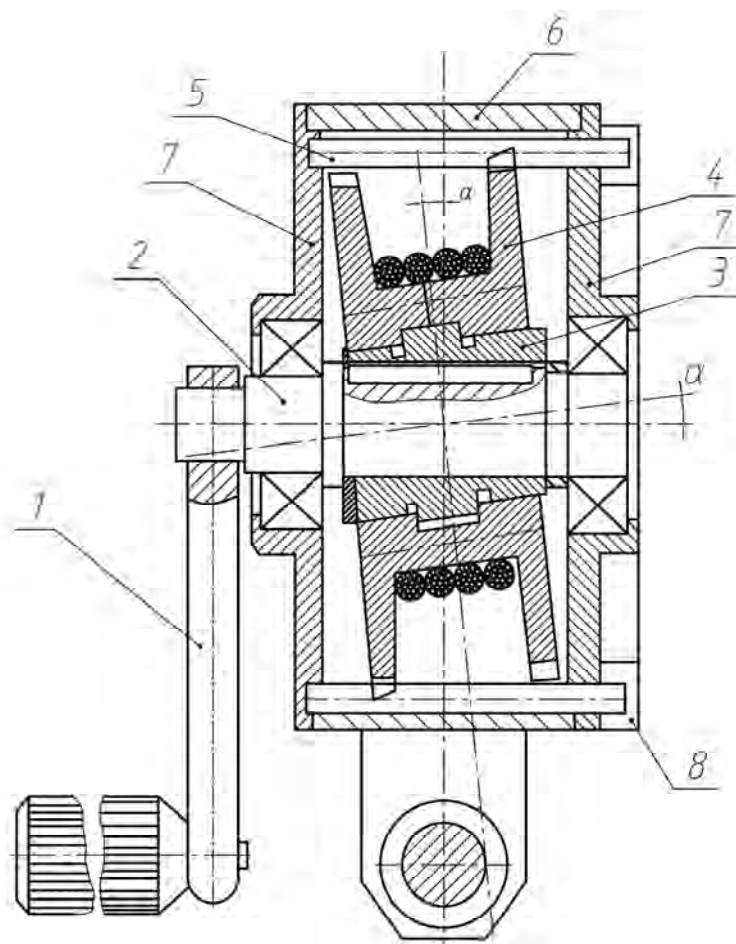


Рисунок 1.19 – Лебедка, разработанная на базе планетарной прецессионной передачи с симметричным нагружением сателлитного колеса и цилиндрическими роликами

Однако реализуемый в вышерассмотренной лебедке механизм ускоренной размотки каната путем вывода роликов из зацепления за счет их осевого смещения неудобен в обслуживании. Это объясняется тем, что для ввода роликов в зацепление требуется достаточно точное позиционирование зубчатых венцов барабана относительно указанных роликов. Данное позиционирование в лебедке может быть осуществлено путем углового смещения барабана, используя конец каната, и пробными попытками осевого смещения роликов до тех пор, пока ролики не зайдут в зацепление с зубчатыми венцами барабана. Этот процесс может оказаться достаточно трудоемким.

Кроме этого в лебедке, изображенной на рисунке 1.19, использование роликов цилиндрической формы для достижения необходимой нагрузочной способности зацепления прецессионной передачи требует применения сложных по форме пространственно-модифицированных зубьев реборд барабана. Все это в итоге приведет к повышению трудоемкости изготовления, следовательно, и цены лебедки. Использование же зубьев простой формы, по причине необходимости выдерживания критерия контакт-

ной прочности, вызовет увеличение диаметральных размеров лебедки, т. к. в этом случае будет наблюдаться кромочное контактное взаимодействие в зацеплении цилиндрических роликов и зубьев реборд. Увеличатся при этом габаритные размеры и цена лебедки.

Таким образом, планетарная прецессионная передача может обеспечить высокое значение КПД, на ее основе может быть создана простая конструкция лебедки, имеющей массогабаритные показатели, соответствующие лучшим мировым образцам. Но обнаруженные недостатки – это кромочное контактное взаимодействие, приводящие к снижению показателей надежности, а также трудности, возникающие при эксплуатации лебедки с механизмом быстрой размотки, ограничивают области ее применения в качестве грузоподъемного устройства. Использование рассматриваемой выше лебедки в конструкции аварийно-спасательного устройства является весьма проблематичным.

В Белорусско-Российском университете была разработана структурная схема планетарной прецессионной передачи с коническими роликами [12], главной особенностью которой является отсутствие кромочного контакта в зоне зацепления. Создание лебедки на основе предложенного варианта планетарной прецессионной передачи позволит повысить ее надежность по сравнению с вышеописанными аналогами, следовательно, появляется возможность ее использования в аварийно-спасательных устройствах.

Описание предложенной схемы планетарной прецессионной передачи и принцип ее работы изложены в п. 1.1.4.

1.1.4 Адаптация планетарной прецессионной передачи с коническими роликами к конструкции аварийно-спасательного устройства. Ранее было отмечено, что наличие кромочного контакта при взаимодействии зубьев сателлита и зубьев центрального колеса отрицательно влияет на показатели надежности работы прецессионной передачи. Предложен структурный вариант планетарной прецессионной передачи с коническими роликами (рисунок 1.20), позволяющий избежать кромочных контактных напряжений в зоне взаимодействия зубьев [13].

Планетарная прецессионная передача содержит: корпус 1; ведущий вал 2 с жестко закрепленной на нем эксцентриковой втулкой 3, выполняющей роль кривошипа, которая составляет сферическую пару с сателлитом 4 посредством сферического подшипника 5; неподвижное центральное колесо, внутренний зубчатый венец которого выполнен в виде конических роликов 6, оси которых параллельны оси вращения ведущего вала 2. Конические ролики 6 взаимодействуют с зубьями, выполненными на наружной поверхности сателлита 4, профиль которых представляет собой профиль зубьев звездочки цепной передачи. Конические ролики расположены таким образом, что торцы роликов, имеющие в сечении наибольший диаметр

ральный размер, ближе к точке пересечения оси сателлита с осью ведущего вала, чем торцы роликов, имеющих в сечении наименьший диаметральный размер. Сателлит 4 с помощью угловой муфты 7 связан с выходным валом 8.

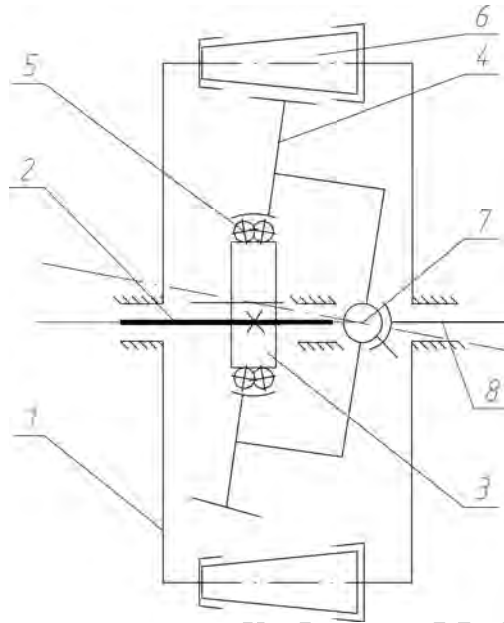


Рисунок 1.20 – Структурный вариант планетарной прецессионной передачи с коническими роликами

Предлагаемая планетарная прецессионная передача работает следующим образом. При вращении входного вала 2 с жестко посаженной на нем эксцентриковой втулкой 3 сателлит 4, благодаря наличию сферического подшипника 5, совершает колебательное движение. При этом одновременно происходит взаимодействие зубчатого венца сателлита 4 с неподвижно закрепленными в корпусе 1 коническими роликами 6, в результате чего сателлит 4 также получает вращение вокруг своей оси. Вращение с сателлита 4 передается на ведомый вал 8 с помощью угловой муфты 7. Конические ролики в предлагаемой передаче из-за специфики её работы, вызванной сферическим движением сателлита, расположены таким образом, что торцы роликов, имеющие в сечении наибольший диаметральный размер, ближе к точке пересечения оси сателлита с осью входного вала, чем торцы роликов, имеющие в сечении наименьший диаметральный размер.

Применение в планетарной прецессионной передаче сочетания конического ролика и зубьев, профиль которых выполнен по профилю зубьев звездочки цепной передачи, позволит, не ухудшая её служебных свойств, повысить технологичность в сравнении с аналогами. Это объясняется тем, что увеличение трудоемкости изготовления, вызванное применением в планетарной прецессионной передаче конического ролика в случаях обработки зубьев сателлита на обычном зубофрезерном станке червячной фре-

зой, несущественно по сравнению с увеличением трудоемкости изготовления зубьев сателлита с использованием специальных приспособлений или специальных методов зубообработки.

Технологичность предлагаемой передачи повысится за счет применения в её конструкции эксцентрикового кривошипа по сравнению с прецессионными передачами, где используется косой кривошип, изготовление и контроль размеров которого требуют специальных приспособлений.

1.2 Теоретические основы расчета прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами

1.2.1 Структурный вариант лебедки для аварийно-спасательных устройств, разработанный на базе прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами. В подразделе 1.1 были изложены требования к лебедкам, применяемым в устройствах для проведения аварийно-спасательных работ. К ним относятся надежность, многофункциональность, низкие массогабаритные показатели, низкая отпускная цена, обеспечение эргономических требований.

Также был предложен структурный вариант планетарной прецессионной передачи с коническими роликами, на основе которого возможно создание прецессионного редуцирующего механизма для лебедки, используемой в аварийно-спасательных устройствах.

На рисунках 1.21 и 1.22 показана условная структурная схема варианта лебедки, разработанной на основе прецессионного редуцирующего механизма [17]. Причем на рисунке 1.21 рассматривается структурная схема лебедки в положении, обеспечивающем рабочий режим, т. е. в указанном режиме угловое положение наружной поверхности эксцентриковой втулки относительно приводного вала имеет максимальное значение эксцентриситета относительно оси его вращения. В данном случае обеспечивается взаимодействие зубчатых венцов барабана с конической частью роликов. На рисунке 1.22 рассматривается структурная схема лебедки в положении, обеспечивающем ускоренный режим размотки каната. В этом угловом положении эксцентриковой втулки, смещенном относительно указанного выше первого положения на угол 180° , эксцентриситет наружной поверхности эксцентриковой втулки относительно оси вращения приводного вала отсутствует, что обеспечивает выход зубчатых венцов реборд барабана из контактного взаимодействия с коническими роликами.

Лебедка содержит корпус 1, барабан 2 для намотки каната, установленный на эксцентриковом приводном валу 3, причем каждая из реборд барабана имеет зубчатый венец, зубья которого имеют профиль зубьев звездочки цепной передачи. Зубчатые венцы смещены друг относительно друга на угол $180/z$, где z – число зубьев зубчатого венца реборды барабана.

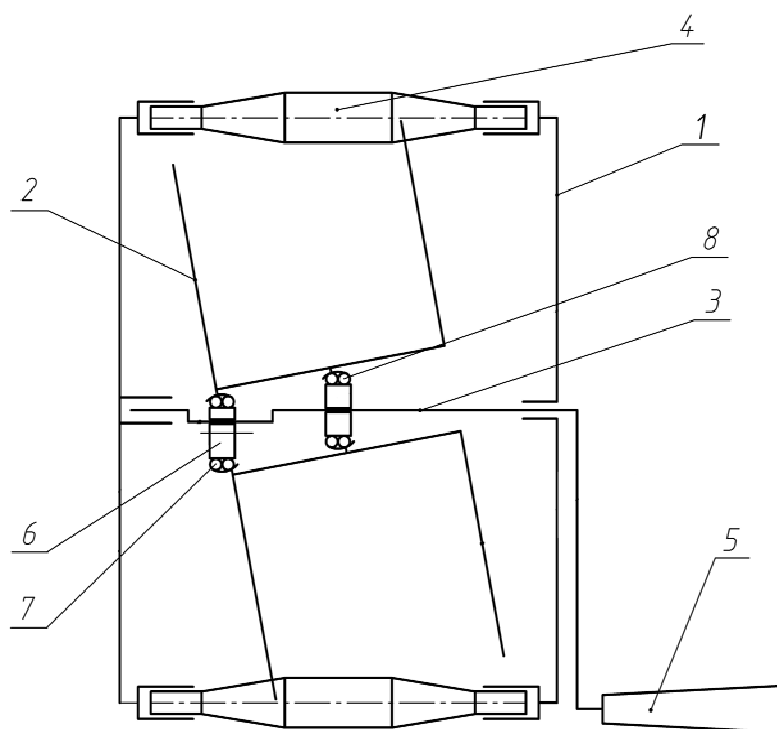


Рисунок 1.21 – Структурная схема лебедки, разработанной на базе прецессионной передачи с коническими роликами, в первом угловом положении эксцентриковой втулки

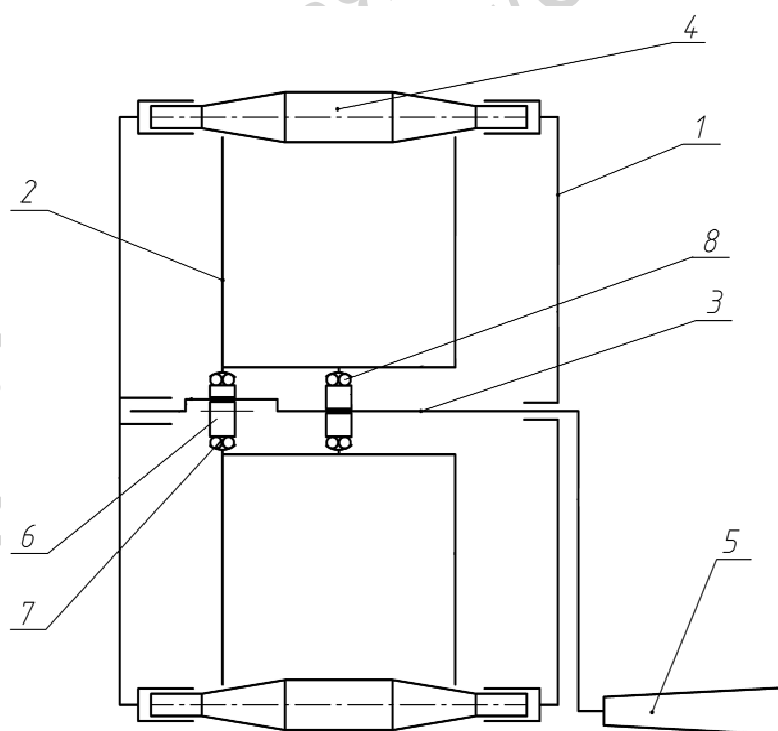


Рисунок 1.22 – Структурная схема лебедки, разработанной на базе прецессионной передачи с коническими роликами, во втором угловом положении эксцентриковой втулки

Каждый из зубчатых венцов реборд барабана установлен с возможностью взаимодействия с роликами 4, контактирующие поверхности которых выполнены коническими с возрастанием диаметрального размера ролика к центру барабана лебедки. Ролики 4 равномерно расположены в отверстиях корпуса. Лебедка содержит также рукоятку 5, жестко связанную с приводным валом 3 (см. рисунок 1.21). На наружной эксцентриковой части приводного вала 3 размещена эксцентриковая втулка 6, эксцентриситет которой равен по величине эксцентриситету наружной поверхности эксцентриковой части приводного вала 3. На эксцентриковой втулке 6 и наружной концентричной части приводного вала посажены сферические подшипники 7 и 8, на наружных поверхностях которых размещен барабан 2.

В положении рабочего режима наружная поверхность эксцентриковой втулки 6 относительно оси приводного вала 3 имеет максимальное значение эксцентриситета, что обеспечивает взаимодействие зубчатых венцов барабана 2 с конической частью роликов 4 (см. рисунок 1.21). В положении ускоренной размотки каната, т. е. в угловом положении эксцентриковой втулки 6, смещенном относительно положения рабочего режима на угол 180° , эксцентриситет ее наружной поверхности относительно оси вращения приводного вала 3 отсутствует. Это обеспечивает выход зубчатых венцов реборд барабана 2 с контактного взаимодействия с коническими роликами 4 (см. рисунок 1.22).

Лебедка работает следующим образом. Вращение от рукоятки 5 передается на приводной вал 3. В угловом положении эксцентриковой втулки 6 относительно приводного вала 3, когда их эксцентриситеты суммируются, наружная поверхность эксцентриковой втулки 6 имеет максимальное значение эксцентриситета относительно оси вращения приводного вала 3, что обеспечивает взаимодействие зубчатых венцов барабана 2 с конической частью роликов 4 (см. рисунок 1.21). Вращение приводного вала 3, благодаря наличию эксцентриситета наружной поверхности эксцентриковой втулки 6, двух сферических подшипников 7 и 8, обеспечивает колебательные движения барабану 2. Зубчатые венцы, выполненные на ребордах барабана 2, взаимодействуют с конической частью роликов 4. В результате барабан 2 получает вращательное движение вокруг своей оси, что приводит к наматыванию на его поверхность закрепленного каната.

При необходимости ускоренной размотки каната с барабана 2 осуществляется поворот на угол 180° втулки 6 на эксцентриковой части приводного вала 3. Равенство эксцентриситетов эксцентриковой втулки 6 и эксцентриковой части приводного вала 3 и расположение их в противофазе обеспечивает отсутствие эксцентриситета наружной поверхности эксцентриковой втулки 6 относительно оси вращения приводного вала 3, что, в свою очередь, гарантирует выход зубчатых венцов реборд барабана 2 с контактного взаимодействия с коническими роликами 4 (см. рисунок 1.22). Таким образом, барабан 2 оказывается свободным от зацепления и намо-

танный на нем канат может быть ускоренно размотан.

Показатели надежности у предлагаемого структурного варианта лебедки улучшаются, во-первых, за счет использования симметричной схемы нагружения зубчатых реборд барабана лебедки, во-вторых, контакт зубьев реборд барабана происходит с конической частью роликов. Угол конуса роликов подбирается таким образом, чтобы полно обеспечить контактное зацепление. При этом обеспечивается отсутствие кромочного контакта между зубьями реборд барабана и конической поверхностью роликов, что создает регламентированные условия работы прецессионного зацепления и тем самым повышает ресурс работы редуцирующего механизма, следовательно, лебедки в целом.

Наличие возможности ускоренной размотки каната с барабана у предлагаемого структурного варианта лебедки улучшает такой показатель, как многофункциональность.

Следует также отметить, что зубья реборд барабана предлагаемой лебедки представляют собой профиль зубьев звездочки цепной передачи. Этот профиль является высокотехнологичным в изготовлении. Использование его позволяет снизить себестоимость изготовления лебедки в целом.

Снижение себестоимости изготовления лебедки возможно также за счет применения конических роликов, представляющих собой внутренний зубчатый венец. Корпус лебедки, создаваемой на основе предложенной выше схемы, может быть выполнен в виде двух крышек, в отверстиях которых расположены конические ролики. Отсутствие монолитного корпуса позволяет упростить конструкцию лебедки и снизить ее массогабаритные показатели.

1.2.2 Определение передаточного отношения прецессионного редуцирующего механизма, используемого в конструкции лебедки для проведения аварийно-спасательных работ. Одним из основных эксплуатационных показателей подъемно-тяговых устройств является скорость подъема груза. Указанная скорость во многом определяется передаточным отношением встроенного в лебедку редуцирующего механизма. Для лебедок, используемых при проведении аварийно-спасательных работ, скорость подъема груза должна иметь по возможности максимальное значение. Однако необходимо учитывать, что увеличение скорости подъема приводит к снижению веса поднимаемого груза. Это объясняется тем, что при одинаковой мощности, развиваемой одним человеком при вращении рукоятки, согласно выражению (1.1), можно увеличить скорость подъема груза, уменьшая при этом его вес, или наоборот:

$$N = \frac{TV}{\eta}, \quad (1.1)$$

где N – мощность, развиваемая одним человеком при вращении рукоятки;

V – скорость подъема груза;

T – вес поднимаемого груза;

η – КПД редуцирующего механизма.

С другой стороны мощность, развиваемая одним человеком при вращении рукоятки, может быть определена как

$$N = \omega_2 \cdot F \cdot l, \quad (1.2)$$

где F – усилие на рукоятке, Н;

l – длина рукоятки, м;

ω_2 – угловая скорость вращения рукоятки, рад/с.

Приравняв мощности, полученные согласно выражениям (1.1) и (1.2), запишем формулу для определения усилия на рукоятке:

$$F = \frac{T \cdot V}{\eta \cdot \omega_2 \cdot l}. \quad (1.3)$$

Очень важно, чтобы усилие на рукоятке лебедки не превышало величины, регламентируемой нормативными документами [1].

Однако скорость подъема груза V не является величиной постоянной. При многослойной укладке каната на последних витках его намотки на барабан значение скорости больше, чем при начальной намотке. Как видно из выражения (1.3), требуется приложение дополнительного усилия F , чтобы обеспечить намотку каната на барабан, когда конец каната находится на более удаленном расстоянии от оси его вращения. Кроме этого, сферическое движение барабана также влияет на неравномерность скорости подъема груза, следовательно, и на усилие на рукоятке.

Выведем формулу для расчета скорости подъема груза в зависимости от положения конца каната на барабане, а также от положения приводной рукоятки. При помощи условной кинематической схемы (рисунок 1.23) может быть определена указанная выше скорость подъема.

На рисунке 1.23 изображены приводная рукоятка 1, длина которой равна l , приводящаяся во вращение с угловой скоростью ω_2 ; входной вал 2, на эксцентриковой части 6 которого размещен сферический подшипник 7. На наружной поверхности указанного сферического подшипника установлен сателлит 4, реборды которого имеют зубчатые венцы, контактирующие с конической частью роликов 5. Сателлит 4 представляет собой барабан, на котором закреплен канат 3. В точке пересечения оси входного вала 2 и оси наклонного сателлита 4 (точке O) размещен второй сферический подшипник 8.

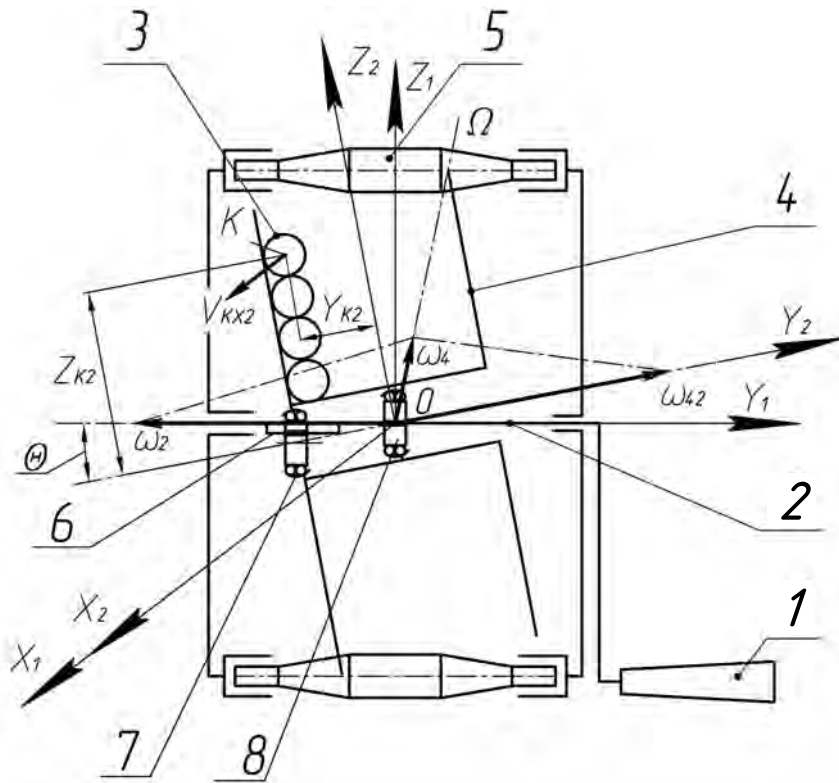


Рисунок 1.23 – Условная кинематическая схема для расчета скорости подъема груза лебедки с прецессионным редуктором

Прямая $O\Omega$ представляет собой мгновенную ось вращения сателлита 4. Учитывая то, что угол между осью вращения входного вала 2 и наклонной осью сателлита 4 θ (угол нутации), то связь между угловой скоростью вращения входного вала 2 ω_2 , угловой скоростью поворота сателлита вокруг мгновенной оси ω_4 , а также угловой скоростью вращения сателлита относительно наклонной оси сателлита 4 ω_{42} входного вала 2 запишется следующим образом:

$$\vec{\omega}_4 = \vec{\omega}_2 + \vec{\omega}_{42}. \quad (1.4)$$

Проецируя уравнение на подвижные оси координат $OX_2Y_2Z_2$, получим

$$\omega_{4Y2} = -\omega_2 \cdot \cos \theta + \omega_{42}; \quad (1.5)$$

$$\omega_{4Z2} = \omega_2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \varphi; \quad (1.6)$$

$$\omega_{4X2} = 0, \quad (1.7)$$

где φ – угол поворота входного вала 2.

Связь между угловыми скоростями ω_2 и ω_{42} в прецессионном редуцирующем механизме

$$\omega_{42} = \omega_2 \cdot \frac{z_5}{z_4}, \quad (1.8)$$

где z_5 – число конических роликов;

z_4 – число зубьев каждого из венцов сателлита.

Передаточное отношение прецессионного редуцирующего механизма, применяемого в предлагаемой лебедке, определится как

$$u = \frac{1}{1 - \frac{z_5}{z_4}}. \quad (1.9)$$

Следовательно,

$$\frac{z_5}{z_4} = 1 - \frac{1}{u}. \quad (1.10)$$

Тогда

$$\omega_{42} = \omega_2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u}\right). \quad (1.11)$$

С учетом этого формулы (1.5)–(1.7) примут вид $\omega_{4Y2} = -\omega_2 \cdot \cos \theta + \omega_{42}$:

$$\omega_{4Y2} = -\omega_2 \cdot \left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u}\right)\right); \quad (1.12)$$

$$\omega_{4Z2} = \omega_2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \varphi; \quad (1.13)$$

$$\omega_{4X2} = 0. \quad (1.14)$$

В соответствии с известными формулами Эйлера [14] скорости любой точки тела (например, точки K), совершающего сферическое движение, могут быть определены исходя из ее проекций на подвижные оси координат $OX_2Y_2Z_2$:

$$V_{KX2} = \omega_{4Y2} \cdot z_{K2} - \omega_{4Z2} \cdot y_{K2}; \quad (1.15)$$

$$V_{KY2} = \omega_{4Z2} \cdot X_{K2} - \omega_{4X2} \cdot Z_{K2}; \quad (1.16)$$

$$V_{KZ2} = \omega_{4X2} \cdot Y_{K2} - \omega_{4Y2} \cdot X_{K2}, \quad (1.17)$$

где X_{K2}, Y_{K2}, Z_{K2} – координаты интересующей нас точки в подвижной системе координат $OX_2Y_2Z_2$.

Формула для определения модуля скорости точки K имеет следующий вид:

$$V_K = \sqrt{V_{KX2}^2 + V_{KY2}^2 + V_{KZ2}^2}. \quad (1.18)$$

Учитывая, что $\omega_{4X2} = 0$, а также координата $X_{K2} = 0$, получим $V_K = V_{KX2}$.

Тогда

$$V_K = \omega_{4Y2} \cdot Z_{K2} - \omega_{4Z2} \cdot Y_{K2}; \quad (1.19)$$

$$V_K = -\omega_2 \cdot \left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right) \cdot Z_{K2} - \omega_2 \cdot \sin \theta \cdot Y_{K2}; \quad (1.20)$$

$$u = \frac{-T \cdot Z_{K2}}{F \cdot \eta \cdot l + T \cdot Z_{K2} \cdot \cos \theta - T \cdot \sin \theta \cdot Y_{K2} \cdot (1 - \cos \varphi) - T \cdot Z_{K2}}.$$

Скорость подъема груза V_{zp} отличается от полученной выше скорости V_K на величину скорости колебания каната $V_{кол}$, определяемую как

$$V_{кол} = \omega_2 \cdot Y_{K2} \cdot \sin \theta \cdot \cos \varphi, \quad (1.21)$$

где φ – угол прецессии, фиксирующий положение входного вала относительно неподвижной системы координат $OX_1Y_1Z_1$.

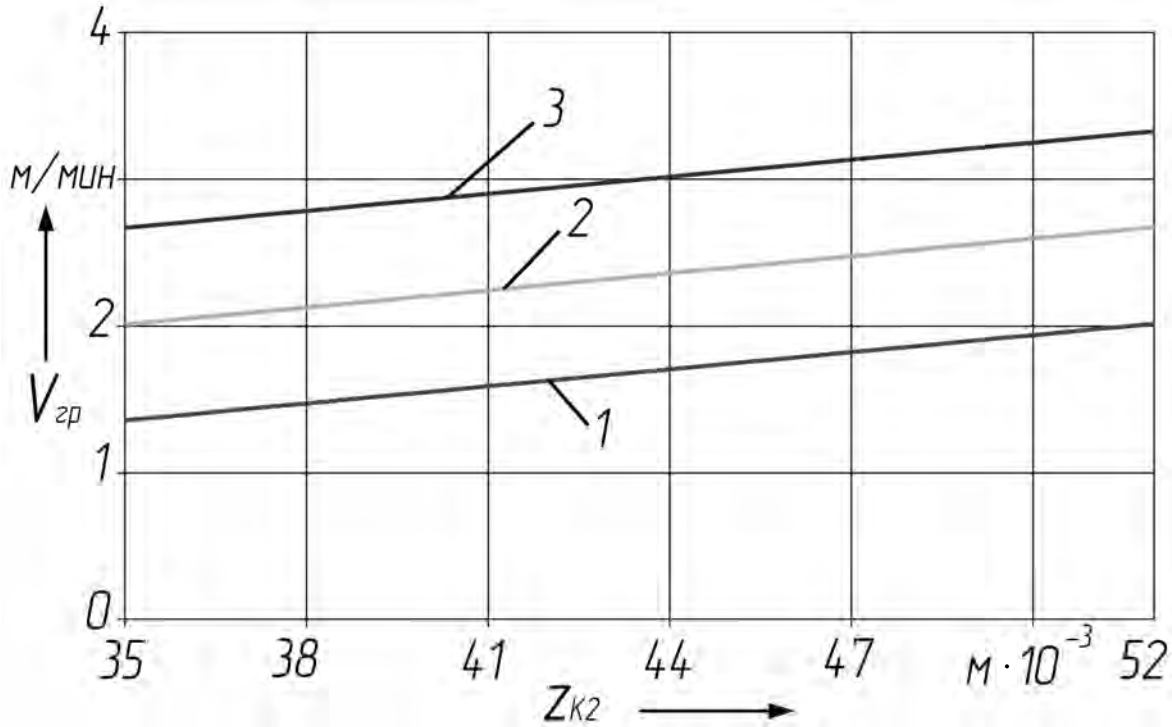
Так как направление скорости $V_{кол}$ совпадает с осью X , то формула для определения скорости подъема груза V_{zp} имеет вид:

$$V_{zp} = V_K + V_{кол}, \quad (1.22)$$

т. е.

$$V_{zp} = -\omega_2 \cdot \left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right) \cdot Z_{K2} + \omega_2 \cdot \sin \theta \cdot Y_{K2} + \omega_2 \cdot Y_{K2} \cdot \sin \theta \cdot \cos \varphi. \quad (1.23)$$

На основании формулы (1.22) получены графические зависимости, показанные на рисунке 1.24. Графики отражают зависимость скорости подъема груза $V_{\text{зр}}$ от положения конца каната на барабане, т. е. от координат z_{K2} и Y_{K2} .



1 – $Y_{K2} = 5$ мм; 2 – $Y_{K2} = 10$ мм; 3 – $Y_{K2} = 15$ мм

Рисунок 1.24 – Графики зависимости скорости подъема груза $V_{\text{зр}}$ от положения конца каната на барабане z_{K2} , Y_{K2}

Анализ графиков позволяет сделать вывод, что колебание скорости подъема груза $V_{\text{зр}}$ при намотке каната на барабан можно ожидать в диапазоне 1,5–3 м/мин.

Тогда усилие на рукоятке лебедки, используя формулу (1.23), определится следующим образом:

$$F = \frac{T}{\eta \cdot l} \cdot \left[\left(\left(1 - \frac{1}{u} \right) - \cos \theta \right) \cdot z_{K2} - \sin \theta \cdot Y_{K2} \cdot (1 - \cos \varphi) \right]. \quad (1.24)$$

Преобразовав с учетом вышесказанного формулу (1.24), получим выражение для расчета передаточного отношения прецессионного редуцирующего механизма

$$u = \frac{-T \cdot z_{K2}}{F \cdot \eta \cdot l + T \cdot z_{K2} \cdot \cos \theta + T \cdot \sin \theta \cdot Y_{K2} \cdot (1 - \cos \varphi) - T \cdot z_{K2}}. \quad (1.25)$$

При этом, когда угол поворота входного вала $\varphi = 0^\circ$, выражение (1.25) примет вид:

$$u = \frac{-T \cdot z_{K2}}{F \cdot \eta \cdot l + T \cdot z_{K2} \cdot \cos \theta - T \cdot z_{K2}}. \quad (1.26)$$

В данном случае передаточное отношение имеет минимальное значение. При увеличении угла поворота входного вала φ значение передаточного отношения растет. Так как в прецессионном редуцирующем механизме количество роликов z_5 определяет количество повторений одинаковых циклов зацепления, то рост передаточного отношения ограничивается значением угла поворота входного вала, равным $2\pi / z_5$.

Следовательно, формула (1.25) примет окончательный вид:

$$u = \frac{-T \cdot z_{K2}}{F \cdot \eta \cdot l + T \cdot z_{K2} \cdot \cos \theta + T \cdot \sin \theta \cdot Y_{K2} \cdot (1 - \cos(2\pi / z_5)) - T \cdot z_{K2}}. \quad (1.27)$$

Полученная формула может быть использована при проектном расчете прецессионного редуцирующего механизма для разрабатываемой лебедки.

1.2.3 Силовой анализ прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами. В [9, 10] отражены результаты проведения силового анализа различных структурных вариантов планетарных прецессионных передач. Прецессионный редуцирующий механизм, используемый в лебедке, имеет структурные особенности, поэтому результаты предыдущих исследований применять невозможно. Силовой анализ прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для устройства, применяемого при проведении аварийно-спасательных работ, необходим, во-первых, для оптимизации параметров звеньев зацепления по критерию минимума значений сил и реакций опор в контактирующих звеньях; во-вторых, для определения значений сил в зацеплении и реакций опор, что позволит произвести прочностные расчеты звеньев прецессионного редуцирующего механизма, включая выбор подшипников.

Для проведения силового анализа рассмотрим схему, показанную на рисунке 1.25.

трения качения значительно меньше значения коэффициента трения скольжения, то при силовом анализе прецессионного редуцирующего узла допущение, касающееся неучета сил трения на данном этапе исследований ввиду их малости, является правомерным.

Еще одно допущение – неучет при расчете сил инерции вращающихся звеньев. Однако при силовом расчете следует оценить влияние сил инерции, вызванных колебанием скорости подъема груза из-за неравномерности намотки троса на барабан при постоянной угловой скорости вращения рукоятки. Далее дана оценка значения силы инерции, определяемой ускорением поднимаемого груза.

При проведении силового анализа принято также допущение, согласно которому зацепление прецессионного редуцирующего механизма обеспечивается только одним коническим роликом. Вопрос количества роликов, находящихся одновременно в контакте с зубьями венцов барабана–сателлита, будет рассмотрен в работе позже. Один ролик – это минимально возможное количество роликов, находящихся в зацеплении, в рассматриваемой структурной схеме прецессионного редуцирующего механизма. Поэтому определенные в результате силового расчета значения реакций в зацеплении роликов с зубьями барабана будут являться максимально возможными, гарантирующими проведение расчетов с некоторыми запасами прочности.

Повышение гарантии запаса прочности при определении расчета обеспечивает допущение, согласно которому условие динамического равновесия составляется для положения, когда угол прецессии, т. е. угол, определяющий положения входного вала с наклонным кривошипом (рукоятки), равен нулю. В этом положении зубья сателлита–барабана находятся в полном зацеплении с коническими роликами.

Рассмотрим, воспользовавшись уравнением Даламбера, условия динамического равновесия сателлита–барабана (см. рисунок 1.25). В точках контакта зубьев сателлита–барабана A с неподвижными коническими роликами возникают реакции X_{A2}, Y_{A2}, Z_{A2} . Нижний индекс 2 говорит о том, что общая реакция в контакте точек A и B разложена на подвижные оси координат, связанные с барабаном–сателлитом. Составляющие реакции в сферическом опорном подшипнике O обозначим X_{O2}, Y_{O2}, Z_{O2} ; в подшипнике D – X_{D2}, Z_{D2} . Силу натяжения каната T направим вдоль оси X_2 . Положение точки K приложения силы T , фиксирующей положение конца каната, определяется координатами Y_{K2} и z_{K2} . Согласно принципу Даламбера, к действующим активным силам и реакциям связи добавим силы инерции. В нашем случае – это сила инерции, которая вызвана изменением значения скорости подъема груза. Обозначим ее Φ_{K2} и направим в сторону действия силы натяжения троса T . Еще один параметр, используемый при силовом расчете, – это радиус R_p , на котором должны располагаться оси

конических роликов от оси вращения входного вала. Зависимость для определения значения указанного параметра приведена в п. 1.2.4.

Составим систему уравнений динамического равновесия сил, действующих на сателлит–барабан:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{ix2} = 0; \\ T + \Phi_{K2} - X_{A2} - X_{O2} + X_{D2} = 0; \end{array} \right. \quad (1.28)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{iy2} = 0; \\ Y_{O2} + Y_{A2} = 0; \end{array} \right. \quad (1.29)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{iz2} = 0; \\ Z_{O2} - Z_{A2} + Z_{D2} = 0; \end{array} \right. \quad (1.30)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum M_{ix2} = 0; \\ Z_{D2} \cdot Y_{D2} - Z_{A2} \cdot b - Y_{A2} \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) = 0; \end{array} \right. \quad (1.31)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum M_{iy2} = 0; \\ (\Phi_{K2} + T) \cdot z_{K2} - X_{A2} \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) = 0; \end{array} \right. \quad (1.32)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum M_{iz2} = 0; \\ (\Phi_{K2} + T) \cdot Y_{K2} + X_{A2} \cdot b - X_{D2} \cdot Y_{D2} = 0. \end{array} \right. \quad (1.33)$$

Сократим число неизвестных в системе путем установления зависимостей между ними. Так,

$$\Phi_{K2} = \frac{T \cdot a_K}{g}, \quad (1.34)$$

где a_K – ускорение точки K , которое является также ускорением поднимаемого груза.

Ускорение a_K найдем путем дифференцирования полученного ранее выражения (1.22) для определения скорости подъема груза.

Введем допущение, что конец троса не изменяет свое положение на барабане относительно оси Y_2 , т. е. координата $Y_{K2} = \text{const}$. Координата z_{K2} , определяющая положение конца каната на барабане относительно

оси его вращения, изменяется по закону

$$z_{K2} = \varphi \cdot z'_{K2} \cdot k_{\text{кан}}, \quad (1.35)$$

где z'_{K2} – постоянная координата, определяющая положение конца каната на барабане;

$k_{\text{кан}}$ – коэффициент подъема каната, определяющий изменение координаты z_{K2} , вызванное намоткой витков каната друг на друга.

Значение коэффициента $k_{\text{кан}}$ зависит от диаметра каната $d_{\text{кан}}$, а также от начальной координаты намотки каната z'_{K2} . Формула для расчета $k_{\text{кан}}$ имеет вид:

$$k_{\text{кан}} = \text{tg} \cdot \left(\frac{d_{\text{кан}}}{2 \cdot \pi \cdot z'_{K2}} \right). \quad (1.36)$$

Тогда ускорение точки K , которое является также ускорением поднимаемого груза, определится как

$$a_{zp} = -\omega^2 \cdot \left[\left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right) \cdot \text{tg} \cdot \left(\frac{d_{\text{кан}}}{2 \pi z'_{K2}} \right) \cdot z'_{K2} + Y_{K2} \cdot \sin \theta \cdot \sin \varphi \right]. \quad (1.37)$$

Проекции X_{A2} , Y_{A2} , Z_{A2} полной реакции R_A в зацеплении роликов с зубьями реборд сателлита–барабана связаны с полной реакцией следующими зависимостями (рисунок 1.26).

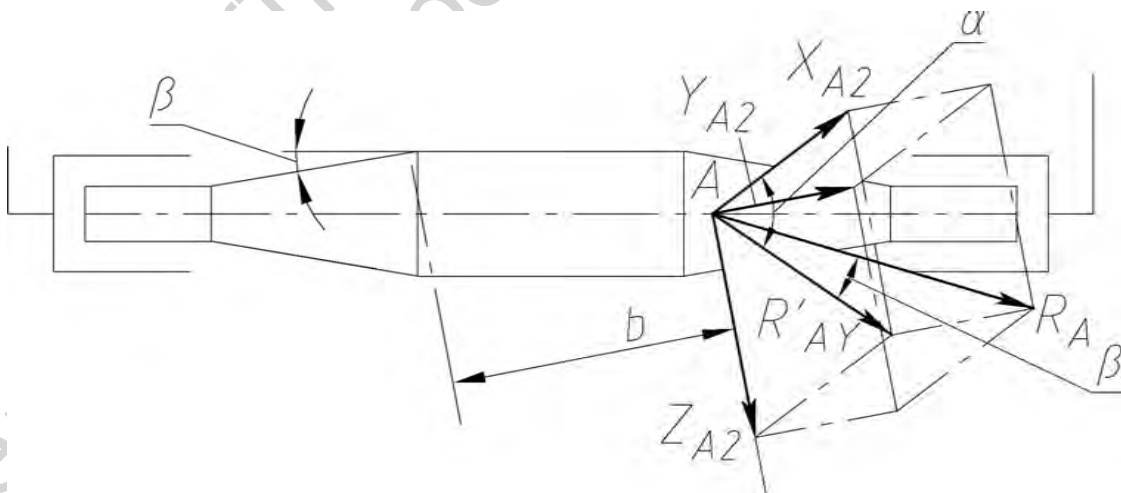


Рисунок 1.26 – К определению взаимосвязи проекций с полной реакцией в зацеплении редуцирующего прецессионного механизма

$$X_{A2} = R_A \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha; \quad (1.38)$$

$$Y_{A2} = R_A \cdot \sin \beta; \quad (1.39)$$

$$Z_{A2} = R_A \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha, \quad (1.40)$$

где R_A – полная реакция в контактном зацеплении (в точке A);

α – угол зацепления (т. е. угол между проекцией полной реакции R'_A на плоскость $Z_2O_2X_2$ и осью O_2X_2);

β – угол, определяющий конусность поверхности роликов, входящих в зацепление с зубьями реборд барабана–сателлита (см. рисунок 1.26). Подробно взаимосвязи между геометрическими параметрами зацепления будут описаны в работе далее.

Рассмотрим равновесия входного вала с рукояткой. Для этого обратимся к структурной схеме с нанесенной на ней активными силами и реакциями связи, которая представлена на рисунке 1.27.

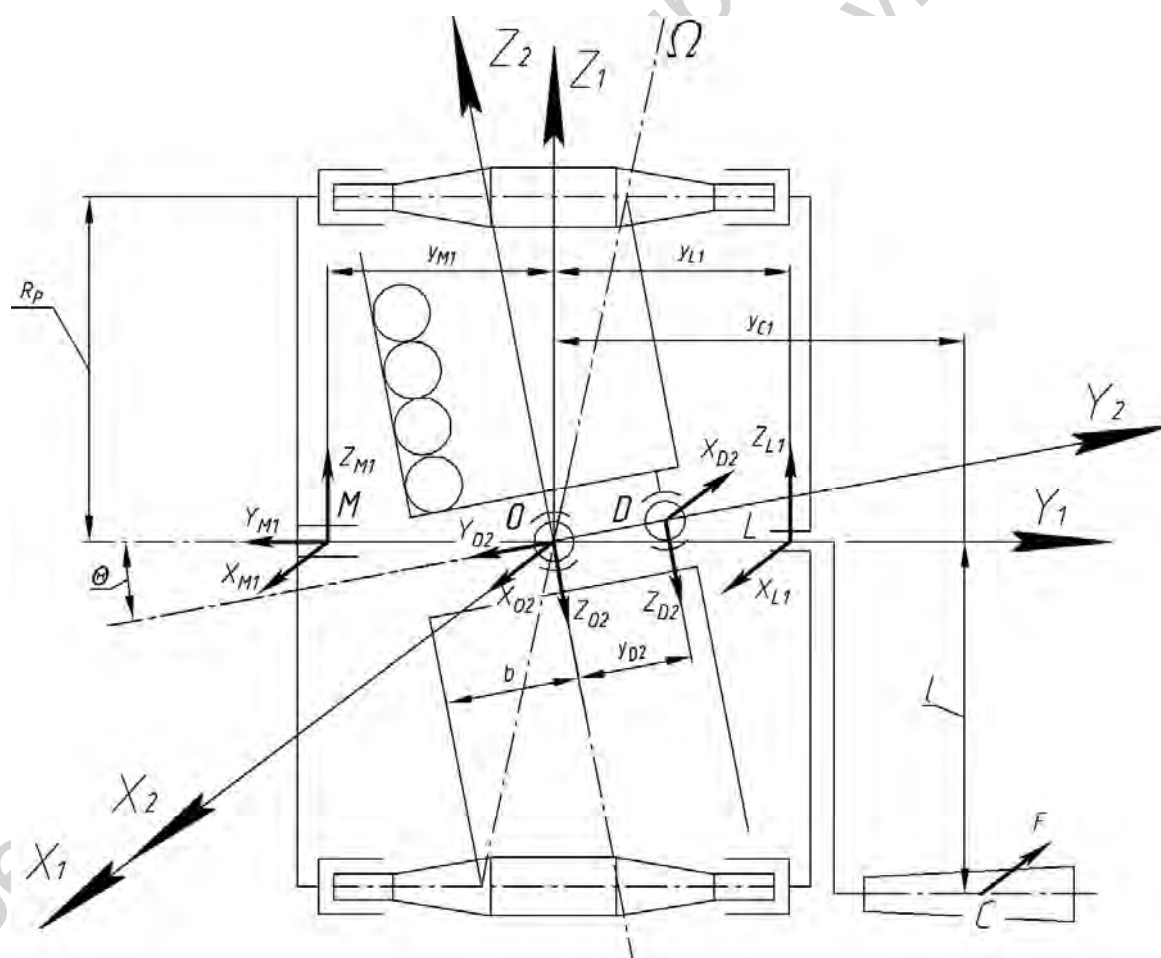


Рисунок 1.27 – Схема прецессионного редуцирующего механизма, предназначенная для проведения анализа на основе силового равновесия входного вала

На схеме изображены активная сила F , приложенная к рукоятке, длина которой равна l ; реакции в подшипниковых опорах K и L , обозначенные X_{M1} , Y_{M1} , Z_{M1} и X_{L1} , Z_{L1} , а также реакции в опорных подшипниках O и D – X_{O2} , Y_{O2} , Z_{O2} и X_{D2} , Z_{D2} . Эти реакции уже использовались при составлении уравнений равновесия системы сил, действующих на сателлит-барабан. Однако на схеме сил, изображенной на рисунке 1.27, указанные выше реакции имеют противоположное направление.

Отличительным моментом от ранее составленных условий равновесия является то, что уравнения равновесия входного вала составлены относительно неподвижной системы координат, связанной с осями O , X_1 , Y_1 , Z_1 .

$$\begin{aligned}\sum F_{ix1} &= 0; \\ X_{M1} + X_{L1} + X_{O2} - X_{D2} - F &= 0;\end{aligned}\tag{1.41}$$

$$\begin{aligned}\sum F_{iy1} &= 0; \\ -Y_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \sin \theta + Z_{D2} \sin \theta - Y_{M1} &= 0;\end{aligned}\tag{1.42}$$

$$\begin{aligned}\sum F_{iz1} &= 0; \\ -Z_{D2} \cdot \cos \theta - Z_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{M1} + Z_{L1} - Y_{O2} \cdot \sin \theta &= 0;\end{aligned}\tag{1.43}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{ix1} &= 0; \\ -Z_{D2} \cdot Y_{D2} + Z_{L1} \cdot Y_{L1} - Z_{M1} \cdot Y_{M1} &= 0;\end{aligned}\tag{1.44}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{iy1} &= 0; \\ F \cdot l - X_{D2} \cdot Y_{D2} \cdot \sin \theta &= 0;\end{aligned}\tag{1.45}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{iz1} &= 0; \\ X_{M1} \cdot Y_{M1} - X_{L1} \cdot Y_{L1} + X_{D2} \cdot Y_{D2} \cdot \cos \theta + F \cdot Y_{C1} &= 0.\end{aligned}\tag{1.46}$$

Таким образом, получена система, состоящая из 12 уравнений.

После подстановки в указанную систему взаимосвязей (1.38), (1.39) и (1.40) имеем следующее:

$$\left\{ \begin{array}{l} -R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha - X_{O2} + X_{D2} + T + \Phi_{K2} = 0; \quad (1.47) \\ R_{A2} \cdot \sin \beta + Y_{O2} = 0; \quad (1.48) \\ -R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha + Z_{D2} + Z_{O2} = 0; \quad (1.49) \\ Z_{D2} \cdot Y_{D2} - R_{A2} \cdot \left(\cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot b + \sin \beta \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) \right) = 0; \quad (1.50) \\ -R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) + (\Phi_{K2} + T) \cdot z_{K2} = 0; \quad (1.51) \\ R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot b - X_{D2} \cdot Y_{D2} + (\Phi_{K2} + T) \cdot Y_{K2} = 0; \quad (1.52) \\ X_{M1} - X_{D2} + X_{O2} + X_{L1} - F = 0; \quad (1.53) \\ -Y_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \sin \theta + Z_{D2} \cdot \sin \theta - Y_{M1} = 0; \quad (1.54) \\ -Z_{D2} \cdot \cos \theta - Z_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{L1} + Z_{M1} - Y_{O2} \cdot \sin \theta = 0; \quad (1.55) \\ -Z_{D2} \cdot Y_{D2} + Z_{L1} \cdot Y_{L1} - Z_{M1} \cdot Y_{M1} = 0; \quad (1.56) \\ -X_{D2} \cdot Y_{D2} \cdot \sin \theta + F \cdot l = 0; \quad (1.57) \\ X_{M1} \cdot Y_{M1} - X_{L1} \cdot Y_{L1} + X_{D2} \cdot Y_{D2} \cdot \cos \theta + F \cdot Y_{C1} = 0. \quad (1.58) \end{array} \right.$$

Как видно из вышеприведенной системы, имеются уравнения с одним неизвестным. Выразив неизвестные, получим зависимости для расчета их значений:

из (1.51)

$$R_{A2} = \frac{(\Phi_{K2} + T) \cdot z_{K2}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right)}; \quad (1.59)$$

из (1.52)

$$X_{D2} = \frac{(\Phi_{K2} + T) \cdot Y_{K2} + R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot b}{Y_{D2}}; \quad (1.60)$$

из (1.50)

$$Z_{D2} = \frac{R_{A2} \cdot \left(\cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot b + \sin \beta \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right) \right)}{Y_{D2}}; \quad (1.61)$$

из (1.49)

$$Z_{O2} = R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha - Z_{D2}; \quad (1.62)$$

из (1.48)

$$Y_{O2} = -R_{A2} \cdot \sin \beta; \quad (1.63)$$

из (1.47)

$$X_{O2} = -R_{A2} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha + X_{D2} + T + \Phi_{K2}; \quad (1.64)$$

из (1.57)

$$F = \frac{X_{D2} \cdot Y_{D2} \cdot \sin \theta}{l}; \quad (1.65)$$

из (1.53)

$$X_{L1} = -X_{M1} + X_{D2} - X_{O2} + F. \quad (1.66)$$

Полученное выражение подставим в (1.52) и выразим X_{L1} .

$$X_{M1} = \frac{F \cdot (Y_{L1} - Y_{C1}) + X_{D2} \cdot Y_{L1} - X_{O2} \cdot Y_{L1} - X_{D2} \cdot Y_{D2} \cdot \cos \theta}{Y_{M1} + Y_{L1}}. \quad (1.67)$$

Подставим X_{M1} в (1.66) и найдем X_{L1} .

Из (1.55) выразим Z_{M1} , подставим в (1.56) и выразим Z_{L1} .

$$Z_{M1} = Z_{D2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \cos \theta + Y_{O2} \cdot \sin \theta - Z_{L1}; \quad (1.68)$$

$$Z_{L1} = \frac{Z_{D2} \cdot (\cos \theta \cdot Y_{M1} + Y_{D2}) + Z_{O2} \cdot \cos \theta \cdot Y_{M1} + Y_{O2} \cdot \sin \theta \cdot Y_{M1}}{Y_{M1} + Y_{L1}}. \quad (1.69)$$

Из (1.54)

$$Y_{M1} = -Y_{O2} \cdot \cos \theta + Z_{O2} \cdot \sin \theta + Z_{D2} \cdot \sin \theta. \quad (1.70)$$

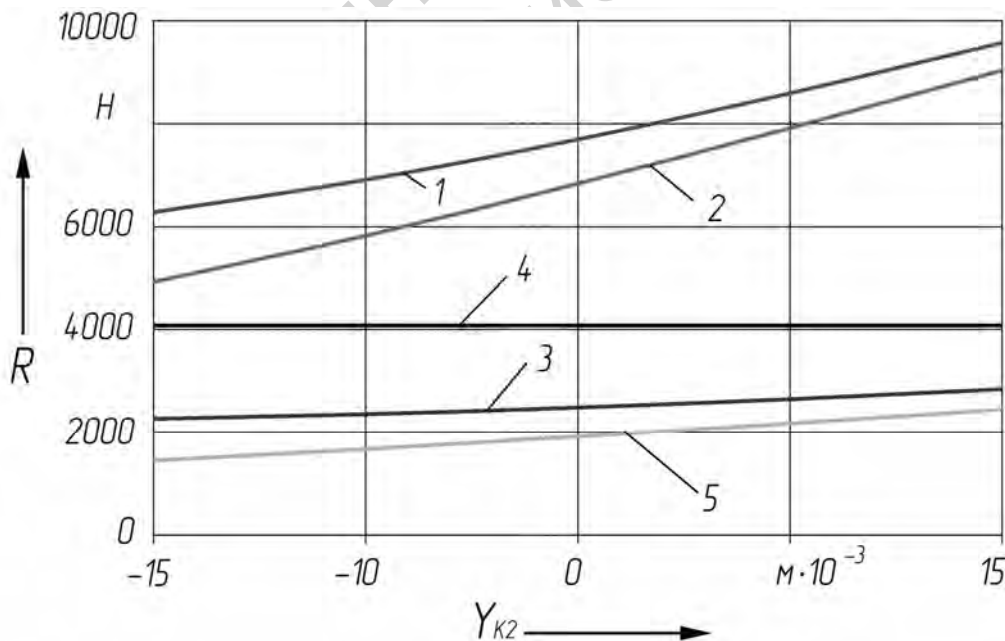
Таким образом, из 12-ти уравнений удалось выразить все неизвестные.

На основе полученных аналитических зависимостей построим графики, позволяющие оценить значения сил в зацеплении и реакций в подшипниковых опорах.

На рисунках 1.28 и 1.29 приведены графики, отражающие зависимость сил в зацеплении и реакций в подшипниковых опорах, а также усилия на рукоятке от положения троса на барабане и веса поднимаемого груза.

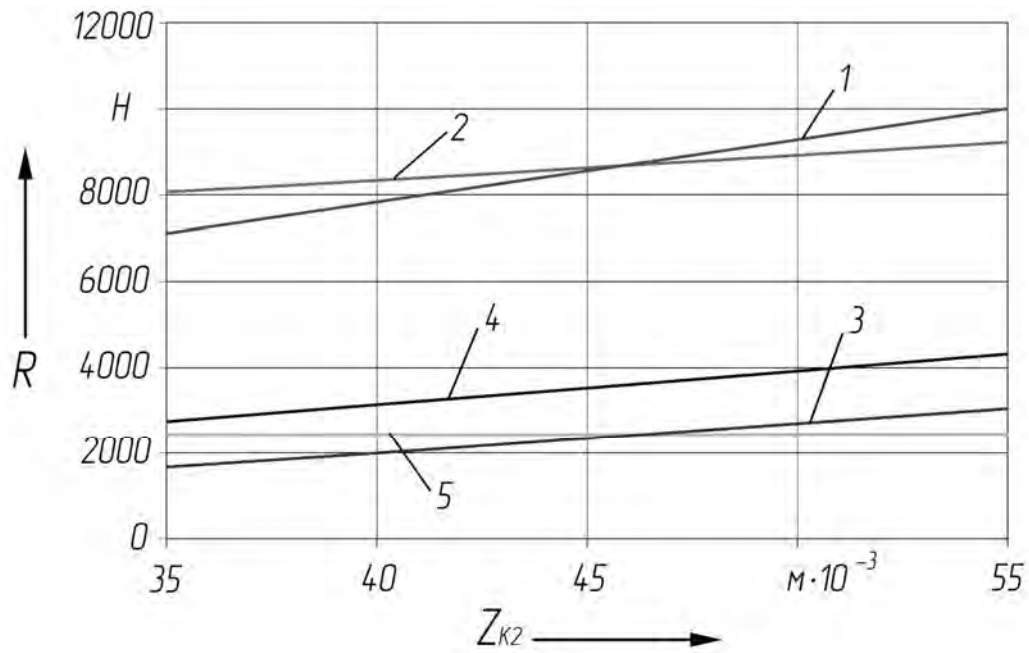
Как видно из графиков, изменение положения троса вдоль оси барабана (изменение параметра Y) несущественно сказывается на значениях реакций и значениях сил в зацеплении. В то же время, чем дальше находится выходной виток каната от оси барабана, тем выше значения реакций в подшипниковых опорах. Причем их рост существенен.

Графики, показанные на рисунке 1.30, позволяют установить влияние веса груза на значения рассматриваемых реакций. Наблюдается пропорциональный рост реакции R_{A2} в зацеплении и реакции в подшипниковой опоре R_{L1} . Рост значений других реакций, а также усилия на рукоятке менее значителен.



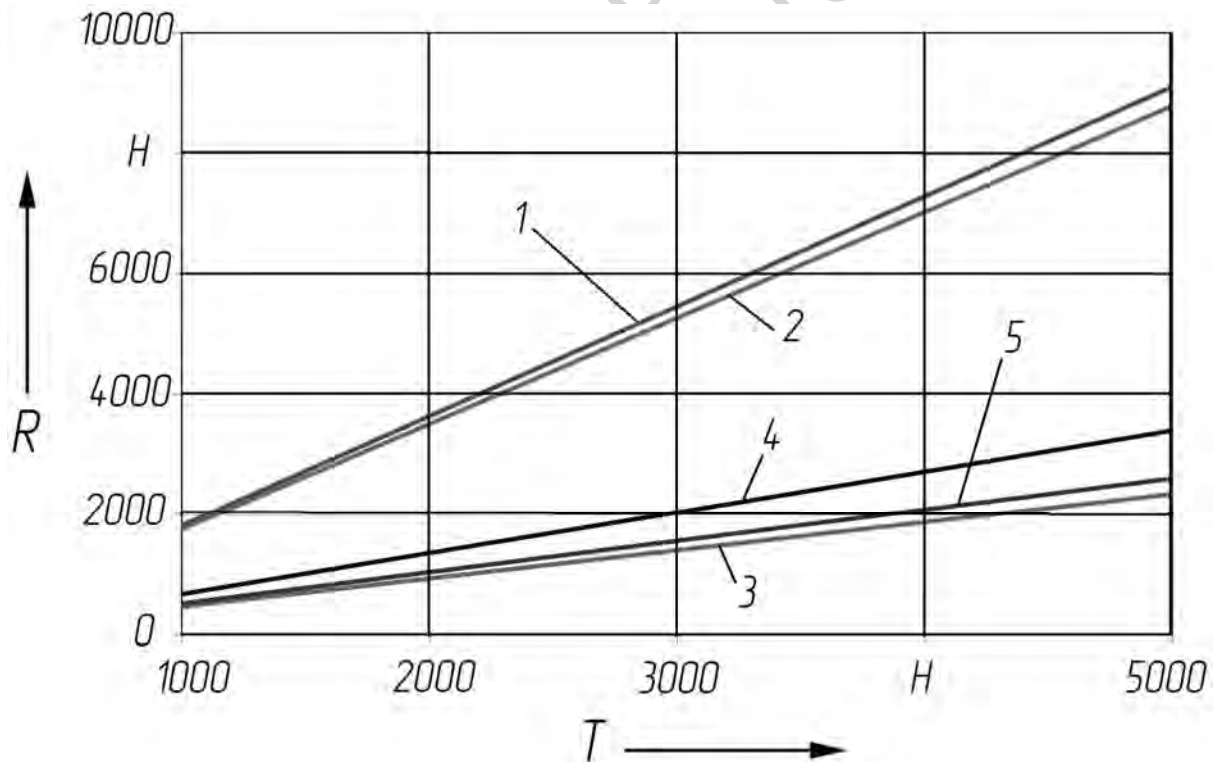
1 – реакция R_{D2} ; 2 – реакция R_{O2} ; 3 – реакция R_{L1} ; 4 – сила в зацеплении R_{A2} ; 5 – реакция R_{M1}

Рисунок 1.28 – Зависимость сил в зацеплении и реакций в подшипниковых опорах, а также усилия на рукоятке от смещения троса по оси Y при $Z = 52$ мм



1 – реакция R_{D2} ; 2 – реакция R_{O2} ; 3 – реакция R_{L1} ; 4 – сила в зацеплении R_{A2} ; 5 – реакция R_{M1}

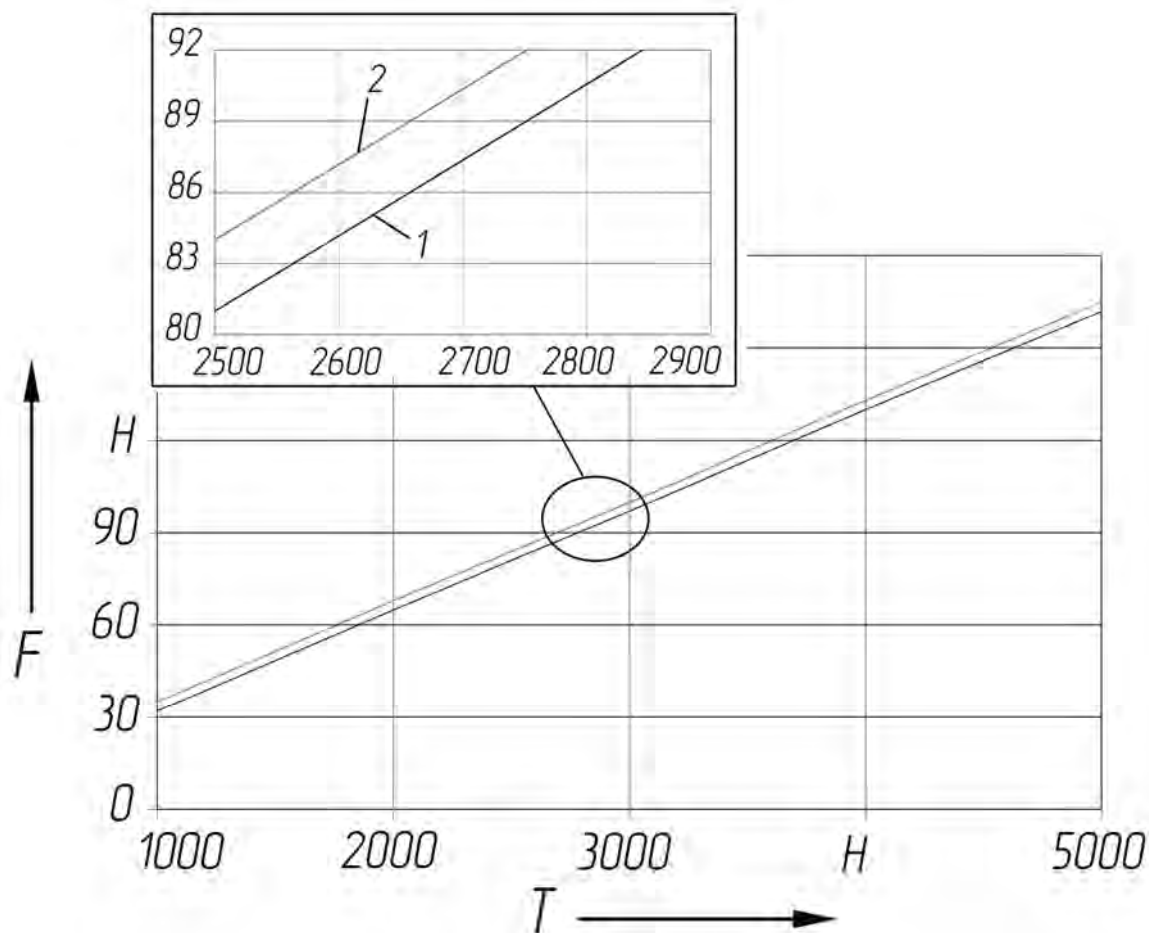
Рисунок 1.29 – Зависимость сил в зацеплении и реакций в подшипниковых опорах, а также усилия на рукоятке от смещения троса по оси Z при $Y_{K2} = 10$ мм



1 – реакция R_{D2} ; 2 – реакция R_{O2} ; 3 – реакция R_{M1} ; 4 – сила в зацеплении R_{A2} ; 5 – реакция R_{L1}

Рисунок 1.30 – Зависимость сил в зацеплении и реакций в подшипниковых опорах, а также усилия на рукоятке от веса груза при $Y = 10$ мм, $Z = 52$ мм

На основе анализа графиков, показанных на рисунке 1.31, можно констатировать, что силы инерции, вызванные колебательным движением сателлита–барабана, оказывают незначительное влияние на изменение величины усилия на рукоятке. Изменение усилия составляет не более 2 Н.



1 – с учетом силы инерции груза; 2 – без учета силы инерции груза

Рисунок 1.31 – Зависимость усилия на рукоятке от веса груза

1.2.4 Зависимости для расчета основных параметров зацепления прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами. Прецессионный редуцирующий механизм, применяемый в конструкции ручной лебедки, имеет ряд особенностей, что не позволяет существующие методики расчета прецессионных передач [11, 15] использовать для определения геометрических параметров рассматриваемого варианта редуцирующего механизма. Перечислим данные особенности:

- наличие двух потоков передачи мощности, обусловленных применением двух зубчатых венцов, выполненных на ребрах барабана–сателлита;
- с целью упрощения конструкции лебедки количество применяемых конических роликов может быть сокращено в целое количество раз, т. е.

число зубьев внутреннего неподвижного венца может быть меньше числа зубьев сателлита. Расчеты параметров прецессионного редуцирующего механизма с указанным сочетанием контактирующих элементов ранее не приводились;

- емкость барабана–сателлита определяется расстоянием друг от друга в осевом направлении реборд барабана–сателлита с зубчатыми венцами. Однако указанное расстояние зависит от угла наклона оси сателлита к оси входного вала (угла нутации θ). Это требует получения зависимостей между указанными параметрами и проведения оптимизации;

- в редуцирующем механизме, благодаря предложенным техническим решениям, имеется возможность выхода зубьев сателлита из зацепления с коническими роликами, что обеспечивает ускоренную размотку каната с барабана. Исследований, учитывающих указанную особенность редуцирующего механизма, ранее не проводилось.

Таким образом, приведенная методика расчета геометрических параметров прецессионного редуцирующего механизма отличается от всех существующих методик расчета прецессионных передач подобного типа.

На рисунке 1.32 показана условная структурная схема лебедки с прецессионным редуцирующим механизмом, на которой указаны исходные и рассчитываемые геометрические параметры прецессионного механизма, используемого в конструкции ручной лебедки.

Структурная схема содержит входной вал 1 с косым кривошипом, оси которых пересекаются в точке прецессии (точка O). На косом кривошипе входного вала 1 расположен барабан–сателлит 2, имеющий на ребордах зубчатые венцы, входящие в контакт с коническими роликами 3 и 4. Конические ролики жестко закреплены в равномерно расположенных на торцах отверстиях неподвижных корпусных крышек 5 и 6.

Далее представлена последовательность расчета основных геометрических параметров прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для работы в конструкции ручной лебедки.

Исходными данными для проведения расчета геометрических параметров являются грузоподъемность лебедки T ; максимально допустимое усилие на рукоятке F ; длина рукоятки l (конструктивный параметр); канатоемкость барабана–сателлита, определяемая длиной намотанного на нем каната. Исходя из канатоемкости барабана–сателлита могут быть установлены его геометрические параметры, т. е. половина ширины барабана (расстояние b), а также максимальное значение параметра Z_{K2} барабана–сателлита, определяющего его диаметральный размер.

Исходя из параметра Z_{K2} диаметрального размера барабана определяется радиус впадин зубчатых венцов сателлита R_{fC} :

$$R_{fc} = z_{K2} + \frac{d_K}{2} + c_1, \quad (1.71)$$

где c_1 – зазор между канатом в момент его максимальной намотки на барабан и впадиной зуба зубчатого венца сателлита;

d_K – диаметр каната.

Коэффициент зазора c_1 определяется в каждом конкретном случае проектирования на основе конструктивных соображений.

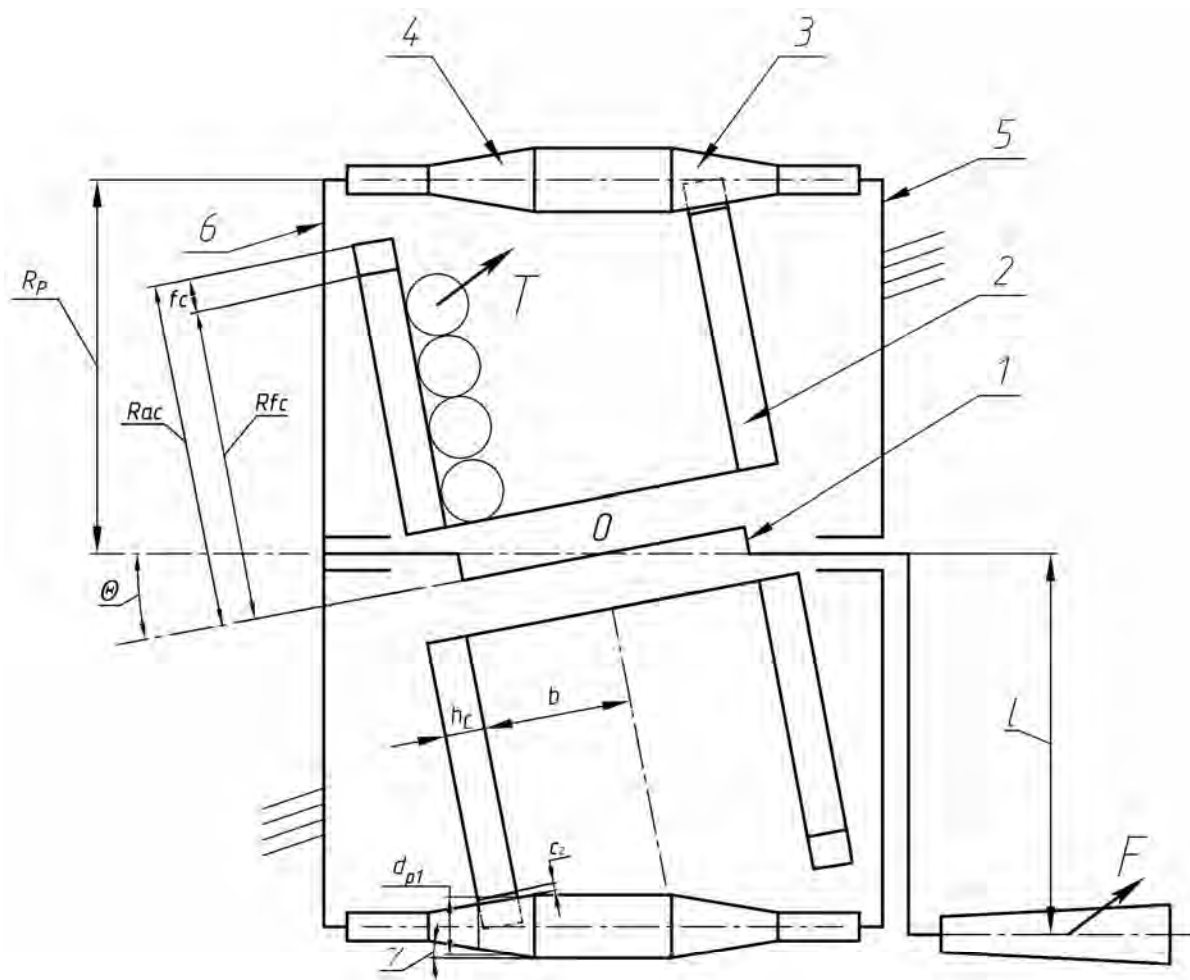


Рисунок 1.32 – Структурная схема лебедки с прецессионным редуцирующим механизмом

В [16, 17] приведена одна из основных формул взаимосвязи параметров прецессионного зацепления, позволяющая обеспечить в контакте взаимодействующих звеньев минимальное значение потерь мощности, т. е. формула для расчета расстояния b от точки прецессии до зубчатых венцов реборд барабана сателлита:

$$b = \frac{R_{fc}}{u \cdot \sin \theta}. \quad (1.72)$$

Двойное расстояние b определяет ширину барабана–сателлита, т. е. один из параметров его канатоемкости.

Ранее было получено выражение для расчета передаточного отношения редуцирующего механизма

$$u = \frac{-T \cdot z_{K2}}{F \cdot \eta \cdot l + T \cdot z_{K2} \cdot \cos \theta + T \cdot \sin \theta \cdot Y_{K2} - T \cdot z_{K2}}. \quad (1.73)$$

В п. 1.3.2 дана оценка КПД редуцирующего механизма η , применяемого в лебедке.

Определим высоту зуба исходя из особенностей работы прецессионного редуцирующего механизма:

$$f_c = 2 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \theta. \quad (1.74)$$

Тогда диаметр вершин зубьев зубчатых венцов сателлита–барабана определится как

$$R_{ac} = R_{fc} + f_c. \quad (1.75)$$

Угол конусности внутренней поверхности реборд барабана δ берется равным углу нутации θ .

Связь передаточного отношения редуцирующего механизма и количества зубьев зубчатого венца z_2 реборды барабана–сателлита имеет следующий вид:

$$u = \frac{1}{1 - \frac{z_{1\max}}{z_2}}, \quad (1.76)$$

где $z_{1\max}$ — максимально возможное количество используемых роликов. Указанное количество роликов в схеме прецессионного редуцирующего механизма принимается на один больше, чем число зубьев зубчатого венца сателлита–барабана. В связи с этим получим

$$u = \frac{1}{1 - \frac{z_2 + 1}{z_2}}, \quad (1.77)$$

т. е. $z_2 = u$.

Таким образом, количество зубьев зубчатого венца барабана z_2 определяется значением передаточного отношения прецессионного редуцирующего механизма u .

В [13] предложено, чтобы зубья зубчатого венца реборд барабана имели профиль зубьев звездочки цепной передачи. Формула, связывающая делительный диаметр окружности, исходя из методики расчета звездочек цепной передачи [18], имеет вид:

$$D_D = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{z_2}}, \quad (1.78)$$

где t – шаг цепи, который определяется на основе проведения прочностного анализа.

Несмотря на то, что цепь в прецессионном редуцирующем механизме не используется, ее шаг необходимо применять для расчета параметров зубчатого венца реборды барабана. Данный параметр является основным для выбора диаметра роликов.

Сделав допущение, что $D_D = 2R_{ac}$, получим формулу для определения шага цепи

$$t = 2R_{ac} \cdot \sin \frac{\pi}{u}. \quad (1.79)$$

Действительное число конических роликов z_1 , используемых в прецессионном редуцирующем механизме, т. к. $z_2 = u$, определится следующим образом:

$$z_1 = \frac{u+1}{n}, \quad (1.80)$$

где n – целое число, кратное $(u+1)$. Чем больше число n , тем меньше количество конических роликов используется в зацеплении прецессионного редуцирующего механизма.

Очередным параметром зацепления прецессионного редуцирующего механизма является радиус R_p , на котором должны располагаться оси конических роликов от оси вращения входного вала (см. рисунок 1.32).

На основе геометрических взаимосвязей (см. рисунок 1.32) получим

$$R_p = (R_{ac} + b \cdot \operatorname{tg} \theta) \cdot \cos \theta. \quad (1.81)$$

Ранее было сказано, что профиль зубьев реборд сателлита–барабана представляет собой профиль звездочки цепной передачи. Было принято допущение, что диаметр выступов зубьев реборд сателлита–барабана принимается равным делительному диаметру (формула (1.78)).

Максимальный диаметр конического ролика d_{p1} , определяемый в сечении, контактирующем с сечением зубчатого венца, наиболее удаленном от точки прецессии, принимается исходя из стандартного диаметра ролика, выбираемого из таблицы на основе шага цепной передачи:

$$d_{p1} = d_{cm} - c_2, \quad (1.82)$$

где d_{cm} – стандартный диаметр ролика;

c_2 – значение бокового зазора между поверхностью конического ролика и поверхностью зубьев реборд сателлита–барабана.

Вопросы определения угла конусности конического ролика рассматриваются в п. 1.3.3.

1.3 Параметры зацепления прецессионного редуцирующего механизма методами компьютерного моделирования

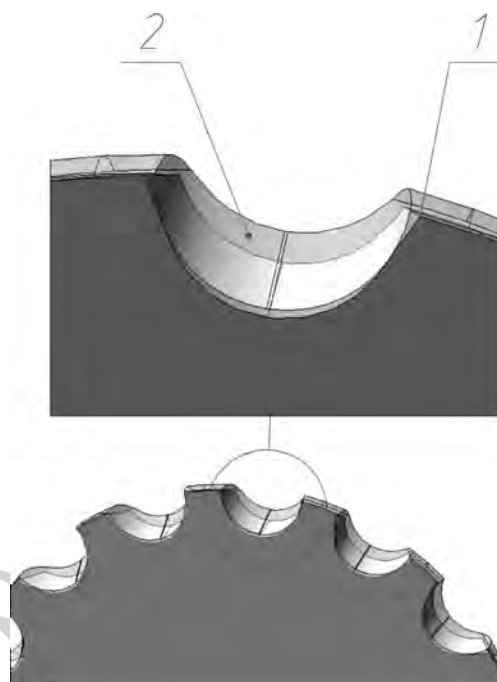
1.3.1 Разработка компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма. Ранее были получены аналитические зависимости для расчета параметров прецессионного редуцирующего механизма. Однако главное допущение, которое было использовано для упрощения расчета, – это проведение силового анализа на основе схемы с однопарным зацеплением. Данное допущение приводит к завышению значений сил в зацеплении, корректировка которых базируется на компьютерных исследованиях твердотельных моделей прецессионного редуцирующего механизма.

Проведение компьютерных исследований прецессионного редуцирующего механизма позволит также осуществить оценку его КПД, проанализировать напряженно-деформированное состояние.

Компьютерная модель прецессионного редуцирующего механизма создается в САПР Solid Works. Особые трудности при этом вызваны формообразованием зубчатых венцов сателлита–барабана. Как было сказано ранее, зубья зубчатого венца сателлита–барабана имеют профили зубьев звездочки цепной передачи, т. е. они могут быть изготовлены на зубофрезерном станке стандартной червячной фрезой с круговым профилем зубьев. Однако встает вопрос, обеспечит ли данный технологический профиль работоспособность зацепления планетарного редуцирующего механизма. Утвердительный ответ на этот вопрос был получен в [7, 19]. Суть его заключается в том, что рабочие части профилей зубьев звездочки цепной передачи и пространственно-модифицированных профилей зубьев сател-

лита прецессионной передачи с достаточной степенью точности могут быть приближены друг к другу, следовательно, они могут быть взаимозаменяемыми.

Созданное программное обеспечение позволяет в среде САПР SolidWorks получить твердотельные модели зубчатых венцов с указанными выше профилями зубьев [20]. На рисунке 1.33 показано наложение друг на друга компьютерной модели зубчатого венца, полученного на основе использования метода фрезерования червячной фрезой с круговыми зубьями, и компьютерной модели зубчатого венца с пространственно-модифицированными зубьями планетарной прецессионной передачи, зубья которого точно сопряжены с коническими роликами.

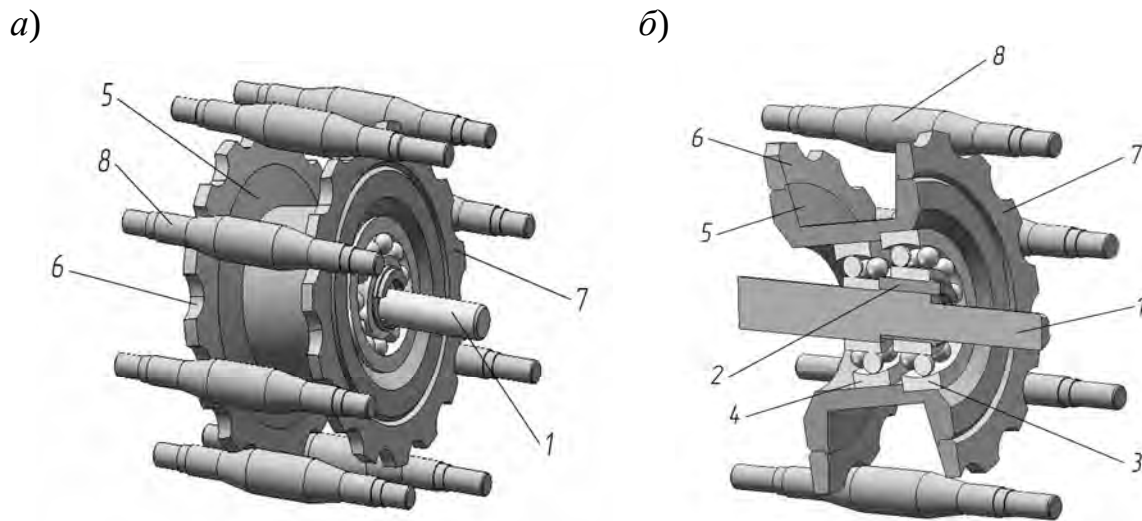


1 – зубчатый венец, полученный на основе использования метода фрезерования червячной фрезой с круговыми зубьями; 2 – зубчатый венец с пространственно-модифицированными зубьями планетарной прецессионной передачи

Рисунок 1.33 – Наложение компьютерных моделей зубчатых венцов

Оценка сопоставления указанных компьютерных моделей позволила сделать вывод о возможности использования технологичных профилей зубьев звездочки цепной передачи для работы в зацеплении прецессионного редуцирующего механизма. Подробно анализ точности зубчатых венцов, полученных методом фрезерования червячной фрезой с круговыми зубьями, а также вопросы влияния погрешностей изготовления на эксплуатационные показатели планетарных прецессионных передач изложены в [50–52]. Получение компьютерных моделей других звеньев прецессионного редуцирующего механизма не вызывает особых трудностей.

На рисунке 1.34, *а* и *б* представлена компьютерная сборка модели прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для аварийно-спасательного устройства.



а – общий вид компьютерной модели; *б* – сечение компьютерной модели

Рисунок 1.34 – Компьютерная модель прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для аварийно-спасательного устройства

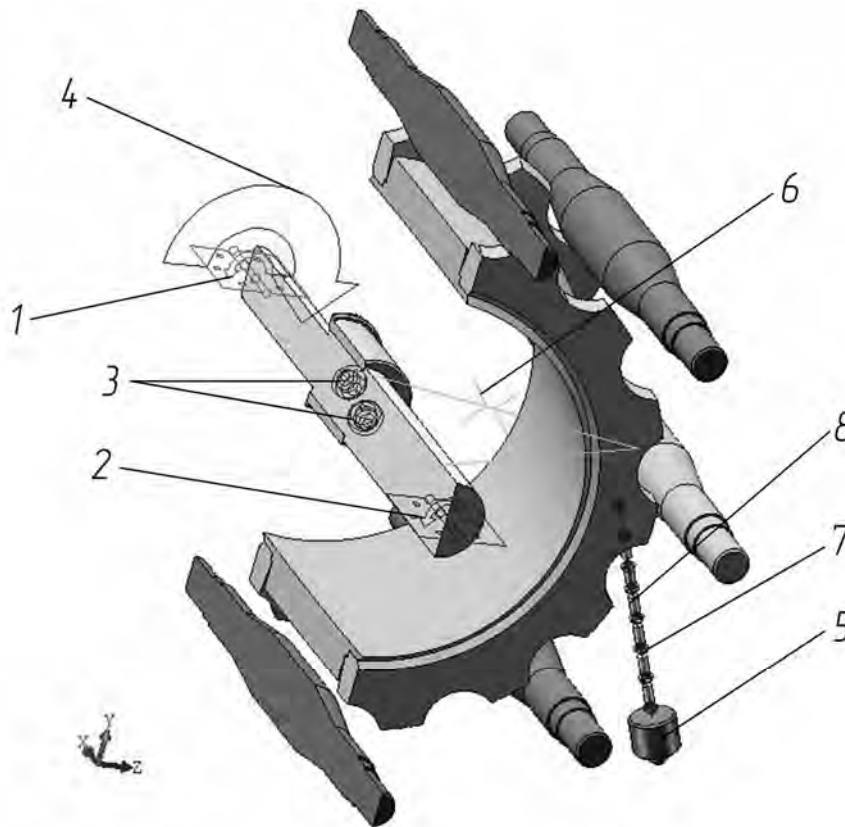
Компьютерная модель прецессионного редуцирующего механизма состоит из входного вала 1, на котором расположена эксцентриковая втулка 2. На эксцентриковую втулку 2 посажен сферический подшипник 3. Сферический подшипник 4 также размещен на входном валу 1. На наружных цилиндрических кольцах подшипников 3 и 4 установлен сателлит-барабан 5. Эксцентричное расположение подшипника 3 относительно оси входного вала 1 обеспечивает сателлиту-барабану 5 наклонное положение относительно оси входного вала 1. На ребрах сателлита-барабана 5 жестко закреплены два диска 6 и 7, имеющие наружные зубчатые венцы, профили которых представляют собой профили зубьев звездочки цепной передачи. Зубчатые венцы дисков 6 и 7 входят в зацепление с конической частью равномерно расположенных по периметру неподвижных роликов 8, оси которых параллельны оси входного вала 1.

Разрез компьютерной модели планетарного редуцирующего механизма с наложенными на ее элементы взаимосвязями показан на рисунке 1.35.

Особенностью компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма является имитация процесса намотки каната с подвешенным на нем грузом на сателлит-барабан. Канат в компьютерной модели представляет собой цилиндрические элементы 8, соединенные посредством сферических шарниров 7. Для создания нагрузки на конец каната закреплен груз 5. Для имитации взаимодействия каната и барабана необхо-

можно назначить опцию 3D-Contact между цилиндрическими элементами 8 и сателлитом–барабаном.

После наложения необходимых взаимосвязей на компьютерную модель осуществляют ее запуск на расчет. Результаты расчета хранятся в компьютерной сборке. Для последующего анализа следует произвести вывод и обработку полученных данных.



1, 2 – взаимосвязь «Revolute Joint»; 3 – взаимосвязь «Spherical Joint»; 4 – взаимосвязь «Motion»; 5 – груз; 6 – взаимосвязь «3D-Contact»; 7 – взаимосвязь «Spherical Joint»; 8 – элементы, имитирующие тросовое соединение

Рисунок 1.35 – Разрез компьютерной модели планетарного редуцирующего механизма с наложенными на ее элементы взаимосвязями

1.3.2 Минимально возможное количество конических роликов в зацеплении прецессионного редуцирующего механизма. В подразд. 1.2 для проведения аналитических исследований использовалась структурная схема прецессионного редуцирующего механизма с однопарным зацеплением, т. е. к анализу было принято зацепление с одним роликом. Указанное допущение позволило не только упростить систему уравнений, отражающих силовые взаимодействия в прецессионном редуцирующем механизме, но и сделать возможным их решение. Однако реальный механизм работоспособен благодаря многопарному зацеплению, которое обеспечивается наличием определенного количества конических роликов. В связи с этим встает

множество задач, решить которые возможно, используя методы компьютерного моделирования. Одной из наиболее важных из них является задача установления оптимального количества конических роликов. С точки зрения обеспечения конструктивной и технологической простоты, их количество должно быть минимальным.

Проверка методами компьютерного моделирования возможности трансформации вращения в прецессионном редуцирующем механизме с минимальным количеством роликов показала его работоспособность при их количестве, равном четырем. Однако это не означает, что необходимо останавливаться на указанном числе роликов. Следует произвести анализ по определению оптимального их количества по другим критериям. К указанным критериям в первую очередь следует отнести обеспечение контактной прочности. Но, учитывая, что контактная прочность обеспечивается не только количеством роликов, а также их диаметральной размером и шириной зубчатого венца, указанный критерий лучше использовать в проверочном расчете. Не предъявляются высокие требования к прецессионному редуцирующему механизму, используемому в лебедке, по критерию обеспечения повышенной плавности вращения сателлита. Поэтому за основной критерий, на базе которого делается вывод об оптимальном количестве конических роликов, был принят КПД прецессионного редуцирующего механизма. Методика определения КПД компьютерных моделей прецессионного редуцирующего механизма описана в [21].

Учитывая зависимость (1.82), определяющую количество роликов в прецессионном редуцирующем механизме, для анализа оптимального количества роликов в его конструкции могут быть приняты следующие значения: 4, 8, 16.

На рисунках 1.36–1.38 показаны графики зависимости КПД от времени в прецессионном редуцирующем механизме при его конструктивных исполнениях, отличающихся использованием различного количества роликов.

Как видно из приведенных графических зависимостей, максимальное значение КПД в прецессионном редуцирующем механизме достигается при использовании в компьютерной модели восьми роликов. Представленные графики могут также косвенным образом отражать и динамику работы редуцирующего механизма. Большая амплитуда изменения значений КПД говорит о наличии значительных колебаний сил и реакций в контактирующих звеньях, а также о неравномерности вращения сателлита. По критерию минимума амплитуды колебания значений КПД можно отдать предпочтение варианту компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма с восьмью роликами.

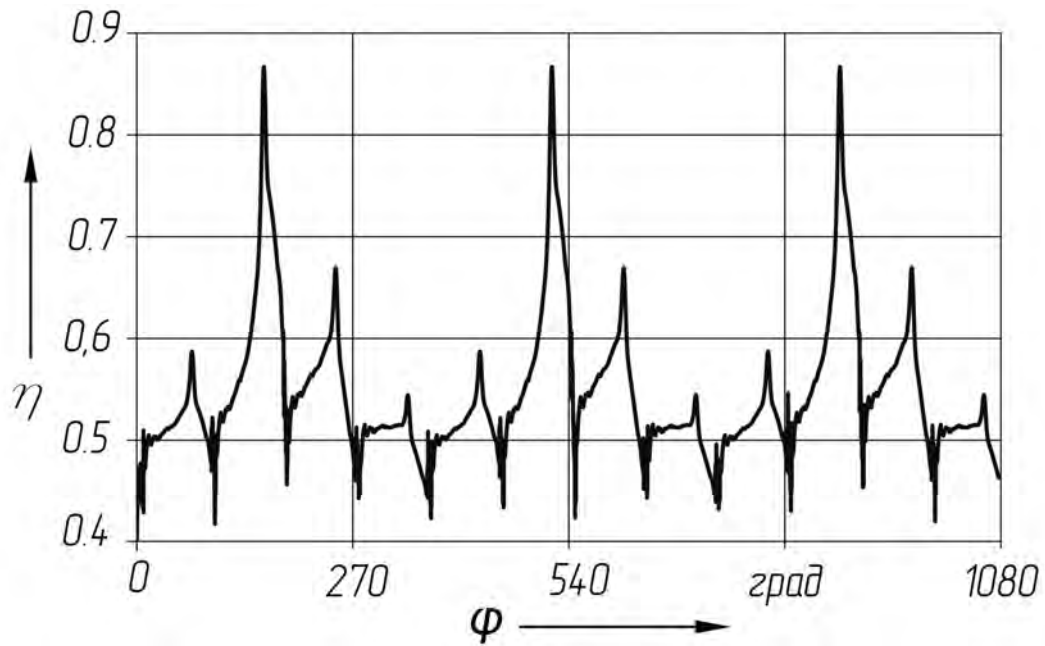


Рисунок 1.36 – Зависимость КПД компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма от времени при использовании в конструкции четырех роликов

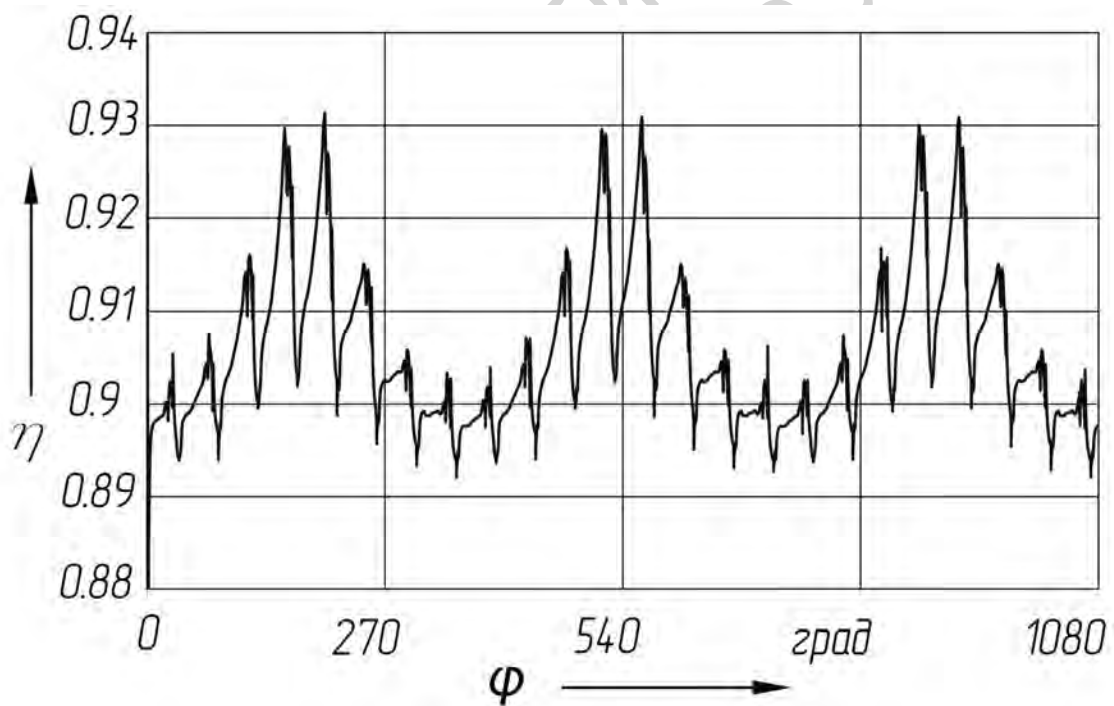


Рисунок 1.37 – Зависимость КПД компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма от времени при использовании в конструкции восьми роликов

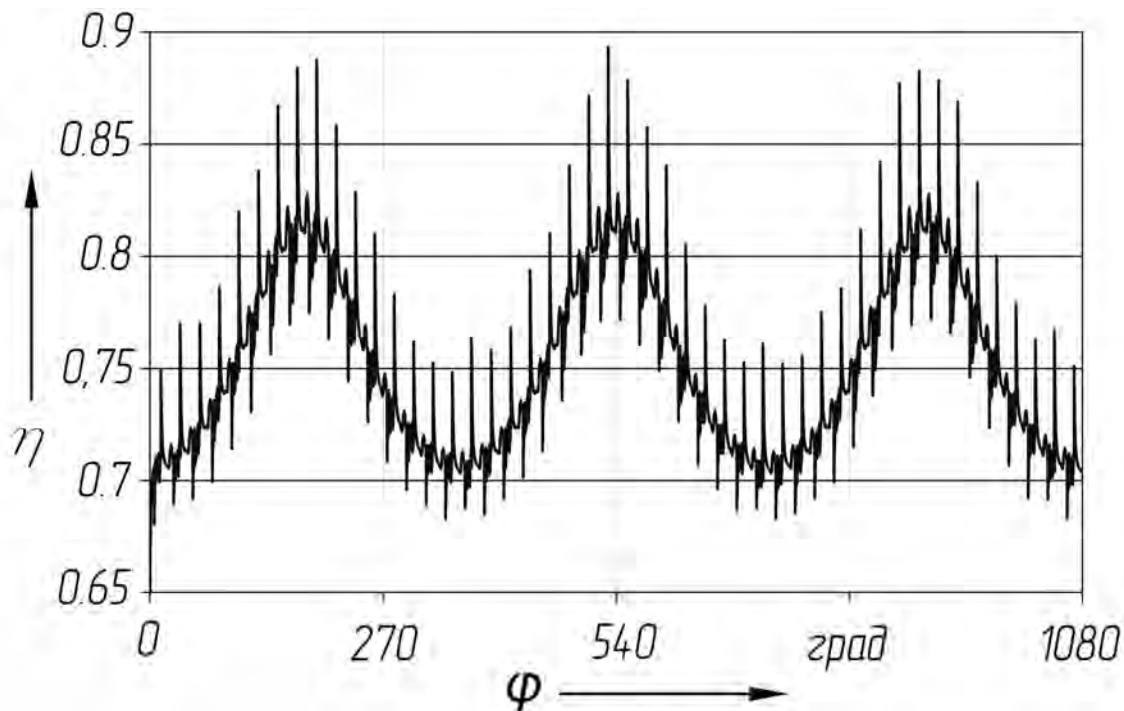


Рисунок 1.38 – Зависимость КПД компьютерной модели прецессионного редуктирующего механизма от времени при использовании в конструкции 16 роликов

1.3.3 Оптимальное значение угла конусности роликов в зацеплении прецессионного редуктирующего механизма. Угол конусности γ ролика является одним из основных параметров зацепления прецессионного редуктирующего механизма, от которого зависят значения контактных напряжений (рисунок 1.39). Его неправильный выбор приводит к кромочному контакту в зацеплении, что напрямую может сказаться на долговечности прецессионного редуктирующего механизма. Далее приведен анализ напряженно-деформированного состояния элементов прецессионного редуктирующего механизма с различными углами конусности ролика γ . Определение его оптимального значения может быть осуществлено на основе визуальной оценки пятна контакта, возникающего в зоне взаимодействия конической части ролика с зубьями реборд сателлита–барабана.

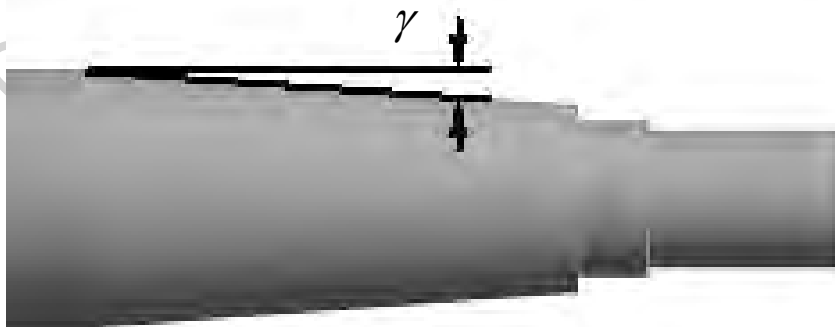


Рисунок 1.39 – Коническая часть ролика прецессионного редуктирующего механизма

Вопрос создания трехмерной компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма был рассмотрен ранее (см. п. 1.3.1). Она включала в себя элементы (сателлит, ролики), определяемые целью расчета – синтезом геометрии контактирующих поверхностей для обеспечения качественного контакта элементов прецессионного редуцирующего механизма. В модели был задан ряд параметров, необходимых для проведения серии вычислительных экспериментов, что позволяет оперативно изменять геометрию редуцирующего механизма за счет двухсторонней связи между Solid Works системой (NX3) и системой расчета (Ansys 12.1).

Трансляция геометрической модели из NX3 осуществлялась путем прямой ее передачи в Ansys 12.1. Корректировка геометрической модели в Ansys 12.1 включала в себя позиционирование элементов редуктора для обеспечения начального контакта роликов и сателлита.

Методика исследования напряженно-деформированного состояния контактирующих деталей редуцирующих механизмов изложена в [22, 23].

Конечно-элементная модель редуктора создавалась при помощи конечных элементов второго порядка (20-ти узловых гексаэдров и 10-ти узловых тетраэдров). Выполнялось локальное улучшение разбивки в зонах контакта сателлита и роликов. В этих зонах были размещены контактные конечные элементы.

Граничные условия определялись исходя из особенностей работы прецессионного редуцирующего механизма.

Расчетная схема прецессионного редуцирующего механизма приведена на рисунке 1.40. Полезным является усилие на конце каната, наматываемого на сателлит. Величина усилия F определялась в соответствии с требованиями испытаний и принималась равной 15000 Н.

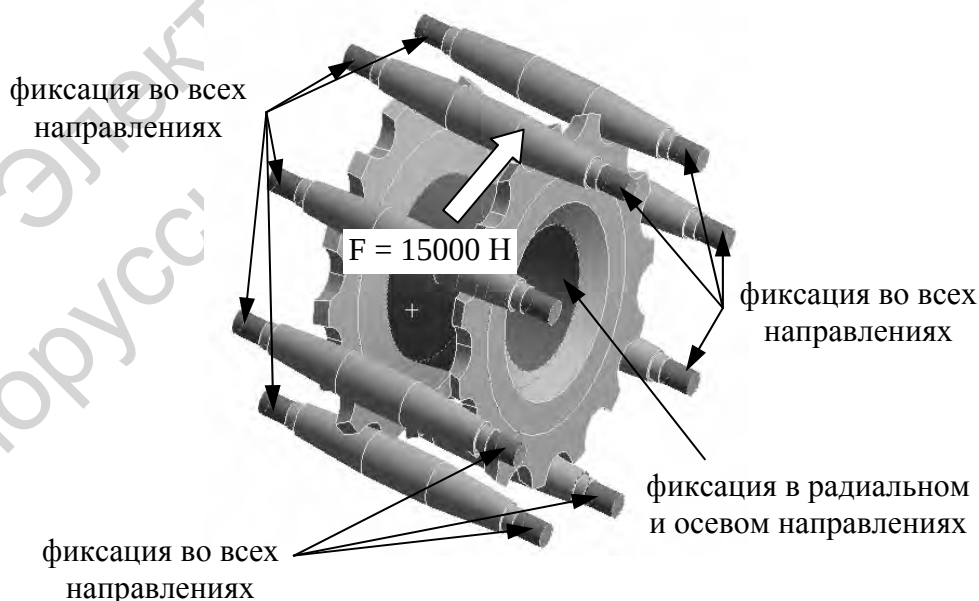
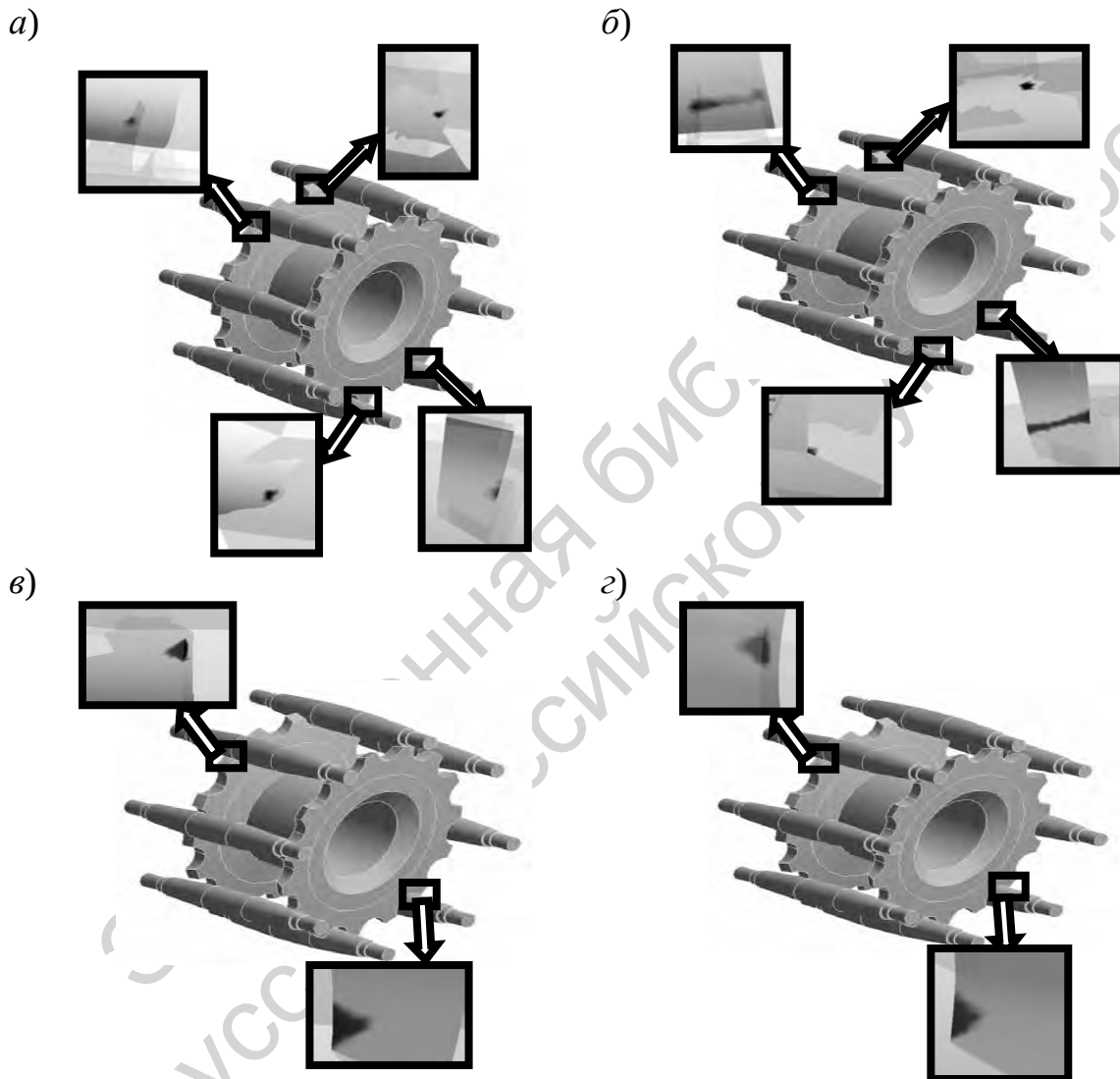


Рисунок 1.40 – Расчетная схема прецессионного редуцирующего механизма для анализа его напряженно-деформированного состояния

При анализе контактных взаимодействий между роликами и зубьями сателлита редуцирующего механизма производилось варьирование углом конусности γ роликов (рисунок 1.41). Угол конуса γ изменялся от 2° до 8° через 2° .

На рисунке 1.41 представлены результаты расчетов компьютерной модели в виде пятен контактов между конической частью роликов и зубьями реборд сателлита.



а – угол конусности 2° ; *б* – угол конусности 4° ; *в* – угол конусности 6° ; *г* – угол конусности 8°

Рисунок 1.41 – Анализ пятен контакта между зубьями сателлита и роликами при различных углах конусности контактирующей поверхности роликов

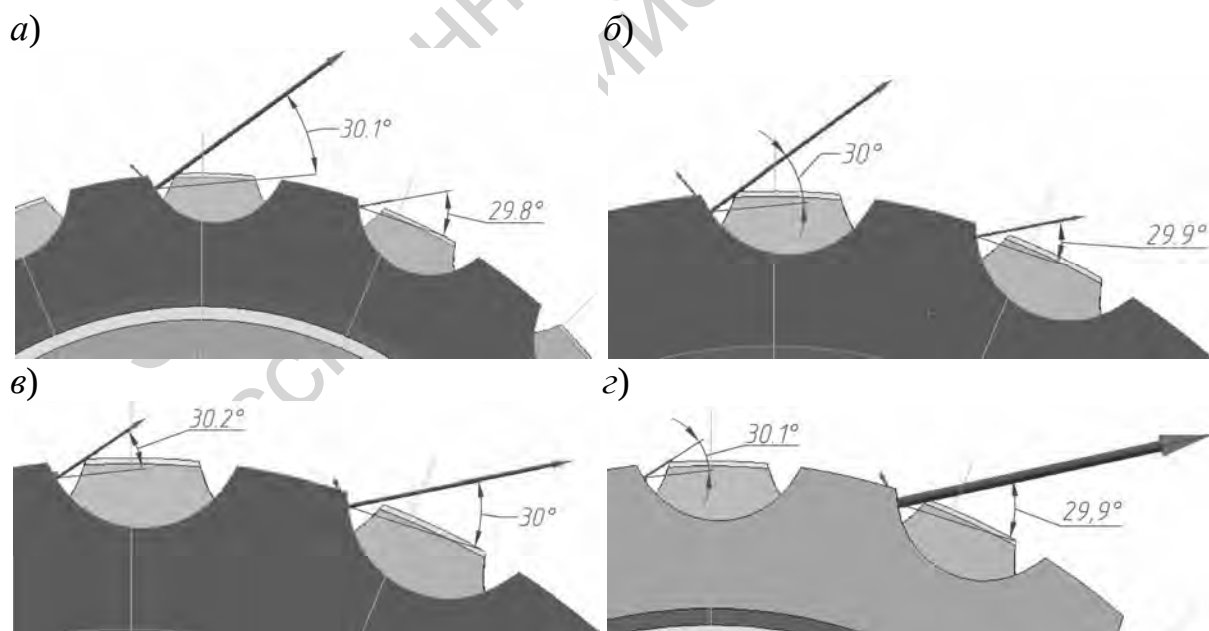
Визуальный анализ рисунка 1.41 показывает, что для рассмотренных значений углов с точки зрения максимальной площади контактного взаимодействия оптимальным является угол конуса γ , близкий к 4° . В этом случае пятно контакта располагается по всей ширине зуба сателлита.

Более точное рассмотрение углов конуса γ показало, что он должен находиться в диапазоне от 4 до 4,5°. Следует отметить, что для углов конуса от 2 до 6° в зацеплении одновременно находится 4 ролика, а при угле конуса выше 6° количество роликов, одновременно находящихся в контакте, уменьшается.

1.3.4 Определение угла зацепления и сил в контакте конических роликов и зубьев сателлита. Ранее были получены выражения для расчета сил в зацеплении и реакций в опорных подшипниках прецессионного редуцирующего механизма. В указанных формулах используется такой параметр, как угол зацепления α . Данный угол может быть определен на основе визуализации направления усилий в контакте, полученной исходя из исследований компьютерной модели.

В приложении COSMOS Motion в соприкосновении сателлита с роликом возможна визуализация динамического вектора, показывающего направление и величину значений усилий. В результате поворота входного вала происходит смещение вектора с одного зуба на другой. На рисунке 1.42 показано зацепление зубьев сателлита с роликами прецессионного редуцирующего механизма при различных угловых положениях ведущего вала.

Как видно, угол зацепления с достаточной для расчетов точностью может быть взят равным 30°.



a – угол поворота входного вала 0°; $б$ – угол поворота входного вала 90°; $в$ – угол поворота входного вала 180°; $г$ – угол поворота входного вала 270°

Рисунок 1.42 – Анализ направления сил в контакте конического ролика с зубьями барабана при различных угловых положениях приводного вала

Ввиду того, что в зацеплении прецессионного редуцирующего механизма находится несколько контактных пар одновременно, аналитическую формулу (1.60) для расчета силы в зацеплении конической части ролика и зубьев сателлита, полученную на основе силового анализа структурной схемы с однопарным зацеплением, нельзя использовать при проведении инженерных расчетов без корректировки.

Одним из путей, позволяющих получить формулу для расчета силы в зацеплении прецессионного редуцирующего механизма и использовать ее для проектировочных расчетов, является корректировка формулы (1.60) на основе проведения исследований компьютерных моделей, т. е. определяется значение сил в зацеплении прецессионного редуцирующего механизма с многопарным зацеплением методами компьютерного моделирования. Затем сравнением значения сил в зацеплении, полученных на основе метода компьютерного моделирования, со значением сил в зацеплении, рассчитанных аналитически, производится корректировка аналитической зависимости (1.60) путем введения корреляционного коэффициента.

Результаты определения сил в зацеплении на основе использования методов компьютерного моделирования на роликах, находящихся в данный момент времени в контакте, отражены на графиках (рисунок 1.43).

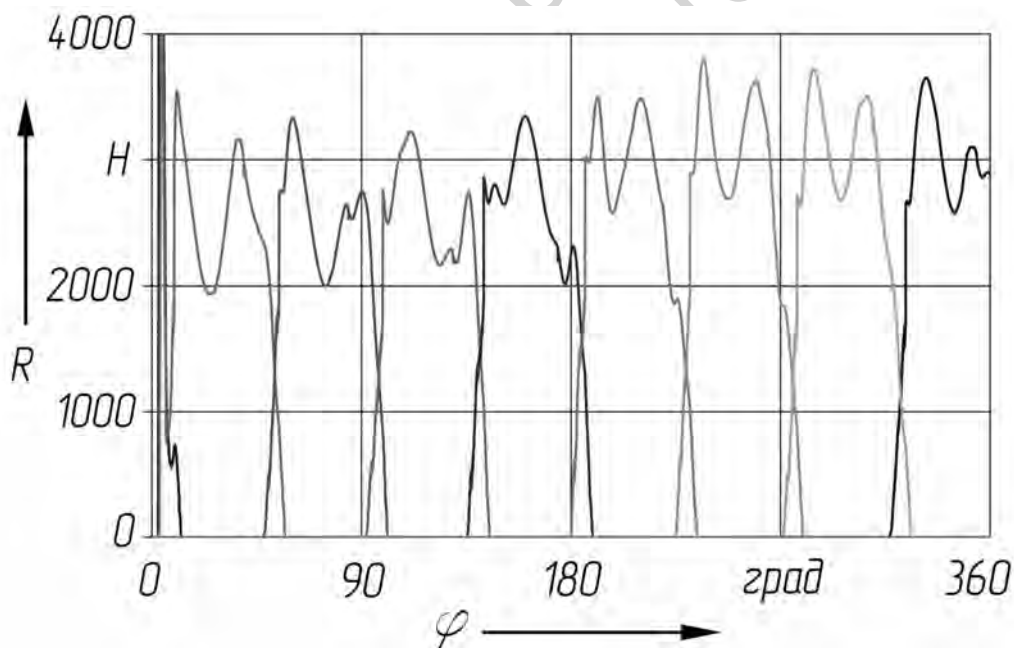


Рисунок 1.43 – Графики зависимости сил в зацеплении ролик–зубья сателлита от угла поворота входного вала

Далее приведена формула для расчета силы взаимодействия роликов с зубьями сателлита, отличающаяся от ранее полученной формулы (1.60) лишь введением в нее корреляционного коэффициента C_1 .

$$R_{A2} = C_1 \cdot \frac{(\Phi_{K2} + T) \cdot z_{K2}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right)}. \quad (1.83)$$

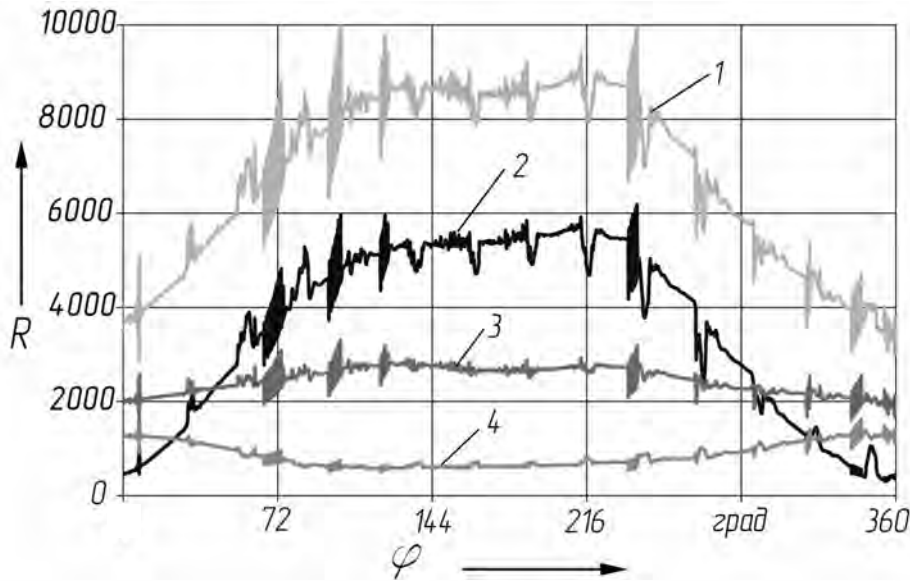
Определить значения коэффициента C_1 возможно путем анализа значений силы R_A , полученных на основе графиков (см. рисунок 1.43), и значений, подсчитанных методом подстановки параметров в формулу (1.60). Расчет конкретного значения коэффициента C_1 для случая применения прецессионного редуцирующего механизма в лебедке аварийно-спасательного устройства приведен в п. 1.3.5.

Целью работы ставилось не определение коэффициента C_1 для всех возможных диапазонов усилий на канате и различных типоразмеров редуцирующего механизма, а определение корреляционного коэффициента для конкретного применения редуцирующего механизма в приводе лебедки для проведения аварийно-спасательных работ.

1.3.5 Уточнение аналитических зависимостей для расчета значений реакций в подшипниковых опорах и контактных напряжений в зацеплении прецессионного редуцирующего механизма. Полученные аналитические зависимости (1.61)–(1.71) для расчета реакций в подшипниковых опорах также нуждаются в корректировке, т. к. при их выводе использовалось допущение о наличии одного ролика в зацеплении. Для этого определим реакции в подшипниковых опорах компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма, применяя методику, подробно изложенную в [21].

Результаты компьютерных исследований по определению реакций в опорных подшипниках отражены графиками (см. рисунок 1.43). Следует отметить, что обозначение опор при построении графиков бралось в соответствии с обозначениями, используемыми на структурной схеме прецессионного редуцирующего механизма, показанного на рисунке 1.25.

Для правильного выбора подшипников следует определить значения реакций. Однако использовать методы компьютерного моделирования при решении инженерных задач нецелесообразно ввиду трудоемкости указанной задачи и необходимости высокой квалификации проектировщика. Поэтому обратились к аналитическим зависимостям для определения реакций в опорных подшипниках, приведенным в разд. 2. На основе сравнения значений реакций в подшипниковых опорах, полученных аналитическим и компьютерным методами (рисунок 1.44), можно будет сделать заключение о возможности использования первых для осуществления проекторно-го расчета.



1 – реакция в опоре D; 2 – реакция в опоре O; 3 – реакция в опоре M; 4 – реакция в опоре L

Рисунок 1.44 – Зависимость реакций в опорных подшипниках от угла поворота входного вала

Так как компьютерные модели были построены на базе определенных геометрических параметров, поэтому эти параметры были использованы и при расчете значений реакций в подшипниковых опорах на основе аналитических зависимостей (1.61); (1.62), (1.63); (1.64); (1.65), (1.67); (1.70), (1.68); (1.69), (1.71).

Далее приведены скорректированные зависимости для расчета реакций в подшипниковых опорах путем введения корреляционных коэффициентов. Значения коэффициентов корреляции C_2 , C_3 , C_4 , C_5 были определены на базе сравнения результатов анализа графиков (см. рисунок 1.44) и значений, рассчитанных на основе аналитических зависимостей (1.61); (1.62), (1.63); (1.64); (1.65), (1.67); (1.70), (1.68); (1.69), (1.71). Расчет конкретных значений коэффициентов C_2 , C_3 , C_4 , C_5 для случая применения прецессионного редуцирующего механизма в лебедке аварийно-спасательного устройства приведен в п. 1.3.6.

$$R_D = C_2 \cdot \sqrt{X_D^2 + Z_D^2}; \quad (1.84)$$

$$R_O = C_3 \cdot \sqrt{X_O^2 + Y_O^2 + Z_O^2}; \quad (1.85)$$

$$R_{M1} = C_4 \cdot \sqrt{X_{M1}^2 + Y_{M1}^2 + Z_{M1}^2}; \quad (1.86)$$

$$R_L = C_5 \cdot \sqrt{X_L^2 + Z_L^2}. \quad (1.87)$$

Ранее, исходя из необходимой канатоемкости барабана, т. е. необходимой длины намотанного на нем каната, была получена зависимость для определения радиуса расположения оси конических роликов относительно оси входного вала R_p .

Окончательно удостовериться в правильности рассчитанного параметра R_p можно лишь после проведения проверочного расчета путем определения величины контактных напряжений в зоне зацепления роликов с зубьями сателлита–барабана и коэффициента запаса. За основу проверочного расчета была взята формула, используемая для определения величины контактных напряжений в цилиндрической зубчатой передаче с внутренним зацеплением зубьев [57–58].

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{\omega_\alpha \cdot E}{\rho_{np}}}, \quad (1.88)$$

где ω_α – удельная расчетная нормальная сила;

E – модуль упругости;

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны зубьев.

Удельная расчетная нормальная сила ω_α определяется по формуле

$$\omega_\alpha = \frac{R_A}{h_c \cdot \cos \alpha} \cdot K, \quad (1.89)$$

где R_A – сила в контакте зацепления ролика и зубьев сателлита;

h_c – рабочая ширина зубчатого венца сателлита;

α – угол зацепления;

K – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба.

Приведенный радиус кривизны зубьев ρ_{np} может быть рассчитан по формуле

$$\rho_{np} = \frac{u \cdot R_p}{u - 1} \cdot \sin \alpha, \quad (1.90)$$

где u – передаточное отношение прецессионного редуцирующего механизма.

Основную трудность в проведении расчетов значения контактного напряжения для прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами вызывает определение значения коэффициента K , учитывающего неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба.

Из формулы (1.88) выразим удельную расчетную нормальную силу:

$$\omega_{\alpha} = \frac{\sigma_H^2 \cdot \rho_{np}}{0,418^2 \cdot E}. \quad (1.91)$$

Подставив полученное выражение в формулу (1.89), выразим коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба:

$$K = \frac{\omega_{\alpha} \cdot h_c \cdot \cos \alpha}{R_A}. \quad (1.92)$$

Определение значения данного коэффициента возможно лишь методами компьютерного моделирования. Исследуя напряженно-деформируемое состояние в контакте конической части роликов и зубьев реборд сателлита-барабана на компьютерных моделях, можно установить конкретные значения максимальных напряжений в зонах контакта (рисунок 1.46).

Далее приведены результаты определения значений максимальных контактных напряжений исходя из исследований напряженно-деформированного состояния контактирующих поверхностей элементов зацепления.

Для определения максимального значения контактных напряжений была рассмотрена уточненная конечно-элементная модель прецессионного редуцирующего механизма с углом конуса роликов $4,2^\circ$ с уменьшенным размером конечных элементов в контактных зонах (рисунок 1.45). Разрешающая способность конечно-элементной модели в контактных областях составила 100 мкм.

В таблице 1.1 приведены механические свойства материала элементов прецессионного редуцирующего механизма – стали 40X.

Таблица 1.1 – Механические свойства материала элементов редуцирующего механизма

Материал	Твердость	Модуль упругости 1-го рода, МПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести σ_T , МПа	Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{\max}$, МПа
Сталь 40X	28...32 HRC	200000	0,3	530	1484*

Расчет конкретного значения коэффициента K неравномерности распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба для случая применения прецессионного редуцирующего механизма в лебедке аварийно-спасательного устройства приведен в п. 1.3.6.

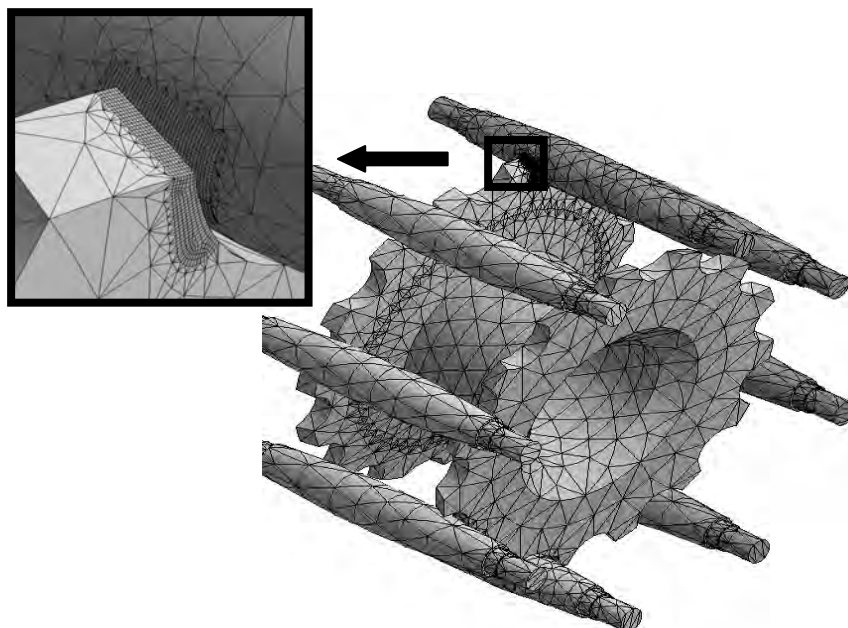


Рисунок 1.45 – Уточненная конечно-элементная модель прецессионного редукрующего механизма

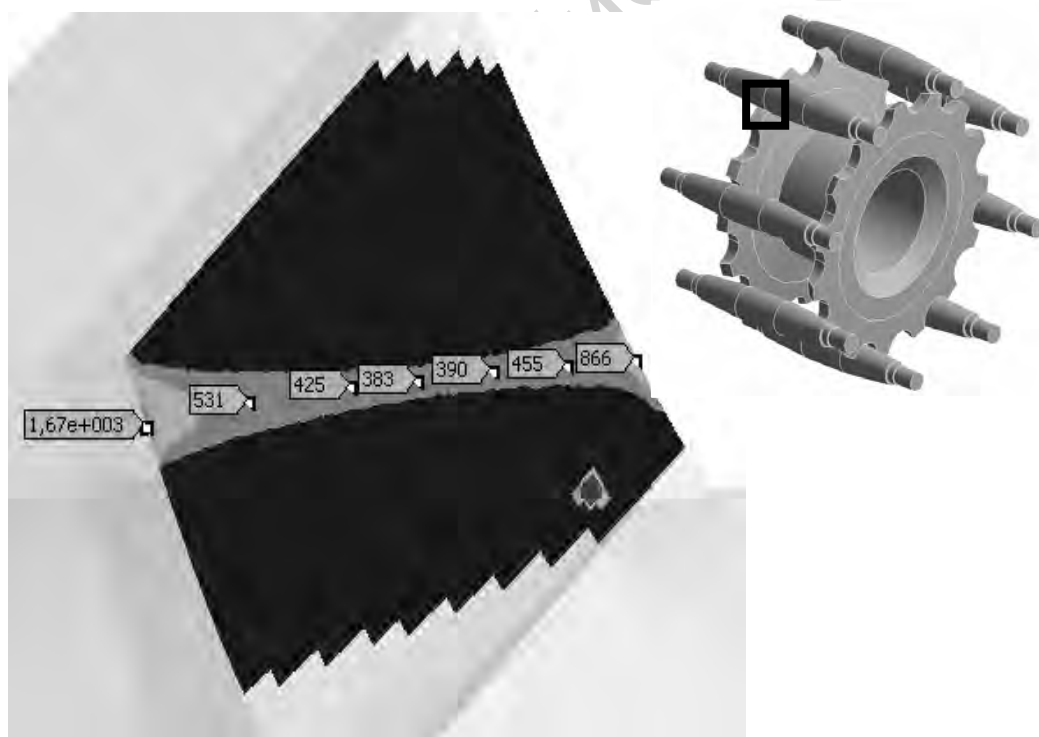
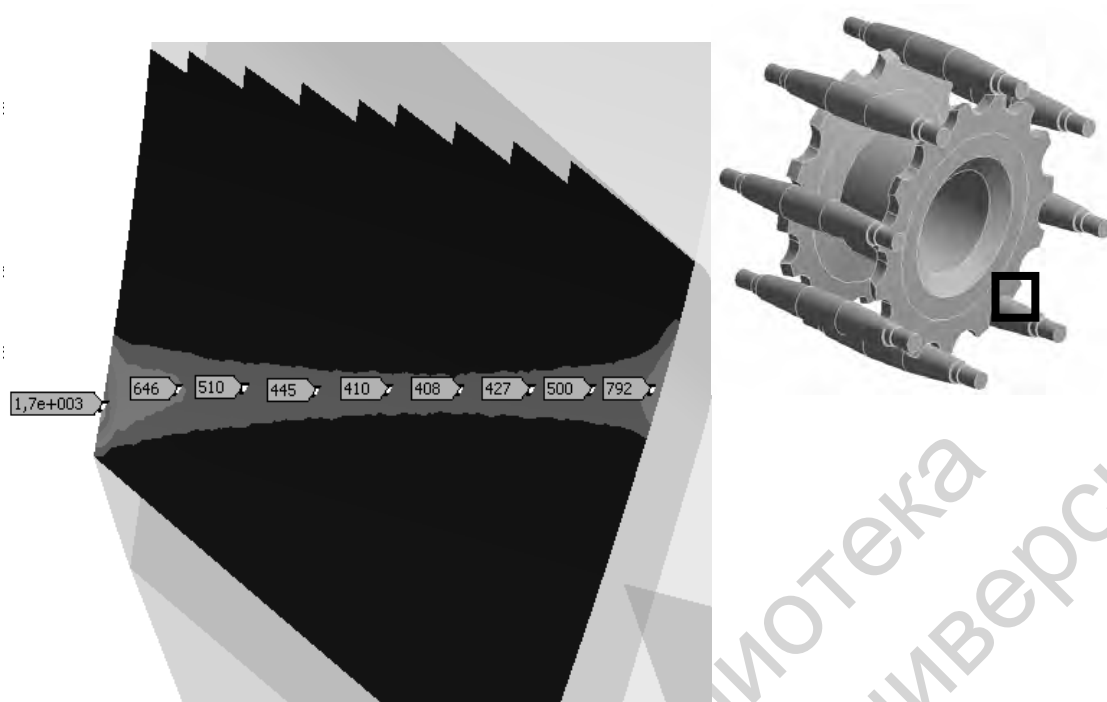


Рисунок 1.46 – Распределение контактных напряжений в зацеплении при $F = 5000$ Н



Окончание рисунка 1.46

Согласно требованию контактной прочности, в зоне зацепления зубьев сателлита и конических роликов должно соблюдаться следующее условие:

$$[\sigma_H] > \sigma_H, \quad (1.93)$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение.

Таким образом, полученные формулы с некоторым приближением позволяют произвести проверочный прочностной расчет зубьев прецессионного редуцирующего механизма.

1.3.6 Определение корреляционных коэффициентов на основе расчета параметров прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами. Как уже было сказано, полученные аналитические зависимости (1.61)–(1.71) для расчета реакций в подшипниковых опорах также нуждаются в корректировке, т. к. при их выводе использовалось допущение о наличии одного ролика в зацеплении. Для определения значений корреляционных коэффициентов необходимо произвести расчет основных параметров прецессионного редуцирующего механизма.

Исходными данными для расчета прецессионного редуцирующего механизма для привода подъемно-тягового аварийно-спасательного устройства являются: $T = 5000 \text{ Н}$ – грузоподъемность лебедки; $F_{\max} = 160 \text{ Н}$ – максимально допустимое усилие на рукоятке; $l = 195 \text{ мм}$ – длина рукоят-

ки; $l_K = 8$ м – длина каната, наматываемого на барабан (канатоемкость).

Далее изложена последовательность расчета параметров прецессионного редуцирующего механизма. Рассчитываемые и исходные параметры приведены на рисунке 1.25.

1 По натяжению каната T принимаем диаметр каната $d_{кан}$, исходя из справочных данных с учетом необходимого для конкретного случая проведения аварийно-спасательных работ коэффициента запаса, равным 5 мм.

2 Исходя из диаметра каната $d_{кан}$, наматываемого на барабан, и его длины l_K определяем следующее:

а) $Y_{K2} = 21$ мм – половина ширины сателлита–барабана;

б) $z_{K2} = 52$ мм – максимальный радиус намотки каната на барабан.

Принимаем на основе полученных результатов компьютерных исследований $\eta = 87\%$.

Предварительно выберем угол нутации $\theta = 10^\circ$ (в соответствии с методикой).

3 Находим радиус впадин зубчатого венца сателлита:

$$R_{fc} = z_{K2} + \frac{d_K}{2} + c_1 = 52 + \frac{5}{2} + 1,5 = 56 \text{ мм},$$

где c_1 – коэффициент, позволяющий создать зазор между канатом в момент его максимальной намотки на барабан и впадиной зуба зубчатого венца сателлита.

4 По заданному значению угла нутации θ определяем передаточное отношение прецессионного редуцирующего механизма:

$$\begin{aligned} u &= \frac{-T \cdot z_{K2}}{F_{\max} \cdot \eta \cdot l + T \cdot z_{K2} \cdot \cos \theta - T \cdot \sin \theta \cdot Y_{K2} \cdot (1 - \cos \varphi) - T \cdot z_{K2}} = \\ &= \frac{-5000 \cdot 52}{160 \cdot 0,87 \cdot 195 + 5000 \cdot 52 \cdot \cos 10^\circ - 5000 \cdot \sin 10^\circ \cdot 21 \cdot (1 - \cos 45^\circ) - 5000 \cdot 52} = \\ &= 14,56 \approx 15. \end{aligned}$$

5 Параметр, определяющий расположение зубчатых венцов барабана в осевом направлении относительно точки прецессии, рассчитываем по следующей формуле:

$$b = \frac{R_{fc}}{u \cdot \sin \theta} = \frac{56}{15 \cdot \sin 10^\circ} = 21,5 \text{ мм}.$$

6 Уточняем значения угла нутации θ .

Параметр θ считается подобранным правильно, если верно условие $b \approx Y_{K2}$. Данное условие верно.

Соблюдение указанного условия добиваемся путем изменения значения в ту или иную сторону угла нутации θ и перерасчета параметра b в соответствии с вышеприведенной формулой (1.73).

7 Определяем высоту зуба исходя из особенностей работы прецессионного редуцирующего механизма:

$$f_c = 2 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \theta + c_2 = 2 \cdot 21,5 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ + 0,4 = 4,19 \text{ мм.}$$

8 Находим радиус вершин зубьев зубчатых венцов сателлита–барабана:

$$R_{ac} = R_{f_c} + f_c = 56 + 4,19 = 60,19.$$

9 Определяем шаг цепи для подбора диаметра ролика:

$$t = 2R_{ac} \cdot \sin \frac{\pi}{u} = 2 \cdot 60,19 \cdot \sin \frac{\pi}{15} = 25,03 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 15127-83 *Фрезы червячные для нарезания зубьев звездочки цепной передачи* ближайший шаг цепи $t = 25,4$ мм.

10 Производим перерасчет радиуса вершин зубьев зубчатых венцов сателлита–барабана с учетом выбранного шага:

$$R_{ac} = \frac{t}{2 \cdot \sin \frac{\pi}{u}} = \frac{25,4}{2 \cdot \sin \frac{\pi}{15}} = 61,08 \text{ мм.}$$

11 Принимаем число конических роликов z_1 , используемых в прецессионном редуцирующем механизме, исходя из критерия минимума механических потерь мощности, равным 8.

12 Радиус, на котором должны располагаться оси конических роликов от оси вращения входного вала, определяем следующим образом:

$$R_p = (R_{ac} + b \cdot \operatorname{tg} \theta) \cdot \cos \theta = (61,08 + 21,5 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ) \cdot \cos 10^\circ = 63,3 \text{ мм.}$$

13 Рассчитываем максимальный диаметр конического ролика d_{p1} , определяемый в сечении, контактирующем с сечением зубчатого венца, наиболее удаленном от точки прецессии:

$$d_{p1} = d_{cm} - c_2 = 15,88 - 0,8 = 15,08 \text{ мм},$$

где d_{cm} – стандартный диаметр ролика, выбираемый из таблицы для определения диаметров ролика цепной передачи на основе ранее определенного шага цепной передачи;

c_2 – значение бокового зазора между поверхностью конического ролика и поверхностью зубьев реборд сателлита–барабана.

14 Исходя из конструктивных соображений задаемся толщиной зубчатого венца: $h_c = 7 \text{ мм}$.

15 Определяем значение силы взаимодействия роликов с зубьями сателлита:

$$\begin{aligned} R_{A2} &= \frac{C_1 \cdot T \cdot z_{K2}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{R_p}{\cos \theta} - b \cdot \operatorname{tg} \theta \right)} = \\ &= \frac{0,7 \cdot 5000 \cdot 52}{\cos 10^\circ \cdot \cos 30^\circ \cdot \left(\frac{63,3}{\cos 10^\circ} - 21,5 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ \right)} = 3528 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Корреляционный коэффициент C_1 рассчитываем через отношение значения силы в зацеплении, полученного из графика (см. рисунок 1.43), равного 3600 Н, и значения силы, полученного на основе зависимости (1.60), равного 5020 Н: $C_1 = 0,7$.

16 Значения корреляционных коэффициентов для расчета реакций в подшипниковых опорах находим через отношение значений реакций, полученных из графиков, изображенных на рисунке 1.44, и теоретических значений реакций, полученных на основе зависимостей (1.61)–(1.71):

$$C_2 = \frac{R_D}{R_D^{теор}} = \frac{10000}{13570} \approx 0,8;$$

$$C_3 = \frac{R_O}{R_O^{теор}} = \frac{6000}{13888} \approx 0,4;$$

$$C_4 = \frac{R_M}{R_M^{теор}} = \frac{3000}{3654} \approx 0,8;$$

$$C_4 = \frac{R_L}{R_L^{теор}} = \frac{1700}{3359} \approx 0,5;$$

$$R_D = C_2 \cdot \sqrt{X_D^2 + Z_D^2} = 0,8 \cdot \sqrt{12289^2 + 6616^2} = 11165 \text{ Н};$$

$$R_O = C_3 \cdot \sqrt{X_O^2 + Y_O^2 + Z_O^2} = 0,4 \cdot \sqrt{12987^2 + 871^2 + 4144^2} = 5464;$$

$$R_M = C_4 \cdot \sqrt{X_M^2 + Y_M^2 + Z_M^2} = 0,8 \cdot \sqrt{3420^2 + 1287^2 + 370^2} = 2939 \text{ Н};$$

$$R_L = C_5 \cdot \sqrt{X_L^2 + Z_L^2} = 0,5 \cdot \sqrt{2897^2 + 2653^2} = 1964 \text{ Н}.$$

17 Проверяем контактирующие звенья зацепления на контактную прочность, рассчитываем коэффициент запаса прочности.

Определяем удельную нормальную силу:

$$\omega_\alpha = \frac{\sigma_H^2 \cdot \rho_{pr}}{0,418^2 \cdot E} = \frac{866^2 \cdot 0,034}{0,418^2 \cdot 2 \cdot 10^5} = 7,243 \cdot 10^5.$$

Определяем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба:

$$K = \frac{\omega_\alpha \cdot h_c \cdot \cos \alpha}{R_A} = \frac{7,243 \cdot 10^5 \cdot 0,007 \cdot \cos 30^\circ}{5100} = 0,861.$$

Определяем величину контактных напряжений в зоне зацепления роликов с зубьями сателлита-барабана:

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{\omega_\alpha \cdot E}{\rho_{pr}}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{4,4 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^{11}}{0,034}} = 672 \text{ МПа};$$

$$\omega_\alpha = \frac{R_A}{h_c \cdot \cos \alpha} \cdot K = \frac{3528}{0,007 \cdot \cos \alpha} \cdot 0,861 = 4,4 \cdot 10^5.$$

Проверяем условие контактной прочности в зоне зацепления зубьев сателлита и конических роликов:

$$[\sigma_H] > \sigma_H;$$

$$[1484] \text{ МПа} > 672 \text{ МПа}.$$

Если допускаемое контактное напряжение меньше расчетного значения, то необходимо увеличить толщину зубчатого венца h_c .

1.4 Экспериментальные исследования прецессионных редуцирующих механизмов и рекомендации по их внедрению в приводы подъемно-тяговых устройств

1.4.1 Методика расчета параметров прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для работы в приводе аварийно-спасательного устройства. Ранее были определены формулы, на основе которых возможен расчет параметров прецессионного редуцирующего механизма. Расположив последовательно эти формулы, получим методику расчета.

Исходными данными для расчета прецессионного редуцирующего механизма для привода подъемно-тягового аварийно-спасательного устройства являются: T – грузоподъемность лебедки; $F_{\max}$ – максимально допустимое усилие на рукоятке; l – длина рукоятки; l_K – длина каната, наматываемого на барабан (канатоемкость).

Далее изложена последовательность расчета прецессионного редуцирующего механизма.

1 По натяжению каната T определяем, исходя из справочных данных с учетом необходимого для конкретного случая проведения аварийно-спасательных работ коэффициента запаса, диаметр каната $d_{кан}$.

2 Исходя из диаметра $d_{кан}$ и длины l_K каната, наматываемого на барабан, определяем следующее:

- Y_{K2} – половина ширины барабана–сателлита;
- z_{K2} – максимальный радиус намотки каната на барабан.

3 Находим радиус впадин зубчатого венца сателлита по формуле

$$R_{fc} = z_{K2} + \frac{d_K}{2} + c_1, \quad (1.94)$$

где c_1 – коэффициент, позволяющий создать зазор между канатом в момент его максимальной намотки на барабан и впадиной зуба зубчатого венца сателлита.

4 По заданному значению угла нутации θ , принятому в пределах от 3 до 10°, определяем передаточное отношение прецессионного редуцирующего механизма:

$$u = \frac{-T \cdot z_{K2}}{F_{\max} \cdot \eta \cdot l + T \cdot z_{K2} \cdot \cos \theta + 2 \cdot T \cdot \sin \theta \cdot Y_{K2} - T \cdot z_{K2}}, \quad (1.95)$$

где l – длина рукоятки;

η – КПД прецессионного редуцирующего механизма.

5 Параметр, определяющий расположение зубчатых венцов барабана в осевом направлении относительно точки прецессии, находим по следующей формуле:

$$b = \frac{R_{fc}}{u \cdot \sin \theta}. \quad (1.96)$$

6 Уточнением значение угла нутации θ .

Параметр θ считается подобранным правильно, если соблюдается условие $b \approx Y_{K2}$.

Соблюдение указанного условия добиваемся путем изменения значения в ту или иную сторону угла нутации θ и перерасчета параметра b в соответствии с вышеприведенной формулой (1.96).

7 Определяем высоту зуба исходя из особенностей работы прецессионного редуцирующего механизма:

$$f_c = 2 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \theta. \quad (1.97)$$

8 Радиус вершин зубьев зубчатых венцов сателлита–барабана определяем следующим образом:

$$R_{ac} = R_{fc} + f_c. \quad (1.98)$$

9 Определяем шаг цепи для подбора диаметра ролика:

$$t = 2R_{ac} \cdot \sin \frac{\pi}{u}. \quad (1.99)$$

10 Действительное число конических роликов z_1 , используемых в прецессионном редуцирующем механизме, определяем следующим образом:

$$z_1 = \frac{u + 1}{n}, \quad (1.100)$$

где n – целое число, принято равным 2.

11 Радиус, на котором должна располагаться ось конического ролика от оси вращения входного вала, находим по формуле

$$R_p = (R_{ac} + b \cdot \operatorname{tg} \theta) \cdot \cos \theta. \quad (1.101)$$

12 Максимальный диаметр конического ролика d_{p1} , определяемый в сечении, контактирующем с сечением зубчатого венца, наиболее удаленном от точки прецессии, равен:

$$d_{p1} = d_{cm} - c_2, \quad (1.102)$$

где d_{cm} – стандартный диаметр ролика, выбираемый из таблицы для определения диаметров ролика цепной передачи на основе ранее определенного шага цепной передачи;

c_2 – значение бокового зазора между поверхностью конического ролика и поверхностью зубьев реборд сателлита–барабана.

13 Исходя из прочностных соображений задается предварительно толщиной зубчатого венца h_c .

14 Определяем значение силы взаимодействия роликов с зубьями сателлита:

$$R_A = C_1 \cdot \frac{(\Phi_{K2} + T) \cdot z_{K2}}{\cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \frac{R_p}{\cos \theta}}. \quad (1.103)$$

15 Определяем усилия в опорных подшипниках и осуществляем их подбор по значениям подсчитанных усилий на основе стандартных методик:

$$R_D = C_2 \cdot \sqrt{X_D^2 + Z_D^2}; \quad (1.104)$$

$$R_O = C_3 \cdot \sqrt{X_O^2 + Y_O^2 + Z_O^2}; \quad (1.105)$$

$$R_M = C_4 \cdot \sqrt{X_M^2 + Y_M^2 + Z_M^2}; \quad (1.106)$$

$$R_L = C_5 \cdot \sqrt{X_L^2 + Z_L^2}. \quad (1.107)$$

16 Проверяем контактирующие звенья зацепления на контактную прочность, рассчитываем коэффициент запаса:

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{\omega_\alpha \cdot E}{\rho_{pr}}}; \quad (1.108)$$

$$\omega_\alpha = \frac{R_A}{h_c \cdot \cos \alpha} \cdot K; \quad (1.109)$$

$$K_3 = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H}. \quad (1.110)$$

Если коэффициент запаса меньше требуемого значения, то увеличивают толщину зубчатого венца h_c .

1.4.2 Конструкция прецессионного редуцирующего механизма для привода аварийно-спасательного устройства. На основе рассчитанных параметров разработана конструкция лебедки, описание которой приведено далее. Разработка производилась в соответствии с техническими условиями ТУ ВУ 700192199.002-2008.

На рисунке 1.47 показан общий вид лебедки в первом угловом положении эксцентриковой втулки относительно приводного вала, когда наружная поверхность эксцентриковой втулки имеет максимальное значение эксцентриситета относительно оси вращения приводного вала, что обеспечивает взаимодействие зубчатых венцов барабана с конической частью роликов. На рисунке 1.48 – общий вид лебедки во втором угловом положении эксцентриковой втулки, смещенном относительно первого положения на угол 180° , когда эксцентриситет наружной ее поверхности относительно оси вращения приводного вала отсутствует, что обеспечивает выход зубчатых венцов реборд барабана с контактного взаимодействия с коническими роликами. На рисунке 1.49 – взаимное расположение втулок и элементов фиксации на приводном валу в первом положении. На рисунке 1.50 – вид лебедки с элементами стопорения приводного вала (храповой механизм и собачка) и элементами подпружинивания каната лебедки (две подпружиненные друг к другу планки).

Лебедка содержит корпус 1, барабан 2 для намотки каната, установленный на эксцентриковом приводном валу 3, причем каждая из реборд барабана имеет свой зубчатый венец, размещенный с возможностью взаимодействия с роликами 4, контактирующие поверхности которых выполнены коническими с возрастанием диаметрального размера ролика к центру барабана лебедки, равномерно расположенными в отверстиях на торцах крышек 5 и 6, а также рукоятку 7, жестко связанную с приводным валом 3 (см. рисунок 1.47). Причем зубья реборд барабана имеют профиль зубьев звездочки цепной передачи, смещенный друг относительно друга на угол $180/z$, где z – число зубьев зубчатого венца реборды барабана.

На наружной эксцентриковой части приводного вала 3 размещена эксцентриковая втулка 8, эксцентриситет которой равен по величине эксцентриситету наружной поверхности эксцентриковой части приводного вала 3. На эксцентриковой втулке 8 и наружной концентричной части приводного вала установлены два сферических подшипника 9 и 10, на наружных поверхностях которых размещен барабан 2. В первом угловом положении

эксцентриковой втулки 8 относительно приводного вала ее наружная поверхность имеет максимальное значение эксцентриситета относительно оси вращения приводного вала 3, что обеспечивает взаимодействие зубчатых венцов барабана 2 с конической частью роликов 4 (см. рисунок 1.47). Во втором угловом положении эксцентриковой втулки 8, смещенном относительно первого положения на угол 180° , эксцентриситет наружной ее поверхности относительно оси вращения приводного вала 3 отсутствует, что обеспечивает выход зубчатых венцов реборд барабана 2 с контактного взаимодействия с коническими роликами 4 (см. рисунок 1.48). Для обеспечения поворота эксцентричной втулки 8 относительно приводного вала 3 имеется дополнительная концентричная втулка 11, размещенная на концентричной части приводного вала 3. На торцах указанных концентричной втулки 11 и эксцентричной втулки 8 для передачи вращения имеются пазы (см. рисунок 1.49). Фиксация углового положения дополнительной концентричной втулки 11 относительно приводного вала 2 осуществляется с помощью стопорного стержня 12, подпружиненного в направлении отверстия, выполненного на приводном валу 3 перпендикулярно его оси.

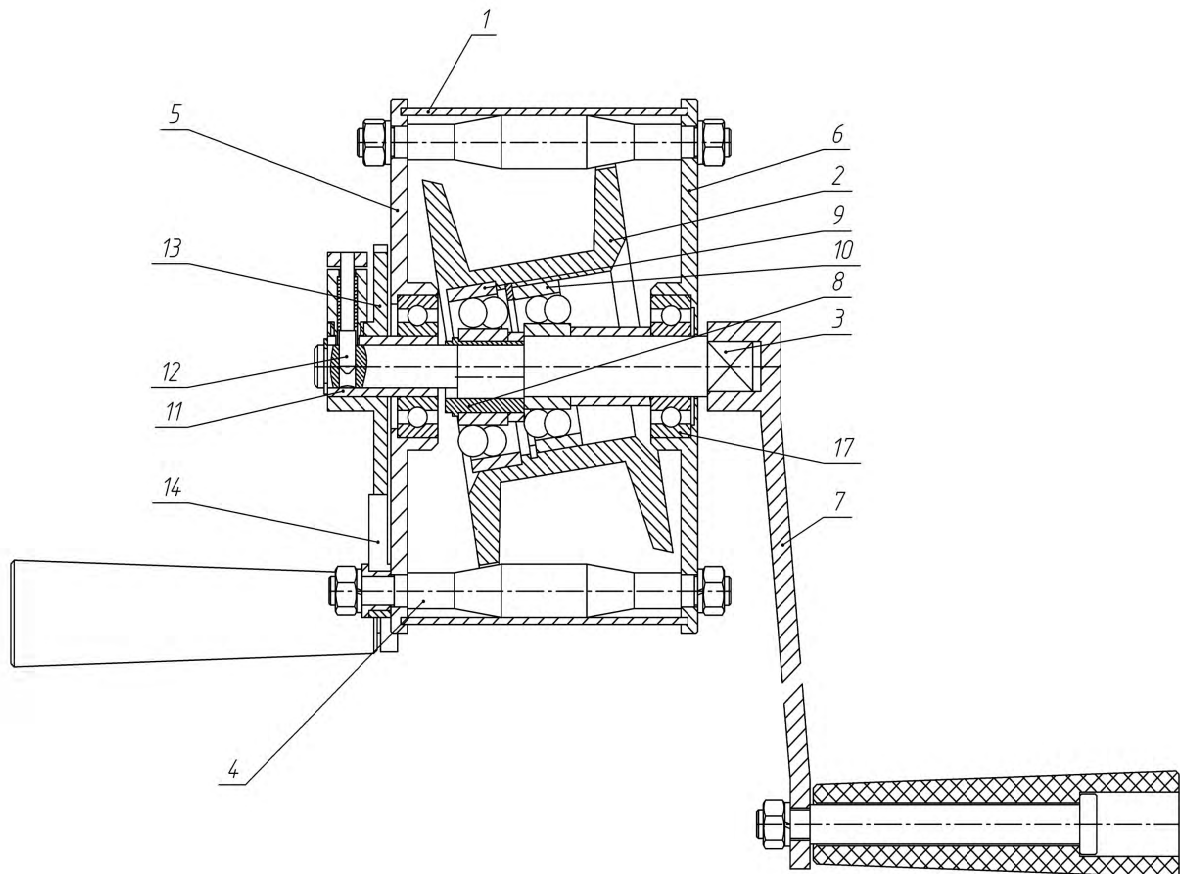


Рисунок 1.47 – Общий вид лебедки в первом угловом положении эксцентриковой втулки относительно приводного вала

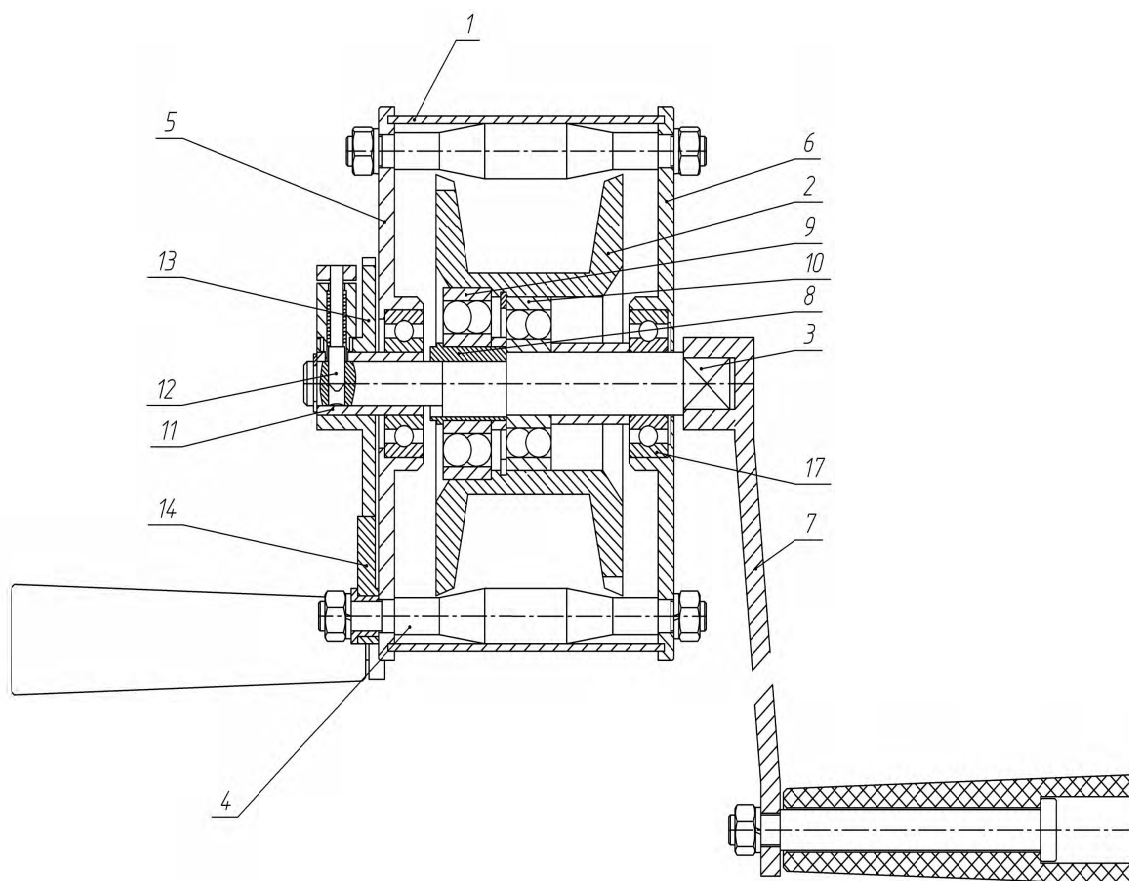


Рисунок 1.48 – Общий вид лебедки во втором угловом положении эксцентриковой втулки

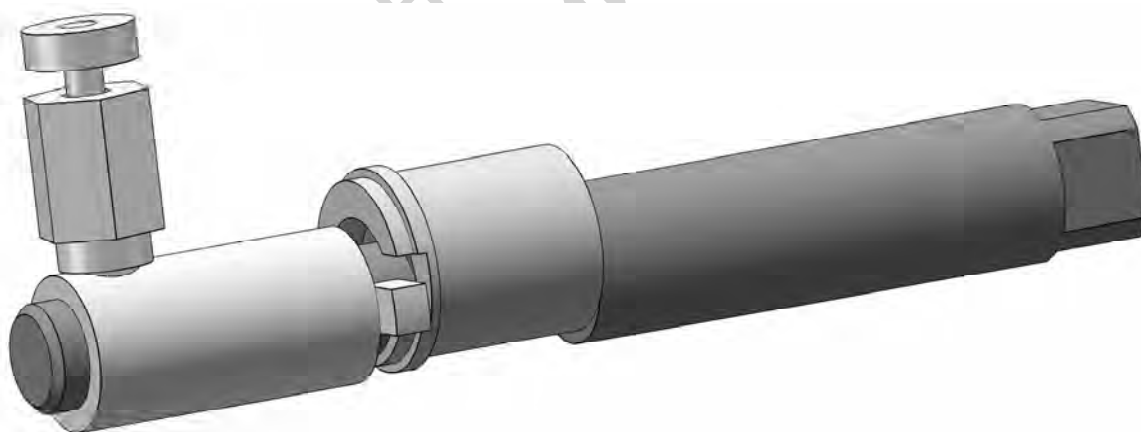


Рисунок 1.49 – Взаимное расположение втулок и элементов фиксации на приводном валу в первом положении эксцентриковой втулки

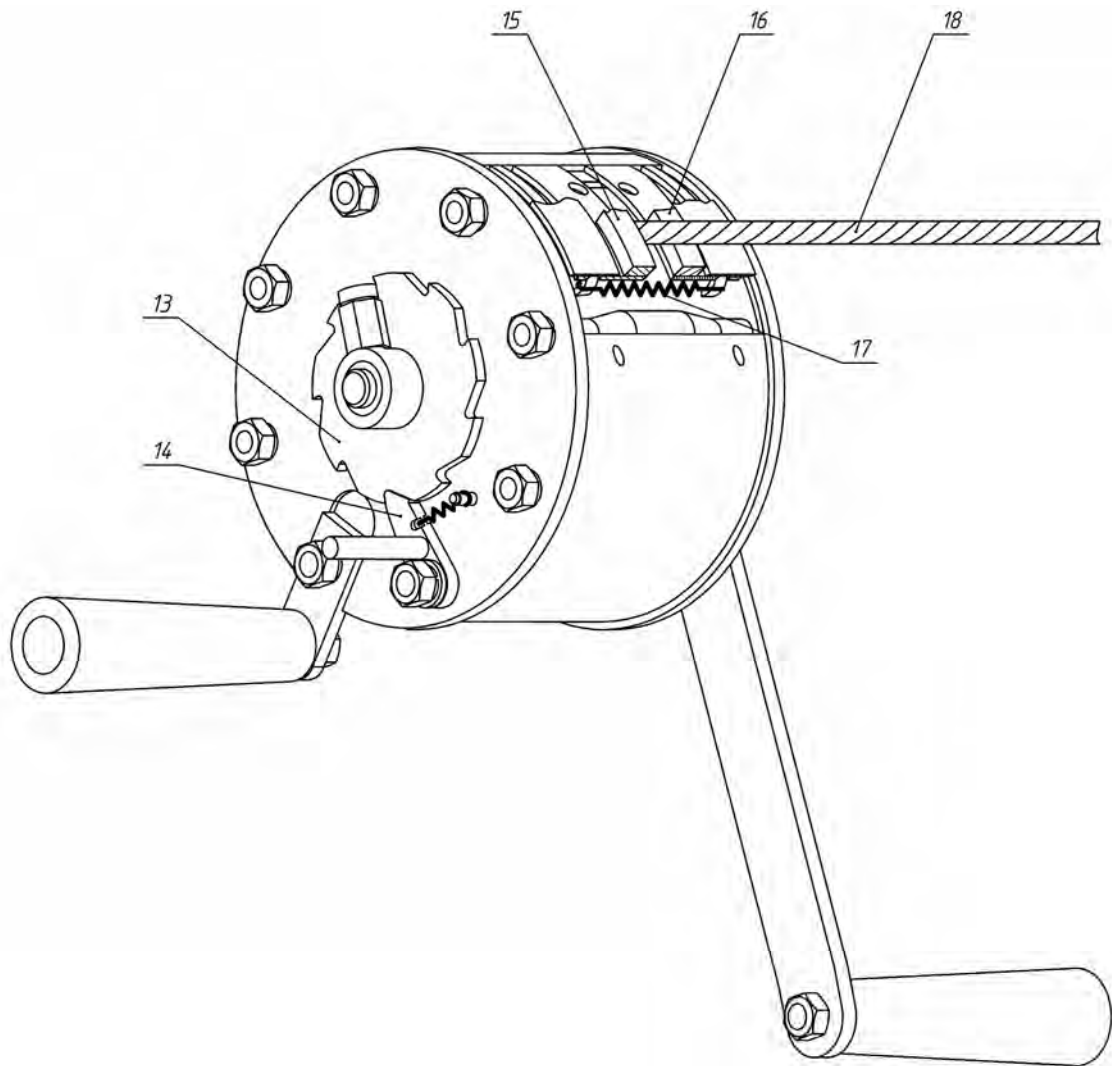


Рисунок 1.50 – Вид лебедки с элементами стопорения приводного вала и подпружинивания каната

Лебедка снабжена храповым механизмом, храповое зубчатое колесо 13 которого жестко связано с приводным валом 3, а собачка 14 размещена на торце крышки 5. Лебедка имеет прижимное устройство, представляющее собой две планки 15 и 16, между которыми расположен канат 18 с возможностью перемещения планок 15 и 16 в направляющих, параллельные оси вращения приводного вала 3 и подпружиненные друг к другу упругими элементами 17 (см. рисунок 1.50).

Лебедка работает следующим образом. Вращение от рукоятки 7 передается на приводной вал 3. В угловом положении эксцентриковой втулки 8 относительно приводного вала 3, когда их эксцентриситеты суммируются, наружная поверхность эксцентриковой втулки 8 имеет максимальное значение эксцентриситета относительно оси вращения приводного вала 3, что обеспечивает взаимодействие зубчатых венцов барабана 2 с конической частью роликов 4 (см. рисунок 1.47). Вращением приводного вала 3, благодаря наличию эксцентриситета наружной поверхности эксцентриковой втулки 8,

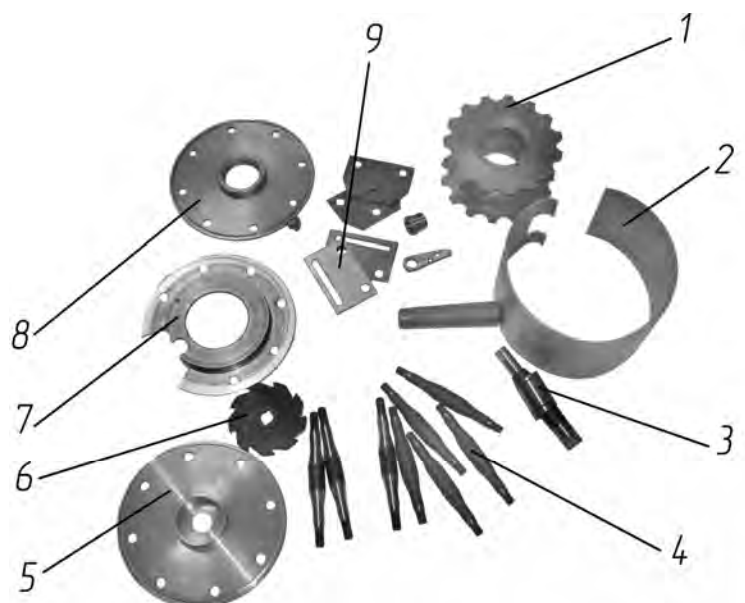
а также двух сферических подшипников 9 и 10, барабан 2 совершает колебательные движения. Зубчатые венцы, выполненные на ребордах барабана 2, взаимодействуют с конической частью роликов 4. Благодаря данному взаимодействию барабан 2 получает вращательное движение вокруг своей оси, что приводит к наматыванию на его поверхность закрепленного каната. Для осуществления более плотной намотки каната 18 на барабан 2 даже в случае, когда на канате нет натяжения, используется прижимное устройство, т. е. канат, находящийся между подпружиненными навстречу друг другу планками 15 и 16 с помощью упругого элемента (пружины) 17, не имеет возможности находиться в свободном (не натянутом) состоянии на барабане 3, что способствует более плотной его укладке. Для предотвращения самопроизвольного разматывания каната в лебедке используется храповой механизм. Приводной вал 3, благодаря закрепленному на нем храповому зубчатому колесу 13 и собачке 14, размещенной на корпусе крышки 5, совершает вращение только в направлении в сторону, обеспечивающую намотку каната на барабан 2. В случае необходимости опускания груза имеется возможность вывода собачки 14 из зацепления с храповым зубчатым колесом 13.

При необходимости ускоренной размотки каната с барабана 2 стопорный стержень 12 выводится из отверстия приводного вала 3 и дополнительная концентричная втулка 11 совершает поворот на угол 180° . Благодаря наличию пазов на торце втулки 11 и пазов на торце эксцентриковой втулки 8 осуществляется угловой поворот последней на эксцентриковой части приводного вала 3. Равенство эксцентриситетов эксцентриковой втулки 8 и эксцентриковой части приводного вала 3 и расположение их в противофазе обеспечивает отсутствие эксцентриситета наружной поверхности эксцентриковой втулки 8 относительно оси вращения приводного вала 3, а отсутствие эксцентриситета – выход зубчатых венцов реборд барабана 2 с контактного взаимодействия с коническими роликами 4 (см. рисунок 1.48). Таким образом, барабан 2 оказывается свободным от зацепления и намотанный на нем канат может быть ускоренно размотан.

В рассматриваемой лебедке вывод зубьев реборд барабана 3 из зацепления с роликами осуществляется путем поворота дополнительной концентричной втулки 11 на приводном валу 3. Габаритные размеры лебедки при этом не увеличиваются. Кроме этого, в предлагаемой лебедке обеспечивается надежный ввод зубьев реборд барабана 2 в зацепление с коническими роликами 4.

Следует также отметить, что зубья реборд барабана предлагаемой лебедки представляют собой профиль зубьев звездочки цепной передачи. Этот профиль является высокотехнологичным в изготовлении. Контакт зубьев происходит с конической частью роликов, угол конуса которой подбирается таким образом, чтобы обеспечить полное контактное зацепление. Использование высокотехнологичного профиля зубьев зубчатого венца барабана 2 позволяет снизить себестоимость изготовления лебедки в целом.

На основе разработанной документации изготовлены детали и собраны экспериментальные образцы лебедки (рисунки 1.51 и 1.52).



1 – барабан; 2 – корпус; 3 – вал эксцентриковый; 4 – ролики; 5 – крышка левая; 6 – храповое колесо; 7 – крышка защитная; 8 – крышка правая; 9 – элементы механизма натяжения троса

Рисунок 1.51 – Детали лебедки, разработанной на основе прецессионного редукцирующего механизма

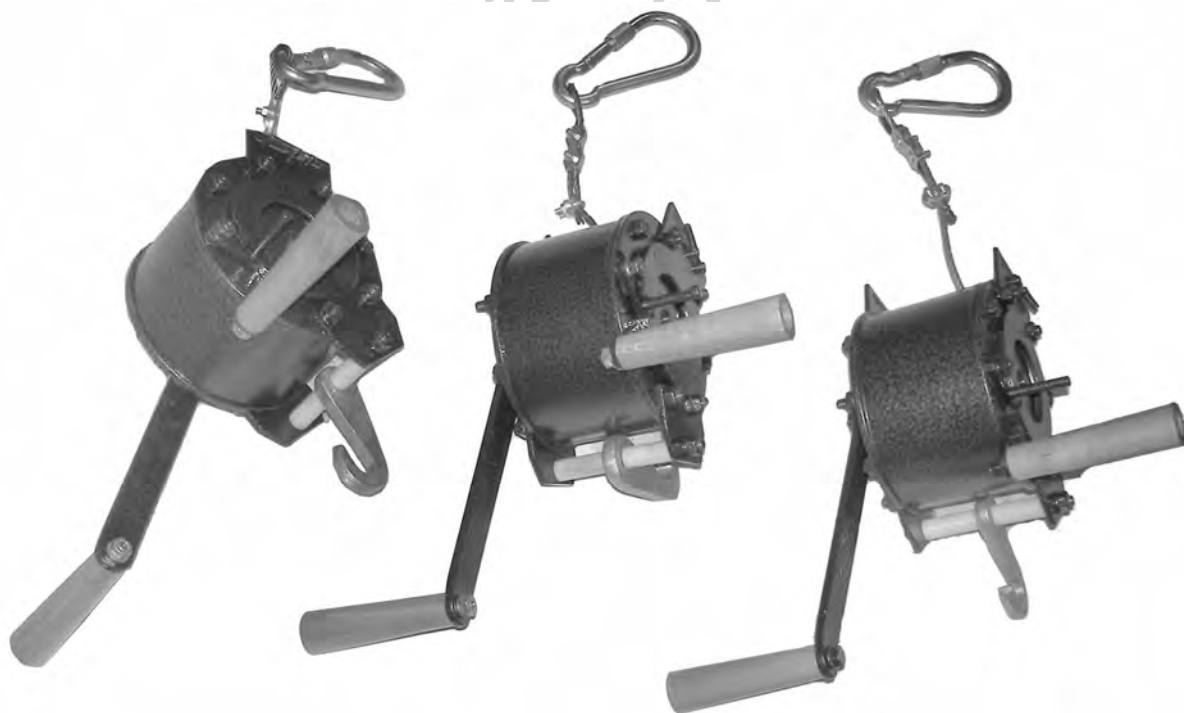


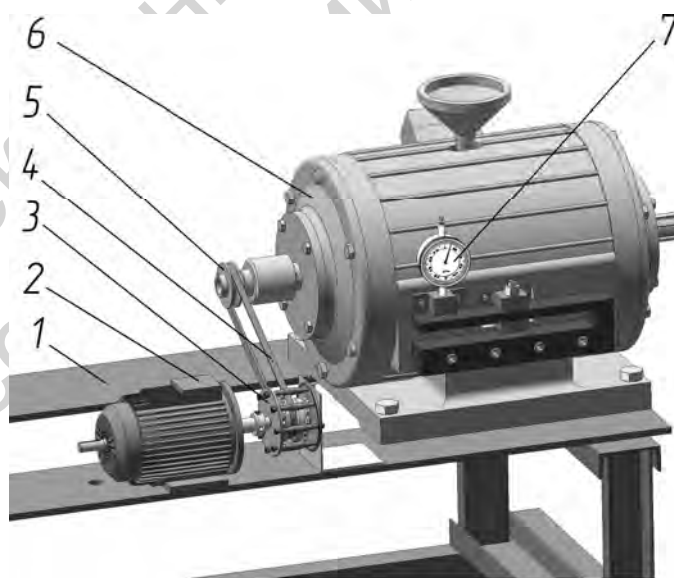
Рисунок 1.52 – Экспериментальные образцы лебедки, разработанной на основе прецессионного редукцирующего механизма

1.4.3 Анализ результатов стендовых ресурсных испытаний прецессионного редуцирующего механизма. При проектировании редуцирующих узлов к конкретным приводным устройствам иногда нет необходимости при ресурсных испытаниях доводить редуцирующие узлы до критических состояний в условиях эксплуатации. Ресурсные испытания могут быть проведены на основе использования ускоренных методик. Если режим работы устройства кратковременный, то достаточно провести ресурсные испытания, по длительности равные ресурсу работы приводного устройства.

К устройствам, режим работы редуцирующего узла которых является кратковременным, относится и устройство для проведения аварийно-спасательных работ. Далее описаны конструкция стенда и методика проведения испытаний.

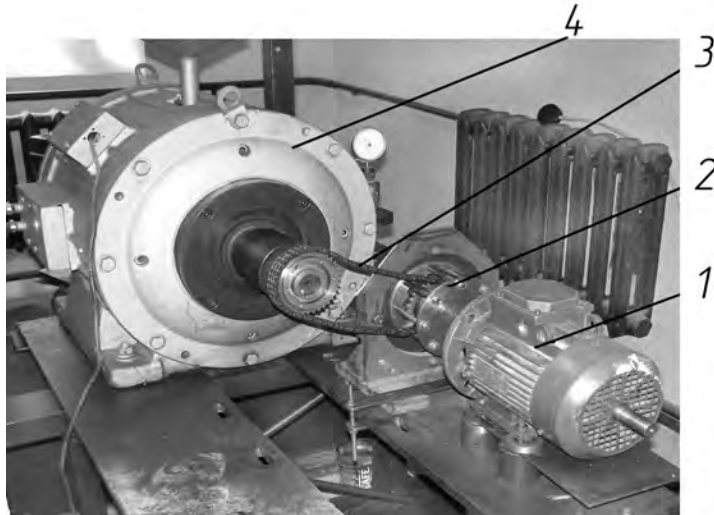
Испытания прецессионного редуцирующего механизма проводились на специально разработанном стенде [24]. На рисунке 1.53 показана его компьютерная модель. На рисунке 1.54 изображен общий вид стенда и испытываемого прецессионного редуцирующего механизма.

Специализированный стенд состоит из основания 1, на котором размещен приводной электродвигатель 2, приводящий во вращение испытываемый прецессионный редуцирующий механизм 3. Нагрузка с барабана прецессионного редуцирующего механизма передается на порошковый тормоз 6 с помощью цепи 4 и звездочки 5. Величина нагрузки определяется при помощи индикатора 7, тарировка которого по нагрузочному моменту была произведена заранее.



1 – основание; 2 – электродвигатель; 3 – редуцирующий механизм; 4 – цепь; 5 – звездочка; 6 – тормоз порошковый; 7 – индикатор часового типа

Рисунок 1.53 – Компьютерная модель специализированного стенда



1 – приводной электродвигатель; 2 – испытываемый прецессионный редуктор; 3 – цепная передача; 4 – порошковый тормоз

Рисунок 1.54 – Специализированный стенд и испытываемый прецессионный редуктор

Испытанию был подвергнут экспериментальный образец прецессионного редуктора, описание конструкции которого было приведено ранее (см. рисунок 1.47).

Вначале производился запуск специализированного стенда вхолостую (без нагрузки), при котором проверялась правильность установки и подключения прецессионного редуктора. После установки минимальной нагрузки включался электродвигатель 1, проверялась на ходу правильность монтажа и производилась приработка прецессионного редуктора 1 в течение 45 мин (см. рисунок 1.54). Затем создавалась нагрузка до 25 % номинальной, контролировалась ее величина по показаниям индикатора 7 (см. рисунок 1.53) и производилась обкатка прецессионного редуктора в течение часа. Далее, ступенчато повышая нагрузку до 50, 75 и 100 % от номинальной, продолжали обкатку в течение часа на каждой ступени нагружения. Затем нагрузка повышалась до максимальной и проводились контрольные испытания в течение 3 ч, после чего производилась разборка редуктора для оценки изнашиваемости его взаимодействующих звеньев. Следующим этапом испытаний являлась проверка возможности выработки редуктором его ресурса работы при номинальной нагрузке.

Проведенные испытания учитывали специфику работы прецессионного редуктора в приводе устройства для проведения аварийно-спасательных работ в условиях, близких к эксплуатационным. Номинальная нагрузка на выходе прецессионного редуктора составляла 200 Н·м.

Исходя из условий эксплуатации прецессионного редуктора ме-

ханизма в устройстве для проведения аварийно-спасательных работ до начала испытаний было рассчитано суммарное время работы прецессионного редуцирующего механизма (ресурс) в приводе аварийно-спасательного устройства, формула для определения которого может быть записана в следующем виде:

$$t_{\Sigma} = L_{\text{год}} \cdot 365 \cdot k_{\text{сум}} \cdot t_{\text{сум}}, \quad (1.111)$$

где $L_{\text{год}}$ – срок службы прецессионного редуцирующего механизма;
 $k_{\text{сум}}$ – коэффициент использования прецессионного редуцирующего механизма в течение суток;
 $t_{\text{сум}}$ – продолжительность цикла «включение–отключение» прецессионного редуцирующего механизма в течение суток.

Срок службы $L_{\text{год}}$ прецессионного редуцирующего механизма в составе привода аварийно-спасательного устройства был принят равным 10 лет, прецессионный редуцирующий механизм эксплуатируется 365 дней в году по 3 раза в сутки (причем данная частота включений является максимально возможной), а продолжительность цикла «включение–отключение» составляет не более 60 с.

Исходя из вышесказанного фактическая продолжительность работы прецессионного редуцирующего механизма в течение всего срока (ресурса) не будет превышать $t = 10 \cdot 365 \cdot 3 \cdot (60/3600) = 182,5$ ч.

Прецессионный редуцирующий механизм проработал на описанном выше стенде при моменте нагружения 200 Н·м в течение 200 ч, что превышает рассчитанный выше суммарный ресурс его работы в составе аварийно-спасательного устройства. Отклонений от нормальной работы редуктора не наблюдалось.

По окончании испытаний была произведена контрольная разборка прецессионного редуцирующего механизма, в результате которой было установлено, что величина износа его контактирующих деталей стабилизировалась, что свидетельствует о приработочном его характере. Наиболее изнашиваемая контактирующая поверхность зубьев барабана–сателлита показана на рисунке 1.55.

Величина износов основных деталей прецессионного редуцирующего механизма после 200 ч работы не вызывает опасения по поводу возможной потери его работоспособности при дальнейшей эксплуатации в составе аварийно-спасательного устройства.

На вышеописанном стенде были также проведены испытания по определению КПД экспериментального образца прецессионного редуцирующего механизма при значениях крутящего момента на выходном валу, равных 100, 150, 200, 250 Н·м. Параметры, входящие в формулу для расчета КПД, при проведении стендовых испытаний были найдены следующим образом. Момент на входном валу основывался на измерениях точного

значения в каждый момент времени числа оборотов вала электродвигателя. Далее, благодаря тарифовочной таблице, значение числа оборотов вала электродвигателя может быть переведено в значение крутящего момента на входном валу. Значение момента на выходном валу устанавливалось по показаниям индикатора скобы порошкового тормоза. Угловые частоты вращения входного и выходного валов редуцирующего механизма базировались на показаниях датчиков. Подробно методика по определению КПД редуцирующих механизмов на специализированном стенде изложена в [25, 26]. Особенностью проведенных испытаний являлось то, что экспериментальное значение КПД составляет также КПД цепной передачи. Таким образом, для определения значения КПД прецессионного редуцирующего механизма необходимо полученный на стенде результат увеличить с учетом КПД цепной передачи, т. е. полученное с помощью стенда значение КПД равно:

$$\eta_p = \frac{\eta_{ст}}{\eta_{цеп}},$$

где η_p – КПД редуцирующего механизма;
 $\eta_{ст}$ – значение КПД, полученное на стенде;
 $\eta_{цеп}$ – КПД цепной передачи, $\eta_{цеп} = 0,9$.



Рисунок 1.55 – Контактирующие поверхности зубьев реборды барабана после проведения ресурсных испытаний

Результаты определения КПД экспериментального образца прецессионного редуцирующего механизма приведены на графике, изображенном на рисунке 1.56.

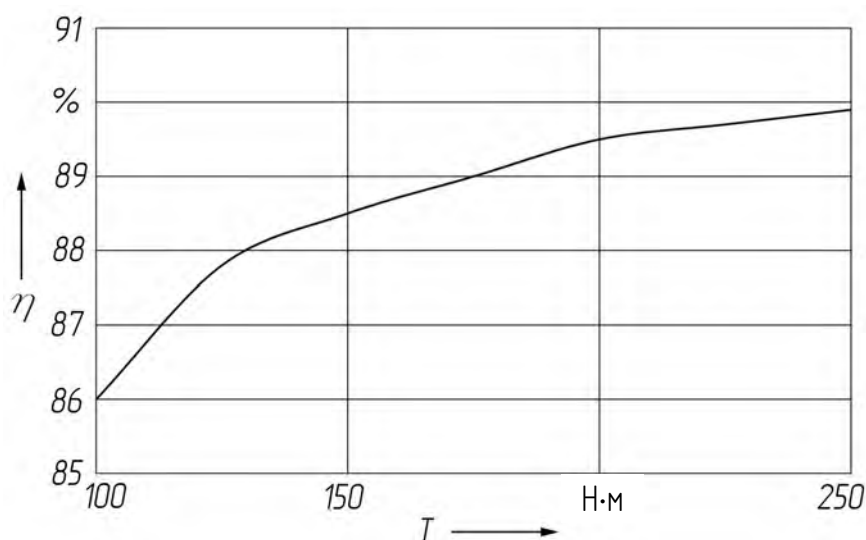


Рисунок 1.56 – График зависимости значений КПД от величины момента на выходном валу экспериментального образца прецессионного редуцирующего механизма

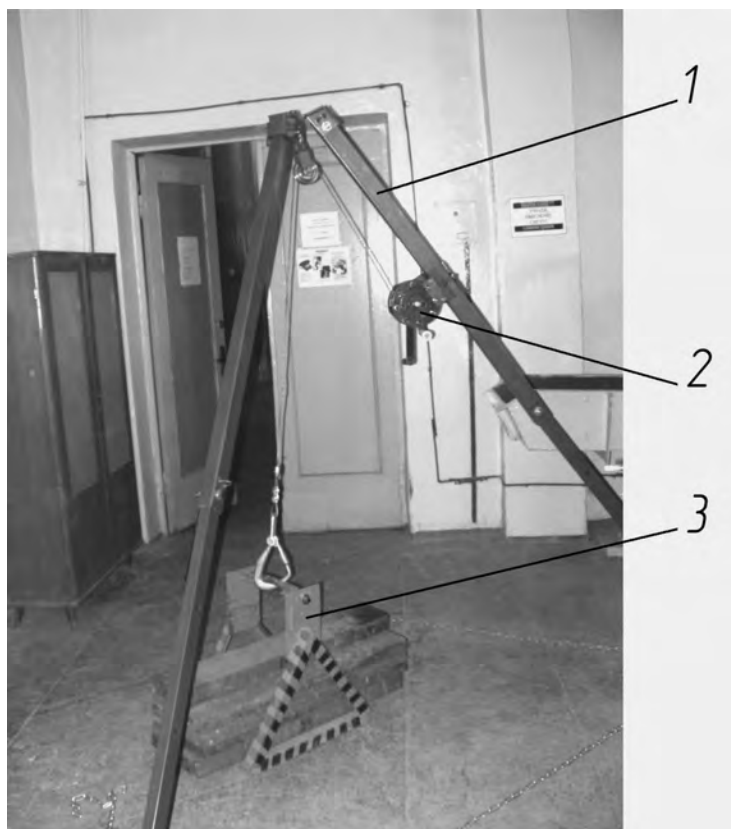
Как видно из графика, значение КПД прецессионного редуцирующего механизма колеблется в пределах 85–90 %. Значения КПД, приведенные на графике (рисунок 1.56), согласуются со значениями этого параметра, полученными на основе исследований компьютерных моделей (см. рисунок 1.37).

1.4.4 Результаты эксплуатационных испытаний устройства для проведения аварийно-спасательных работ с прецессионным редуцирующим механизмом. Стендовые испытания устройства для проведения аварийно-спасательных работ осуществлялись в лаборатории кафедры СДМПТМиО Белорусско-Российского университета на спецстенде, состоящем из опорной сварной конструкции, устройства для размещения груза и набора литых пластин (грузов) массой по 50 и 40 кг. Последовательность проведения стендовых испытаний описана в [5], а общий вид устройства показан на рисунке 1.57.

Устройством с прецессионным редуцирующим механизмом были последовательно подняты грузы массой 300 и 500 кг на высоту 0,5 м. Используя пружинный динамометр, было установлено значение усилия на рукоятке при подъеме груза максимальной грузоподъемности. При поднятии груза 500 кг усилие на рукоятке не превышало 80 Н. Количество поднятий – 5.

Во время подъема груза периодически проверялся механизм стопорения, обеспечивающий безопасность и надежность при работе лебедки (при снятии усилия с рукоятки не наблюдалось ее самопроизвольного вращения). В процессе испытаний производилась ускоренная размотка троса на барабан, что показало работоспособность механизма лебедки, выполняющего указанные функции. Установлено, что конструкция изделия

обеспечивает плавную, без рывков и заеданий, намотку (смотку) троса, исключает самопроизвольное опускание груза, подвижные детали вращаются плавно, без заеданий.



1 – тренога; 2 – лебедка; 3 – груз

Рисунок 1.57 – Стенд для проведения аварийно-спасательных работ

В процессе проведения испытаний с помощью секундомера и линейки была определена скорость подъема груза на барабан.

Далее приведены установленные в процессе испытаний технические характеристики аварийно-спасательного устройства с лебедки, разработанной на основе прецессионного редуцирующего механизма:

грузоподъемность	500 кг
усилие на ручке не более.....	80 Н
масса лебедки	6,8 кг
длина наматываемого на барабан троса	6 м
скорость подъема груза	0,6–0,8 м/мин.

Техническим осмотром устройства после проведения испытаний установлено, что какие-либо поломки и повреждения отсутствуют.

После проведения экспериментов была произведена разборка лебедки. Контактирующие поверхности зубьев взаимодействующих колес имели

едва заметные следы контакта, что не вызывало опасения по поводу возможной потери работоспособности лебедки в случае ее дальнейшей эксплуатации. Акты стендовых испытаний устройства представлены в приложении Б.

Эксплуатационные испытания аварийно-спасательного устройства с прецессионным редуцирующим механизмом проводились по программе, совместно разработанной научно-практическим центром Могилевского областного УМЧС и Белорусско-Российским университетом.

Испытания проводились пожарным аварийно-спасательным отрядом (ПАСО) Могилевского областного управления Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь на территории испытательной площадки отряда и Могилевским районным отделом по чрезвычайным ситуациям.

Дежурной сменой ПАСО над открытым колодцем глубиной четыре метра было установлено устройство для эвакуации людей и грузов из глубины (рисунок 1.58, а). К карабидержателю спасательного пояса мастера-спасателя был пристегнут карабин, закрепленный на тросе лебедки (рисунок 1.58, б). После установки устройства начальник дежурной смены при помощи лебедки произвел опускание спасателя в открытый колодец (рисунок 1.58, в), где им были проведены имитирующие действия по оказанию первой помощи пострадавшему. После выполнения неотложных действий по оказанию помощи пострадавшему мастер-спасатель был поднят из колодца лебедкой (рисунок 1.58, г).

В результате проведенных испытаний было установлено, что конструкция ручной лебедки для аварийно-спасательных работ, разработанной на базе планетарного прецессионного редуцирующего механизма, обеспечивает плавную, без рывков и заеданий намотку (смотку) троса, исключает самопроизвольное опускание груза, подвижные детали вращаются плавно, без заеданий.

Техническим осмотром устройства после проведения испытаний установлено, что какие-либо поломки и повреждения отсутствуют.

На основании проведенной работы был сделан вывод, что предъявленный опытный образец выдержал эксплуатационные испытания. Рекомендовано подготовить необходимую техническую и эксплуатационную документацию для постановки устройства для эвакуации людей и грузов из глубины на производство и дальнейшего внедрения в аварийно-спасательных подразделениях Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь. Результаты научно-исследовательской опытно-конструкторской работы внедрены в учреждении «Могилевское областное управление МЧС».

а)



б)



в)



г)



Рисунок 1.58 – Эксплуатационные испытания устройства, разработанного на базе лебедки с прецессионным редуцирующим механизмом

1.4.5 Перспективная конструкция многофункциональной ручной лебедки для проведения аварийно-спасательных работ. Ранее были описаны преимущества ручной лебедки, разработанной на базе прецессионного редуцирующего механизма, при ее эксплуатации в аварийно-спасательных устройствах. Однако при проведении аварийно-спасательных работ повышение производительности и автоматизация этих устройств являются важными направлениями их усовершенствования. Повышение производительности – это в первую очередь увеличение скорости намотки каната на барабан. Автоматизация устройства предусматривает применение приводного электродвигателя. Так как при проведении аварийно-спасательных работ не всегда имеется возможность подключения устройства с электродвигателем к электрической сети, то службам МЧС требуется иметь в наличии аварийно-спасательные устройства с ручным и электрическим приводом. Однако как по экономическому, так и по массогабаритному критерию это не всегда является целесообразным. Поэтому расширение многофункциональности аварийно-спасательного устройства путем совмещения в одной конструкции и возможности ручной намотки каната на барабан, и приме-

нения электрического привода – это перспективное направление усовершенствования устройств рассматриваемого типа.

На рисунках 1.59 и 1.60 показаны главный и аксонометрические виды предложенной конструкции лебедки, имеющей возможность работать как в ручном режиме, так и в режиме от электрического привода.

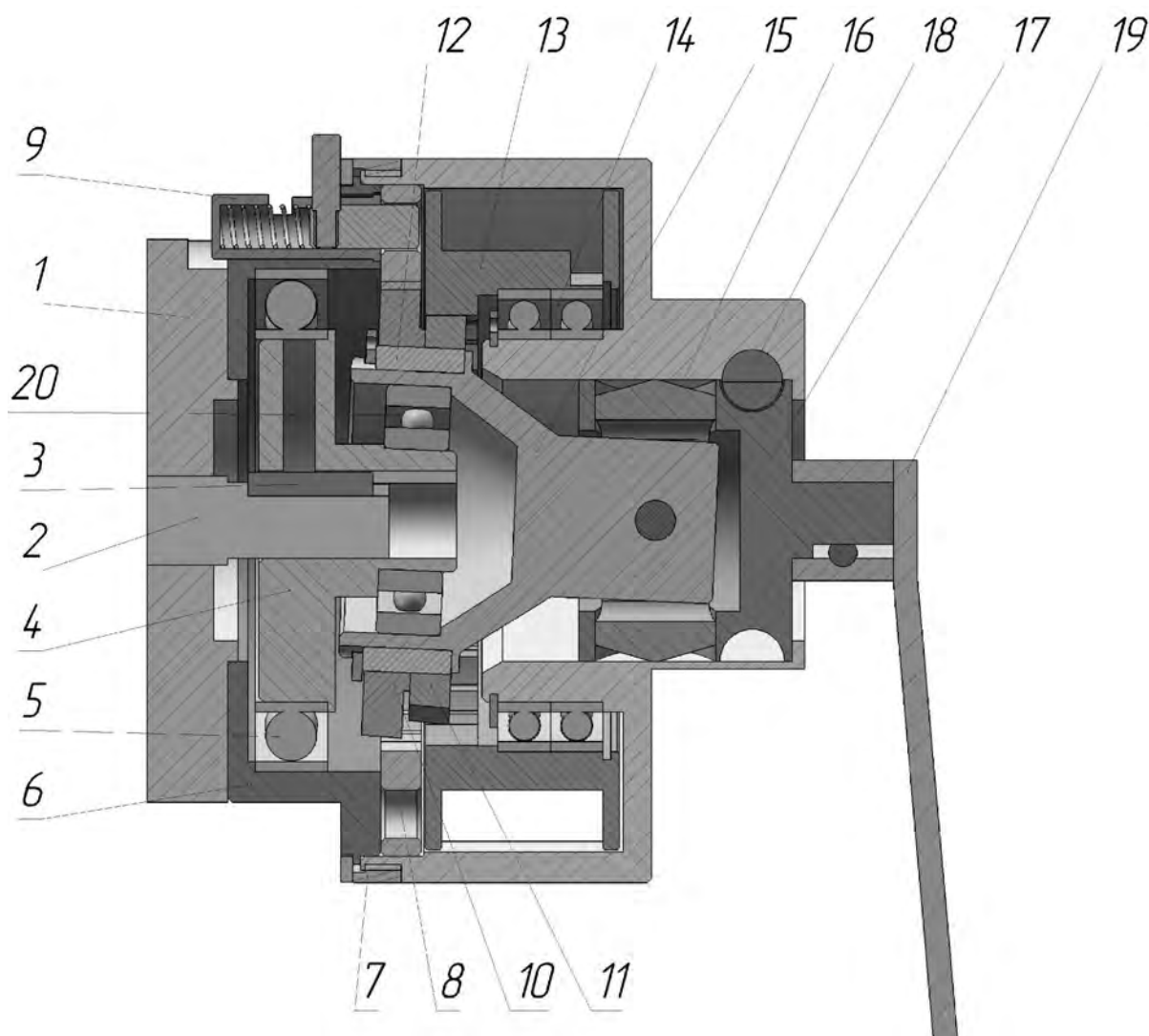


Рисунок 1.59 – Общий вид лебедки с ручным и электрическим приводом

Лебедка состоит из приводного электродвигателя 1, на валу 2 которого посредством шпонки 3 размещен противовес с наклонным эксцентриком 4. Противовес 4 составляет с корпусом 6 лебедки с помощью подшипника 5 вращательную пару. На наклонную часть эксцентрика 4 посажен подшипник 20, наружная поверхность которого расположена в отверстии хвостовика 12. Хвостовик 12 входит своими плоскими поверхностями в паз штыря 16 и фиксируется стержнем. Штырь 16 цилиндрическими поверхностями базируется в отверстиях приводного вала 17. Приводной вал 17 с помощью фиксатора 18 имеет возможность жесткой фиксации с

корпусом 6 лебедки или свободного вращения. На конце приводного вала 17 закреплена ручка 19; на наружной цилиндрической части хвостовика 12 – две шестерни 10 и 11. Зубчатый венец шестерни 10 входит в контакт с внутренним зубчатым венцом центрального колеса 8. Зубчатый венец 11 контактирует с внутренним зубчатым венцом барабана 13. Центральное колесо 8 имеет возможность с помощью механизма фиксации 9 быть жестко закрепленным с корпусом лебедки 6 и свободного поворота относительно данного корпуса. Барабан 13 относительно корпуса 6 может вращаться на подшипниках 14.

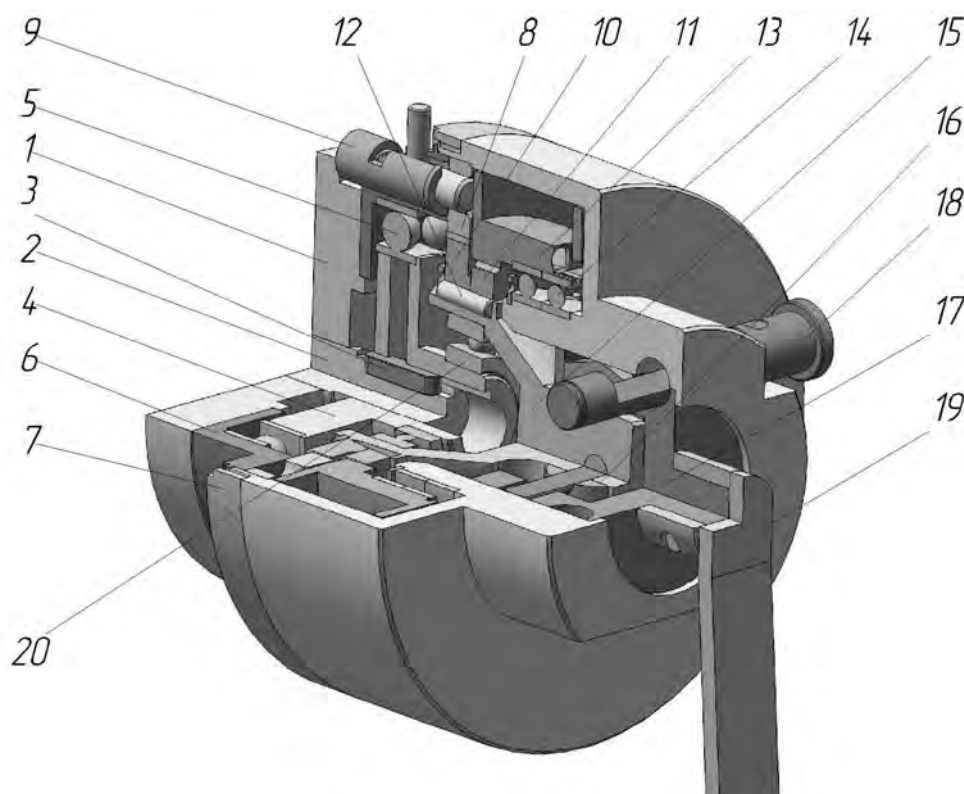


Рисунок 1.60 – Аксонометрический вид лебедки с ручным и электрическим приводом

Лебедка может иметь четыре режима работы. Первый режим – это рабочий режим намотки каната на барабан от приводного электродвигателя 1; второй – ручной режим намотки каната на барабан; третий – режим ускоренной намотки каната на барабан; четвертый – режим ускоренной размотки каната с барабана.

В режиме рабочей намотки каната на барабан от приводного электродвигателя 1 вращение от вала 2 передается с помощью шпонки 3 на противовес 4 с косым эксцентриком. Косой эксцентрик посредством эксцентрикового подшипника 20 приводит в колебательное движение хвостовик 12 с находящимися на его наружной поверхности двумя шестернями 10 и 11. Зубья шестерни 11 взаимодействуют с внутренними зубьями

центрального колеса 8, закрепленного с помощью механизма фиксации 9, благодаря чему хвостовик 12 приобретает вращательное движение вокруг своей оси. Взаимодействие уже вращающихся с хвостовиком 12 зубьев шестерни 11 с внутренними зубьями барабана 13 приводит барабан во вращательное движение с коэффициентом редуцирования, определяемым сочетанием числа зубьев взаимодействующих четырех зубчатых венцов шестерен, центрального колеса и барабана.

Причем при данном режиме работы необходима расфиксация приводного вала 17 относительно корпуса лебедки 6. Ручка 19 при этом должна быть снята с приводного вала 17. При вращении барабана 13 на его поверхность осуществляется намотка каната, что и обеспечивает режим работы намотки.

Второй режим работы – это режим работы от ручки 19 (ручной режим). Ручка 19 при данном режиме должна находиться на обратном конце вала электродвигателя 1, специально для этого приспособленном. Следует отметить, что при необходимости повышенной грузоподъемности лебедки работа в ручном режиме может осуществляться аналогично работе лебедки от приводного электродвигателя 1. Однако скорость намотки троса на барабан будет низка. Для увеличения скорости подъема груза в ручном режиме необходимо произвести следующие действия. Первое – это расфиксировать с помощью механизма фиксации 9 центральное колесо 8 относительно корпуса 6. Второе действие – жесткое закрепление приводного вала 17 с корпусом 6. В данном случае вращение от приводной ручки 19 передается на вал электродвигателя 2 и далее на противовес с косым эксцентрик 4. Косой эксцентрик 4 приводит в колебательное движение хвостовик 12 с шестерней 11. Зубья шестерни 11 входят в зацепление с внутренними зубьями барабана 13. Учитывая, что муфта, представляющая собой цилиндрический штырь 18 со стержнем и приводной вал, предотвращает вращение хвостовика 12 вокруг своей оси, вращение передается барабану 13. Причем в этом случае коэффициент редуцирования зависит только от числа зубьев шестерни 11 и числа внутренних зубьев барабана 13. Данный коэффициент редуцирования имеет на порядок меньшее значение, чем в предыдущем случае рабочего режима работы лебедки, а следовательно, и скорость намотки каната на барабан увеличится и будет соответствовать ручному режиму намотки.

Третий и четвертый режимы – режимы ускоренной намотки и размотки троса. Они осуществляются при расфиксации центрального колеса 8 и приводного вала 17 относительно корпуса 6. При данных режимах барабан 13 связан с помощью угловой муфты с приводным валом 17 и ручкой 19, но не связан с корпусом 6, а за счет взаимодействия зубьев шестерни 11 с внутренними зубьями барабана 13 может передаваться вращение с него на приводной вал 17 с ручкой 19. Передача указанного

вращения обеспечивает режимы ускоренной намотки и размотки каната на барабан 13.

Разработана конструкция и изготовлен экспериментальный образец многофункциональной лебедки, представленный на рисунке 1.61.

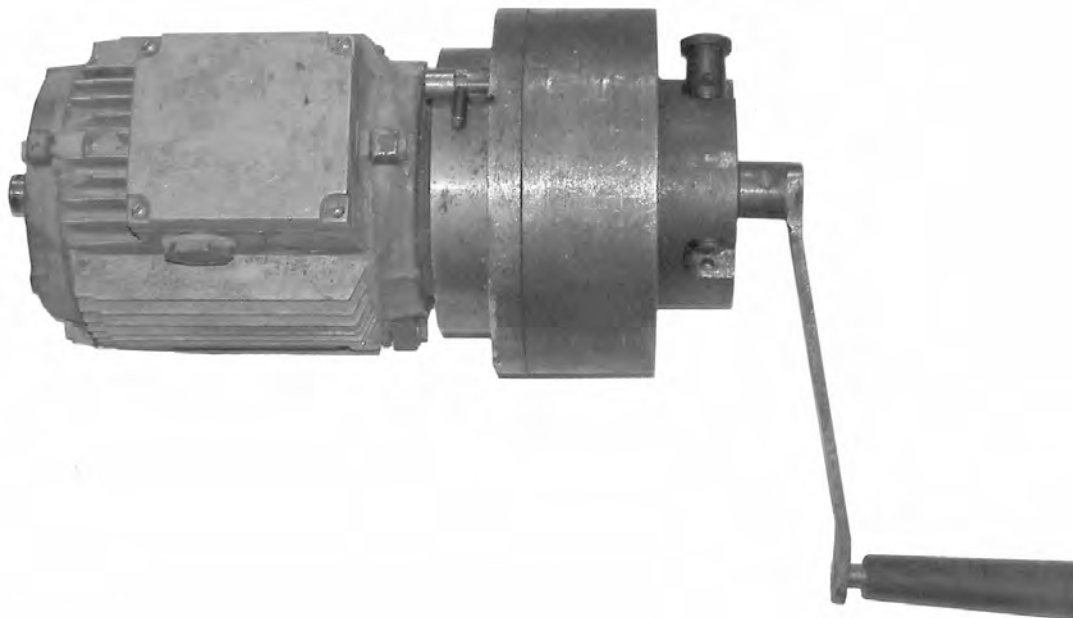


Рисунок 1.61 – Экспериментальный образец многофункциональной лебедки с электрическим приводом

Результаты испытаний экспериментального образца показали его работоспособность как при ручном режиме работы, так и при работе от приводного электродвигателя.

1.4.6 Техничко-экономическое обоснование эффективности использования прецессионных редуцирующих механизмов в конструкции подъемно-тяговых аварийно-спасательных устройств. На основании разработанной на базе прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами и утвержденной в Могилевском областном управлении МЧС Республики Беларусь методики расчета экономического эффекта, полученного в результате использования ручной лебедки для аварийно-спасательных работ, был рассчитан годовой экономический эффект от ее применения в устройстве для эвакуации людей и грузов из глубины. Разработка выполнена в рамках НИОКР «Разработать устройство для эвакуации людей и грузов из глубины» и утверждена планом НИОКР учреждения «Могилевское областное управление МЧС на 2006–2010 гг.», перспективным планом научно-технической деятельности научно-практического центра учреждения «Могилевское областное управление МЧС на 2006–2010 гг.», а также перспективной программой развития научно-практического центра учреждения «Могилевское областное управление МЧС на 2006–2008 гг.».

За основу расчета приняты: конструкторская документация на ручную лебедку для аварийно-спасательных работ на базе планетарной прецессионной передачи с коническими роликами с передаточным отношением $U = 15$, максимальным подъемом груза 5000 Н, массой 6,8 кг и технико-экономические показатели предприятия как исходные данные для оценки себестоимости ее изготовления. Экономический эффект, полученный в результате использования лебедки, приводится в сравнении с существующим на данный момент аналогом МН-20, используемым в устройстве для закрепления средств безопасности, страховки от падения при спуске и подъеме людей, а также при спасательных и эвакуационных работах (штатив-тренога МН-10).

Для составления калькуляции затрат определяются расходы на основные материалы, комплектующие изделия, заработную плату, отчисления в Фонд социальной защиты и Белгосстрах, а также учитываются общепроизводственные и общехозяйственные расходы в условиях единичного производства.

Рассчитанный экономический эффект на единицу продукции составил 3028829 р.

Министерство по чрезвычайным ситуациям РБ в своем составе имеет более 820 самостоятельных пожарных аварийно-спасательных подразделений. Каждое подразделение комплектуется аварийно-спасательным оборудованием, в том числе устройствами для проведения спасения и эвакуации людей и грузов из глубины. Ежегодная потребность министерства в ручных лебедках составляет около 120 шт.

Таким образом, годовой экономический эффект от внедрения разработанной ручной лебедки в составе устройства для эвакуации людей и грузов из глубины – 363 459 460 р.

Следует также отметить, что разработанное устройство может применяться и в других областях, где необходимо производить подъемно-тяговые работы.

Разработана и передана опытно-конструкторская и технологическая документация на ручную лебедку, спроектированную на базе прецессионного редуцирующего механизма, на МГК «Унитарное дорожно-строительное предприятие». Результаты научно-исследовательской и опытно-конструкторской работы внедрены на ЭМУ-5 ОАО «Белэлектромонтаж». На указанном предприятии разработана конструкторская документация и изготовлена партия ручных лебедок. Результаты исследований позволили разработать и изготовить опытные образцы ручных лебедок с прецессионным роликовым зацеплением и применить их в ремонтных мастерских при выполнении монтажных и ремонтных работ на различных объектах организации ОДО «Энергосталь» (г. Минск).

2 Расчет и проектирование прецессионного редуцирующего механизма к электроприводу сельскохозяйственной лебедки

2.1 Выбор структурной схемы и типа зацепления контактирующих звеньев

2.1.1 Обзор различных видов машин для проведения сельскохозяйственных работ на участках малой площадью. У каждой второй семьи в Республике Беларусь имеется в наличии дачный участок либо огород. Большинство из них возделывают свои приусадебные участки для выращивания разнообразных плодово-ягодных культур. К основным видам обработки почвы относятся пахота, боронование, рыхление и культивирование. Для выполнения данных работ применяются разнообразные средства малой механизации. Их можно разделить по типу двигателя: с двигателем внутреннего сгорания – мотоблоки, мотокультиваторы, мотолебедки; с электрическим двигателем – электрокультиваторы, электролебедки.

Проведем сравнительную характеристику средств малой механизации.

Мотоблок – это небольшое пешеходно-ездовое тяговое устройство на одноосном колесном шасси с ручным управлением, снабженное двигателем мощностью 3–5 кВт. Мотоблоки, эксплуатируемые с набором орудий, улучшают качество работы, повышают производительность труда в 5–10 раз, а на отдельных операциях – в 20–30 раз по сравнению с ручным садово-огородным инвентарем.

Мотоблок «Беларус-09Н» (рисунок 2.1) с двигателем «Хонда» предназначен для выполнения пахоты легких почв, боронования, культивации, работы с почвофрезой, междурядной обработки картофеля и свеклы, сенокошения, транспортирования грузов, стационарных работ с приводом от вала отбора мощности, также для очистки дороги от снега. Используется как транспортное средство при агрегатировании с прицепом.

Мотоблок находит применение в фермерских и коммунальных хозяйствах, на пришкольных и приусадебных участках, в садах и огородах индивидуального и коллективного пользования, теплицах и т. п.

Основные технические характеристики представлены в таблице 2.1.

Следует отметить, что при эксплуатации мотоблока требуются не только определенные навыки в работе на нем, но и немалые физические возможности человека, им управляющего.

Уменьшить зависимость от физических возможностей работника позволяет применение лебедок.



Рисунок 2.1 – Мотоблок «Беларус-09Н»

Таблица 2.1 – Основные технические характеристики мотоблока «Беларус-09Н»

Параметры	Значение
Двигатель	GX270 («Хонда»)
Мощность, кВт (л. с.)	6,6 (9)
Число передач: вперед/назад	4/2
Скорость движения, км/ч (м/с): вперед назад	2,6–11,4 (0,72–3,17) 3,0–5,35 (0,83–1,49)
Габаритные размеры, мм: длина ширина высота	1780 846 1070
Наибольшая масса буксируемого прицепа, кг	650
Масса, кг	170
Розничная цена, тыс. р.	18000

Лебедка – это механизм, облегчающий перемещение груза в горизонтальном или вертикальном направлении при помощи каната, наматываемого на барабан [27, 28]. Первые лебедки приводились в действие исключительно с помощью мускульной силы человека (ручные лебедки). Позже стали появляться лебедки с различными механическими приводами: паровым, внутреннего сгорания и, наконец, появились электрические лебедки, которые более компактны и удобны в использовании.

Мотолебедка «Барс» применяется как тяговое устройство и предназначена для перемещения грузов и различного инвентаря для обработки почвы. Общий вид мотолебедки представлен на рисунке 2.2.



Рисунок 2.2 – Мотолебедка «Барс»

Вращение на барабан передается от четырехтактного карбюраторного двигателя с принудительным воздушным охлаждением мощностью 6,5 л. с. посредством клиноременной передачи и цепного двухступенчатого редуктора. Основные технические характеристики мотолебедки «Барс» представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Основные технические характеристики мотолебедки «Барс»

Параметры	Значение
Габаритные размеры в рабочем состоянии, мм:	
длина	1000
ширина	430
высота	940
Двигатель – четырехтактный, карбюраторный с принудительным воздушным охлаждением и ручным запуском, мощность, л. с.	6,5
Ремень (профиль А), длина, мм	800
Диаметр барабана, мм	133
Диаметр троса, мм	4
Длина троса, м	50
Скорость перемещения троса, км/ч (м/с):	
максимальная	4,9 (1,36)
минимальная	2,7 (0,75)
Главная передача	Клиноременная
Редуктор	Цепной двухступенчатый
Максимальное тяговое усилие, кг	250
Масса лебедки, кг	50
Розничная цена, тыс. р.	5 180

Недостатки различной садовой мототехники:

- высокий уровень шума;
- наличие ощутимой вибрации;
- требуется постоянная заправка топливом и контроль за качеством приготовления топливной смеси;
- наличие неприятных выхлопных газов при работе двигателя внутреннего сгорания;
- трудности в эксплуатации, вызванные необходимостью значительных физических затрат.

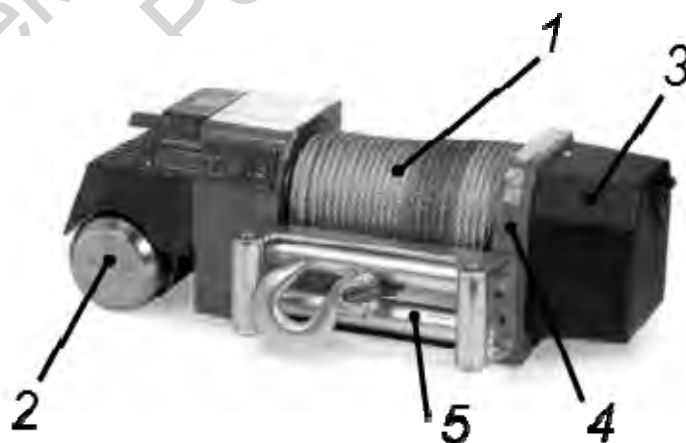
Электрические лебедки отличаются от мотолебедок тем, что в качестве приводного органа применяется не двигатель внутреннего сгорания, а электродвигатель. Также они могут быть использованы как самостоятельные устройства или устройства, входящие в состав более сложных механизмов.

Основные достоинства электролебедок:

- низкий уровень шума в сравнении с мотолебедками;
- практически незаметная вибрация при работе;
- относительная легкость и универсальность в эксплуатации (конечно, при наличии легкого доступа к электричеству на обрабатываемой территории);
- не требуют постоянной заправки топливом и контроля за качеством приготовленной смеси;
- отсутствие выхлопных газов и неприятных запахов при работе.

При отсутствии электричества на обрабатываемой территории имеются модели лебедок со встроенным аккумулятором.

Автомобильная электрическая лебедка с червячным редуктором «SuperwinchHusky 10» представлена на рисунке 2.3.



1 – барабан; 2 – электродвигатель; 3 – пусковая установка; 4 – рама; 5 – направляющие ролики

Рисунок 2.3 – Автомобильная электрическая лебедка с червячным редуктором «SuperwinchHusky 10»

Лебедки с электроприводом (электрические) в основном имеют одинаковый принцип работы. Лебедка состоит из барабана 1, электродвигателя 2, редуктора и пусковой установки 3, размещенной на раме сварной конструкции (см. рисунок 2.3). Лебедка крепится на раму 4, где имеются специальные ролики (со стороны барабана) 5, предохраняющие от трения трос, который наматывается на барабан. Для работы электрических лебедок необходимо напряжение 12; 220 или 380 В.

Вращение на барабан 1 лебедки передается от электрического двигателя 2 мощностью 3,13 кВт посредством двухступенчатой эвольвентной и червячной передач. За счет такой компоновки обеспечивается высокое передаточное отношение и, соответственно, тяговое усилие. Основные технические характеристики автомобильной электрической лебедки «SuperwinchHusky 10» представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Основные технические характеристики автомобильной электрической лебедки «SuperwinchHusky 10»

Параметры	Значение
Расчетное усилие, кг	4536
Диаметр/ширина барабана, мм	76 / 229
Мотор, л. с. (кВт)	Водозащищенный 4,2 л. с. (3,13 кВт)
Передаточное число	294:1
Длина, м/диаметр троса, мм	27,4/9,5
Габариты ДхШхВ, мм	627x248,9x226
Вес, кг	48
Розничная цена, тыс. р.	20 000

Значительные габаритные размеры лебедки «SuperwinchHusky 10» и ее высокая цена не позволяют применять данную лебедку для сельскохозяйственных работ. Для этих целей предназначена сельскохозяйственная лебедка ЛС-100А, выпускаемая РУП завод «Могилевлифтмаш». С ее помощью возможно перемещение грузов в горизонтальной плоскости, а также выполнение вспашки почвы и окучивания растений на дачных участках и огородах (рисунок 2.4). Питание и управление электродвигателем лебедки осуществляется от однофазной сети переменного тока номинальным напряжением 230 В и частотой 50 Гц.

Основные технические характеристики сельскохозяйственной лебедки ЛС-100А представлены в таблице 2.4.

На рисунке 2.5 представлена трехмерная модель сельскохозяйственной лебедки ЛС-100А.

Лебедка состоит из следующих основных частей. На сборной раме 1 смонтированы электродвигатель 2 и барабан 4, а также прочие элементы управления. Вращение на барабан осуществляется посредством ременной передачи 3.

Достоинствами описанной конструкции сельскохозяйственной ле-

бедки являются невысокая отпускная цена, простота в обслуживании. Однако масса лебедки (58 кг) и значительные габаритные размеры ограничивают круг ее потребителей.

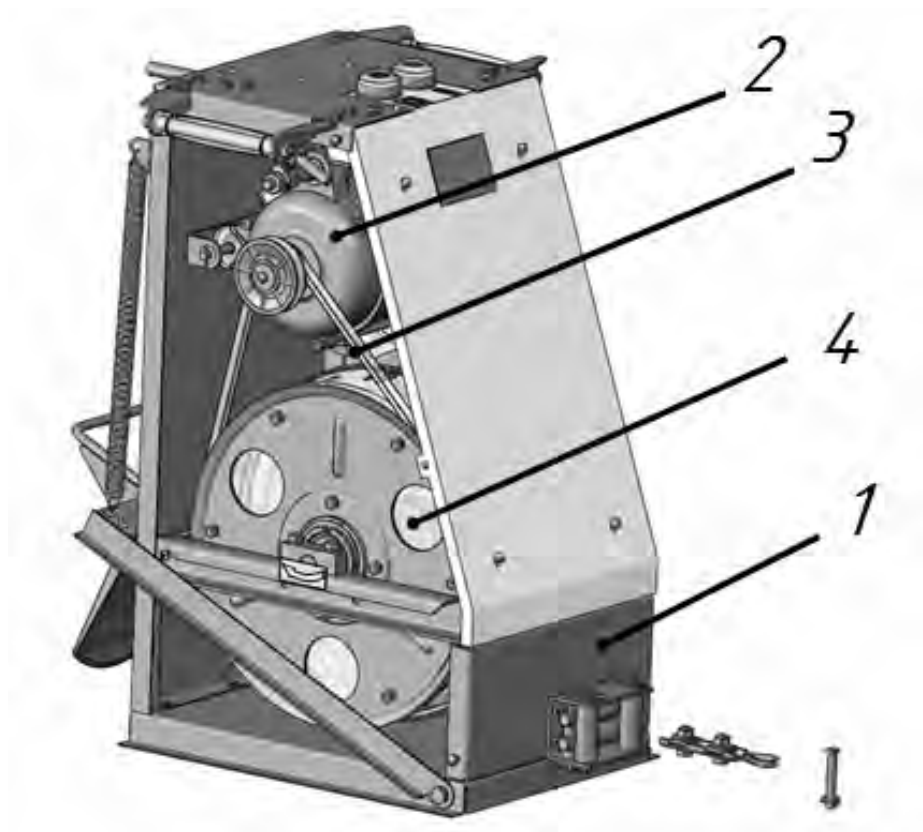
С точки зрения минимальных массогабаритных показателей привлекает к себе внимание электрическая таль, разработанная на основе планетарной прецессионной передачи [30], показанная на рисунке 2.6.



Рисунок 2.4 – Сельскохозяйственная лебёдка ЛС-100А

Таблица 2.4 – Технические характеристики сельскохозяйственной лебёдки ЛС-100А

Параметры	Значение
Номинальная потребляемая мощность, Вт	1500
Тяговое усилие, Н, при скорости перемещения рабочего органа: 2,5 км/ч (0,69 м/с) 1,8 км/ч (0,5 м/с)	1150 1650
Режим работы	Повторно-кратковременный с ПВ = 60 %
Длина тягового каната, м	40
Габаритные размеры, мм	530x420x640
Масса лебёдки, кг	58
Масса комплекта (с плугом и окучником), не более, кг	78
Розничная цена, тыс. р.	3 150



1 – рама; 2 – электродвигатель; 3 – ременной привод; 4 – барабан

Рисунок 2.5 – Лебёдка сельскохозяйственная ЛС-100А



Рисунок 2.6 – Электрическая таль, разработанная на базе планетарной прецессионной передачи

Электрическая таль имеет следующие технические характеристики:

передаточное отношение планетарного прецессионного редуктора	169
грузоподъемность данной тали при мощности двигателя 0,66 кВт и частоте вращения 1340 об/мин	0,5 т
масса тали	12 кг
габаритные размеры	200x200x300 мм
длина наматываемого троса	5 м
скорость подъема груза	0,2–0,3 м/мин.

Небольшие габаритные размеры и масса выделяют эту таль из ряда тягово-подъемных механизмов. Однако малая длина наматываемого троса (5 м) делает невозможным ее эксплуатацию для проведения сельскохозяйственных работ.

Таким образом, анализ существующих конструкций лебедок позволяет сделать вывод, что наиболее приемлемым вариантом для проведения сельскохозяйственных работ является лебедка с электрическим приводом. Однако серийно выпускаемая предприятием РУП завод «Могилевлиф-тмаш» сельскохозяйственная электрическая лебедка могла бы значительно расширить рынки своего потребления, если бы удалось снизить ее габариты и массу, а соответственно, и себестоимость изготовления.

2.1.2 Анализ различных видов структурных схем приводов и редуцирующих механизмов для конструкции сельскохозяйственной лебедки. Проведенный сравнительный анализ лебедок позволяет определиться с предъявляемыми к ним требованиями.

Одним из основных требований является обеспечение эксплуатационных свойств лебедки:

- тяговое усилие – порядка 2500 Н;
- требуемая длина наматываемого троса – не менее 40 м;
- скорость намотки троса на барабан, которая определяет скорость рабочего органа, – в диапазоне 0,5–0,7 м/с;
- гарантийный ресурс работы.

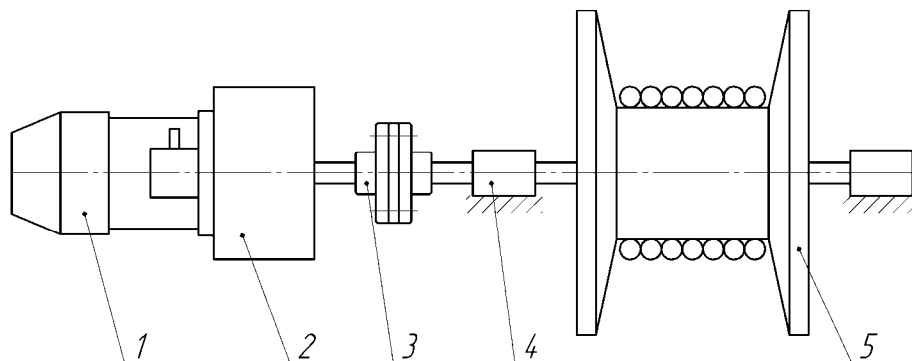
Кроме этого, для обеспечения конкурентоспособности сельскохозяйственной лебедки она должна иметь минимально возможные габаритные размеры, массу и цену.

Далее приведен анализ компоновочных схем электроприводов, которые уже используются или могут быть использованы в конструкциях сельскохозяйственной лебедки.

Основными частями сельскохозяйственной лебедки являются: приводной электродвигатель 1; редуцирующий механизм 2; барабан 3; опорные элементы 4 и компенсирующая муфта 5. На рисунках 2.7–2.9 показаны

различные компоновочные варианты расположения указанных выше основных составных частей электрической лебедки.

Наиболее простой и самый распространенный вариант компоновки составных частей электрической лебедки показан на рисунке 2.7.



1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – компенсирующая муфта; 4 – опорные элементы; 5 – барабан

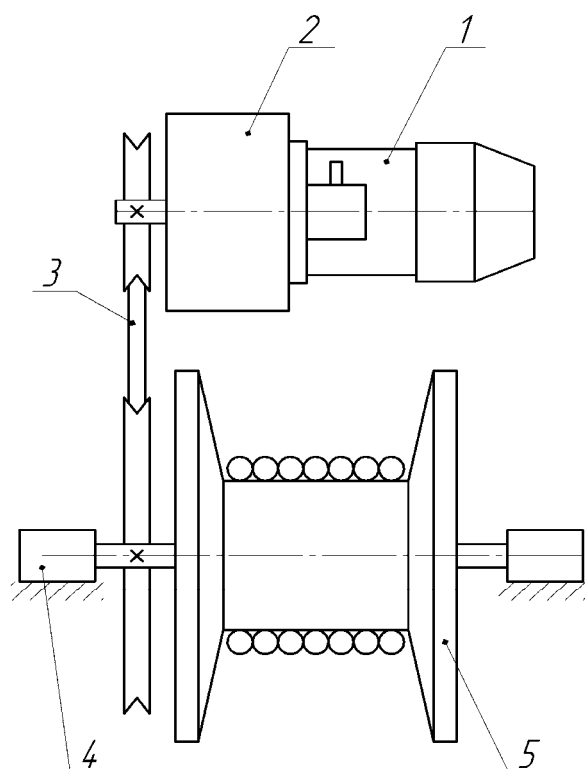
Рисунок 2.7 – Компоновочная схема электрического привода с последовательным расположением элементов

Последовательное осевое расположение частей электропривода (электродвигатель 1, редуктор 2 [30–32], муфта 3, опорные элементы 4 и барабан 5) – широко применяемый компоновочный вариант в лебедках различного назначения. В данной конструкции лебедки необходимым звеном, соединяющим выходной вал привода и вал барабана, является компенсирующая муфта, что усложняет рассматриваемое компоновочное решение. Осевое расположение составных частей лебедки приводит к росту ее габаритных размеров в осевом направлении.

Вариант расположения элементов электрического привода представлен на рисунке 2.8.

На рисунке 2.8 показано компоновочное решение, где вращение от выходного вала электропривода на барабан передается с помощью клиноременной передачи 3. Данный вариант считается наилучшим с точки зрения отсутствия компенсирующей муфты, а также снижения осевых размеров лебедки. Однако передача значительных крутящих моментов (более 300 Н·м) посредством клиноременной передачи обеспечением гарантированного ресурса работы весьма проблематична.

Наиболее удачный вариант компоновки используется в конструкции сельскохозяйственной лебедки, серийно выпускаемой предприятием РУП завод «Могилевлифтмаш» (см. рисунок 2.4). Компактность лебедки получается в результате использования внутренней полости барабана, в которую встроен редуктор.



1 – электродвигатель; 2 – редуцирующий механизм; 3 – ременной привод; 4 – опорные элементы; 5 – барабан

Рисунок 2.8 – Компоновочная схема электрического привода с параллельным расположением элементов

Примем данный вариант компоновки составных частей лебедки в качестве основного варианта для проведения дальнейших исследований.

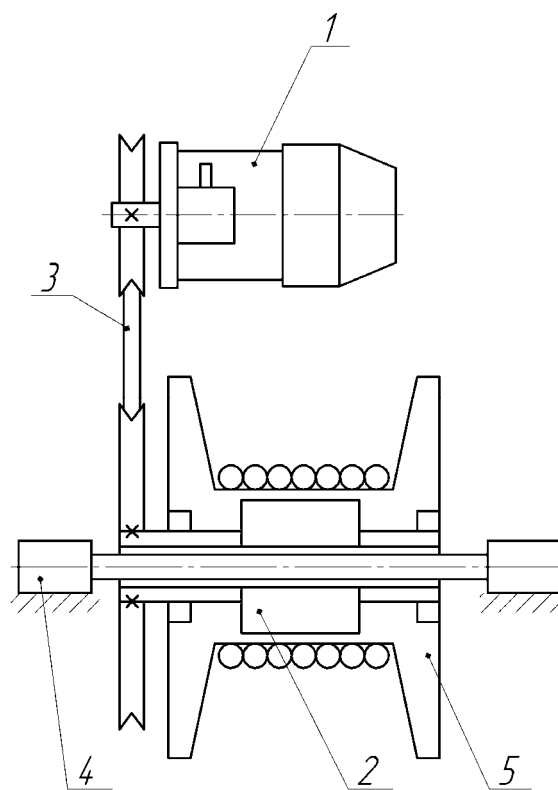
Массогабаритные и стоимостные показатели лебедки во многом зависят от технических характеристик встроенного в ее конструкцию редуцирующего механизма.

Редуцирующий механизм необходим для создания требуемого тягового усилия и скорости рабочего органа лебедки [33–35].

Учитывая вышеуказанные требования, предъявляемые к конструкции лебедки, можно привести основные требования к встроенному в неё редуцирующему механизму:

- низкие массогабаритные показатели;
- компактность, т. е. возможность разместиться во внутреннем пространстве барабана лебедки;
- высокий КПД, что обеспечивает возможность применения электродвигателя меньшей мощности, а следовательно, и габаритных размеров;
- низкая себестоимость изготовления, которая может быть обусловлена простотой структурной схемы, небольшим количеством звеньев и комплектующих изделий, а также невысокими требованиями к точности изготовления и сборки звеньев.

Рассмотрим структурную схему электропривода лебедки, серийно выпускаемой предприятием РУП завод «Могилевлифтмаш», которая показана на рисунке 2.9.



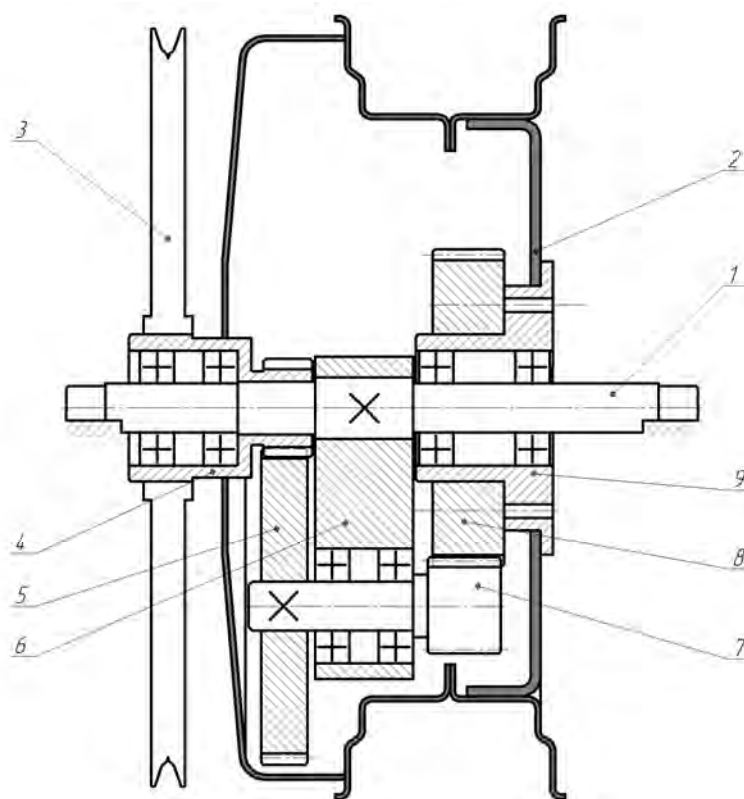
1 – электродвигатель; 2 – редукторный механизм; 3 – ременный привод; 4 – опорные элементы; 5 – барабан

Рисунок 2.9 – Структурная схема с размещенным внутри барабана редукторным механизмом

Преимуществом структурной схемы, представленной на рисунке 2.9, является размещение редукторного механизма во внутренней полости барабана. Благодаря этому достигается компактность электрического привода, а также устраняются недостатки. Структурной схеме, представленной на рисунке 2.9, соответствует упрощенная конструкция барабана лебедки сельскохозяйственной, приведенная на рисунке 2.10.

Редукторный механизм состоит из неподвижного опорного вала 1, на одной из шеек которого размещена подшипниковая опора барабана 2. Противоположная шейка опорного вала 1 служит для размещения подшипникового узла шкива и входной ступени 4 редуктора, с одной стороны которой выполнен зубчатый венец. Зубчатый венец входной ступени 4 взаимодействует с зубчатым колесом 5, закрепленным на валу шестерне 7, который, в свою очередь, установлен на подшипниковых опорах в отверстиях кронштейна 6. Кронштейн 6 жестко закреплен с основным валом 1. Вторая ступень редуктора выполнена в виде зубчатой

пары: вал-шестерня 7 и зубчатое колесо 8, причем зубчатое колесо 8 установлено на муфте 9 барабана 2 лебедки. Муфта 9 жестко связывает зубчатое колесо 8 с барабаном 2.



1 – вал; 2 – барабан; 3 – шкив; 4 – входная ступень редуктора; 5 – зубчатый венец; 6 – кронштейн; 7 – вал-шестерня; 8 – зубчатое колесо; 9 – муфта

Рисунок 2.10 – Конструкция барабана сельскохозяйственной лебедки, выпускаемой РУП завод «Могилевлифтмаш»

При анализе конструкции было определено, что консольное расположение барабана, сложность редуцирующего механизма, представляющего собой двухступенчатую эвольвентную зубчатую передачу, а также значительные его габаритные размеры приводят к завышенным массогабаритным показателям лебедки в целом.

Рассмотрим, какие из типов механических передач могли быть компактно встроены во внутреннюю полость барабана сельскохозяйственной лебедки.

Благодаря своей конструкции, мотор-редукторы с червячной передачей характеризуются плавностью и бесшумностью работы. К их достоинствам также можно отнести компактность – червячный мотор-редуктор будет значительно меньшего размера по сравнению с аналогичным мотор-редуктором с зубчатой передачей с одним и тем же передаточным числом редуктора. Характерной особенностью червячного мотор-редуктора является свойство самоторможения [36].

Однако червячные мотор-редукторы имеют развернутое под 90° расположение входного и выходного валов, что бывает удобно в случае, когда нет возможности (например, по габаритам) разместить весь мотор-редуктор с соосным расположением вала. В рассматриваемом случае компоновки сельскохозяйственной лебедки требуется именно соосное расположение входного и выходного валов редуцирующего механизма. Следовательно, редуктор с червячной передачей не может быть использован в качестве редуцирующего механизма привода сельскохозяйственной лебедки.

Удачно komponуется в барабане лебедки редуцирующий механизм, разработанный на основе планетарной эксцентриковой передачи [33]. На рисунке 2.11 показана структурная схема с вышеприведенным редуцирующим механизмом.

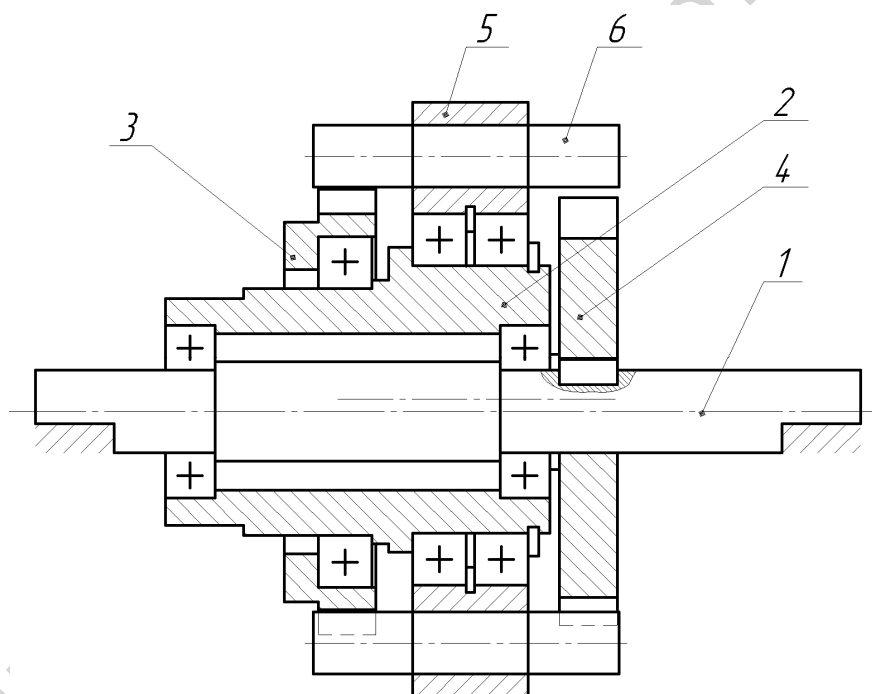


Рисунок 2.11 – Структурная схема планетарной эксцентриковой передачи

Планетарный эксцентриковый редуцирующий механизм работает следующим образом. Входное звено 2, расположенное на опорах относительно неподвижного опорного вала 1, приводится во вращение. Благодаря наличию эксцентричной цилиндрической поверхности входного звена 2 и размещенному на указанной поверхности посредством подшипников кольцо 5, правые консольные цилиндрические концы роликов 6, расположенные равномерно по периметру в осевых отверстиях кольца 5, взаимодействуют с наружным центральным зубчатым колесом 4, жестко закрепленным с неподвижным основным валом 1. В результате указанного взаимодействия кольцо 5 с закрепленными на нем цилиндрическими роликами наряду

с колебательным движением, образуемым благодаря эксцентричной поверхности входного звена 2, получает также вращение относительно своей оси. Левые цилиндрические концы роликов 6, совершающие колебательное и вращательное движения, вступают во взаимодействие с зубьями наружного центрального зубчатого колеса 3, жестко связанного с барабаном. Результатом такого взаимодействия является вращение наружного центрального зубчатого колеса 3 вместе с барабаном с угловой скоростью, которая определяется соотношением числа роликов 6 и чисел зубьев наружных центральных зубчатых колес 3 и 4.

Минимальное количество звеньев и комплектующих элементов, пониженные массогабаритные показатели являются преимуществами рассматриваемого компоновочного решения. Однако в [37–39] отмечено, что планетарная эксцентриковая передача типа 2К-Н, ввиду наличия замкнутых циркулирующих мощностей, имеет низкое значение КПД.

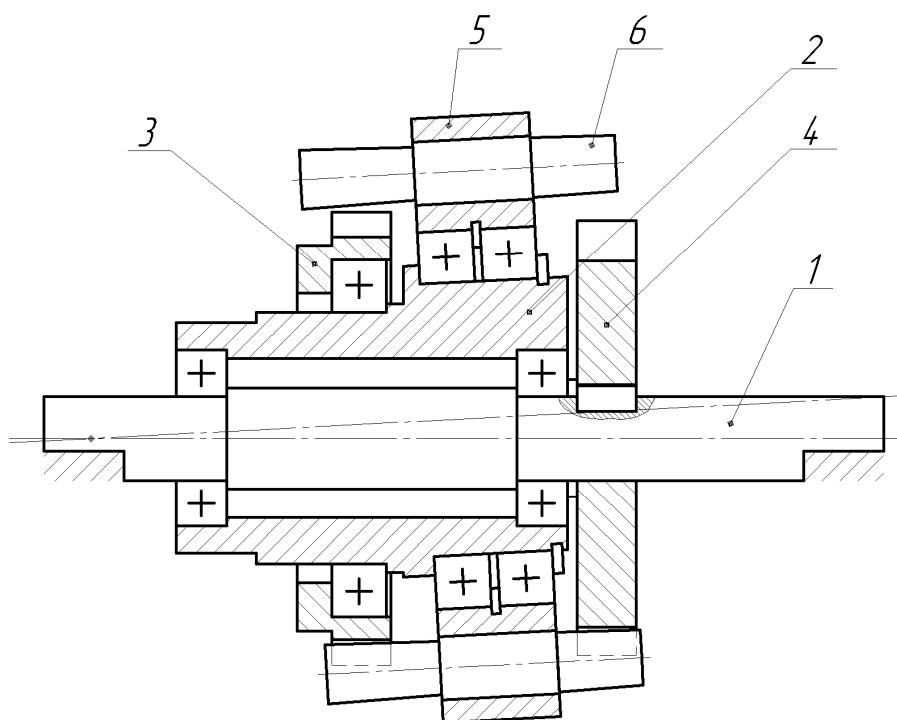
Повышение КПД планетарной эксцентриковой передачи типа 2К-Н возможно путем наклона эксцентрика к оси вращения входного вала, что приводит к переходу от структуры планетарной эксцентриковой передачи к структуре планетарной прецессионной передачи.

Была предложена структура планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н для конструкции сельскохозяйственной лебедки, структурная схема которой показана на рисунке 2.12. Указанная схема по конструктивным связям повторяет схему планетарной эксцентриковой передачи, представленной на рисунке 2.11. Однако предполагается, что наличие наклонного эксцентрика позволит повысить КПД прецессионной передачи по сравнению с аналогичной передачей эксцентрикового типа [8, 40].

Принцип работы планетарного прецессионного редуцирующего механизма, приведенного на рисунке 2.12, идентичен принципу работы эксцентрикового редуцирующего механизма, изображенного на рисунке 2.11, за исключением того, что вместо цилиндрических роликов в составе передачи применяются конические, а эксцентриковая поверхность выполнена наклонно относительно оси вращения.

Планетарные прецессионные передачи широко применяются и имеются многочисленные работы, отражающие результаты их исследований [41–43]. Однако в данной работе для внедрения в качестве редуцирующего механизма в привод сельскохозяйственной лебедки предлагается структурный вариант планетарной прецессионной передачи, исследования которого ранее не проводились.

Далее приводится анализ различных структурных схем исследованных планетарных прецессионных передач, а также указываются отличительные особенности предложенной автором структуры планетарной прецессионной передачи.



1 – неподвижный основной вал; 2 – входное звено; 3 – подвижное центральное зубчатое колесо; 4 – неподвижное центральное зубчатое колесо; 5 – кольцо; 6 – конические ролики

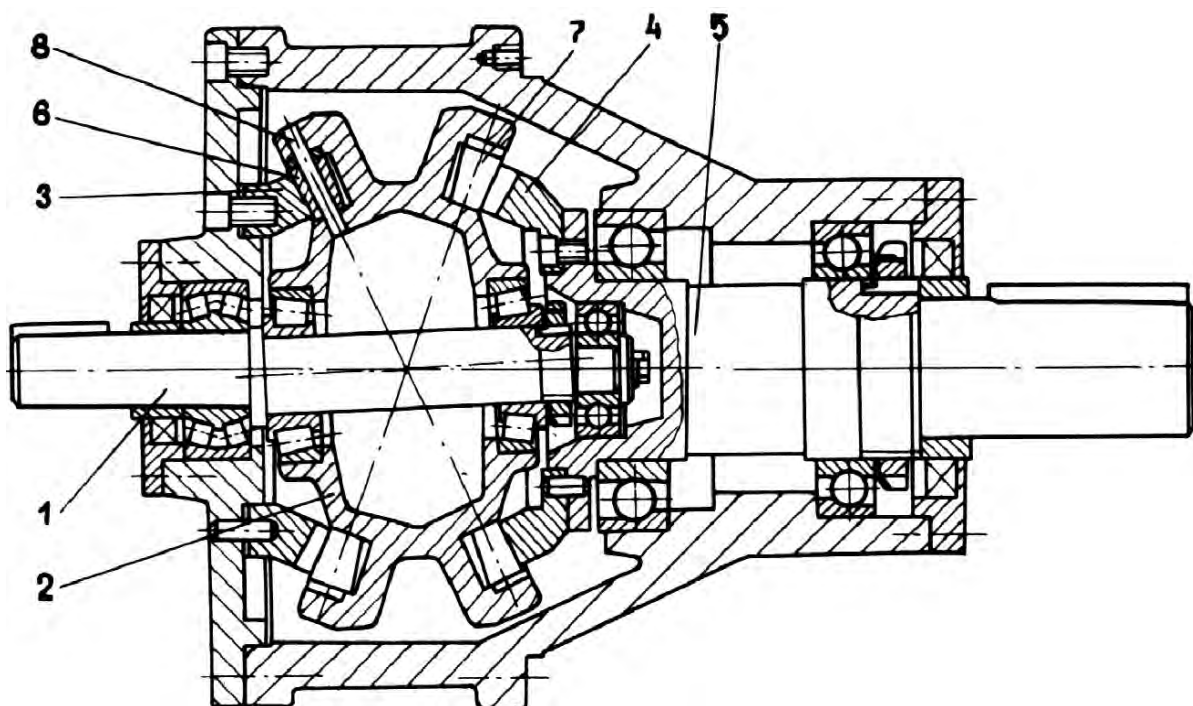
Рисунок 2.12 – Структурная схема планетарной прецессионной передачи

2.1.3 Обзор структурных схем планетарных передач прецессионного типа. Отличительной особенностью планетарных прецессионных передач является наличие наклонного эксцентрикового вала, с которым сателлит составляет вращательную пару.

На рисунке 2.13 показана структурная схема планетарной прецессионной передачи с роликовыми промежуточными телами, исследованиями которой занимаются специалисты кишиневской школы под руководством профессора И. А. Бостана [44–46].

Работает передача следующим образом. При вращении входного вала 1 сателлитный роликовый блок колес 2 совершает колебательное движение. При этом ролики 6 перекатываются без скольжения по зубьям неподвижного 3 и подвижного 4 колес, вращаются на осях 8. Взаимодействие двух венцов роликов сателлитного блока 2 с неподвижным 3 и подвижным 4 колесами создает вращение подвижному колесу 4 с угловой скоростью, определяемой сочетанием чисел зубьев указанных колес и роликов.

Для обеспечения высоких значений КПД при трансформации значительных крутящих моментов в данной структурной схеме планетарной прецессионной передачи необходимым условием является минимизация значений упругих деформаций звеньев за счет обеспечения высокой точности изготовления и сборки. При налаживании серийного производства указанных передач требуется специальное высокоточное оборудование.

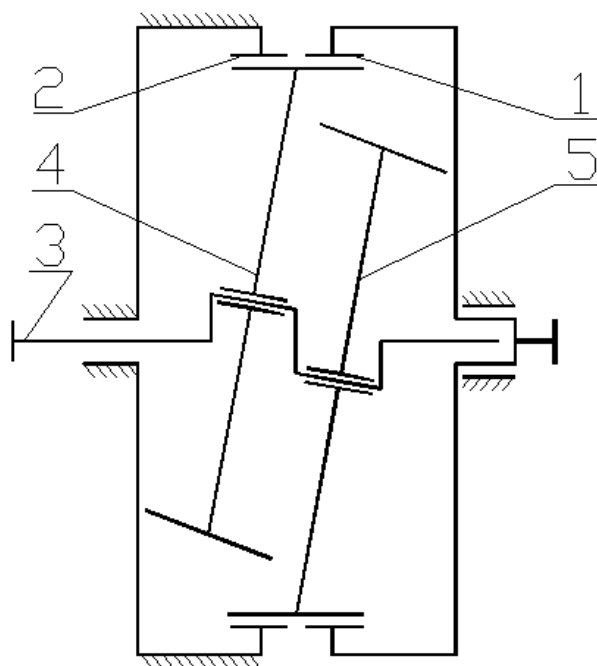


1 – входной вал с наклонным эксцентриком; 2 – сателлитный роликовый блок колес; 3 – неподвижное зубчатое колесо; 4 – подвижное зубчатое колесо; 5 – ведомый вал; 6, 7 – роликовые венцы; 8 – оси

Рисунок 2.13 – Планетарный прецессионный редуктор с роликовыми телами

Повысить технологичность конструкции планетарной прецессионной передачи предложено учеными Южно-Уральского государственного университета путем замены роликов на зубчатые эвольвентные колеса [47]. Структурный вариант цилиндрической планетарной прецессионной передачи, отличающийся тем, что зубчатые венцы центральных колес расположены на внутренней цилиндрической поверхности, а зубчатые венцы сателлита – на конической, показан на рисунке 2.14. Преимуществом рассматриваемой передачи является также обеспечение многопарности в зацеплении за счет применения двух наклонных эксцентриковых кривошипов, что способствует увеличению числа параллельных потоков мощности. Однако данное структурное исполнение цилиндрической планетарной прецессионной передачи, включающее два наклонных эксцентриковых вала и два сателлита, значительно усложняет ее конструкцию.

Исследования планетарных прецессионных передач также проводятся специалистами Белорусско-Российского университета (г. Могилев) под руководством профессора П. Н. Громыко. Технические решения по структуре и взаимному расположению элементов прецессионной передачи защищены рядом патентов Республики Беларусь и Российской Федерации [13]. Рассмотрим основные структурные схемы планетарной прецессионной передачи, разработанные в Белорусско-Российском университете, на основе которых изготовлены редуктирующие механизмы для различных приводных устройств.



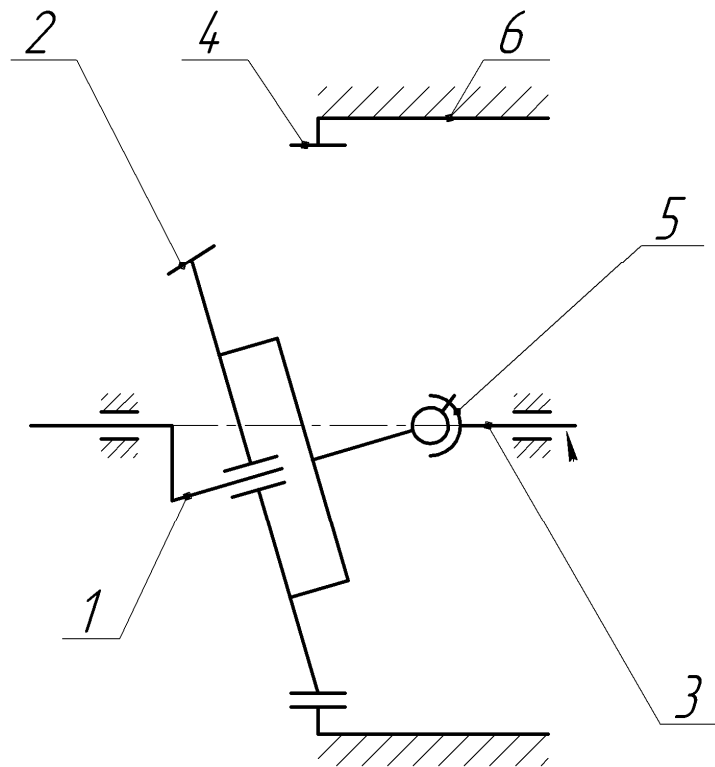
1 – подвижное центральное колесо; 2 – неподвижное центральное колесо; 3 – водило; 4, 5 – конические сателлиты

Рисунок 2.14 – Схема цилиндриконической планетарной прецессионной передачи

Одна из основных структурных схем планетарной прецессионной передачи типа К-Н-V, на основе которой изготовлены редукторы, введенные в эксплуатацию в приводы строительно-отделочных машин, показана на рисунке 2.15.

Работает рассматриваемая передача следующим образом. При вращении входного вала 1, благодаря наличию наклонной эксцентриковой части, составляющий вращающуюся пару сателлит 2 совершает сферическое движение. Зубья сателлита 2, выполненные на его наружной конической поверхности, взаимодействуют с зубьями 4, образованными на внутренней цилиндрической поверхности корпуса 6. Благодаря указанному взаимодействию сателлит 2 получает вращение вокруг своей оси, которое передается на выходной вал с помощью угловой муфты 5 на выходной вал 3.

Возможен структурный вариант планетарной прецессионной передачи (рисунок 2.16), отличающийся от вышеприведенного только тем, что зубья сателлита выполнены на внутренней цилиндрической поверхности сателлита 4, а зубья центрального колеса корпуса 6 – на наружной. Указанная структурная схема была успешно применена в конструкции ручных лебедок, которые использовались при проведении подъемно-тяговых работ ремонтными службами различной направленности и подразделениями МЧС [3].



1 – косой кривошип; 2 – сателлит; 3 – выходной вал; 4 – ролики; 5 – угловая муфта; 6 – корпус передачи

Рисунок 2.15 – Структурная схема планетарной прецессионной передачи типа К-Н-V

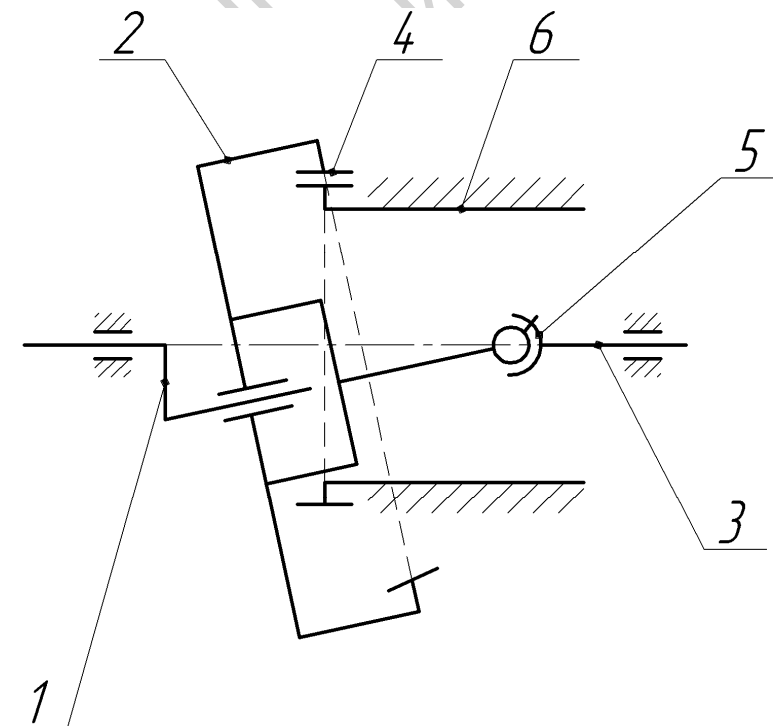


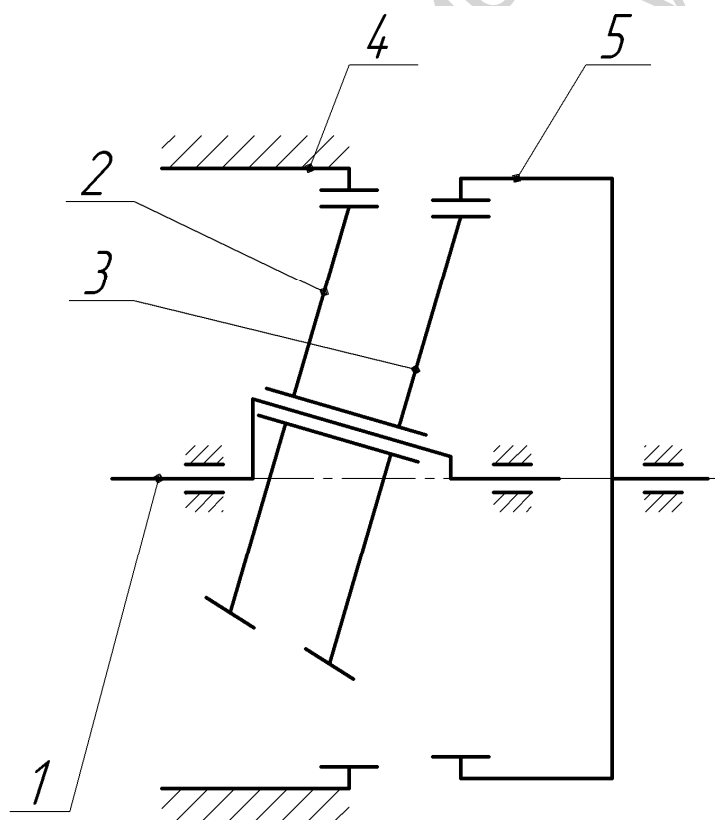
Рисунок 2.16 – Структурная схема планетарной прецессионной передачи с зубьями сателлита, выполненными на внутренней цилиндрической поверхности

Однако вышеприведенные структурные схемы планетарной прецессионной передачи не могут быть применены для разработки конструкции редуцирующего механизма, используемого в приводе сельскохозяйственной лебедки. Это объясняется необходимостью наличия в приводе неподвижного вала с осью, проходящей внутри редуцирующего механизма, на котором посажен барабан (см. рисунок 2.10).

Следует подобрать такую структурную схему планетарной прецессионной передачи, в которой возможно конструктивное размещение неподвижной оси барабана.

На рисунке 2.17 показана структурная схема планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н.

Приведенная структурная схема включает в себя косой кривошип 1, на наклонной цилиндрической поверхности которого располагается сателлитное колесо, состоящее из двух зубчатых венцов 2 и 3. Зубчатый венец 2 взаимодействует с неподвижным зубчатым венцом 4, а зубчатый венец 3 – с подвижным зубчатым венцом 5, который соединен напрямую с выходным валом передачи.



1 – косой кривошип; 2 – зубчатый венец первой ступени сателлитного колеса; 3 – зубчатый венец второй ступени сателлитного колеса; 4 – неподвижное центральное колесо; 5 – подвижное центральное колесо, связанное с выходным валом

Рисунок 2.17 – Структурная схема планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н

Вышеописанный структурный вариант планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н был применен при разработке редуктора для приводов контактных разъединителей, используемых на электрифицированных участках железной дороги [48].

Вариант исполнения планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н, отличающийся от варианта, изображенного на рисунке 2.17, только тем, что зубья выполнены на внутренней цилиндрической поверхности сателлитного колеса, а зубчатые венцы центральных колес изготовлены на их наружной цилиндрической поверхности, представлен на рисунке 2.18.

На основе структурной схемы (см. рисунок 2.17) возможно создание редуцирующего механизма для привода сельскохозяйственной лебедки. Для этого необходимы некоторые изменения указанной структурной схемы, которые и были произведены автором. В результате была разработана новая структурная схема планетарной прецессионной передачи, показанная на рисунке 2.19.

Далее приводится анализ различных типов зацепления, используемых при контактном взаимодействии звеньев планетарных прецессионных передач.

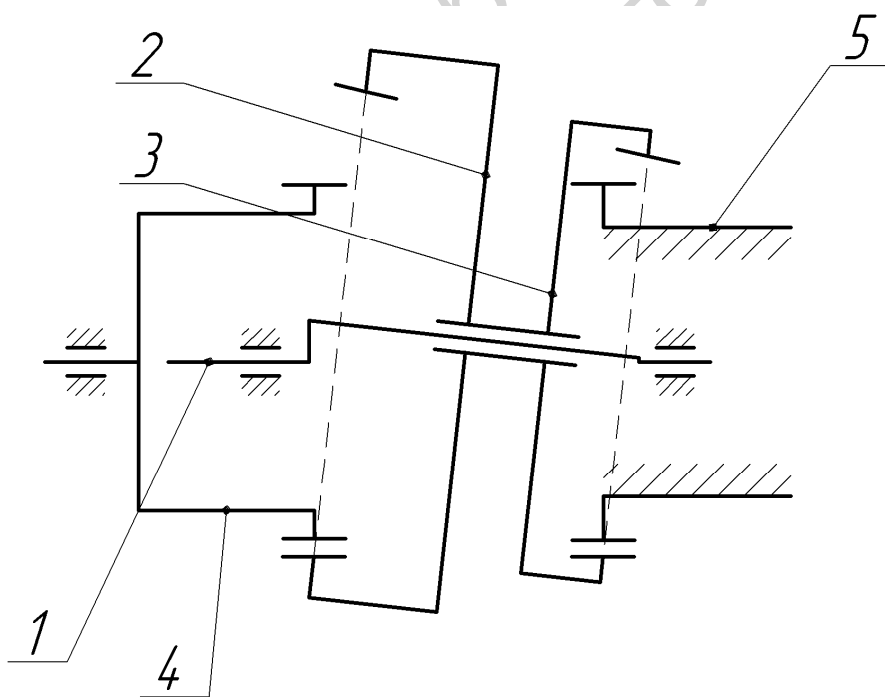
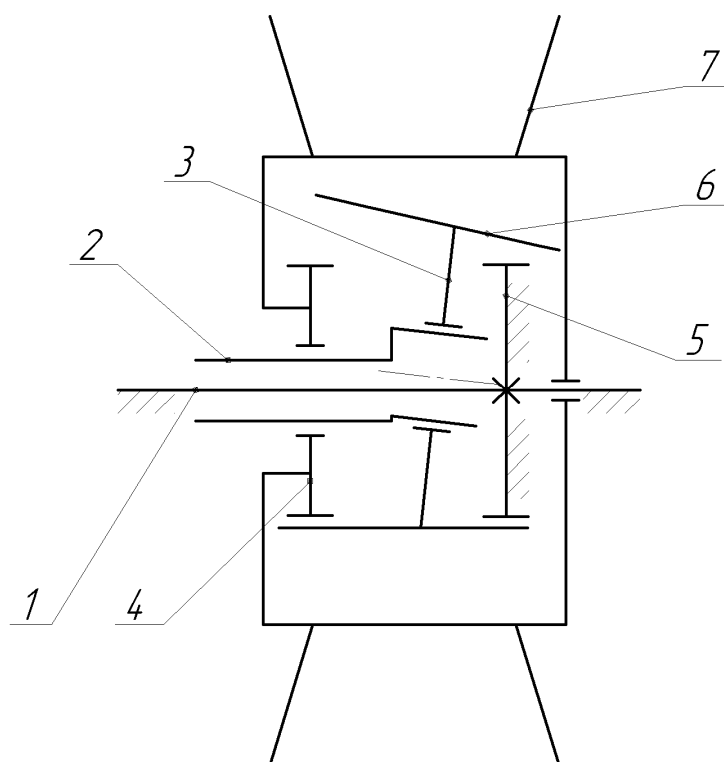


Рисунок 2.18 – Структурная схема планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н с зубьями сателлита, выполненными на внутренней цилиндрической поверхности



1 – неподвижный основной вал; 2 – входное звено; 3 – сателлитное колесо; 4 – подвижное центральное зубчатое колесо; 5 – неподвижное центральное зубчатое колесо; 6 – ролики; 7 – барабан

Рисунок 2.19 – Структурная схема планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н, разработанная для конструкции сельскохозяйственной лебедки

2.1.4 Описание видов зацеплений, используемых при контактном взаимодействии звеньев планетарных передач прецессионного типа. После того, как выбрана структурная схема планетарной прецессионной передачи, на основе которой будет спроектирован редуцирующий механизм для сельскохозяйственной лебедки, необходимо выбрать тип зацепления, т. е. форму поверхности контактирующих звеньев.

Как уже было сказано, ученые кишиневской школы под руководством профессора И. А. Бостана в зацеплении использовали конические ролики, расположенные на наружной конической поверхности, которые вступают во взаимодействие со сложной зубчатой поверхностью, образованной на наружной конической поверхности (рисунок 2.20) [48].

Для достижения высоких значений КПД при данном виде зацепления требуется высокая точность изготовления и сборки звеньев планетарной прецессионной передачи. Чувствительность основных показателей зацепления к упругой податливости звеньев приводит к необходимости изготавливать их габаритными, что отрицательно сказывается на массе и размерах редуцирующего механизма.

Ученые Южно-Уральского государственного университета предложили использовать цилиндрикоконическое эвольвентное зацепление, т. е. зу-

бья сателлитного колеса выполнены на наружной конической поверхности, а контактирующие с ними зубья центрального колеса – на внутренней цилиндрической поверхности. Причем и те и другие зубья эвольвентные (рисунок 2.21) [49].

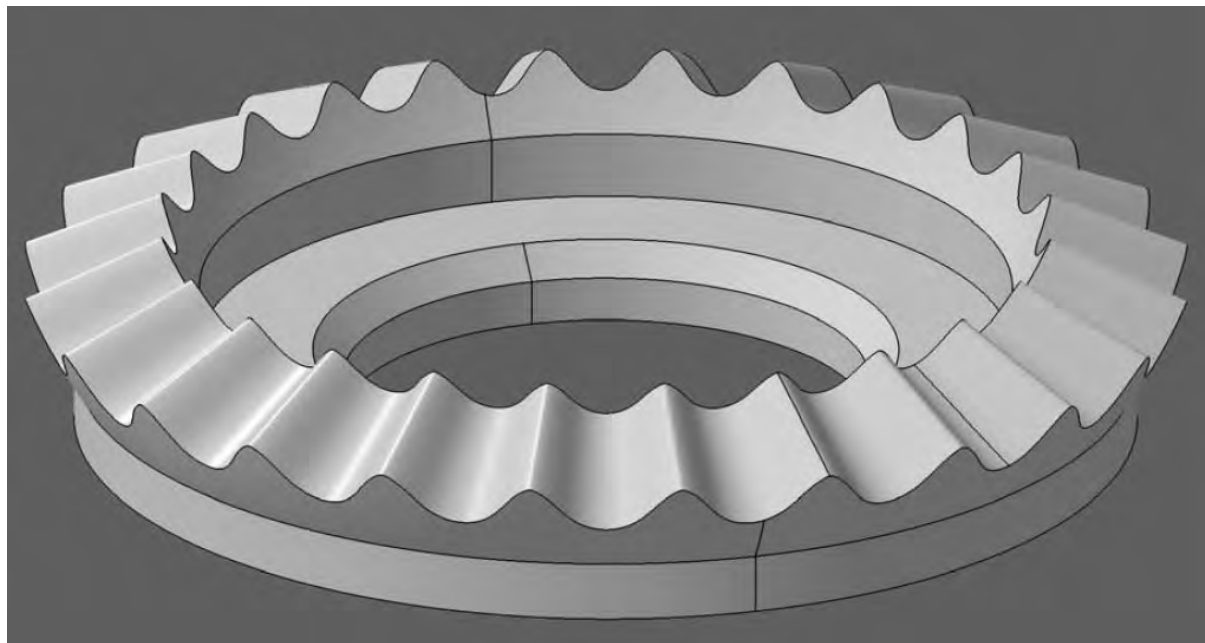


Рисунок 2.20 – Зубчатая поверхность сателлитного колеса, образованная на наружной конической поверхности

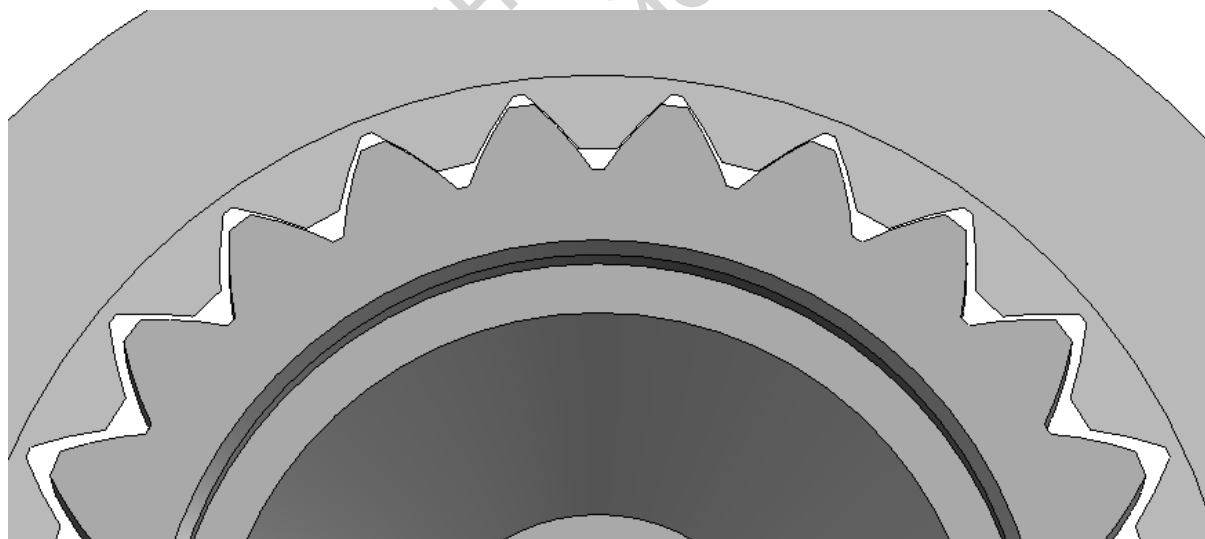


Рисунок 2.21 – Эвольвентное зацепление

Отказ от применения роликов, элементов для их крепления упрощает конструкцию планетарной прецессионной передачи. Однако, как показали исследования, приведенные в [38], использование эвольвентного зацепления возможно в случае разницы между числами зубьев сателлита и центрального колеса более 3, т. е. планетарная прецессионная передача в дан-

ном случае теряет кинематический эффект, заключающийся в том, что при разнице зубьев сателлита и центрального колеса, равной 1, передаточное отношение равно числу зубьев сателлита.

Исследования, проводимые учеными в Белорусско-Российском университете, показали возможность достичь путем модификации режущего инструмента (червячной эвольвентной фрезы) применения эвольвентных профилей контактирующих зубьев в зацеплении планетарной прецессионной передачи. Однако лучшие выходные показатели при этом обеспечиваются в случае использования в зацеплении роликовых тел качения. Причем, в отличие от технического решения ученых кишиневской школы, учеными Белорусско-Российского университета было предложено оси роликов располагать или параллельно оси вращения входного вала (см. рисунок 2.15), или параллельно оси сателлита (см. рисунок 2.16). Кроме этого, было предложено техническое решение, согласно которому ролики имеют коническую поверхность. Благодаря выполнению роликов коническими стали изготавливать зубчатый венец контактирующих с роликами зубьев центрального колеса в виде зубьев звездочки цепной передачи. В [50, 51] доказана возможность использования приближенных зубчатых профилей, т. е. применения профиля звездочки цепной передачи в зацеплении планетарных прецессионных передач типа К-Н-V.

Возвратимся к предложенной автором структурной схеме планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н, которая разработана применительно к приводу сельскохозяйственной лебедки. В сравнении с ее вариантом, изображенным на рисунке 2.19, на рисунке 2.22 показана структурная схема планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н с коническими роликами, которую подробно и рассмотрим.

Данная структурная схема содержит барабан 1 для намотки каната, неподвижный основной вал 2, размещенное на нем с помощью подшипниковых опор входное звено 3, на наклонной цилиндрической поверхности которого посажено также на подшипниковых опорах кольцо 4. В осевых отверстиях равномерно по периметру кольца 4 расположены ролики 10, имеющие консольно-выступающие с противоположных торцов кольца 4 конические концы 5 и 9. Выступающие левые конические концы 9 роликов 10 представляют собой внутренний зубчатый венец, входящий в контакт с зубьями наружного центрального зубчатого колеса 6, жестко связанного с барабаном 2; правые конические концы 5 – внутренний зубчатый венец, взаимодействующий с наружным центральным зубчатым колесом 7, жестко связанным с неподвижным основным валом 2. Причем профили зубьев наружных центральных зубчатых колес представляют собой профили зубьев звездочки цепной передачи. На цилиндрической поверхности входного звена 3 концентричной наружной цилиндрической поверхности неподвижного основного вала 2 расположены опорный подшипник наружного центрального зубчатого колеса 6, жестко связанного с барабаном 1, а

также приводное звено 8 (на рисунке 2.22 показано условно), которое может быть выполнено или в виде приводной рукоятки (при ручном приводе), или являться шкивом приводного ремня электродвигателя (при механизированном приводе).

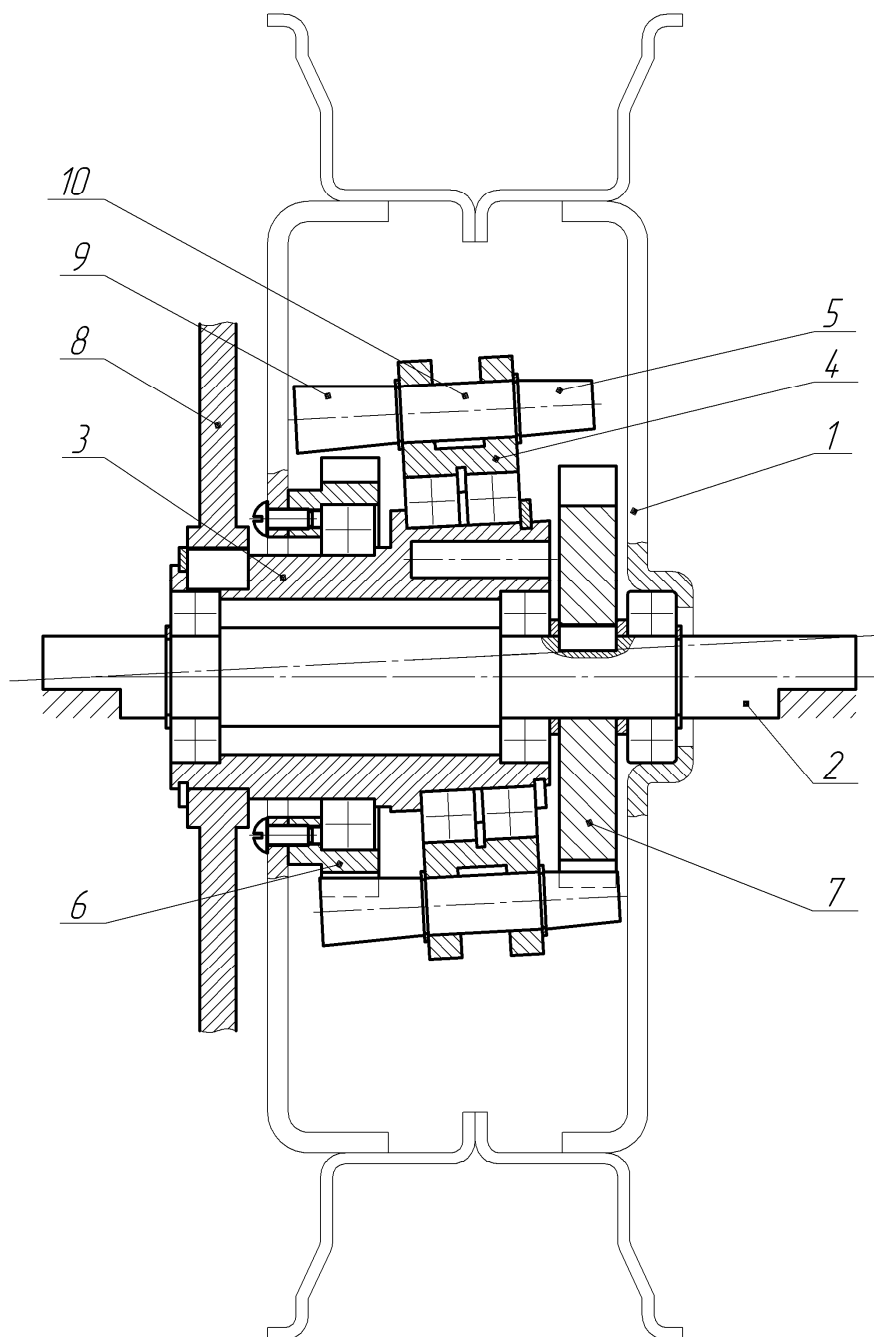


Рисунок 2.22 – Структурная схема планетарной прецессионной передачи с коническими роликами

Следует также отметить, что зубья наружных центральных зубчатых колес предлагаемой лебедки представляют собой профиль зубьев звездочки цепной передачи. Этот профиль является высокотехнологичным в изго-

товлении. Контакт зубьев происходит с конической частью роликов, угол конуса которой подбирается таким образом, чтобы полно обеспечить контактное зацепление. Использование высокотехнологичного профиля зубьев наружных центральных зубчатых колес 6 и 7 позволяет снизить себестоимость изготовления лебедки.

Отличительной особенностью предложенной схемы является наличие подвижных конических роликов (их оси параллельны оси сателлита), левые концы которых взаимодействуют с зубьями центрального колеса, жестко связанного с корпусом барабана, правые – с зубьями неподвижного центрального колеса.

Ранее разработанные методики [52] расчета параметров планетарной прецессионной передачи с коническими роликами не могут быть использованы для расчета параметров планетарной прецессионной схемы, выполненной по предложенной автором структурной схеме. Это объясняется тем, что структурная схема основана на применении двух ступеней контактного взаимодействия зубьев. Причем конические ролики первой и второй ступеней имеют один и тот же угол конуса и их оси расположены на одинаковом расстоянии от оси сателлита. Расчет параметров одной ступени передачи по ранее разработанным методикам в предложенной структурной схеме не позволяет провести расчет параметров второй ступени по этой же методике. Необходимо установление новых зависимостей между параметрами планетарной прецессионной передачи предложенной структурной схемы с коническими роликами и зубьями, выполненными в виде звездочки цепной передачи в ее зацеплении.

Обоснованию выбора параметров редуцирующего механизма, разработанного на основе предложенной автором структурной схемы, с последующими разработкой методики расчета и проектирования указанного механизма, а также опытно-экспериментальной его апробацией на стендах и в эксплуатационных условиях и посвящена работа.

2.2 Теоретические основы расчета параметров редуцирующего механизма типа 2К-Н с подвижными роликами

2.2.1 Кинематический анализ электропривода сельскохозяйственной лебедки, разработанного на основе структурной схемы планетарной передачи типа 2К-Н. Обратимся к компоновочной схеме электропривода сельскохозяйственной лебедки, разработанного на основе структурной схемы планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н (см. рисунок 2.9).

Основным исходным параметром для осуществления кинематического анализа является скорость намотки каната на барабан электрической лебедки, которая определяет скорость перемещения рабочего органа (например, плуга). Так как канат на барабане лебедки имеет многослойную укладку, то скорость намотки каната будет иметь определенный диапазон.

Ее максимальное значение будет в случае нахождения выходного витка каната на максимально возможном расстоянии от оси вращения барабана. Именно по максимальной скорости намотки каната на барабан необходимо производить кинематический расчет электропривода сельскохозяйственной лебедки.

Угловая скорость вращения барабана определяется по формуле

$$\omega_{бар} = \frac{V_{max}}{R_{max}}, \quad (2.1)$$

где V_{max} – максимальная скорость намотки троса на барабан;

$\omega_{бар}$ – угловая скорость вращения барабана;

R_{max} – максимальное расстояние выходного витка каната от оси вращения барабана.

Формулы для расчета угловой скорости вращения ведомого шкива барабана и угловой скорости вала электродвигателя имеют вид:

$$\omega_{шк} = \omega_{бар} \cdot i_{ред}; \quad (2.2)$$

$$\omega_{дв} = \omega_{шк} \cdot i_{рем}, \quad (2.3)$$

где $\omega_{шк}$ – угловая скорость вращения ведомого шкива барабана;

$\omega_{дв}$ – угловая скорость вращения вала электродвигателя;

$i_{ред}$ – передаточное отношение редуцирующего механизма;

$i_{рем}$ – передаточное отношение клиноременной передачи.

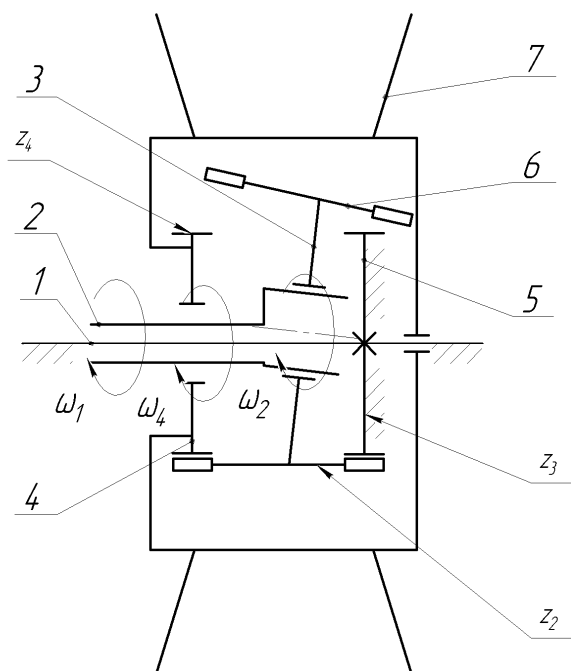
Подставляя (2.1) и (2.2) в формулу (2.3), получаем выражение для определения угловой скорости вращения вала электродвигателя

$$\omega_{дв} = \frac{V_{max}}{R_{max}} \cdot i_{ред} \cdot i_{рем}. \quad (2.4)$$

Таким образом, получена взаимосвязь (2.4) между заданным максимальным значением скорости намотки каната на барабан и числом оборотов в минуту приводного электродвигателя.

Выбрав структурную схему редуцирующего механизма, получим формулу для расчета его передаточного отношения, а также подберем оптимальное передаточное отношение клиноременной передачи.

Для применения в составе привода барабана сельскохозяйственной лебедки была предложена следующая структурная схема прецессионного роликового редуцирующего механизма (рисунок 2.23).



1 – неподвижный основной вал; 2 – наклонный кривошип; 3 – сателлитное звено; 4 – подвижное зубчатое колесо; 5 – неподвижное зубчатое колесо; 6 – роликовые тела качения; 7 – барабан

Рисунок 2.23 – Структурная схема редуцирующего механизма на базе планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н

Прецессионный редуцирующий механизм состоит из косо́го кривошипа 2, установленного на неподвижном основном валу 1, вращающегося с угловой скоростью ω_1 , сателлитного звена 3 с роликовыми телами качения 6 в количестве z_2 , вращающегося с угловой скоростью ω_2 , неподвижного зубчатого колеса 5 с числом зубьев z_3 и вращающегося зубчатого колеса 4 с числом зубьев z_4 с угловой скоростью ω_2 .

Определим передаточное отношение данной структурной схемы прецессионного редуцирующего механизма. Согласно структурной схеме редуцирующего механизма запишем передаточное отношение первой и второй ступеней:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_2 - z_3}; \quad (2.5)$$

$$i_2 = \frac{-z_4}{z_2 - z_4}, \quad (2.6)$$

где i_1 – передаточное отношение первой ступени;

i_2 – передаточное отношение второй ступени;

z_2 – число зубьев сателлита;

z_3 – число зубьев неподвижного колеса;

z_4 – число зубьев ведомого колеса.

Переходя к угловым скоростям, запишем следующее:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1}, \quad (2.7)$$

где ω_1 – угловая скорость входного вала;

ω_2 – угловая скорость сателлита.

$$\omega_4^{z_3} = \frac{\omega_{12}}{i_2}, \quad (2.8)$$

где $\omega_4^{z_3}$ – угловая скорость выходного звена при неподвижном колесе z_3 ;

ω_{12} – угловая скорость входного вала относительно сателлитного колеса.

Угловая скорость входного вала относительно сателлитного колеса будет равна:

$$\omega_{12} = \omega_1 - \omega_2 = \omega_1 - \frac{\omega_1}{i_1} = \omega_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{i_1}\right). \quad (2.9)$$

Угловая скорость выходного звена ω_4 равна:

$$\omega_4 = \omega_4^{z_3} - \omega_2, \quad (2.10)$$

где ω_4 – угловая скорость выходного звена.

Подставляя значение $\omega_4^{z_3}$ из (2.8) и значение ω_2 из (2.7), запишем следующее:

$$\omega_4 = \frac{\omega_1 - \frac{\omega_1}{i_1}}{i_2} + \frac{\omega_1}{i_1} = \omega_1 \left(\frac{1 - \frac{1}{i_1}}{i_2} + \frac{1}{i_1} \right) = \frac{1}{\frac{1 - \frac{1}{i_1}}{i_2} + \frac{1}{i_1}} = \frac{1}{\frac{i_1 \left(1 - \frac{1}{i_1}\right) + i_2}{i_1 \cdot i_2}} = \frac{1}{\frac{i_1 - 1 + i_2}{i_1 \cdot i_2}}.$$

Производя дальнейшее преобразование, окончательно получаем

$$\omega_4 = \frac{i_1 \cdot i_2}{i_1 + i_2 - 1}. \quad (2.11)$$

Переходя к числам зубьев составных звеньев редуцирующего механизма, запишем выражение

$$\begin{aligned}
 i_{ред} &= \frac{\frac{z_2}{z_2 - z_3} \cdot \frac{-z_4}{z_2 - z_4}}{\frac{z_2}{z_2 - z_3} + \frac{-z_4}{z_2 - z_4} - 1} = \frac{-z_4 \cdot z_2}{z_2(z_2 - z_4) - z_4(z_2 - z_3) - (z_2 - z_4)(z_2 - z_3)} = \\
 &= \frac{-z_4 \cdot z_2}{(z_2 - z_4) \cdot (z_2 - (z_2 - z_3)) - z_4(z_2 - z_3)} = \frac{-z_4 \cdot z_2}{z_3 \cdot (z_2 - z_4) - z_4(z_2 - z_3)} = \\
 &= \frac{-z_4 \cdot z_2}{z_2 \cdot z_3 - z_3 \cdot z_4 - z_4 \cdot z_2 + z_3 \cdot z_4} = \frac{-z_4 \cdot z_2}{z_2 \cdot z_3 - z_4 \cdot z_2} = \frac{-z_4 \cdot z_2}{z_2 \cdot (z_3 - z_4)} = \frac{-z_4}{z_3 - z_4}.
 \end{aligned}$$

Таким образом, для предложенной структурной схемы планетарной передачи типа 2К-Н с подвижными роликами формула для определения передаточного отношения имеет следующий вид:

$$i_{ред} = \frac{1}{1 - \frac{z_3}{z_4}}. \quad (2.12)$$

Используя полученную формулу, можно определиться с передаточным отношением прецессионного редуцирующего механизма, а следовательно, с подбором таких его основных параметров, как число зубьев контактирующих элементов.

Осуществив подбор параметров редуцирующего механизма, подсчитав его передаточные отношения и определившись с передаточным отношением клиноременной передачи, а также зная угловую скорость приводного электродвигателя, можно, воспользовавшись формулой (2.13), определить и минимально возможную скорость намотки каната на барабан:

$$V_{min} = \frac{\omega_{дв} \cdot R_{min}}{i_{ред} \cdot i_{рем}}, \quad (2.13)$$

где V_{min} – минимальная скорость намотки троса на барабан;

R_{min} – минимальное расстояние выходного витка каната от оси вращения барабана.

Вышеописанные зависимости позволяют определить основные параметры электропривода сельскохозяйственной лебедки. Далее будет произведен подбор геометрии зацепления прецессионного редуцирующего механизма, используемого в электроприводе лебедки.

2.2.2 Совершенствование геометрии зацепления прецессионного редуцирующего механизма.

Трансформация прецессионного зацепления в эксцентриковое зацепление с одним подвижным роликом.

В [13] предложено в зацеплении планетарной прецессионной передачи использовать конические ролики, контактирующие с профилем зубьев центрального колеса, представляющих собой профиль звездочки цепной передачи. Анализ работ по геометрии указанного зацепления [52, 53] позволил сделать вывод, что выбор параметров осуществлялся главным образом на основе применения методов компьютерного моделирования для конкретного объекта внедрения, т. е. методом визуального подбора параметров. Такой метод подхода оправдан, когда объект внедрения не предъявляет высоких требований к редуцирующему механизму (например, к кинематической точности вращения рабочего органа). Однако в случае применения в объекте внедрения электропривода с высокой частотой вращения входного вала редуцирующего механизма, требования по кинематической точности вращения выходного вала повышаются. Это приводит к необходимости использования зацепления, обеспечивающего более высокие показатели редуцирующего механизма. Следовательно, проектирование зацепления нужно вести с более высокой точностью, что может быть обеспечено только созданием методики на основе получения аналитических взаимосвязей между его параметрами. Такого рода методика может быть представлена в виде программного продукта, которым могут воспользоваться специалисты, не имеющие углубленных знаний в таких достаточно сложных трехмерных системах, как SolidWorks.

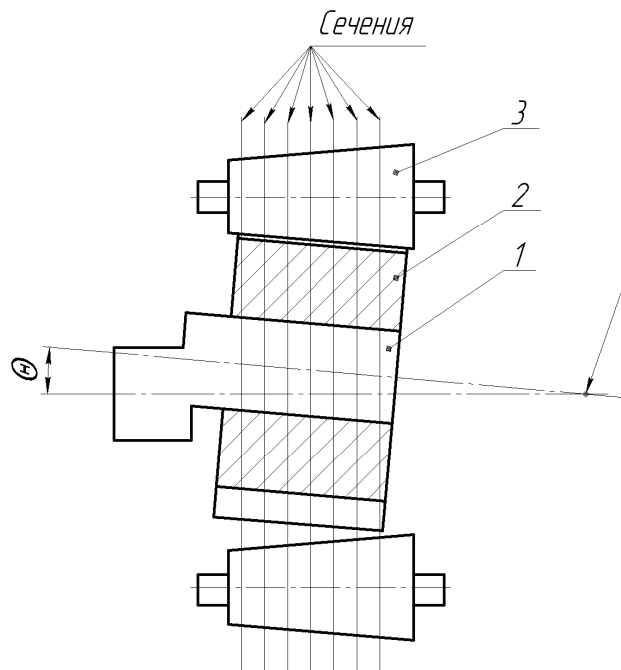
Следует также отметить, что разработка геометрии зацепления планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н с коническими роликами ранее не производилась.

Для упрощения процесса установления взаимосвязей между основными параметрами зацепления планетарной прецессионной передачи покажем, что ее структурную схему можно пошагово трансформировать в более простую передачу эксцентрикового типа с одним роликом.

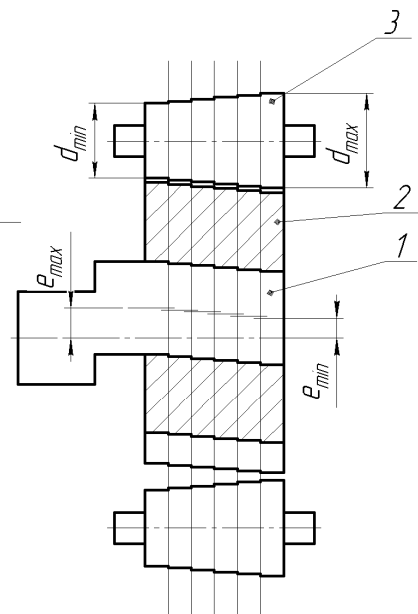
Далее приведены основные шаги указанной трансформации.

На рисунке 2.24, *а* условно представлена планетарная прецессионная передача, состоящая из косого кривошипа 1, сателлитного колеса 2 и конических роликов 3. Если условно разделить данную передачу множеством вертикальных плоскостей, перпендикулярных оси вращения входного вала, то между двумя сечениями будут находиться тонкослойные элементы кривошипа 1, сателлитного колеса 2 и конического ролика 3.

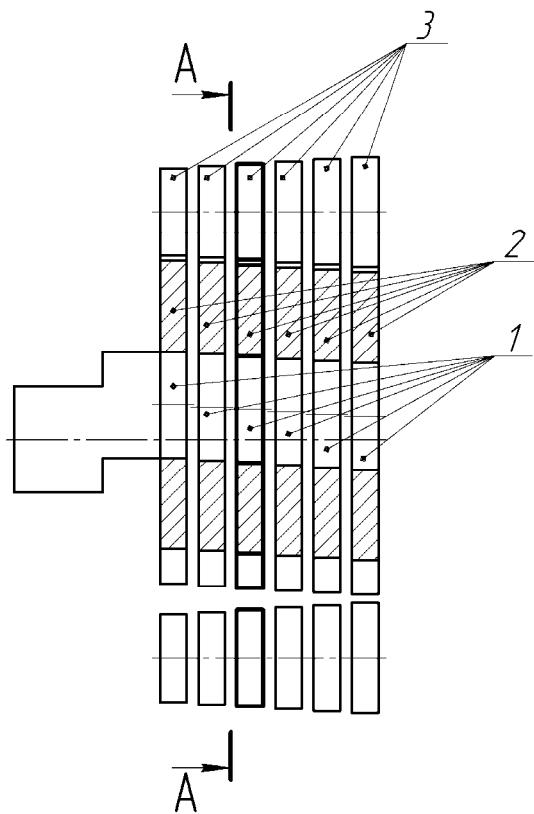
а)



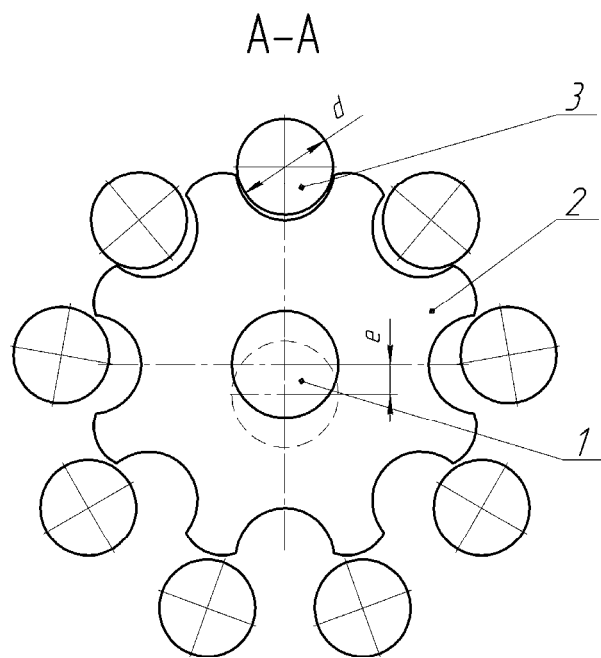
б)



в)



г)



а – прецессионная роликовая передача с разбивкой ее по сечениям; б – эксцентриковая роликовая передача, представленная в виде набора тонкослойных эксцентриковых передач; в – тонкослойные сечения эксцентриковой роликовой передачи; г – торцевой вид сечения тонкослойной эксцентриковой роликовой передачи

Рисунок 2.24 – Трансформация планетарной прецессионной передачи в передачу, состоящую из тонкослойных планетарных эксцентриковых передач

Так как указанные элементы тонкослойные, то каждый такой элемент наклонного кривошипа 1 можно рассматривать в виде эксцентрикового кривошипа, а конический ролик 3 – в виде цилиндрического ролика, имеющего диаметр, соответствующий определенному сечению (см. рисунок 2.24, б), т. е. между двумя сечениями тонкослойные элементы планетарной прецессионной передачи образуют так называемую тонкослойную планетарную эксцентриковую передачу (см. рисунок 2.24, в, г).

При обратном действии, в результате последовательного осевого совмещения тонкослойных планетарных эксцентриковых передач с разными эксцентриситетами кривошипа 1 и цилиндрическими ролика 3 с разными диаметральными размерами образуется планетарная прецессионная передача.

Вышеуказанное представление планетарной прецессионной передачи в виде тонкослойных эксцентриковых передач с разными параметрами эксцентриситета и диаметра ролика позволяет значительно упростить проведение анализа геометрии зацепления рассматриваемой прецессионной передачи и выбрать направления ее совершенствования.

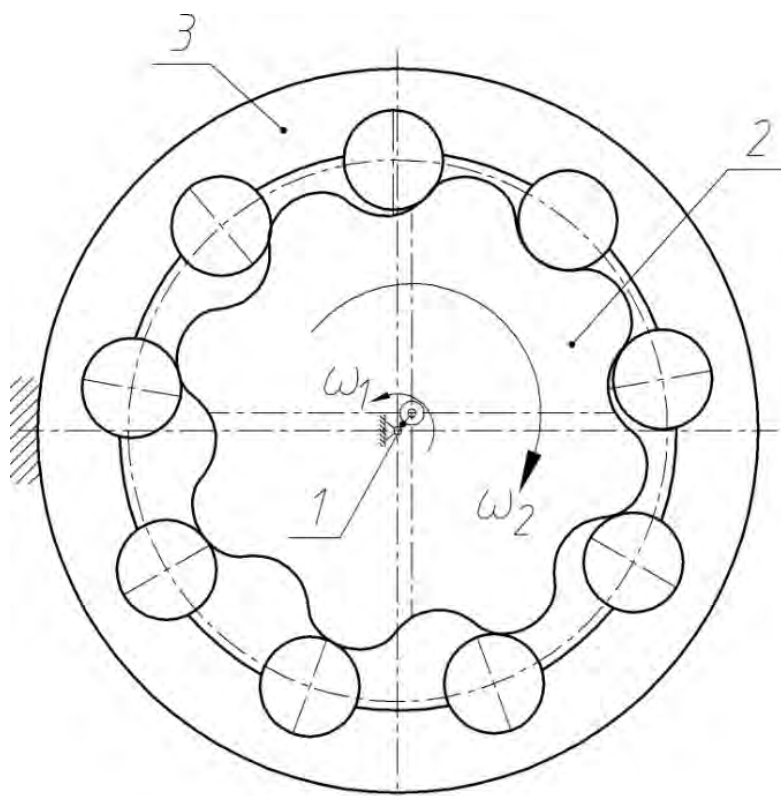
На рисунке 2.24, г показаны элементы тонкослойной планетарной эксцентриковой передачи, включающие эксцентриковый кривошип 1, сателлитное колесо 2, а также ролики, которые размещены в неподвижном корпусе 3.

Рассмотрим дальнейшую трансформацию уже одной тонкослойной планетарной эксцентриковой передачи, входящей в состав планетарной прецессионной передачи.

На рисунке 2.25 также показаны элементы тонкослойной планетарной эксцентриковой передачи, в которой ролики закреплены в неподвижном корпусе, вращение ω_1 передается от кривошипного эксцентричного вала 1 на сателлитное колесо 2, которое совершает плоскопараллельное движение благодаря взаимодействию зубчатой поверхности сателлитного колеса с роликами корпуса 3.

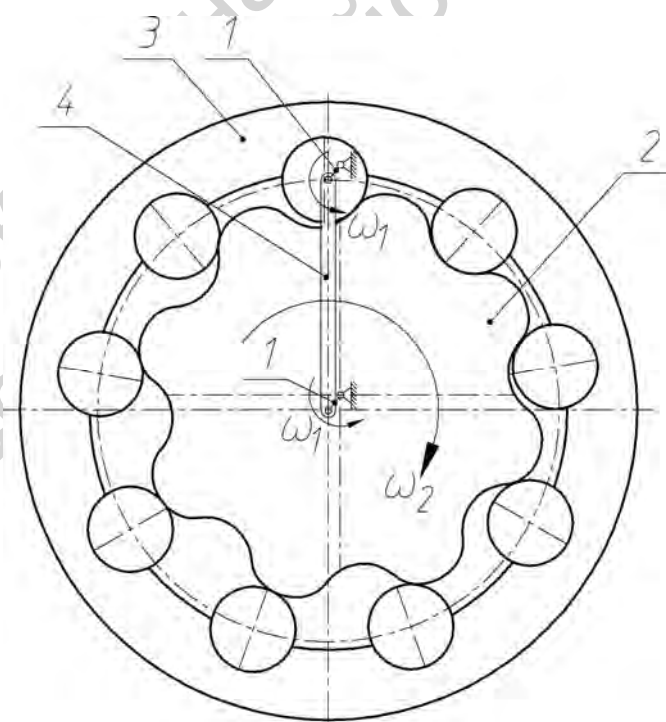
Как известно, плоскопараллельное движение тела состоит из поступательного и вращательного движений (см. рисунок 2.25). Разделим эти два движения следующим образом: вращательное движение с угловой скоростью ω_2 придадим сателлитному колесу 2, а поступательное движение, которое может быть создано в результате использования механизма параллельных кривошипов 4 (рисунок 2.26), будет совершать корпус 3 с роликами.

Последнее преобразование получается путем передачи функции входного вращения от кривошипного вала одному из роликов 3, который находится на оси введенного нами нового кривошипа 1 (рисунок 2.27). Отпадает необходимость в использовании всех остальных роликов.



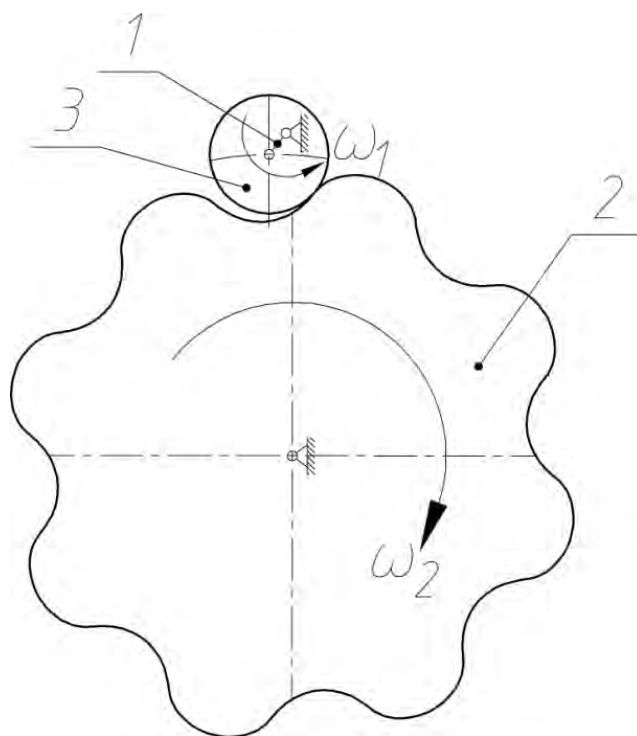
1 – эксцентриковый вал; 2 – сателлитное колесо; 3 – корпус с роликами

Рисунок 2.25 – Тонкослойная эксцентриковая планетарная передача



1 – кривошип; 2 – сателлитное колесо; 3 – корпус с роликами; 4 – механизм параллельных кривошипов

Рисунок 2.26 – Тонкослойная эксцентриковая планетарная передача с механизмом параллельных кривошипов



1 – кривошип; 2 – сателлитное колесо; 3 – ролик

Рисунок 2.27 – Тонкослойная эксцентриковая планетарная передача с одним роликом

Следует отметить, что на основе предложенной для анализа упрощенной схемы не может быть создан редуцирующий механизм, т. к. коэффициент перекрытия зацепления этого механизма будет значительно меньше 1. Однако процесс контактного взаимодействия в механизме, образованном на базе упрощенной схемы, совпадает на некоторых стадиях с процессом контактного взаимодействия в тонкослойной планетарной передаче эксцентрикового типа, а следовательно, и в планетарной прецессионной передаче. Поэтому результаты исследований, полученные на основе упрощенной схемы, изображенной на рисунке 2.27, могут быть в полной мере адекватны результатам исследований зацепления планетарной прецессионной передачи. При этом использование упрощенной схемы для исследования процесса контактного взаимодействия планетарной прецессионной передачи способствует более облегченному пониманию процесса контактного взаимодействия ролика с поверхностью зубьев сателлитного колеса. Следует отметить, что благодаря предложенной трансформации упрощается вывод математических зависимостей между основными параметрами зацепления планетарной прецессионной передачи.

Уравнение поверхности зубьев сателлитного колеса тонкослойной эксцентриковой передачи.

Ранее было отмечено, что планетарную прецессионную передачу можно представить в виде набора в осевом направлении тонкослойных планетарных передач эксцентрикового типа, имеющих разные значения эксцентриситета и диаметра ролика. Кроме этого, указанные тонкослойные эксцентриковые передачи отличаются и формой поверхности зубьев сателлитного колеса. Получим уравнения, позволяющие определять координаты кривой, описывающей поверхность зубьев сателлитного колеса.

Для определения уравнения кривой, описываемой центром ролика центрального колеса, воспользуемся рисунком 2.28. Как видно из рисунка, при повороте кривошипа OA шатун AB повернется относительно точки на угол, равный отношению угла поворота кривошипа φ к количеству зубьев сателлита φ/z , т. к. при использовании схемы планетарного эксцентрикового редуктора с разницей зубьев между сателлитом и центральным колесом, равной 1, передаточное отношение редуцирующего механизма равно числу зубьев сателлита.

Для нахождения радиуса-вектора ρ воспользуемся теоремой косинусов:

$$\rho = \sqrt{e^2 + R^2 - 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos(180 - \varphi - \varphi/z)}. \quad (2.14)$$

Для определения координат центра ролика необходимо знать угол γ . Для этого рассмотрим $\triangle OAB$, в котором вначале найдем угол δ , воспользовавшись теоремой синусов.

$$\frac{e}{\sin \delta} = \frac{\rho}{\sin(180 - \varphi - \varphi/z)}; \quad (2.15)$$

$$\delta = \arcsin \left(\frac{e \cdot \sin(180 - \varphi - \varphi/z)}{\rho} \right); \quad (2.16)$$

$$\gamma = 180 - (180 - \delta + \varphi/z) = \delta - \varphi/z; \quad (2.17)$$

$$x = \rho \cdot \cos \gamma; \quad (2.18)$$

$$y = \rho \cdot \sin \gamma. \quad (2.19)$$

На основании полученных уравнений координат центра ролика колеса можно построить траекторию его движения (рисунок 2.29).

Приведем конечный вид уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{dy}{d\varphi} = & \frac{R \cdot e \cdot \sin \left(\arcsin \left(\frac{e \cdot \sin \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}{\sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}} \right) - \frac{\varphi}{z} \right) \cdot \sin \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right) \cdot \left(\frac{1}{z} + 1 \right)}{\sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}} - \\ & - \cos \left(\arcsin \left(\frac{e \cdot \sin \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}{\sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}} \right) - \frac{\varphi}{z} \right) \times \\ & \times \left(\frac{e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right) \cdot \left(\frac{1}{z} + 1 \right)}{\sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}} + \frac{R \cdot e^2 \cdot \sin \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{z} + 1 \right)}{\left(R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right) \right)^{\frac{3}{2}}} \right) + \frac{1}{z} \times \\ & \times \left(\frac{e^2 \cdot \sin \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}{\sqrt{1 - \frac{e^2 \cdot \sin \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}} \right) + \frac{1}{z} \times \\ & \times \sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}; \end{aligned} \quad (2.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{dx}{d\varphi} = & \sin \left(\arcsin \left(\frac{e \cdot \sin \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}{\sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}} \right) - \frac{\varphi}{z} \right) \times \\ & \times \left(\frac{e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right) \cdot \left(\frac{1}{z} + 1 \right)}{\sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}} + \frac{R \cdot e^2 \cdot \sin \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{z} + 1 \right)}{\left(R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right) \right)^{\frac{3}{2}}} \right) + \frac{1}{z} \times \\ & \times \left(\frac{e^2 \cdot \sin \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}{\sqrt{1 - \frac{e^2 \cdot \sin \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)}} \right) + \frac{1}{z} \times \\ & \times \sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi \right)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times \sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos\left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi\right)} + \\
& R \cdot e \cdot \cos \left(\arcsin \left(\frac{e \cdot \sin\left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi\right)}{\sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos\left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi\right)}} \right) - \frac{\varphi}{z} \right) \cdot \sin\left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi\right) \cdot \left(\frac{1}{z} + 1\right) \\
& + \frac{\sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos\left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi\right)}}{\sqrt{R^2 + e^2 + 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos\left(-\frac{\varphi}{z} - \varphi\right)}}. \quad (2.22)
\end{aligned}$$

После определения угла касательной τ находим координаты точек формообразующей кривой 2 и радиус-вектор ρ_1 :

$$x_1 = x - R_{pol} \cdot \sin \tau; \quad (2.23)$$

$$y_1 = x + R_{pol} \cdot \cos \tau; \quad (2.24)$$

$$\rho_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}. \quad (2.25)$$

Таким образом, на основе уравнений (2.23)–(2.25) могут быть получены кривые, образующие каркасную поверхность зубьев сателлитного колеса при разных значениях основных параметров зацепления тонкослойной эксцентриковой передачи.

Уравнения (2.23)–(2.25) для расчета параметров поверхности зубьев будут использованы далее при определении зависимостей для расчета параметров конических роликов планетарной прецессионной передачи.

Формообразование поверхностей зубьев сателлита тонкослойных эксцентриковых передач с различными отношениями эксцентриситета кривошипного вала и радиуса расположения роликов.

Воспроизведем процесс формообразования поверхностей сателлитного колеса тонкослойных эксцентриковых передач с различными отношениями величин эксцентриситета кривошипного вала и радиуса расположения роликов.

Для этого воспользуемся схемой формообразования поверхности, показанной на рисунке 2.30.

Формообразование происходит следующим образом.

Формообразующий ролик, расположенный эксцентрично приводному валу, приводится во вращательное движение относительно его оси с угловой скоростью ω_1 . Одновременно вращается с угловой скоростью ω_2 заготовка сателлитного колеса, на котором должна формообразовываться

зубчатая поверхность. Форма получаемой поверхности зависит от отношения указанных угловых скоростей, а также от значений эксцентриситета e формообразующего ролика и радиуса расположения оси вращения ролика относительно центра вращения заготовки сателлитного колеса $R_{\text{Ц}}$.

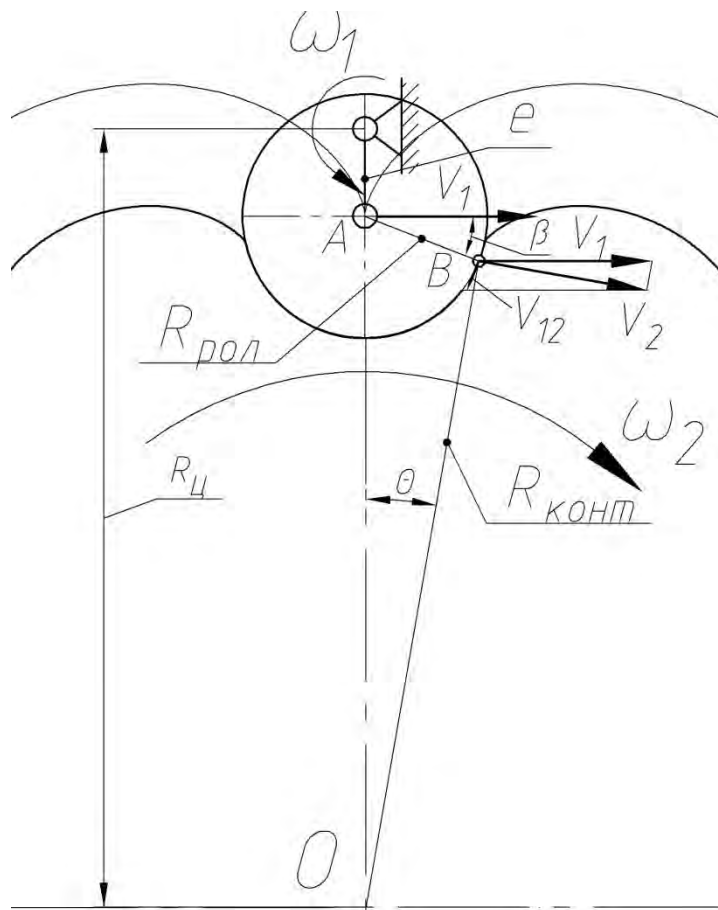


Рисунок 2.30 – Схема формообразования поверхности зубьев сателлитного колеса

Так как соотношение вышеуказанных угловых скоростей отражает число зубьев сателлитного колеса, следовательно, этот параметр является исходным, а форма поверхности зубьев определяется только значениями эксцентриситета e формообразующего ролика и радиусом расположения оси вращения ролика относительно центра вращения заготовки сателлитного колеса $R_{\text{Ц}}$.

Выбрав радиус ролика $R_{\text{рол}}$, можно получить зависимости для расчета радиусов вершин R_a и впадин R_f зубчатой поверхности сателлитного колеса:

$$R_a = R_{\text{Ц}} - e - R_{\text{рол}}; \quad (2.26)$$

$$R_f = R_{\text{Ц}} + e - R_{\text{рол}}. \quad (2.27)$$

Скорость точки A центра формообразующего ролика

$$\vec{V}_1 = \omega_1 \cdot e; \quad (2.28)$$

скорость точки B контакта зубчатой поверхности сателлитного колеса

$$\vec{V}_2 = \omega_2 \cdot R_{\text{конт}} \cdot \cos \theta. \quad (2.29)$$

В случае, когда скорость точек центра формообразующего ролика меньше скорости точек контакта сателлитного колеса ($\vec{V}_1 < \vec{V}_2$), кривая образующей поверхности зубьев сателлитного колеса представляет собой циклоидальную кривую (рисунок 2.31).

В случае, когда скорость точек центра формообразующего ролика больше скорости точек формообразующей поверхности сателлитного колеса ($\vec{V}_1 > \vec{V}_2$), происходит процесс срезания роликом поверхности зубьев формообразующего сателлитного колеса. Образуется так называемая петля в траектории движения центра ролика (рисунок 2.32).

Образованная поверхность зубьев сателлита была названа эксцентриковой.

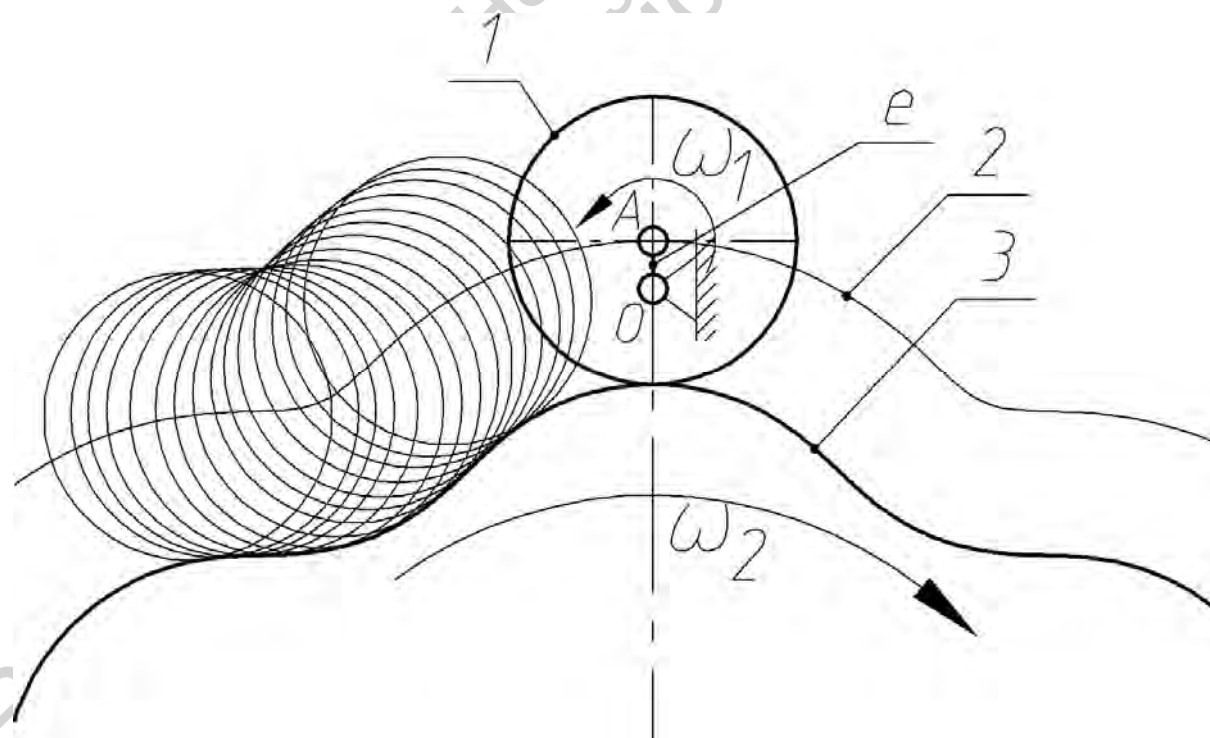


Рисунок 2.31 – Циклоидальная кривая траектории движения

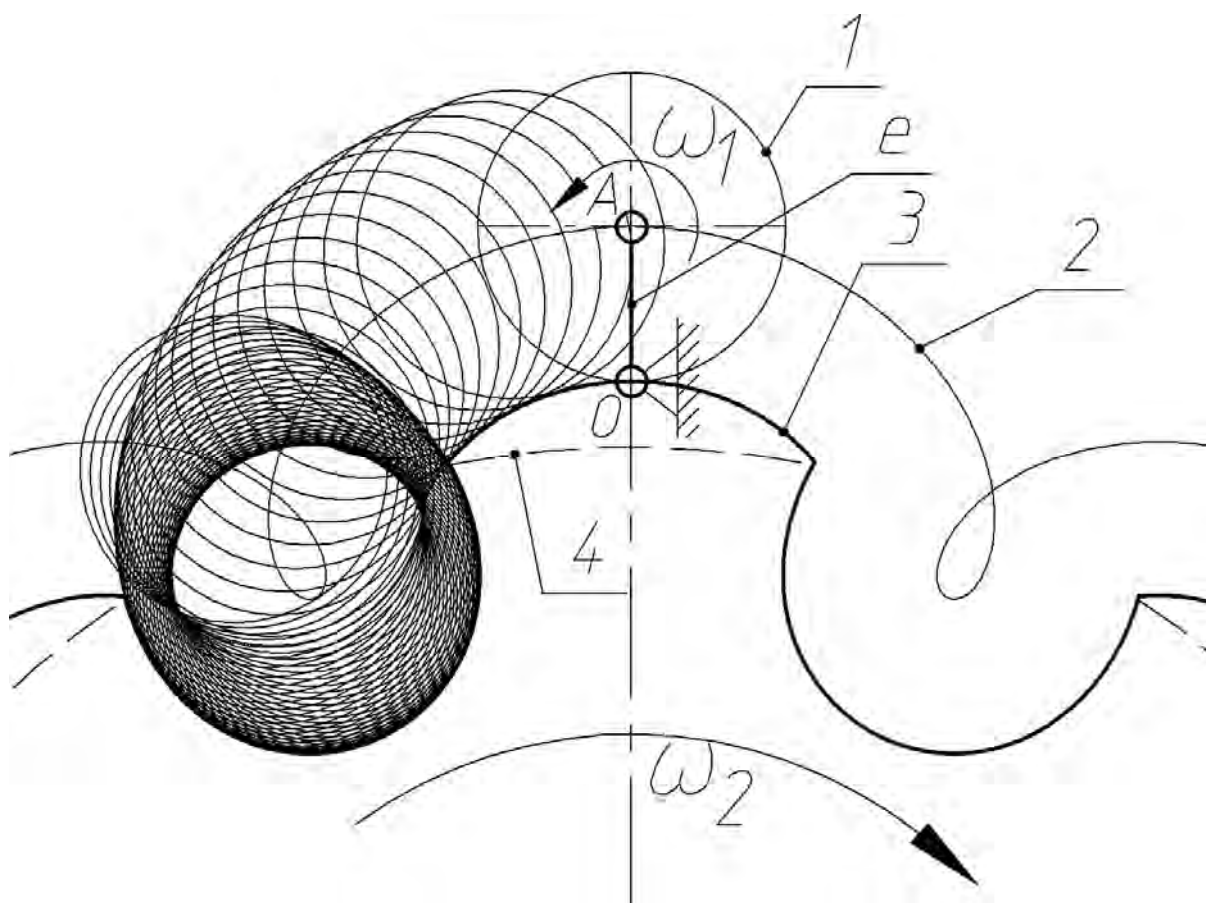


Рисунок 2.32 – Траектория движения с петлей

Так как могут быть образованы два типа поверхностей зубьев сателлита (циклоидальная и эксцентриковая), необходимо определить, при каком значении эксцентриситета формообразующего ролика происходит переход от циклоидальной к эксцентриковой поверхности зубьев сателлитного колеса в планетарной прецессионной передаче.

Как видно из рисунка 2.30, петля не будет образовываться в случае, когда $\vec{V}_1 = \vec{V}_2$, т. е. скорость точки A центра формообразующего ролика будет равна скорости точки B контактной зубчатой поверхности сателлитного колеса.

Скорости точек A ($\vec{V}_1$) и B ($\vec{V}_2$) определяются согласно выражениям (2.28) и (2.29).

Приравняв скорости точек, получим

$$\omega_1 \cdot e = \omega_2 \cdot R_{\text{конт}} \cdot \cos \theta. \quad (2.30)$$

Значение $\cos \theta$ определим следующим образом:

$$\cos \theta = \frac{R_{\text{ц}} - e - R_{\text{пол}} \cdot \sin \beta}{R_{\text{конт}}}; \quad (2.31)$$

$$\omega_1 \cdot e = \omega_2 \cdot R_{\text{конт}} \cdot \frac{R_{\text{ц}} - e - R_{\text{пол}} \cdot \sin \beta}{R_{\text{конт}}}; \quad (2.32)$$

$$\omega_1 \cdot e = \omega_2 \cdot R_{\text{ц}} - \omega_2 \cdot e - \omega_2 \cdot R_{\text{пол}} \cdot \sin \beta. \quad (2.33)$$

Преобразуя формулу (2.33), получим выражение

$$e = \frac{\omega_2 \cdot (R_{\text{ц}} - R_{\text{пол}} \cdot \sin \beta)}{\omega_1 + \omega_2} = \frac{\frac{\omega_2 \cdot (R_{\text{ц}} - R_{\text{пол}} \cdot \sin \beta)}{\omega_2}}{\frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_2}} = \frac{R_{\text{ц}} - R_{\text{пол}} \cdot \sin \beta}{\frac{\omega_1}{\omega_2} + 1}.$$

В результате

$$e = \frac{R_{\text{ц}} - R_{\text{пол}} \cdot \sin \beta}{u + 1}. \quad (2.34)$$

Таким образом, получена зависимость для определения эксцентриситета формообразующего ролика, при котором происходит переход от циклоидальной к эксцентриковой поверхности сателлитного колеса.

Следовательно, увеличив значение эксцентриситета e относительно значения, рассчитанного на основе зависимости (2.34), поверхность зубьев сателлитного колеса будет являться эксцентриковой, уменьшив значение эксцентриситета, получим чисто циклоидальную поверхность сателлитного колеса.

Так как планетарная прецессионная передача может быть набрана в осевом направлении из множества тонкослойных эксцентриковых передач с циклоидальным и эксцентриковым профилями зубьев сателлитного колеса, то встает вопрос: какую из вышеуказанных поверхностей зубьев сателлитного колеса рационально использовать для создания планетарного прецессионного механизма?

Далее на основе проведения кинематического и силового анализа обосновывается идея о возможности использования тонкослойных эксцентриковых передач только с эксцентриковыми зубчатыми поверхностями сателлитного колеса при создании планетарного прецессионного механизма.

Кинематический и силовой анализ тонкослойных эксцентриковых передач с различными отношениями эксцентриситета кривошипного вала и радиуса расположения оси вращения ролика.

Наиболее распространенный в настоящее время путь повышения основных показателей зацепления механической передачи – это повышение точности изготовления и жесткости контактирующих ее звеньев [22, 23]. Однако такой путь приводит к увеличению ценовых показателей и габаритов редуцирующего механизма.

На примере создания планетарной прецессионной передачи попытаемся показать, что имеются другие пути улучшения служебных свойств зацепления механических передач без увеличения их габаритных и ценовых показателей.

Одним из наиболее важных показателей зацепления механических передач является относительная скорость скольжения контактирующих звеньев [54]. Чем меньше значение указанной скорости, тем выше КПД и долговечность механической передачи.

Проведем визуальный анализ, как изменяется значение относительной скорости скольжения контактирующих звеньев в тонкослойной эксцентриковой передаче с циклоидальной и эксцентриковой поверхностями зубьев сателлитного колеса.

Кинематическая картина контактного взаимодействия ролика с поверхностью зубьев сателлитного колеса в случае использования циклоидальной поверхности показана на рисунке 2.33, а; в случае использования эксцентриковой поверхности зубьев сателлита – на рисунке 2.33, б.

Скорость центра ролика V_1 может быть перенесена в точку контакта ролика с зубчатой поверхностью сателлитного колеса, т. к. предположим, что ролик не имеет возможности поворота на кривошипе вокруг своей оси, т. е. движение ролика является чисто поступательным.

Скорость V_1 можно разложить на две составляющие:

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_2 + \vec{V}_{12}, \quad (2.35)$$

где V_2 – окружная скорость точек контакта зубьев сателлитного колеса;

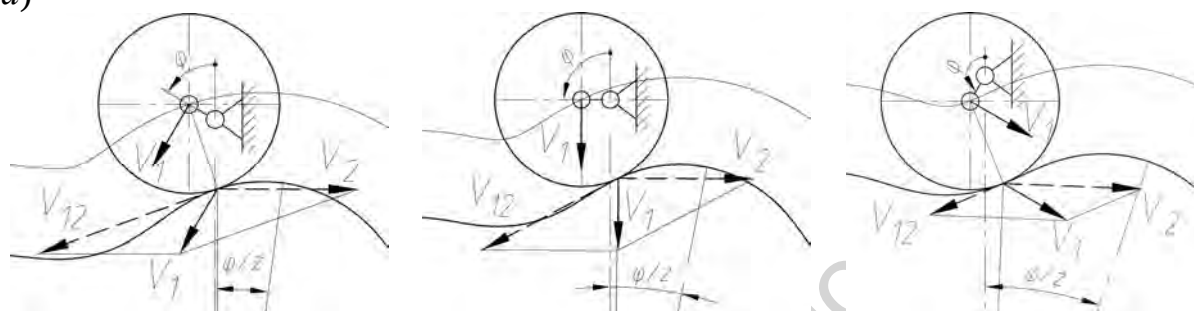
V_{12} – относительная скорость скольжения ролика с поверхностью зуба сателлитного колеса в точке контакта.

Анализ кинематической картины контактного взаимодействия ролика с поверхностью зубьев сателлитного колеса (см. рисунок 2.33) позволяет сделать выводы, что в случае применения циклоидальной поверхности относительная скорость контактного взаимодействия звеньев V_{12} на протяжении всего контактного взаимодействия ролика с циклоидальной поверхностью сателлита меняется незначительно и соизмерима со значения-

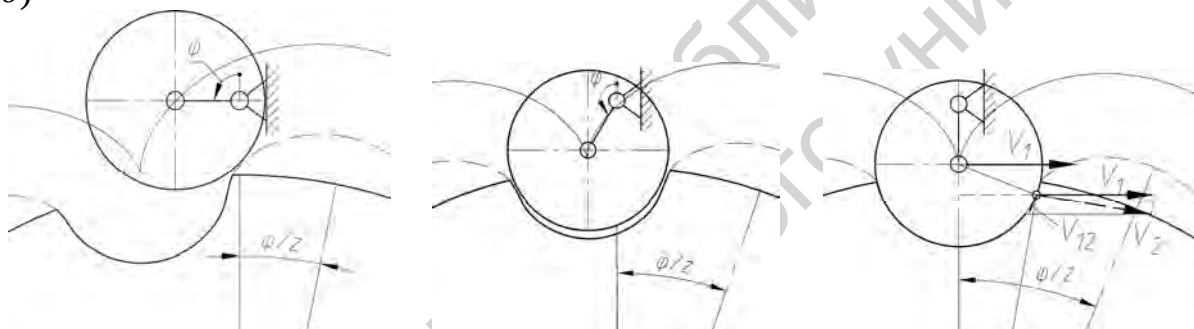
ми окружной скорости V_2 контактирующих точек сателлитного колеса.

При использовании эксцентриковой поверхности контакт ролика с поверхностью зубьев сателлитного колеса осуществляется только тогда, когда ролик полностью вошел во впадину его зуба. Относительная скорость контактного взаимодействия V_{12} в этом случае минимальна и даже приближается к нулевому значению.

а)



б)



а – циклоидальная поверхность; б – эксцентриковая поверхность

Рисунок 2.33 – Кинематическая картина контактного взаимодействия ролика с поверхностью зубьев сателлитного колеса

Проанализируем картину силового взаимодействия ролика с поверхностью зубьев сателлитного колеса в указанных двух случаях использования контактирующих поверхностей, представленную на рисунке 2.34.

При контакте ролика с зубьями сателлитного колеса возникает нормальная сила N , которая может быть разложена на окружную F_T и радиальную F_r , составляющие следующим образом:

$$\vec{N} = \vec{F}_T + \vec{F}_r, \quad (2.36)$$

где N – нормальная сила в контактном взаимодействии;

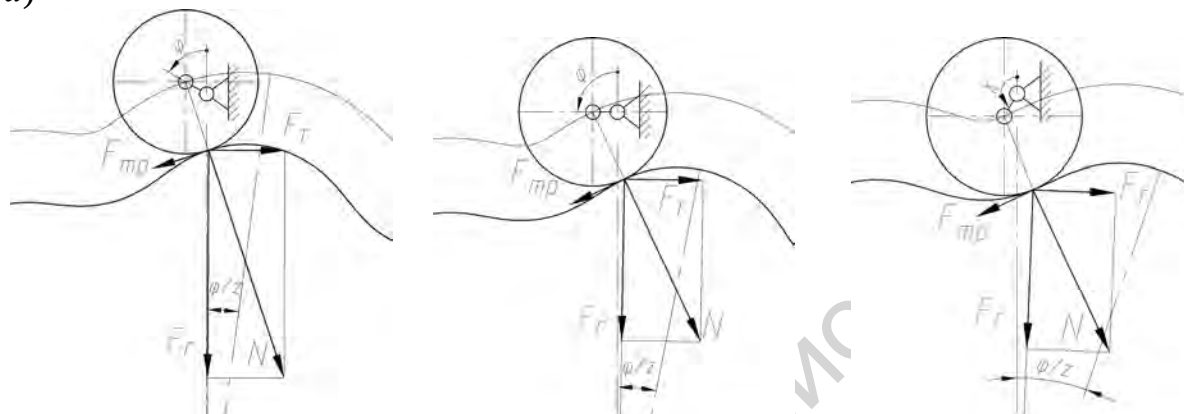
F_T – окружная сила в контактном взаимодействии;

F_r – радиальная сила в контактном взаимодействии.

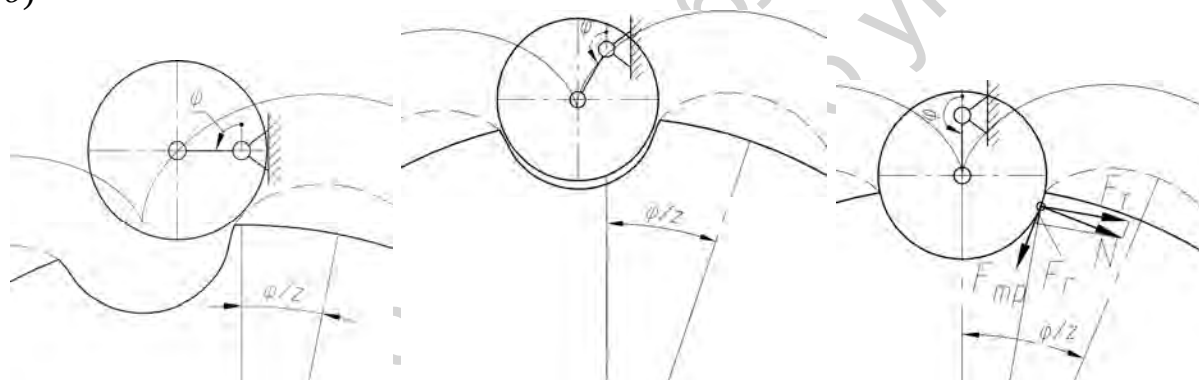
Увеличение значения указанной нормальной силы N приводит к ряду явлений, отрицательно сказывающихся на показателях зацепления любой

механической передачи. Во-первых, ее рост приводит к росту силы трения F_{mp} , а следовательно, и увеличению значения механических потерь. Во-вторых, увеличение значения нормальной силы N приводит к увеличению размеров контактирующих звеньев (диаметра ролика и габаритов сателлитного колеса).

а)



б)



а – циклоидальная поверхность; б – эксцентриковая поверхность

Рисунок 2.34 – Картина силового взаимодействия ролика с поверхностью зубьев сателлитного колеса

Анализ картины силового взаимодействия (см. рисунок 2.34) позволяет сделать вывод, что значение нормальной силы N в случае использования эксцентриковой поверхности зуба сателлитного колеса значительно меньше значения нормальной силы N при использовании циклоидальной поверхности зубьев сателлита при одном и том же значении окружной составляющей F_T , определяющей значение выходного момента.

Таким образом, при использовании эксцентриковой поверхности зуба сателлита в зацеплении с роликом два важных фактора, определяющих один из основных показателей зацепления механической передачи КПД, имеют минимальное значение по сравнению с зацеплением с циклоидальной поверхностью зубьев сателлитного колеса.

Кроме этого, положительным явлением при использовании эксцен-

триковой поверхности зубьев сателлитного колеса является наличие зазора при входе ролика в зацепление с поверхностью зуба сателлитного колеса (см. рисунок 2.34).

Во-первых, при входе ролика в контактное взаимодействие с зубьями сателлита указанные выше факторы (относительная скорость скольжения звеньев V_{12} , нормальная сила контактного взаимодействия N) имеют максимальное значение. Поэтому отсутствие контактного взаимодействия в момент входа ролика в зацепление с зубьями сателлитного колеса обеспечивает повышенные значения КПД зацеплению.

Во-вторых, в случае упругой деформации звеньев передачи, а также наличия погрешностей изготовления ее звеньев обеспечение зазора при входе ролика в контактное зацепление гарантирует, что не произойдет заклинивание контактирующих звеньев в зацеплении и будут созданы регламентированные условия его работы даже в вышеуказанных условиях. Поэтому назовем зазор при входе ролика в зацепление с поверхностью зуба сателлитного колеса гарантированным.

Таким образом, при использовании тонкослойных эксцентриковых передач с эксцентриковой поверхностью сателлитного колеса имеется возможность обеспечения гарантированного зазора при входе ролика в контактное зацепление с указанной поверхностью. При использовании эксцентриковых передач с циклоидальной поверхностью такая возможность отсутствует.

Следует отметить, что анализ рисунков контактного (см. рисунок 2.33) и силового (см. рисунок 2.34) взаимодействия ролика с эксцентриковой поверхностью зубьев сателлитного колеса позволил выявить и недостаток данной схемы контактного взаимодействия. Это кратковременность взаимодействия ролика с эксцентриковой поверхностью зубьев сателлитного колеса, не позволяющая обеспечить перекрытие контактного зацепления при переходе от одного ролика к другому, т. е. данное зацепление в планетарных эксцентриковых передачах (в передачах с эксцентриковым кривошипом) не применимо.

Таким образом, встает задача увеличения продолжительности контактного зацепления при использовании эксцентриковой поверхности в передачах эксцентрикового типа.

Как уже ранее было сказано, планетарная прецессионная передача может быть представлена из набора тонкослойных эксцентриковых передач. Если это будут тонкослойные эксцентриковые передачи, имеющие одинаковые параметры эксцентриситета, то прецессионная передача превратится в передачу эксцентрикового типа. Указанная передача будет иметь недостаток при использовании эксцентриковой поверхности зубьев сателлитного колеса, заключающийся в невозможности обеспечения перекрытия контактного взаимодействия при переходе контакта от одного ролика к другому.

Задача увеличения продолжительности контактного взаимодействия может быть решена в случае набора планетарной прецессионной передачи из тонкослойных эксцентриковых передач с разными значениями эксцентриситета кривошипа. Причем поверхность зубьев сателлитного колеса в данном варианте может быть эксцентриковой.

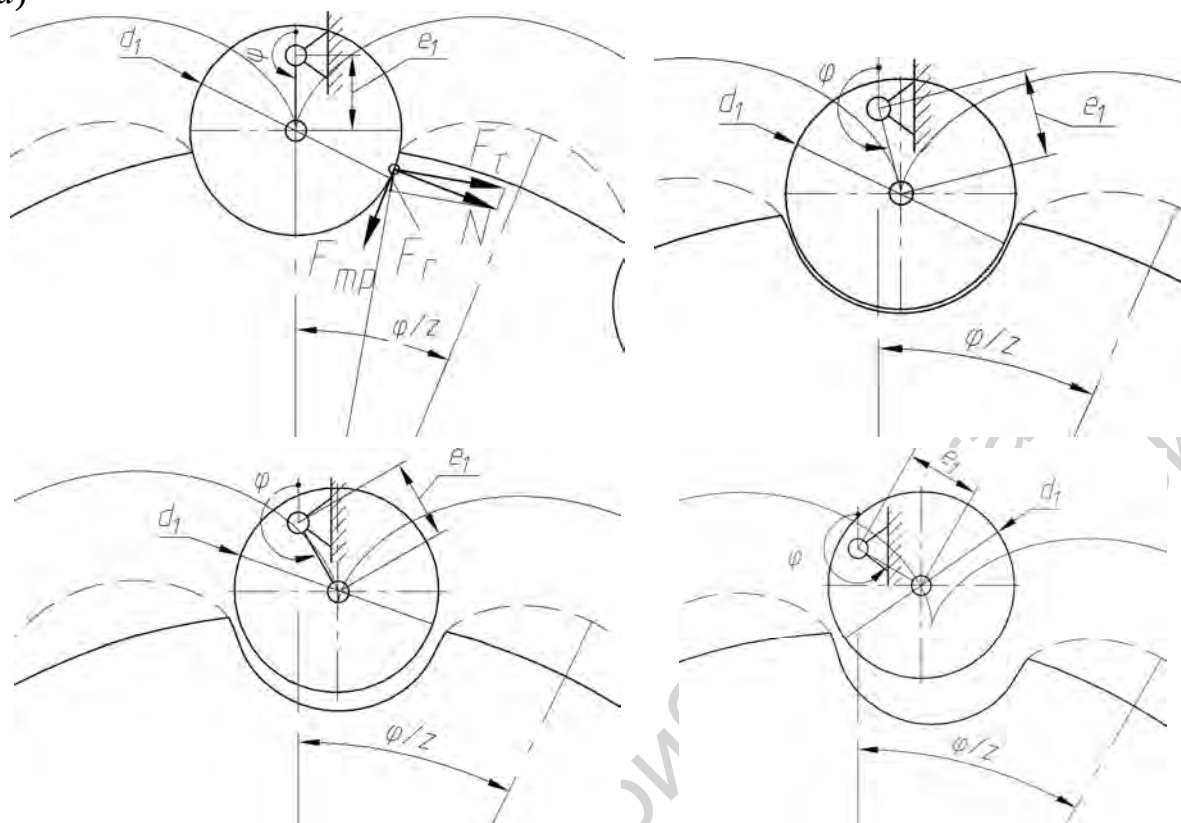
На рисунке 2.35 показана картина контактного взаимодействия роликов с зубьями сателлитного колеса.

Рассмотрены три тонкослойные эксцентриковые передачи с эксцентриковой поверхностью зубьев сателлитного колеса, отличающиеся друг от друга различными значениями эксцентриситета. На рисунке 2.35, *а* показано контактное взаимодействие ролика с эксцентриковой поверхностью зуба сателлитного колеса в случае, когда ролик полностью находится во впадине зуба в тонкослойной эксцентриковой передаче с эксцентриситетом ролика, подсчитанным согласно формуле (2.34). Как было ранее отмечено, значение эксцентриситета определяет граничный случай циклоидальной и эксцентриковой поверхностей зубьев сателлитного колеса. На рисунке 2.35, *б* представлено контактное взаимодействие при том же положении ролика относительно впадины зуба, однако показана вторая тонкослойная эксцентриковая передача, где значение эксцентриситета завышено относительно расчетного значения. В случае второй тонкослойной эксцентриковой передачи с целью исключения интерференции диаметр ролика меньше диаметра ролика первой тонкослойной эксцентриковой передачи. На рисунке 2.35, *в* приведена третья тонкослойная эксцентриковая передача при том же угловом положении кривошипа, отличающаяся еще большим увеличением эксцентриситета ролика и меньшим значением его диаметра.

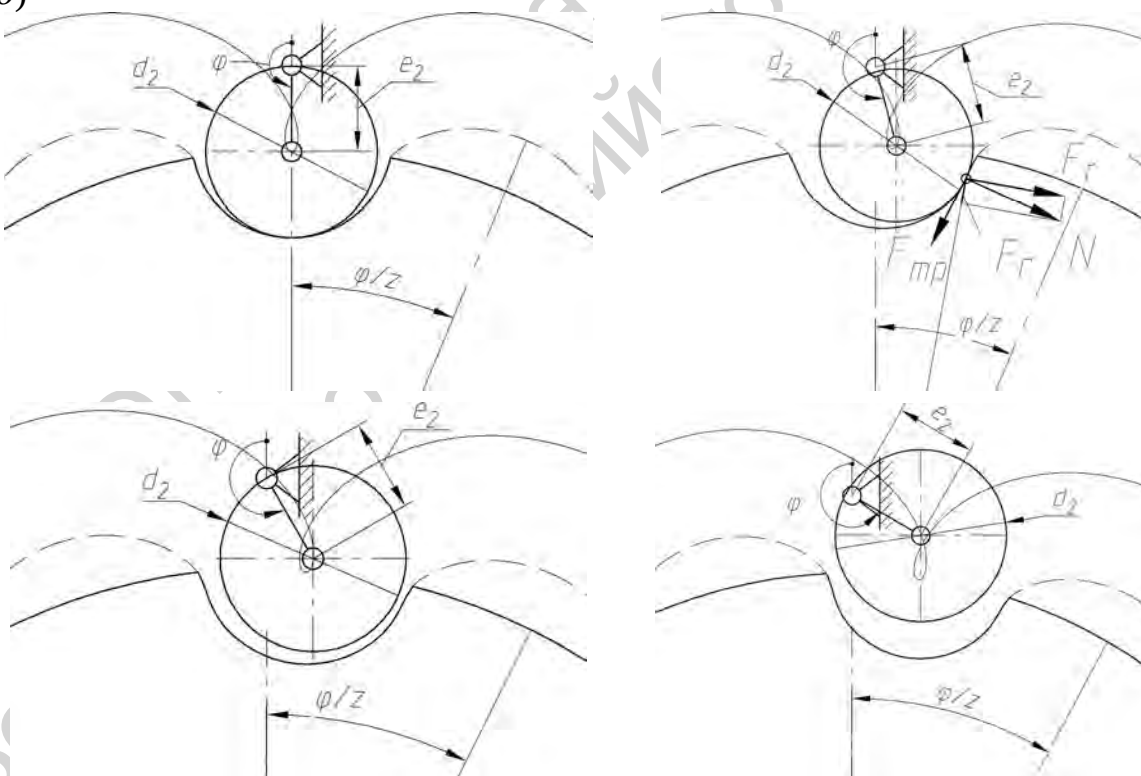
Анализ контактного взаимодействия при угловом положении кривошипа, соответствующего расположению ролика во впадине зуба сателлитного колеса, в указанных трех тонкослойных эксцентриковых передачах позволяет сделать вывод, что взаимодействие ролика с зубом осуществляется в первой тонкослойной эксцентриковой передаче. В двух других передачах с увеличенным значением эксцентриситета, а также с уменьшенным значением диаметра ролика контакт ролика и зуба сателлитного колеса отсутствует.

Повернем кривошип ролика, т. е. изменим положение ролика относительно впадины зуба сателлитного колеса для трех указанных выше тонкослойных эксцентриковых передач (см. рисунок 2.35, *б*). Анализ контактного взаимодействия ролика с поверхностью зуба сателлитного колеса при положении ролика, показанном на рисунке 2.35, *б*, позволяет сделать вывод, что контактное взаимодействие осуществляется уже во второй тонкослойной эксцентриковой передаче, где эксцентриситет ролика больше, чем в первой передаче, но меньше, чем в третьей.

а)



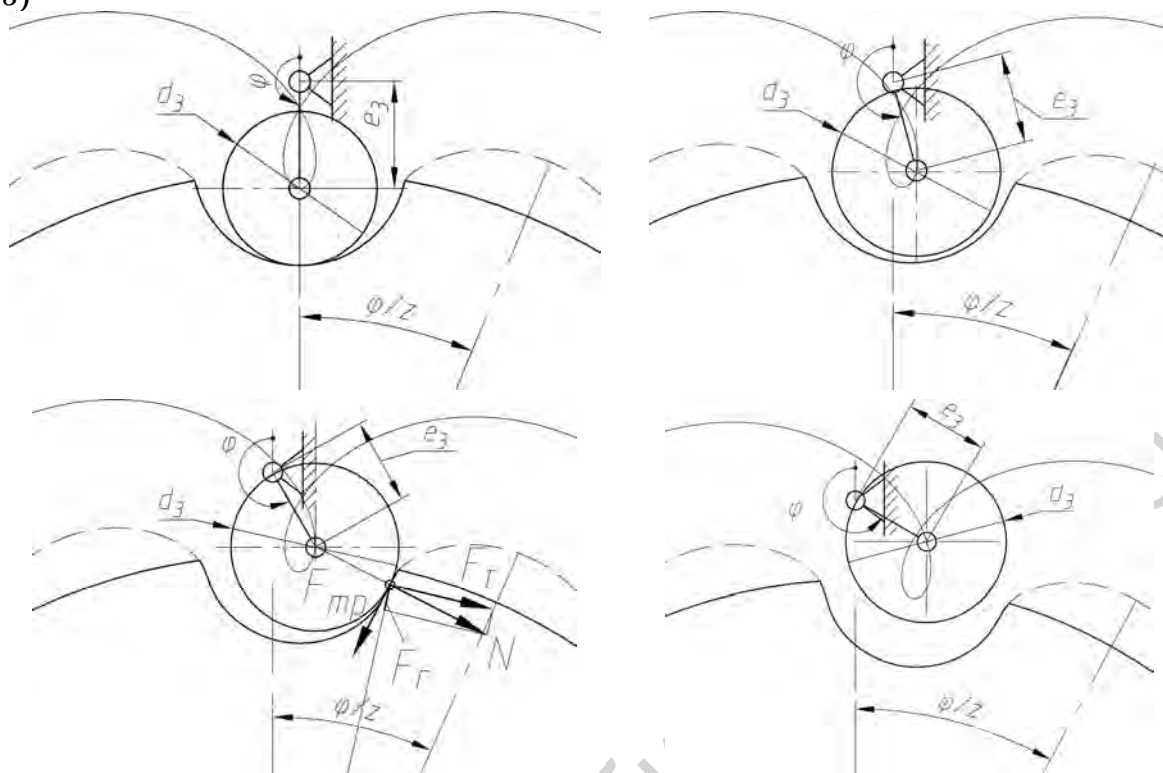
б)



а – первая тонкослойная эксцентриковая передача; б – вторая тонкослойная эксцентриковая передача; в – третья тонкослойная эксцентриковая передача

Рисунок 2.35 – Картина контактного взаимодействия роликов с зубьями сателлитного колеса

в)



Окончание рисунка 2.35

Увеличив угол поворота кривошипа ролика еще на некоторое значение (см. рисунок 2.35, в), можно заметить, что при данном положении ролика относительно зуба сателлитного колеса в контакте находится ролик и зуб сателлита третьей тонкослойной эксцентриковой передачи, характеризующейся максимальным значением эксцентриситета ролика и минимальным значением его диаметрального размера.

При дальнейшем увеличении угла поворота кривошипа во всех трех тонкослойных эксцентриковых передачах контакт отсутствует (см. рисунок 2.35, а, б, в).

Так как планетарная прецессионная передача состоит из набора в осевом направлении тонкослойных эксцентриковых передач с различными эксцентриситетами кривошипа и диаметрами ролика, то на примере рассмотрения трех вышеуказанных тонкослойных эксцентриковых передач можно сделать вывод, что в планетарной прецессионной передаче продолжительность контактного взаимодействия может быть увеличена за счет последовательного включения в контактное взаимодействие участков зуба, отстоящих друг от друга на некотором расстоянии в осевом направлении, т. е. в случае планетарной прецессионной передачи недостаток продолжительности контакта в торцевом сечении зуба компенсируется перекрытием вдоль его оси. Следует отметить, что продолжительность контактного зацепления определяется его геометрией. Поэтому далее рассмотрены вопросы определения основных параметров зацепления планетарной прецессионной передачи, т. е. его оптимальных показателей.

Определение геометрических параметров конического ролика на основе установления необходимой величины гарантированного зазора при входе роликов в контактное зацепление.

К основным показателям зацепления планетарной прецессионной передачи относятся диаметральный размер ролика в сечении, соответствующем значению эксцентриситета кривошипного вала, подсчитанному согласно формуле (2.34), а также угол конусности, исходя из которого можно определить диаметральные размеры ролика в любом его сечении.

Ранее в прецессионных передачах диаметр ролика определялся на основе проведения прочностного расчета. Однако в процессе исследований было установлено, что от диаметрального размера ролика в указанном сечении зависит один из важнейших параметров, влияющих не только на выходные показатели передачи, но и на ее работоспособность в целом. Данным параметром является гарантированная величина зазора между роликом и поверхностью зуба сателлитного колеса при входе ролика в зацепление. Далее представлен вывод зависимости между основными параметрами зацепления: диаметром ролика и величиной необходимого гарантированного зазора в сечении, соответствующем эксцентриситету кривошипа, подсчитанному согласно выражению (2.35).

На рисунке 2.35 показан вход в зацепление ролика радиусом R_p с центральным зубчатым колесом. В самой нижней точке траектории ролик образует цилиндрическую поверхность, равную радиусу R_p . После образования наружной поверхности на зубчатом колесе необходимо убрать зону неблагоприятного контакта, для этого срезаем вершины зубьев до диаметра R_K . Тогда образованная впадина равна H_3 и определяется по выражению

$$H_3 = R_K + R_p - a, \quad (2.37)$$

где a – межцентровое расстояние двух окружностей;

R_K – радиус образующего ролика;

R_p – наружный радиус зубчатого колеса.

Для определения межцентрового расстояния a необходимо найти координаты точек O_1 и O_2 . Зададимся следующими данными. Пусть центр первой окружности радиусом R_K будет находиться в точке O_1 с координатами (x_1, y_1) , а центр второй окружности радиусом R_p – в точке O_2 с координатами (x_2, y_2) . Зная эти координаты, несложно определить межцентровое расстояние a . Так как точки центров окружностей O_1 и O_2 лежат на одной вертикальной прямой, то расстояние a находим по формуле

$$a = y_2 - y_1. \quad (2.38)$$

Координаты центра O_2 окружности радиусом R_p определяются по уравнениям (2.18) и (2.19) траектории движения ролика, полученным при

заданном угле φ .

Для определения гарантированного зазора в зацеплении h сначала необходимо найти координаты точек пересечения окружностей $A_1 (x_1, y_1)$ и $A_2 (x_2, y_2)$ – наружной окружности зубчатого колеса R_K и окружности образующего ролика R_P (рисунок 2.36).

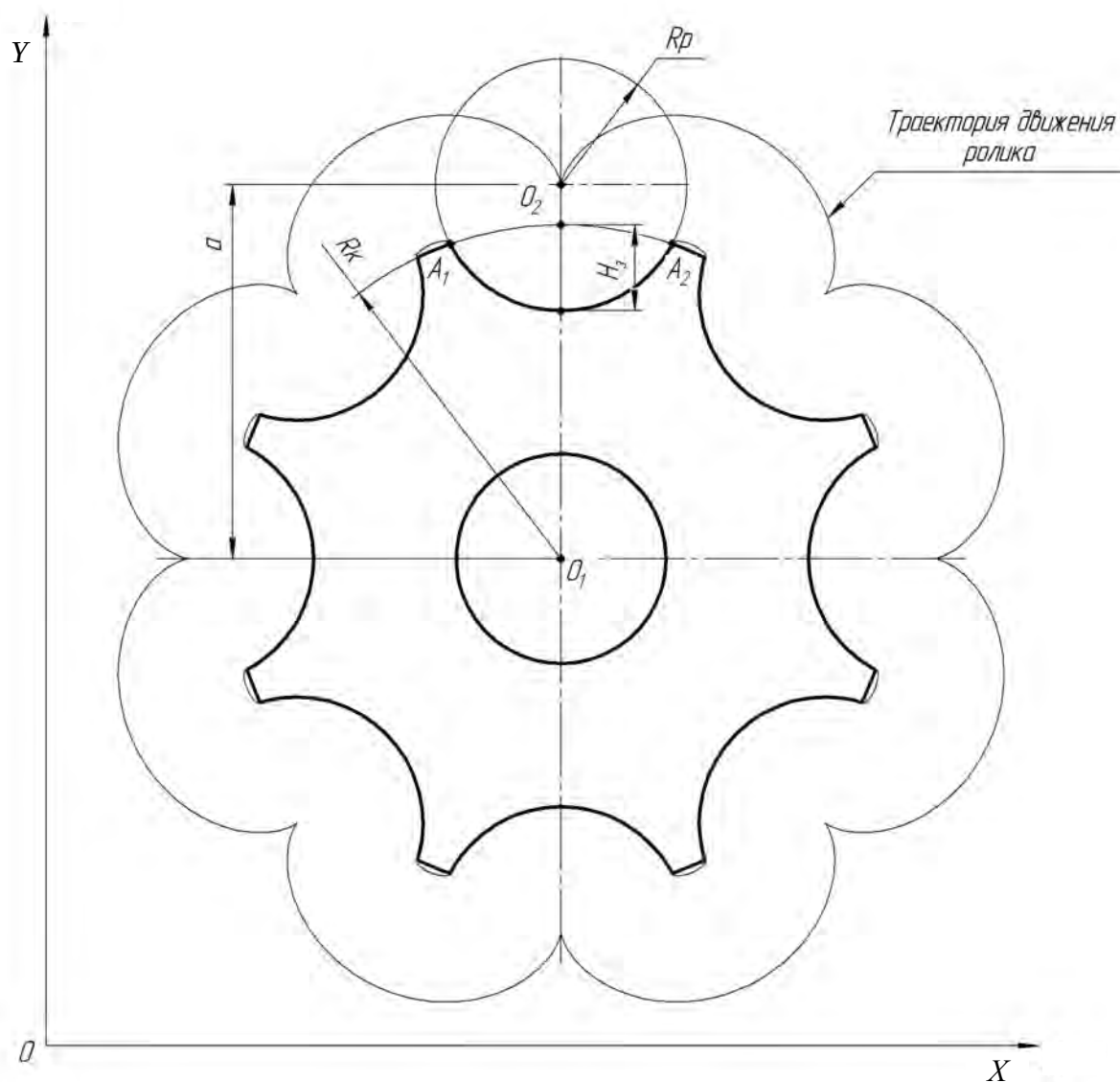


Рисунок 2.36 – Схема для определения впадины зуба

Координаты точек пересечения окружностей A_1 и A_2 будут определяться следующим образом:

$$x_{1,2} = -2 \cdot \beta_K \cdot y_{1,2} + \alpha_K + y_1 \cdot \beta_K + y_2 \cdot \beta_K; \quad (2.39)$$

$$y_{1,2} = \frac{4 \cdot \beta_K \cdot (\alpha_K + y_1 \cdot \beta_K + y_2 \cdot \beta_K) - 4 \cdot \beta_K \cdot x_1 + 2 \cdot y_1 \pm \sqrt{D}}{8 \cdot \beta_K^2 + 2}, \quad (2.40)$$

где D – дескременант квадратного уравнения:

$$D = 16 \cdot \beta_K^2 \cdot (\alpha_K + y_1 \cdot \beta_K + y_2 \cdot \beta_K) - 16 \cdot \beta_K^2 \cdot x_1 + 16 \cdot \beta_K \cdot y_1 \times \\ \times (\alpha_K + y_1 \cdot \beta_K + y_2 \cdot \beta_K) - 16 \cdot \beta_K \cdot x_1 \cdot y_1 - 16 \cdot \beta_K^2 \times \\ \times \left((\alpha_K + y_1 \cdot \beta_K + y_2 \cdot \beta_K - x_1)^2 + y_1 - R_1^2 \right) + \\ + 4 \cdot \left((\alpha_K + y_1 \cdot \beta_K + y_2 \cdot \beta_K - x_1)^2 + y_1 - R_1^2 \right), \quad (2.41)$$

где α и β_K – буквенные константы:

$$\alpha = \frac{(R_K^2 - R_P^2)}{(x_2 - x_1) \cdot 2} + \frac{(x_1 + x_2)}{2}; \quad (2.42)$$

$$\beta_K = \frac{y_1 - y_2}{(x_2 - x_1) \cdot 2}. \quad (2.43)$$

Примем, что заход в зацепление осуществляется тогда, когда окружность образующего ролика перейдет за середину впадины зуба, т. е. окружность образующего ролика с центром в точке O_3 будет касаться горизонтальной прямой, проходящей через точку H (рисунок 2.37).

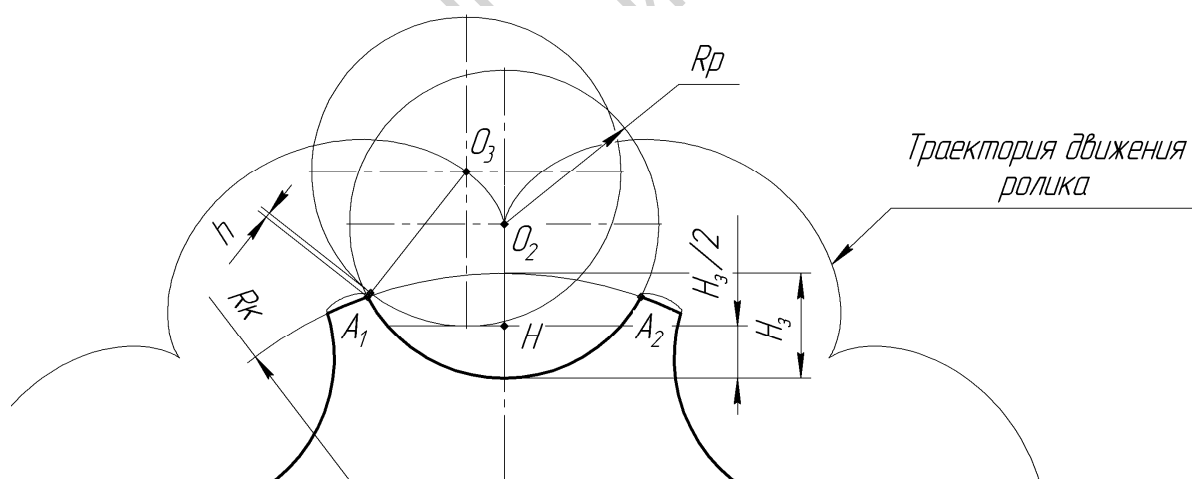


Рисунок 2.37 – Схема для определения гарантированного зазора

Для нахождения гарантированного зазора h необходимо определить координаты центра O_3 окружности образующего ролика. Координата по вертикальной оси будет зависеть от высоты зуба H_3 и равна $y_3 = y_2 + H_3/2$. Имея уравнение траектории движения образующего ролика и зная одну из координат центра окружности O_3 , можно найти вторую координату. Тогда

координаты центра ролика O_3 будут равны (x_3, y_3) .

Зная координаты точки A_1 и координаты центра ролика O_3 , можно определить гарантированный зазор в зацеплении h как разность отрезка A_1O_3 и радиуса ролика R_p :

$$h = \sqrt{(x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2} - R_p. \quad (2.44)$$

Согласно зависимости (2.44) можно определить величину гарантированного зазора h при входе в зацепление ролика с зубом сателлитного колеса. Данный параметр зависит от радиуса ролика R_p , а также от радиуса окружности зубчатого колеса R_k .

Для определения другого геометрического параметра конического ролика, а именно угла конусности, необходимо рассмотреть, как будет изменяться длина дуги на расстоянии $R - e$ от оси вращения сателлитного колеса (рисунок 2.38). Как видно из рисунка 2.38, радиус-вектор ρ отклоняется на угол γ , а затем при прохождении по петле возвращается в положение, отстающее от горизонтальной оси уже на угол γ' (рисунок 2.39).

Для того чтобы определить перепад между двумя точками экстремумов, необходимо записать уравнение пути в зависимости от угла γ .

Зависимость длины дуги $\Delta s(\varphi)$ от угла γ будет иметь вид:

$$\Delta s(\varphi) = \gamma(\varphi) \cdot (R + e). \quad (2.45)$$

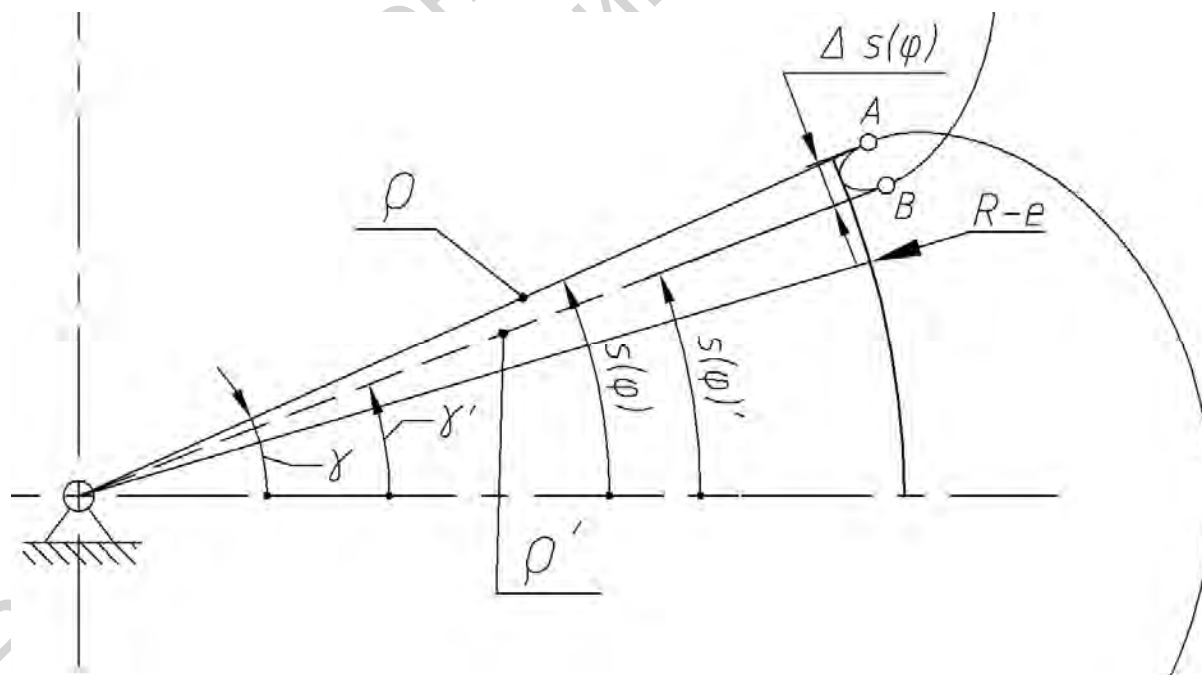


Рисунок 2.38 – Схема для определения геометрических параметров конического ролика

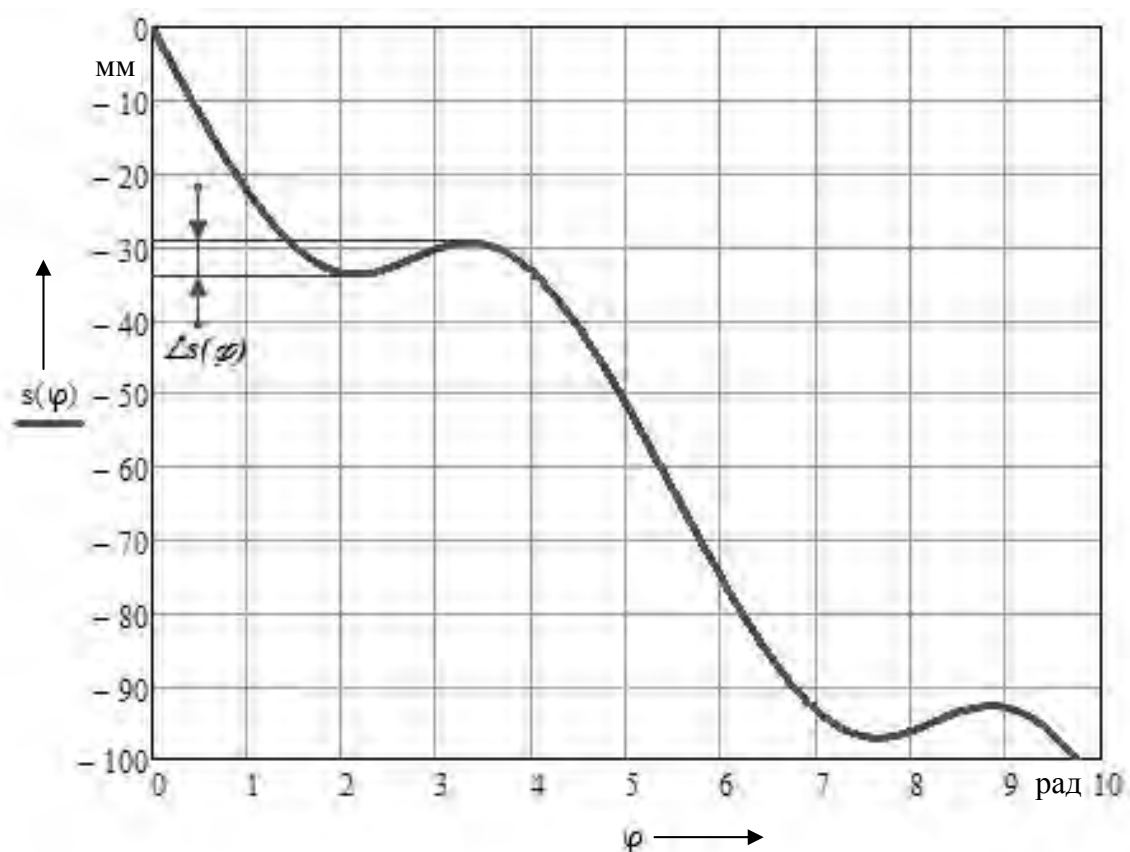


Рисунок 2.39 – К определению геометрических параметров конического ролика

Затем необходимо определить точки перегиба кривой, для чего следует дважды продифференцировать полученное уравнение (2.45) и, приравняв эту производную к 0, определить угол, при котором кривая меняет свой знак.

$$\frac{d^2s(\varphi)}{d\varphi^2} = (R - e) \cdot \left[\frac{3 \cdot R^2 \cdot e^3 \cdot \sin\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right)^3 \cdot \left(\frac{1}{z} + 1\right)^2}{\left(R^2 + 2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot R \cdot e + e^2\right)^{\frac{5}{2}}} - \frac{e \cdot \sin\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot \left(\frac{1}{z} + 1\right)^2}{\sqrt{R^2 + 2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot R \cdot e + e^2}} + \right]$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{3 \cdot R \cdot e^2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot \sin\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot \left(\frac{1}{z} + 1\right)^2}{\left(R^2 + 2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot R \cdot e + e^2\right)^{\frac{3}{2}}} + \\
& \sqrt{1 - \frac{e^2 \cdot \sin\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right)^2}{R^2 + 2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot R \cdot e + e^2}} + \\
& + \left[\frac{e \cdot \sin\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot \left(\frac{1}{z} + 1\right)}{\sqrt{R^2 + 2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot R \cdot e + e^2}} + \frac{R \cdot e^2 \cdot \sin\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{z} + 1\right)}{\left(R^2 + 2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot R \cdot e + e^2\right)^{\frac{3}{2}}} \right] \times \\
& \times \left[\frac{2 \cdot R \cdot e^3 \cdot \sin\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right)^3 \cdot \left(\frac{1}{z} + 1\right)}{\left(R^2 + 2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot R \cdot e + e^2\right)^2} + \frac{2 \cdot e^2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot \sin\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot \left(\frac{1}{z} + 1\right)}{R^2 + 2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot R \cdot e + e^2} \right] \times \\
& \times \left[1 - \frac{e^2 \cdot \sin\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right)^2}{R^2 + 2 \cdot \cos\left(-\varphi - \frac{\varphi}{z}\right) \cdot R \cdot e + e^2} \right]^{\frac{3}{2}} \quad (2.46)
\end{aligned}$$

Далее, подставив значения этих углов в уравнение (2.46), определить значения пути и вычитанием одного значения из другого получить толщину петли:

$$\Delta s(\varphi) = s(\varphi) - s(\varphi)'. \quad (2.47)$$

На основании графика зависимости длины дуги $s(\varphi)$ находим приближенные точки, вокруг которых производная меняет свой знак, и определяем значение угла. Для автоматизации процесса нахождения точек перегиба целесообразно воспользоваться программным пакетом Mathcad.

Зная толщину петли $\Delta s(\varphi)$ и длину ролика l (задается конструктивно для конкретного объекта внедрения), можно вывести зависимость для определения угла конусности ролика α :

$$\alpha = \arctg\left(\frac{s(\varphi) - s(\varphi)'}{l}\right). \quad (2.48)$$

Как видно из (2.48), угол конусности ролика зависит от толщины петли и от длины самого ролика.

Определение КПД зацепления планетарной прецессионной передачи при использовании циклоидальной и эксцентриковой поверхностей зубьев сателлитного колеса.

Как уже было отмечено, планетарную прецессионную передачу можно представить как передачу, составленную из тонкослойных эксцентриковых передач, собранных в осевом направлении. Также было отмечено, что два основных фактора, определяющих КПД зацепления, скорость относительного скольжения контактирующих звеньев V_{12} и нормальная сила N в контакте имеют минимальное значение при использовании в зацеплении планетарной прецессионной передачи эксцентриковой поверхности зубьев сателлитного колеса.

Количественная оценка повышения КПД прецессионного зацепления при переходе от циклоидальной поверхности сателлитного колеса к эксцентриковой поверхности может быть осуществлена на основе сравнения полезной работы и работы, затраченной на преодоление сил трения. Для нахождения работы, затраченной на преодоление сил трения, необходимо знать силу трения $F_{тр}$ и путь s , который пройдет ролик, находясь в зацеплении с зубом сателлитного колеса.

Ранее были получены уравнения (2.18) и (2.19), определяющие траекторию движения центра ролика и описывающие образующую сателлитного колеса. Зная координаты точек формообразующей кривой и угол касательной τ к этой кривой, можем определить нормальную силу N в точке контакта.

Одной из силовых составляющих нормальной силы N , возникающих в точке контакта, является касательная сила F_τ , которая определяется исходя из заданного момента на выходном валу (рисунок 2.40):

$$F_\tau = \frac{M_{вых}}{\rho_1}, \quad (2.49)$$

где $M_{вых}$ — момент на выходном валу;

ρ_1 — радиус-вектор от оси вращения сателлитного колеса до точки контактного взаимодействия.

Для нахождения нормальной силы N и радиальной ее составляющей F_r необходимо знать угол β между касательной силой и нормалью к траектории образующей в точке контакта. Для этого следует определить

угол ξ между радиусом-вектором ρ_1 и осью координат, в связи с чем воспользуемся найденными ранее координатами образующей кривой:

$$\xi = \operatorname{arctg}\left(\frac{y_1}{x_1}\right). \quad (2.50)$$

Тогда

$$\beta = \xi + \tau. \quad (2.51)$$

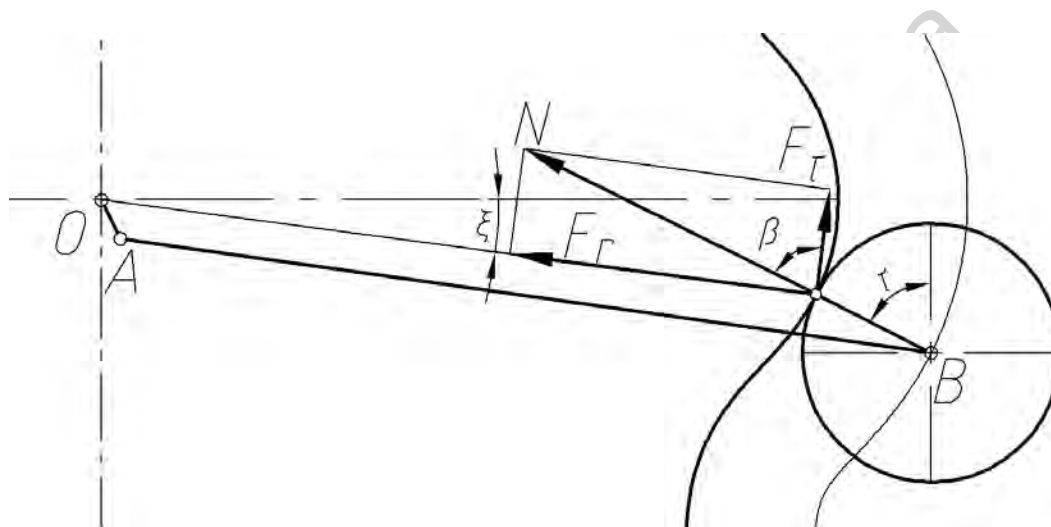


Рисунок 2.40 – К определению составляющих нормальной силы

Найдя угол β , можем определить нормальную составляющую зацепления:

$$N = \frac{F_r}{\cos(\beta)}. \quad (2.52)$$

Определив N зацепления, можем найти работу, затраченную на преодоление сил трения:

$$A_{\text{затр}} = N \cdot f_{\text{тр}} \cdot s, \quad (2.53)$$

где s – путь зацепления, который определим из рисунка 2.41.

Зная координаты точек C и D , можем определить s по следующей формуле:

$$s = \sqrt{(x_D - x_C)^2 + (y_C - y_D)^2}. \quad (2.54)$$

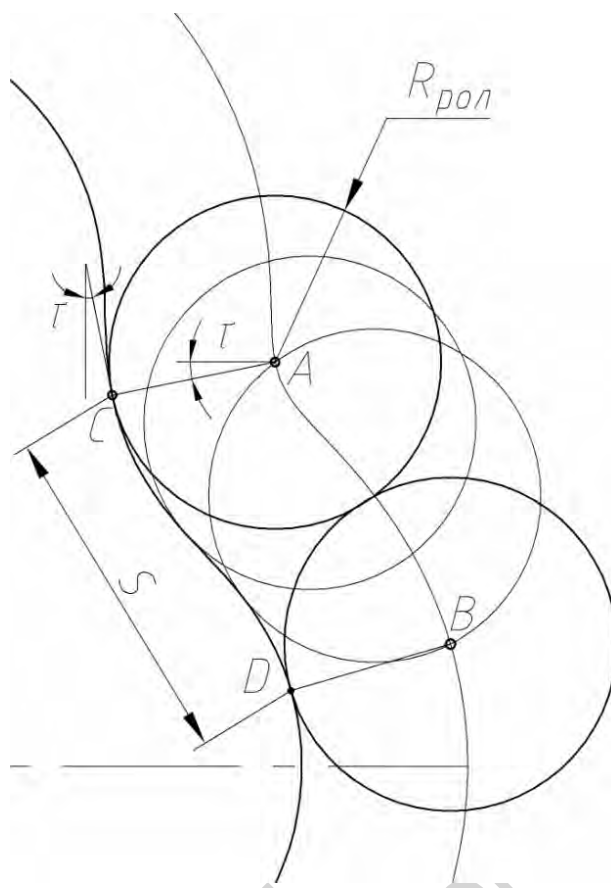


Рисунок 2.41 – Схема для определения пути трения

Определив полезную работу как произведение момента на выходном валу на угол поворота сателлита и взяв их отношение, найдем КПД зацепления на участке CD :

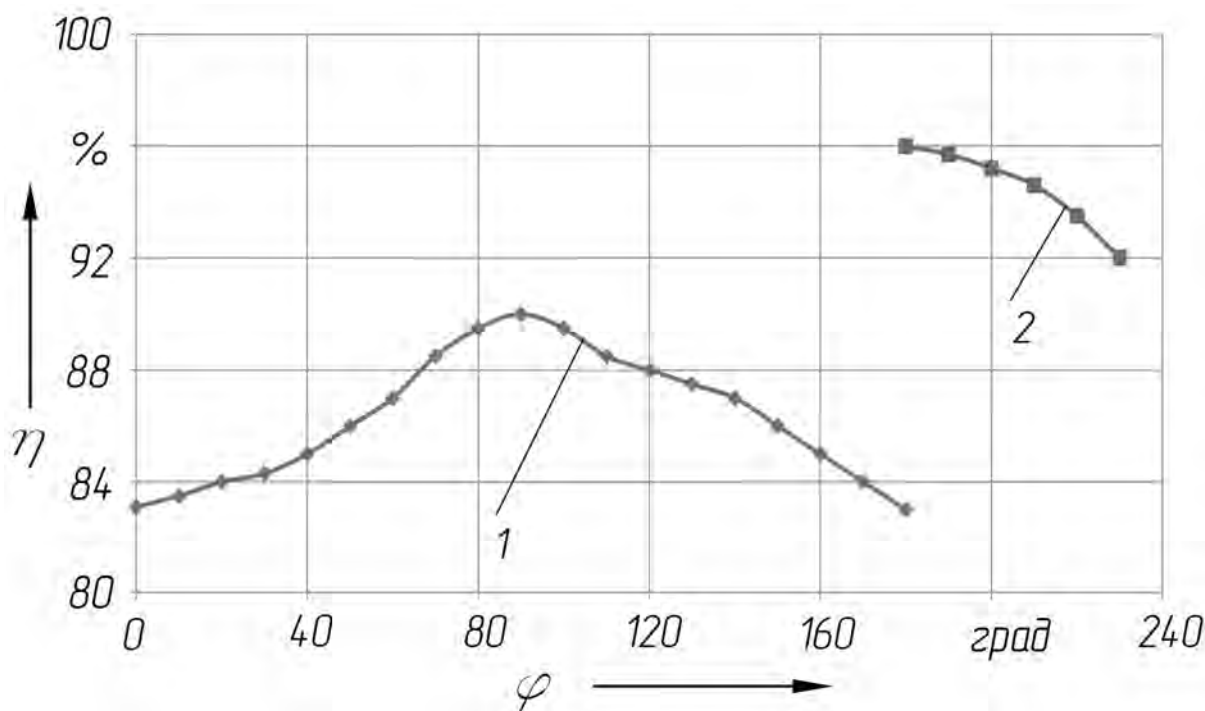
$$\eta = 1 - \frac{f \cdot N_i \cdot s_i}{M_{\text{вых}} \cdot \frac{\varphi}{Z}}. \quad (2.55)$$

Так как при различных положениях кривошипа нормальная сила N изменяется и по значению, и по направлению, то необходимо разбить зуб на малые участки и принять допущение, что нормальная сила имеет постоянное значение. Затем просуммируем затраченные работы на каждом из участков.

$$\eta = 1 - \frac{f \cdot \sum_{i=1}^n N_i \cdot s_i}{M_{\text{вых}} \cdot \frac{\varphi}{Z}}. \quad (2.56)$$

Вначале оценим КПД прецессионной передачи, составленной из тонкослойных эксцентриковых передач с циклоидальной поверхностью зубьев

сателлитного колеса. На рисунке 2.42 представлена зависимость КПД от угла поворота кривошипа в случае использования циклоидальной поверхности зубьев сателлитного колеса (отражает кривая 1). Анализ кривой 1 позволяет сделать вывод, что наибольшее значение КПД имеет зацепление при угле кривошипа, равном 90° . Среднее значение КПД составляет 0,87 %.



1 – циклоидальная поверхность зубьев сателлитного колеса; 2 – эксцентриковая поверхность зубьев сателлитного колеса

Рисунок 2.42 – График КПД прецессионной передачи при использовании различных типов зубчатых поверхностей

При использовании в планетарной прецессионной передаче тонкослойных эксцентриковых передач с эксцентриковой поверхностью зубьев сателлитного колеса продолжительность контакта в каждой передаче значительно ниже, чем в прецессионной передаче с циклоидальной поверхностью зубьев (кривая 2). Однако на каждом из участков КПД колеблется не более чем на 5° , а среднее КПД составляет 94° .

Таким образом, за счет замены в зацеплении планетарной прецессионной передачи циклоидальных поверхностей на эксцентриковые КПД зацепления повысится в среднем на 7° .

2.2.3 Силовой анализ структурной схемы планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н с подвижными роликами. Структурная схема планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н с подвижными роликами (см. рисунок 2.41) является достаточно оригинальной схемой, разработанной специально для ее использования в электроприводе сельскохозяйственной лебедки.

Проведем силовой анализ предложенного ранее структурного варианта планетарной прецессионной передачи. Прецессионный редуцирующий механизм, применяемый в лебедке, имеет свои особенности, поэтому использование результатов предыдущих исследований невозможно [55, 56]. Проведение силового анализа прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для установки в привод сельскохозяйственной лебедки, необходимо:

- для оптимизации параметров звеньев зацепления по критерию минимума значений сил и реакций опор в контактирующих звеньях;
- для определения значений сил в зацеплении и реакций опор, что позволит произвести прочностные расчеты звеньев прецессионного редуцирующего механизма, включая выбор подшипников.

Для проведения силового анализа обратимся к схеме, показанной на рисунке 2.43.

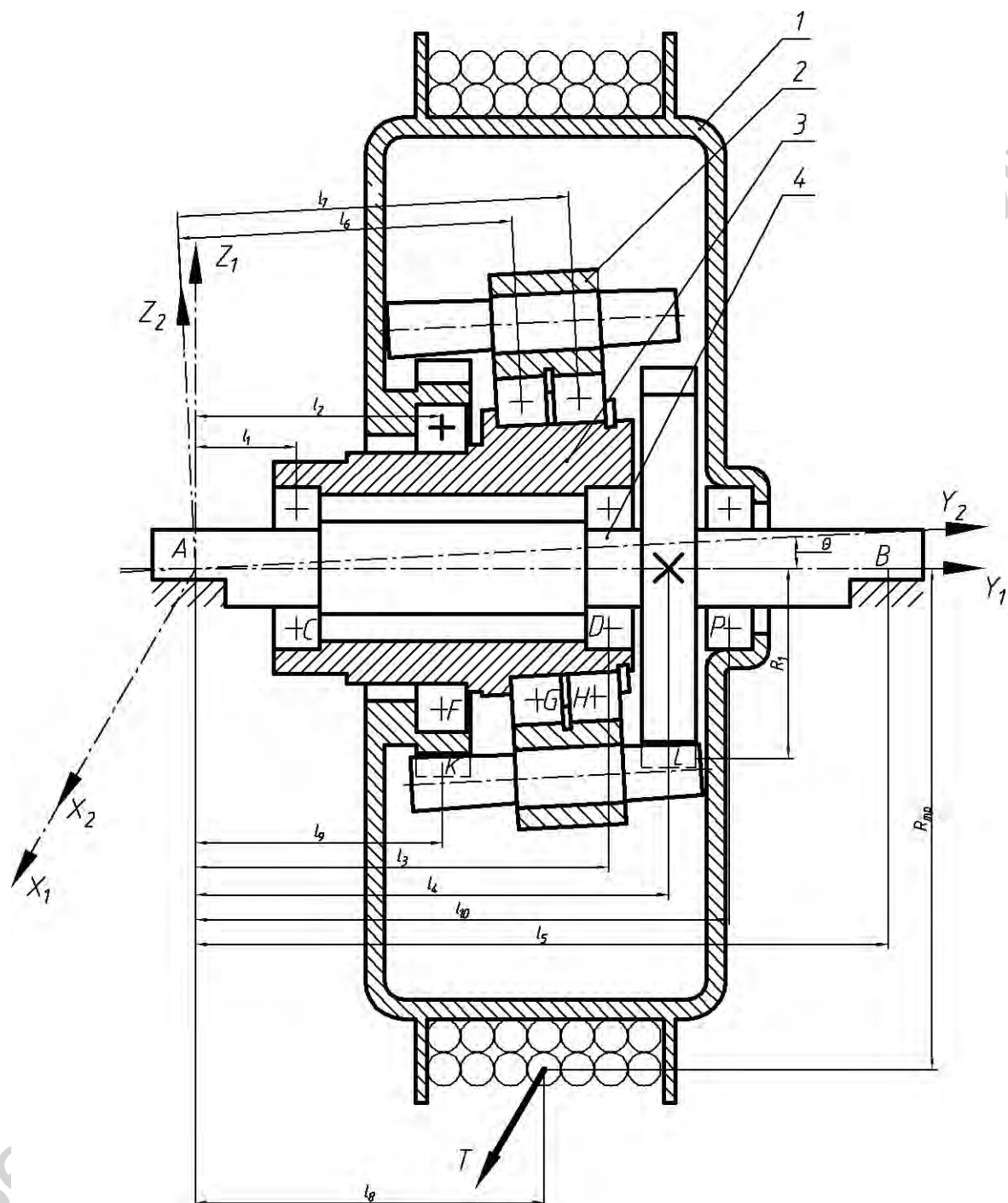
Допущением при силовом анализе расчетной схемы прецессионной передачи является то, что не учитываются силы трения при контактном взаимодействии. Как известно, сила трения зависит от значения нормальной составляющей силы зацепления и коэффициента трения. Одним из свойств прецессионного зацепления является возможность вводить в зацепления контактирующие поверхности в те моменты, когда значения относительной скорости скольжения минимальны и даже равны нулю. Следовательно, при контакте звеньев прецессионного зацепления доминирует трение качения над трением скольжения. Так как значения коэффициента трения качения значительно меньше, чем значения коэффициента трения скольжения, то при силовом анализе прецессионного редуцирующего узла допущение, касающееся неучета сил трения на данном этапе исследований ввиду их малости, является правомерным.

Еще одним допущением является неучет при расчете сил инерции вращающихся звеньев.

При проведении силового анализа принято также допущение, согласно которому зацепление прецессионного редуцирующего механизма обеспечивается только одним коническим роликом. Один ролик – это минимально возможное количество роликов, находящихся в зацеплении, в рассматриваемой структурной схеме прецессионного редуцирующего механизма. Поэтому определенные в результате силового расчета значения реакций в зацеплении роликов с зубьями барабана будут являться максимально возможными, гарантирующими проведение расчетов с некоторыми запасами прочности.

Для определения опорных реакций механизма необходимо приведенную расчетную схему разложить на несколько частей. Отдельно будем рассматривать барабан 1. Решив схему первой части (рисунок 2.44), определим реакции в опорах F и P , а также усилие в зацеплении K . Далее рассмотрим тело 2, представляющее собой сепаратор с жестко закрепленными в нем роликами. При решении его схемы (рисунок 2.46) определим реакции опор G и H , а также усилие в зацеплении L на втором колесе. Сле-

дующим элементом является входное звено 3, при решении расчетной схемы (рисунок 2.47) которого можно определить реакции в подшипниковых опорах C и D . Последний элемент исходной расчетной схемы – вал опорный 4, при решении расчетной схемы (рисунок 2.48) которого определяются последние опорные реакции в точках A и B .



1 – барабан, жестко связанный с одним из зубчатых колес; 2 – сепаратор с жестко закрепленными роликами; 3 – вал входной; 4 – вал опорный

Рисунок 2.43 – Исходная расчетная схема прецессионной передачи

При рассмотрении первой расчетной схемы (см. рисунок 2.44) в подшипниковой опоре F возникают три реакции, направленные параллельно координатным осям X_1, Y_1, Z_1 ; в подшипниковой опоре P – две составляющие, параллельные осям Y_1, Z_1 ; в точке зацепления ролика и зубчатого колеса – три реакции, направленные параллельно осям X_2, Y_2, Z_2 .

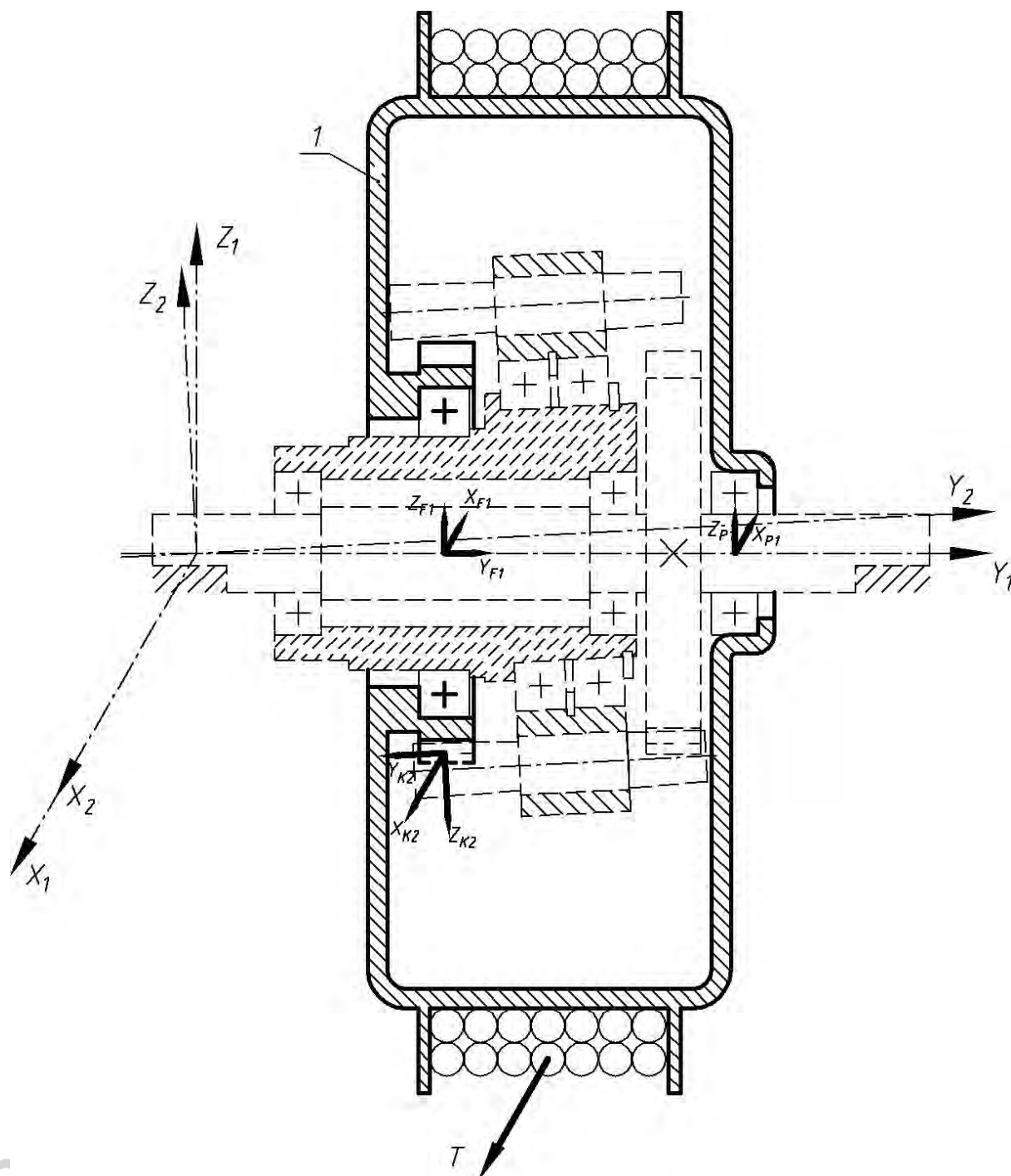


Рисунок 2.44 – Расчетная схема расчлененной системы, включающая в себя барабан и одно зубчатое колесо

Составим шесть уравнений равновесия системы:

$$\begin{aligned}\sum F_{iX1} &= 0 \\ X_{K2} - X_{F1} + T - X_{P1} &= 0;\end{aligned}\quad (2.57)$$

$$\begin{aligned}\sum F_{iY1} &= 0 \\ -Y_{K2} \cdot \cos \theta + Z_{K2} \cdot \sin \theta + Y_{F1} &= 0;\end{aligned}\quad (2.58)$$

$$\begin{aligned}\sum F_{iZ1} &= 0 \\ -Z_{K2} \cdot \cos \theta - Y_{K2} \cdot \sin \theta + Z_{F1} + Z_{P1} &= 0;\end{aligned}\quad (2.59)$$

$$\begin{aligned}\sum M_{iX1} &= 0 \\ -Z_{K2} \cdot \cos \theta \cdot l_9 + Z_{K2} \cdot \sin \theta \cdot R_1 - Y_{K2} \cdot \cos \theta \cdot R_1 - \\ -Y_{K2} \cdot \sin \theta \cdot l_9 + Z_{F1} \cdot l_2 + Z_{P1} \cdot l_{10} &= 0;\end{aligned}\quad (2.60)$$

$$\begin{aligned}\sum M_{iY1} &= 0 \\ -X_{K2} \cdot R_1 - T \cdot R_{mp} &= 0;\end{aligned}\quad (2.61)$$

$$\begin{aligned}\sum M_{iZ1} &= 0 \\ X_{K2} \cdot l_9 + X_{F1} \cdot l_2 - T \cdot l_8 + X_{P1} \cdot l_{10} &= 0.\end{aligned}\quad (2.62)$$

Проекции X_{K2} , Y_{K2} , Z_{K2} полной реакции R_K в зацеплении роликов с центральными зубчатыми колесами связаны с полной реакцией следующими зависимостями (рисунок 2.45):

$$X_{K2} = R_K \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha; \quad (2.63)$$

$$Y_{K2} = R_K \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha; \quad (2.64)$$

$$Z_{K2} = R_K \cdot \sin \beta, \quad (2.65)$$

где R_K – полная реакция в контактом зацеплении (в точке A);

α – угол зацепления (угол между проекцией полной реакции R'_{KY} на плоскость $Z_2O_2X_2$ и осью O_2X_2);

β – угол, определяющий конусность поверхности роликов, входящих в зацепление с зубьями центральных зубчатых колес (см. рисунок 2.45).

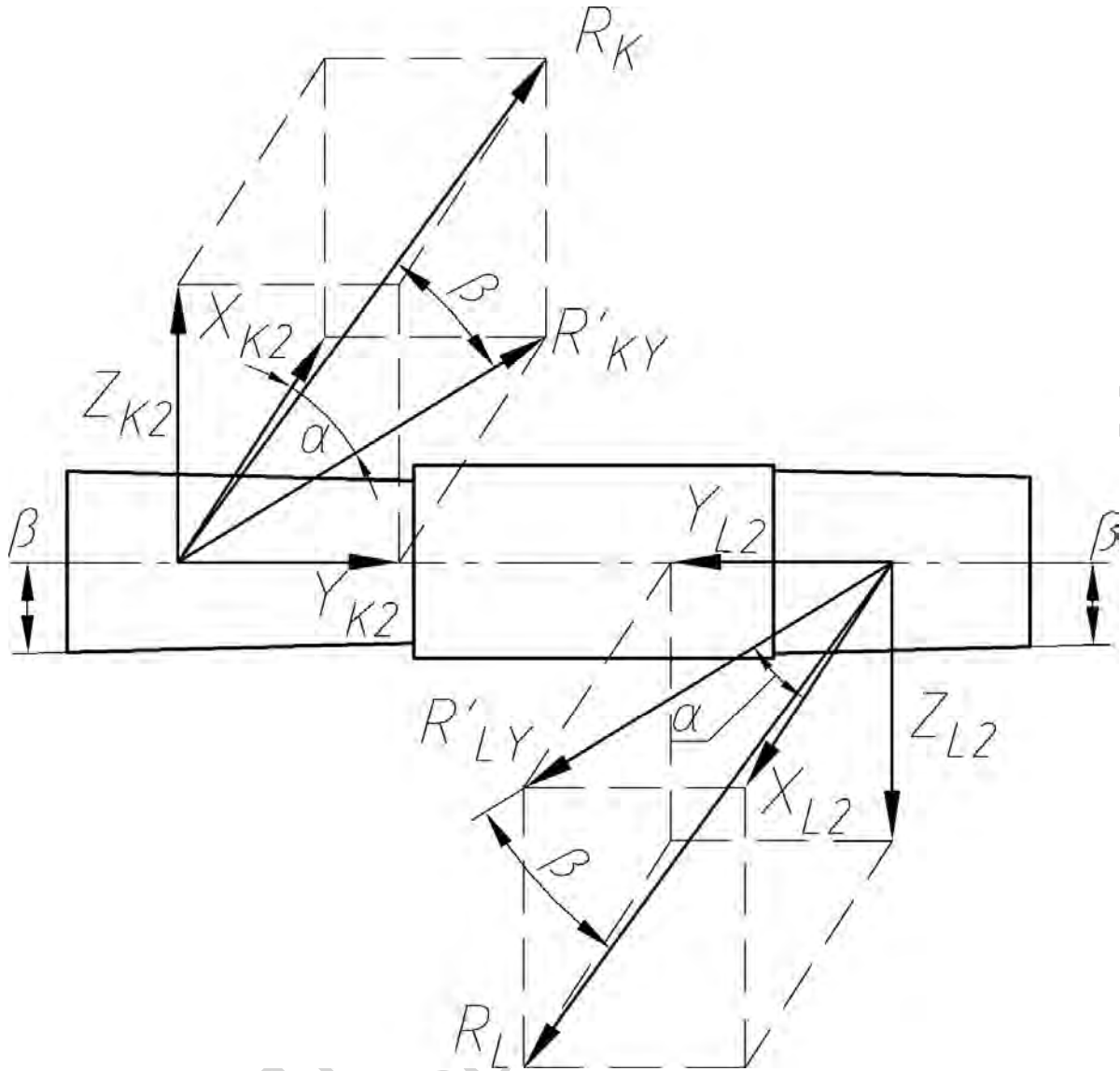


Рисунок 2.45 – К определению взаимосвязи проекций с полной реакцией в зацеплении редуцирующего прецессионного механизма

Подробно взаимосвязи между геометрическими параметрами зацепления будут описаны далее.

$$X_{L2} = R_L \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha; \quad (2.66)$$

$$Y_{L2} = R_L \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha; \quad (2.67)$$

$$Z_{L2} = R_L \cdot \sin \beta. \quad (2.68)$$

Подставив полученные зависимости в уравнения (2.57)–(2.62), получим

$$R_K \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha - X_{F1} + T - X_{P1} = 0; \quad (2.69)$$

$$-R_K \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta + R_K \cdot \sin \beta \cdot \sin \theta + Y_{F1} = 0; \quad (2.70)$$

$$-R_K \cdot \sin \beta \cdot \cos \theta - R_K \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta + Z_{F1} + Z_{P1} = 0; \quad (2.71)$$

$$-R_K \cdot \sin \beta \cdot \cos \theta \cdot l_9 + R_K \cdot \sin \beta \cdot \sin \theta \cdot R_1 - R_K \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta \cdot R_1 - \\ - R_K \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta \cdot l_9 + Z_{F1} \cdot l_2 + Z_{P1} \cdot l_{10} = 0; \quad (2.72)$$

$$-R_K \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot R_1 - T \cdot R_{mp} = 0; \quad (2.73)$$

$$-R_K \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot l_9 + X_{F1} \cdot l_2 - T \cdot l_8 + X_{P1} \cdot l_{10} = 0. \quad (2.74)$$

Рассмотрим следующий элемент механической системы (рисунок 2.46). Сепаратор 2 установлен на опорных подшипниках G и H , в которых будет возникать пять неизвестных, направленных параллельно осям X_2, Y_2, Z_2 . Ролик, который жестко закреплен в сепараторе, контактирует с двумя зубчатыми колесами, в результате чего в этом зацеплении возникает шесть реакционных связей, направленных параллельно осям X_2, Y_2, Z_2 . При этом усилия в точке K были определены ранее при решении расчетной схемы, показанной на рисунке 2.44.

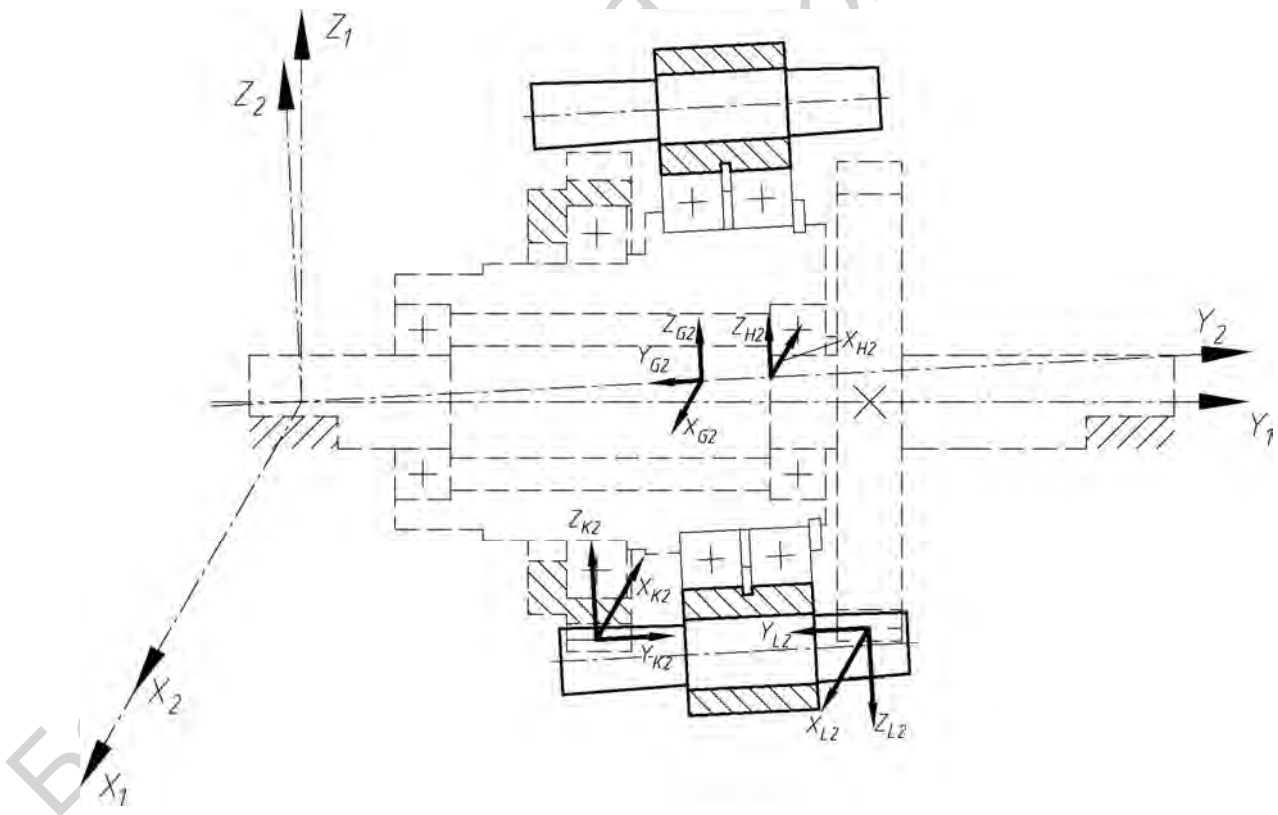


Рисунок 2.46 – Расчетная схема сепаратора и ролика

Для этой части также составим шесть уравнений равновесия:

$$\begin{aligned} \sum F_{iX1} &= 0 \\ -X_{K2} + X_{G2} - X_{H2} + X_{L2} &= 0; \end{aligned} \quad (2.75)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{iY1} &= 0 \\ Y_{K2} \cdot \cos \theta - Z_{K2} \cdot \sin \theta - Y_{L2} \cdot \cos \theta + Z_{L2} \cdot \sin \theta - \\ - Y_{G2} \cdot \cos \theta - Z_{G2} \cdot \sin \theta &= 0; \end{aligned} \quad (2.76)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{iZ1} &= 0 \\ Z_{K2} \cdot \cos \theta + Y_{K2} \cdot \sin \theta - Y_{G2} \cdot \sin \theta + Z_{G2} \cdot \cos \theta + \\ + Z_{H2} \cdot \cos \theta - Y_{L2} \cdot \sin \theta - Z_{L2} \cdot \cos \theta &= 0; \end{aligned} \quad (2.77)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{iX1} &= 0 \\ Z_{K2} \cdot \cos \theta \cdot l_9 - Z_{K2} \cdot \sin \theta \cdot R_1 + Y_{K2} \cdot \cos \theta \cdot R_1 + Y_{K2} \cdot \sin \theta \cdot l_9 + Z_{G2} \cdot l_6 + \\ + Z_{H2} \cdot l_7 - Y_{L2} \cdot \cos \theta \cdot R_1 - Y_{L2} \cdot \sin \theta \cdot l_4 - \\ - Z_{L2} \cdot \cos \theta \cdot l_4 + Z_{L2} \cdot \sin \theta \cdot R_1 &= 0; \end{aligned} \quad (2.78)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{iY1} &= 0 \\ X_{K2} \cdot R_1 + X_{G2} \cdot l_6 \cdot \sin \theta - X_{H2} \cdot l_2 \cdot \sin \theta - X_{L2} \cdot R_1 &= 0; \end{aligned} \quad (2.79)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{iZ1} &= 0 \\ X_{K2} \cdot l_9 - X_{G2} \cdot l_6 \cdot \cos \theta + X_{H2} \cdot l_7 \cdot \cos \theta - X_{L2} \cdot l_4 &= 0. \end{aligned} \quad (2.80)$$

Подставив уравнения (2.63)–(2.68) в уравнения (2.75)–(2.80), получим

$$-R_K \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha + X_{G2} - X_{H2} + R_L \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha = 0; \quad (2.81)$$

$$\begin{aligned} R_K \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta - R_K \cdot \sin \beta \cdot \sin \theta - R_L \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta + \\ + R_L \cdot \sin \beta \cdot \sin \theta - Y_{G2} \cdot \cos \theta - Z_{G2} \cdot \sin \theta &= 0; \end{aligned} \quad (2.82)$$

$$\begin{aligned} R_K \cdot \sin \beta \cdot \cos \theta + R_K \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta - Y_{G2} \cdot \sin \theta + Z_{G2} \cdot \cos \theta + \\ + Z_{H2} \cdot \cos \theta - R_L \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta - R_L \cdot \sin \beta \cdot \cos \theta &= 0; \end{aligned} \quad (2.83)$$

$$\begin{aligned} R_K \cdot \sin \beta \cdot \cos \theta \cdot l_9 - R_K \cdot \sin \beta \cdot \sin \theta \cdot R_1 + R_K \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta \cdot R_1 + \\ + R_K \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta \cdot l_9 + Z_{G2} \cdot l_6 + Z_{H2} \cdot l_7 - R_L \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta \cdot R_1 - \\ - R_L \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta \cdot l_4 - R_L \cdot \sin \beta \cdot \cos \theta \cdot l_4 + \\ + R_L \cdot \sin \beta \cdot \sin \theta \cdot R_1 &= 0; \end{aligned} \quad (2.84)$$

$$R_K \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot R_1 + X_{G2} \cdot l_6 \cdot \sin \theta - \\ - X_{H2} \cdot l_2 \cdot \sin \theta - R_L \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot R_1 = 0; \quad (2.85)$$

$$R_K \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot l_9 - X_{G2} \cdot l_6 \cdot \cos \theta + \\ + X_{H2} \cdot l_7 \cdot \cos \theta - R_L \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot l_4 = 0. \quad (2.86)$$

Следующим элементом механической системы является вал входной (рисунок 2.47), который установлен на подшипниковых опорах C и D , в которых возникает пять неизвестных, направленных параллельно осям X_1 , Y_1 , Z_1 . На вал будут действовать усилия, возникшие в подшипниковых опорах F , G , H , которые были определены ранее.

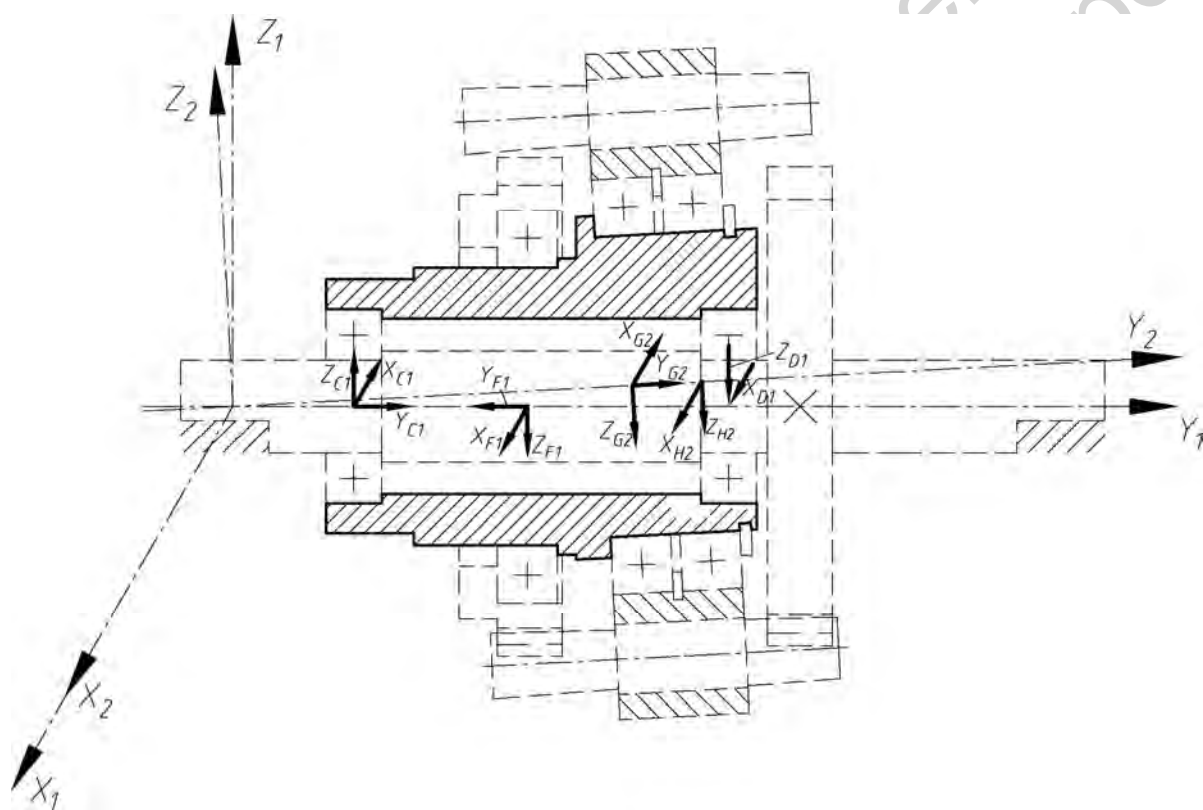


Рисунок 2.47 – Расчетная схема третьей части расчлененной системы

Для данной расчетной схемы также составим шесть уравнений равновесия:

$$\sum F_{ix1} = 0 \\ -X_{C1} + X_{F1} - X_{G2} + X_{H2} - X_{D1} = 0; \quad (2.87)$$

$$\sum F_{iy1} = 0 \\ Y_{C1} - Y_{F1} + Y_{G2} \cdot \cos \theta + Z_{G2} \cdot \sin \theta + Z_{H2} \cdot \sin \theta = 0; \quad (2.88)$$

$$\begin{aligned}\sum F_{iz1} &= 0 \\ Z_{C1} - Z_{F1} - Z_{G2} \cdot \cos \theta + Y_{G2} \cdot \sin \theta - Z_{H2} \cdot \cos \theta - Z_{D1} &= 0;\end{aligned}\quad (2.89)$$

$$\begin{aligned}\sum M_{ix1} &= 0 \\ Z_{C1} \cdot l_1 + Y_{C1} \cdot R_2 - Z_{F1} \cdot l_2 - Z_{G2} \cdot l_6 - Z_{H2} \cdot l_7 - Z_{D1} \cdot l_3 &= 0;\end{aligned}\quad (2.90)$$

$$\begin{aligned}\sum M_{iy1} &= 0 \\ -X_{G2} \cdot l_6 \cdot \sin \theta + X_{H2} \cdot l_7 \cdot \sin \theta &= 0;\end{aligned}\quad (2.91)$$

$$\begin{aligned}\sum M_{iz1} &= 0 \\ X_{C1} \cdot l_1 - X_{F1} \cdot l_2 + X_{G2} \cdot l_6 \cdot \cos \theta - X_{H2} \cdot l_7 \cdot \cos \theta - X_{D1} \cdot l_3 &= 0.\end{aligned}\quad (2.92)$$

Последним элементом механической системы является опорный вал (рисунок 2.48), на который жестко посажено одно из зубчатых колес. На данный вал действуют нагрузка от подшипниковых опор C , D , P и усилие, возникшее в зацеплении в точке L . Из этой расчетной схемы определяем пять усилий в опорах A и B , которые направлены параллельно осям X_1 , Y_1 , Z_1 .

Составим для этой расчетной схемы шесть уравнений равновесия:

$$\begin{aligned}\sum F_{ix1} &= 0 \\ X_{A1} + X_{C1} - X_{D1} + X_{P1} - X_{L2} + X_{B1} &= 0;\end{aligned}\quad (2.93)$$

$$\begin{aligned}\sum F_{iy1} &= 0 \\ Y_{A1} - Y_{C1} + Y_{L2} \cdot \cos \theta - Z_{L2} \cdot \sin \theta &= 0;\end{aligned}\quad (2.94)$$

$$\begin{aligned}\sum F_{iz1} &= 0 \\ -Z_{A1} - Z_{C1} + Z_{L2} \cdot \cos \theta + Y_{L2} \cdot \sin \theta - Z_{P1} + Z_{D1} - Z_{B1} &= 0;\end{aligned}\quad (2.95)$$

$$\begin{aligned}\sum M_{ix1} &= 0 \\ -Z_{C1} \cdot l_1 + Z_{D1} \cdot l_3 + Z_{L2} \cdot \cos \theta \cdot l_4 - Z_{L2} \cdot \sin \theta \cdot R_1 + \\ + Y_{L2} \cdot \cos \theta \cdot R_1 + Y_{L2} \cdot \sin \theta \cdot l_4 - Z_{P1} \cdot l_{10} - Z_{B1} \cdot l_5 &= 0;\end{aligned}\quad (2.96)$$

$$\begin{aligned}\sum M_{iy1} &= 0 \\ X_{L2} \cdot R_1 &= 0;\end{aligned}\quad (2.97)$$

$$\begin{aligned}\sum M_{iz1} &= 0 \\ -X_{C1} \cdot l_1 + X_{D1} \cdot l_3 + X_{L2} \cdot l_4 - X_{P1} \cdot l_{10} - X_{B1} \cdot l_5 &= 0.\end{aligned}\quad (2.98)$$

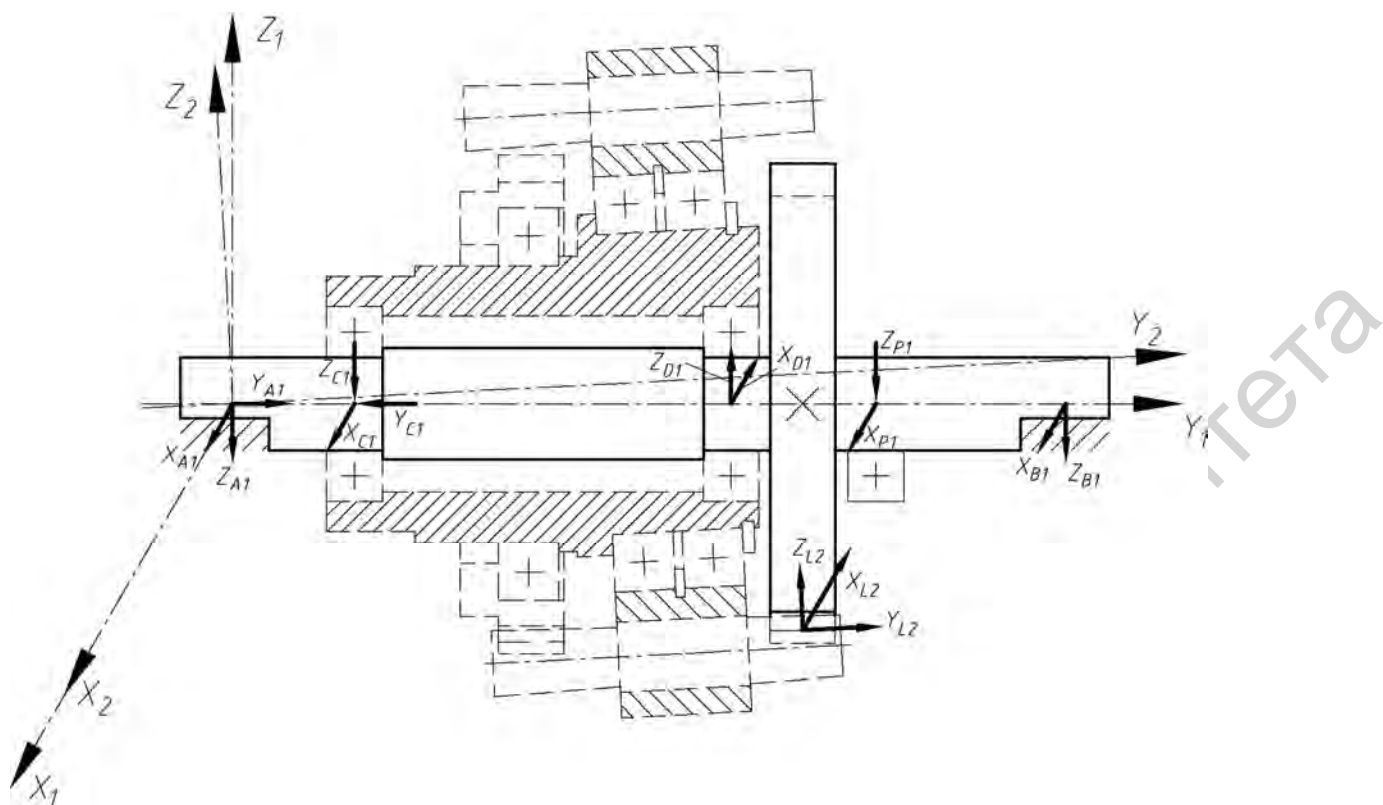


Рисунок 2.48 – Расчетная схема опорного вала

Подставив уравнения (2.63)–(2.68) в уравнения (2.93)–(2.98), получим

$$X_{A1} + X_{C1} - X_{D1} + X_{P1} - R_L \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha + X_{B1} = 0; \quad (2.99)$$

$$Y_{A1} - Y_{C1} + R_L \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta + R_L \cdot \sin \beta \cdot \sin \theta = 0; \quad (2.100)$$

$$-Z_{A1} - Z_{C1} + R_L \cdot \sin \beta \cdot \cos \theta + R_L \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta - \\ - Z_{P1} + Z_{D1} - Z_{B1} = 0; \quad (2.101)$$

$$-Z_{C1} \cdot l_1 + Z_{D1} \cdot l_3 + R_L \cdot \sin \beta \cdot \cos \theta \cdot l_4 - R_L \cdot \sin \beta \cdot \sin \theta \cdot R_1 + \\ + R_L \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta \cdot R_1 + R_L \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta \cdot l_4 - \\ - Z_{P1} \cdot l_{10} - Z_{B1} \cdot l_5 = 0; \quad (2.102)$$

$$R_L \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot R_1 = 0; \quad (2.103)$$

$$-X_{C1} \cdot l_1 + X_{D1} \cdot l_3 + R_L \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \cdot l_4 - X_{P1} \cdot l_{10} - X_{B1} \cdot l_5 = 0. \quad (2.104)$$

На основе элементов механической системы была составлена система из 24 уравнений, в которые входит 23 неизвестных. Это означает, что

система может быть решена. Однако, в связи с громоздкостью системы и невозможностью ее явного решения, был использован метод Гаусса.

Результаты силового расчета являются составной частью методики расчета планетарной прецессионной передачи.

2.3 Исследование прецессионного редуцирующего механизма на основе использования методов компьютерного моделирования

2.3.1 Разработка программных модулей для создания компьютерных моделей зубьев колес редуцирующих механизмов. Разработать компьютерную модель прецессионного редуцирующего механизма – это значит создать в среде системы автоматизированного проектирования SolidWorks отдельные пространственные трехмерные детали указанного механизма, осуществить их сборку и наложить условные взаимосвязи между звеньями. Основная трудность при этом заключается в компьютерном формообразовании поверхностей контактирующих зубьев сателлитного колеса редуцирующего механизма.

Ранее уже были разработаны программы, позволяющие создавать компьютерные модели зубьев колес [57]. В программном продукте, алгоритм которого изложен в [57, 58], принцип построения трехмерных моделей основывался на математическом моделировании процесса формообразования, в результате которого создавался массив точек, образующий поверхность зубьев. На базе массива определялись точки, принадлежащие зубчатому колесу, и уже по ним осуществлялось построение твердотельной компьютерной модели зубчатого колеса. В данном программном продукте наблюдалась сложность процесса формообразования, а также высокий процент ошибок при построении; в другом – профиль зуба вычислялся по аналитическим зависимостям и при расчете не учитывался процесс подрезания участков зубчатого профиля. Наличие вышеупомянутых недостатков не позволило данные программные продукты использовать при проектировании редуцирующих механизмов.

Были разработаны два программных модуля на языке программирования Visual Basic for Application для системы автоматизированного проектирования SolidWorks, которые позволяют в автоматическом режиме создавать компьютерные модели зубьев сателлитных колес редуцирующих механизмов эксцентрикового и прецессионного роликовых зацеплений. Причем в процессе построения компьютерных моделей не используются методы математического моделирования, а применяется только набор инструментов системы SolidWorks. Сущность программ заключается в том, что сложный процесс формообразования разбивается на отдельные простые движения (вращательное и колебательное).

Первый программный модуль предназначен для создания теоретически точной трехмерной модели зубьев сателлитного колеса, входящей в

состав эксцентриковой роликовой передачи.

Для построения компьютерной модели зубьев необходимо иметь исходные данные проектируемого редуктора, которые приводятся, как правило, в техническом задании на разработку.

Создание трехмерной модели сателлитного колеса начинается с построения сектора заготовки, при этом угол сектора определяется по выражению

$$\beta = \frac{360}{2 \cdot z}, \quad (2.105)$$

где z – число зубьев сателлитного колеса.

Дальнейшие действия осуществляются согласно схеме, представленной на рисунке 2.49. Сектор сателлитного колеса при нарезании совершает плоскопараллельное движение, т. е. его центр, располагающийся в точке A , перемещается по окружности радиусом e на дискретный угол $z \cdot \varphi$ и одновременно проворачивается вокруг точки A на угол φ .

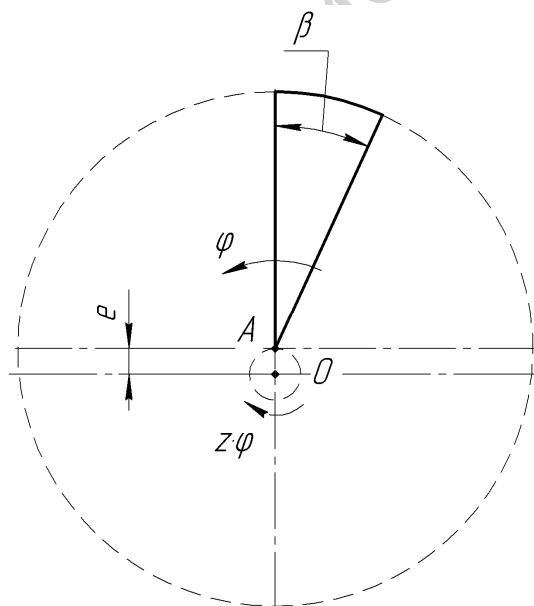


Рисунок 2.49 – Схема для создания зубчатого колеса с эксцентриковой зубчатой поверхностью

После определения движений заготовки на торцевой плоскости сектора создаем эскиз окружности, равной диаметру образующего ролика $d_{рол}$, на расстоянии $R_{ц}$ от оси вращения сектора (рисунок 2.50).

Параметр $R_{ц}$ определяется согласно выражению

$$R_{ц} = R_{внад} + \frac{d_{рол}}{2}, \quad (2.106)$$

где R_u – радиус центров установки роликов;
 $R_{впад}$ – радиус впадин создаваемого зубчатого колеса;
 $d_{рол}$ – диаметр образующего ролика.

На основании построенного эскиза создаем вырез на поверхности сектора путем вытягивания профиля образующего ролика.

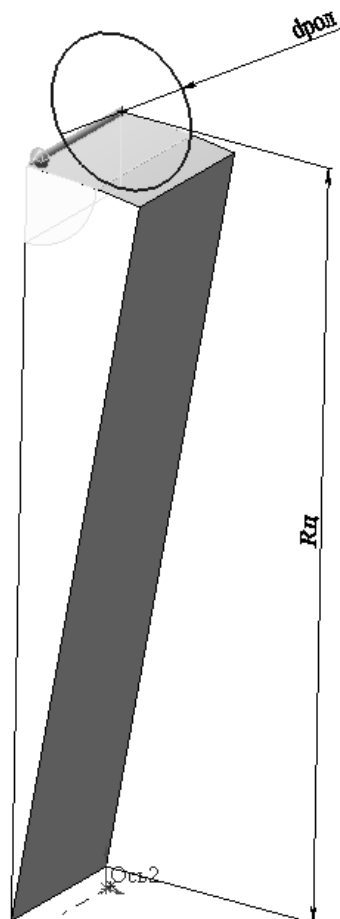


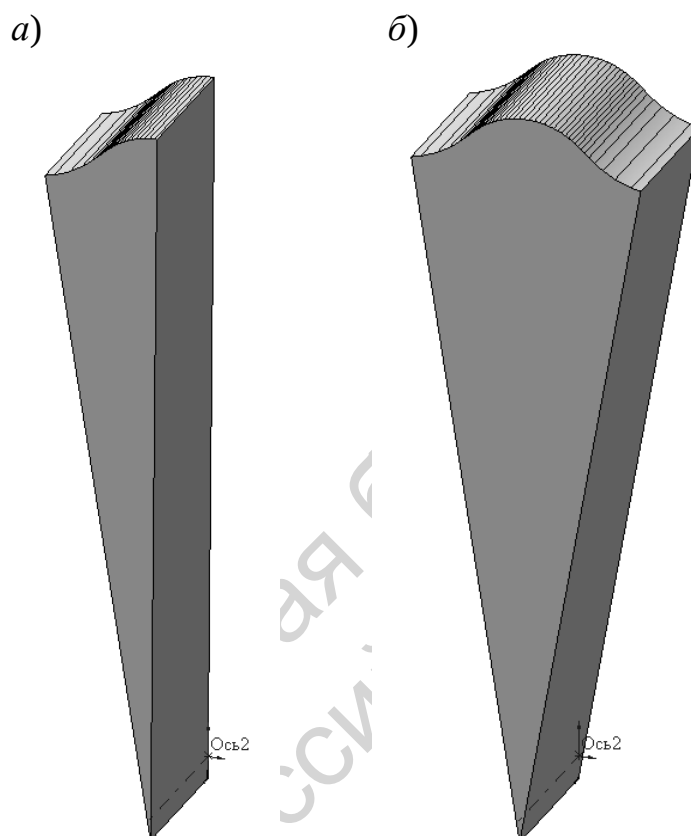
Рисунок 2.50 – Создание выреза образующим роликом

После создания выреза в автоматическом режиме по программе совершаются над твердотельной моделью сектора следующие операции:

- перемещается твердотельная модель сектора по окружности радиусом e на угол, равный $z \cdot \varphi$ (см. рисунок 2.49);
- проворачивается твердотельная модель сектора относительно точки A на угол, равный φ (см. рисунок 2.49).

В результате вышеописанных действий твердотельная модель сектора установлена в новом положении и можно осуществлять следующий вырез образующим роликом, местоположение которого в процессе формообразования не изменяется. Данные действия записаны в цикл с определенным количеством повторений (точность построения), которое задается в исходных данных. После завершения работы программы в рабочем окне SolidWorks

остается половинка зуба нарезаемого сателлитного колеса (рисунок 2.51, *а*), а в рабочем окне Visual Basic for Application появляется сообщение о радиусе установки роликов R_{η} , необходимом для дальнейшей сборки передачи. Используя команду «зеркальное отражение» и выбирая в качестве плоскости симметрии грань сектора, производим зеркальное копирование половинки зуба, в результате чего получается трехмерная модель полного зуба проектируемого сателлитного колеса (см. рисунок 2.51, *б*).



а – половина зуба сателлитного колеса; *б* – полный зуб сателлитного колеса

Рисунок 2.51 – Твердотельные модели сектора сателлитного колеса

Далее, применяя команду «круговой массив» и используя в качестве оси для массива нижнюю кромку сектора, производим круговое копирование полного зуба в количестве, равном числу зубьев создаваемого сателлитного колеса. После выполнения всех вышеуказанных действий создаем теоретически точную трехмерную модель сателлитного колеса, которая представлена на рисунке 2.52.

На рисунке 2.53 изображены три типа зубьев сателлитного колеса, представляющие в сечении различные поверхности, которые потребуются для дальнейшего исследования коэффициента перекрытия зацепления в эксцентриковой роликовой передаче. Отличие в созданных поверхностях зубьев сателлитных колес заключается в том, что при формообразовании

использовался кривошипный вал с различными значениями эксцентриситета. Так, на рисунке 2.53, *а* представлено сателлитное колесо с циклоидальной поверхностью зубьев, т. е. с поверхностью, которая образуется при значениях эксцентриситета кривошипа меньше значения, подсчитанного по формуле (2.34); на рисунке 2.53, *б* – с переходной поверхностью, с зубьями сателлитного колеса, образованными при эксцентриситете кривошипа, подсчитанном согласно формуле (2.34). На рисунке 2.53, *в* зубья сателлитного колеса имеют так называемую эксцентриковую поверхность, т. е. полученную при значении эксцентриситета кривошипа больше значения, рассчитанного согласно формуле (2.34).

Второй разработанный программный модуль предназначен для создания компьютерных моделей зубьев сателлитного колеса, входящих в состав прецессионной роликовой передачи. Принцип построения зубьев сателлитного колеса прецессионной роликовой передачи отличается от вышеописанного принципа построений эксцентриковой роликовой передачи, поэтому далее расписан процесс формообразования поверхности зубьев прецессионного сателлитного колеса.

Аналогично, как и при создании сателлитного колеса, входящего в состав эксцентриковой роликовой передачи, построение трехмерной модели начинается с создания сектора заготовки, при этом угол сектора равен:

$$\beta = \frac{360}{z}, \quad (2.107)$$

где z – число зубьев сателлитного зубчатого колеса.

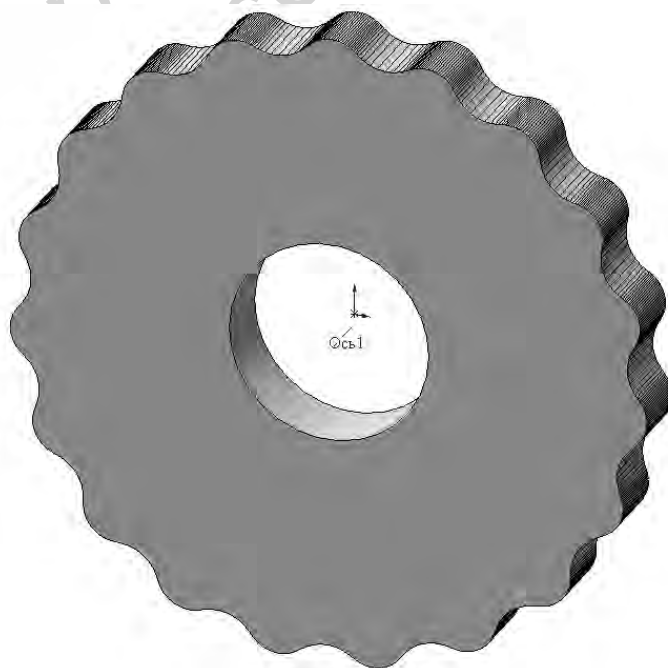
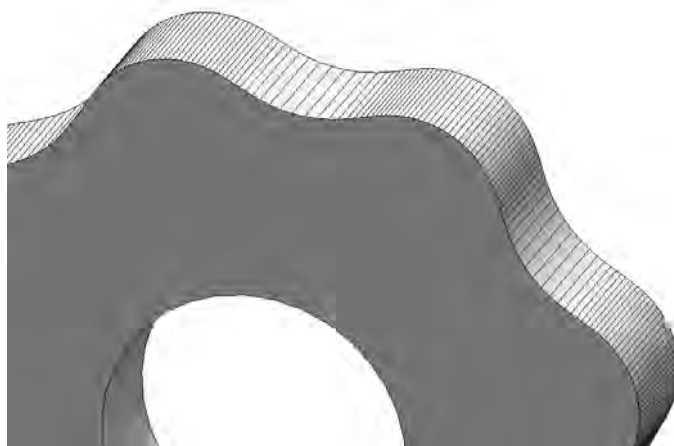
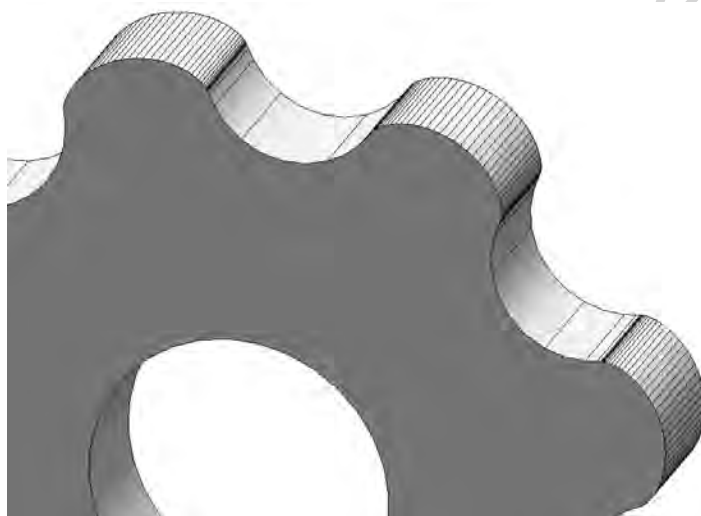


Рисунок 2.52 – Трехмерная твердотельная модель сателлитного колеса

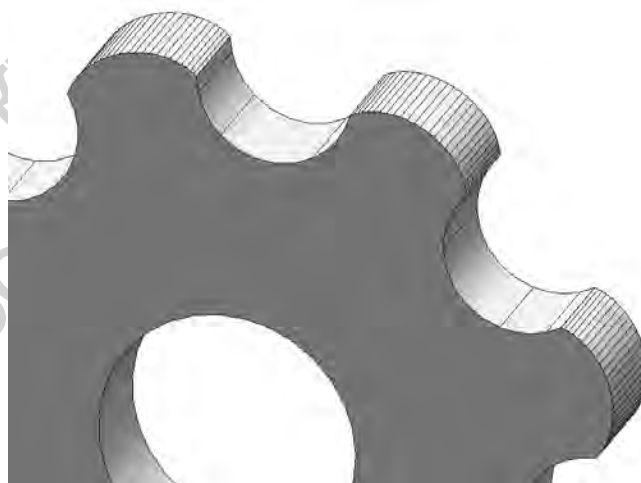
а)



б)



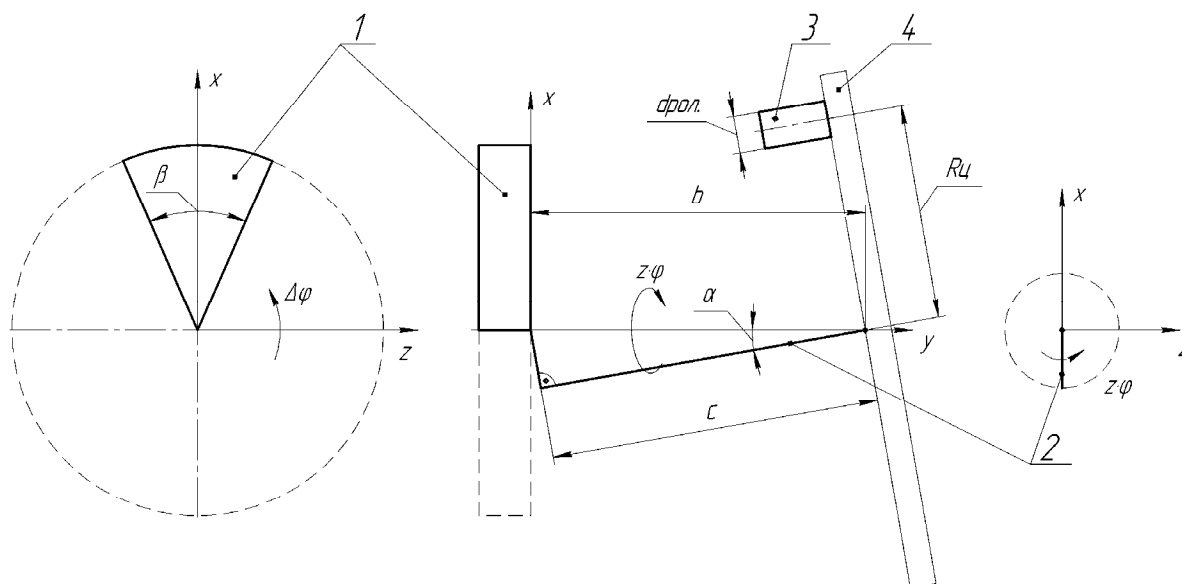
в)



a – циклоидальная поверхность зубьев; *б* – переходная поверхность зубьев; *в* – эксцентриковая поверхность зубьев

Рисунок 2.53 – Различные типы поверхностей зубьев сателлитного колеса эксцентриковой роликовой передачи

В процессе создания сателлитного колеса было разделено колебательно-вращательное движение формообразования на вращательное движение сектора заготовки 1 вокруг своей оси и на колебательное движение виртуального диска 4 с образующими роликами 3 относительно наклонного кривошипа 2 (рисунок 2.54).

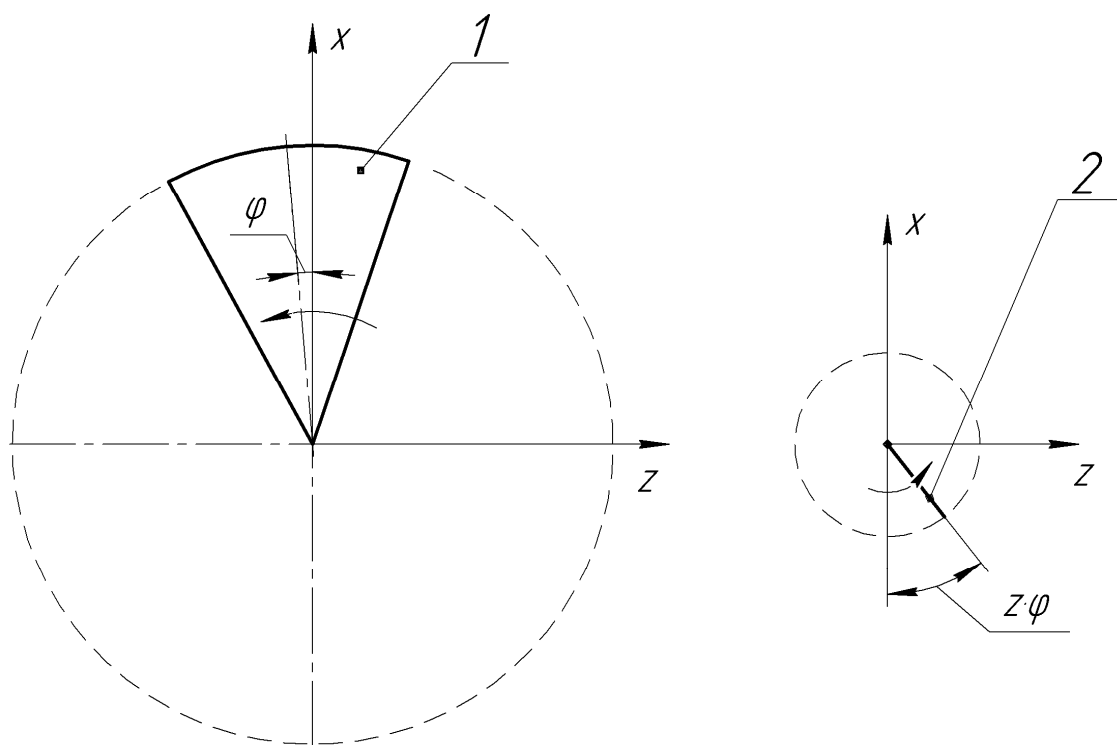


1 – сектор сателлитного зубчатого колеса; 2 – наклонный кривошип; 3 – образующий ролик; 4 – диск

Рисунок 2.54 – Схема движений при формообразовании зубьев сателлитного колеса прецессионной роликовой передачи

При обработке сателлитного зубчатого колеса необходимо согласовать угол поворота заготовки (сектора) и угол поворота наклонного кривошипа 2, т. е. при повороте сектора заготовки на угол φ наклонный кривошип должен повернуться на угол $z\cdot\varphi$. Значения углов отличаются на величину передаточного отношения (рисунок 2.55). Основные параметры для построения сектора, а именно радиус и толщина, задаются в исходных данных программы.

Далее для пространственной ориентации места установки виртуального диска и, соответственно, образующего ролика $d_{рол}$ следует построить вспомогательную плоскость, месторасположение которой определяется согласно эскизу (рисунок 2.56).



1 – сектор сателлитного колеса; 2 – наклонный кривошип

Рисунок 2.55 – Схема согласования движений звеньев

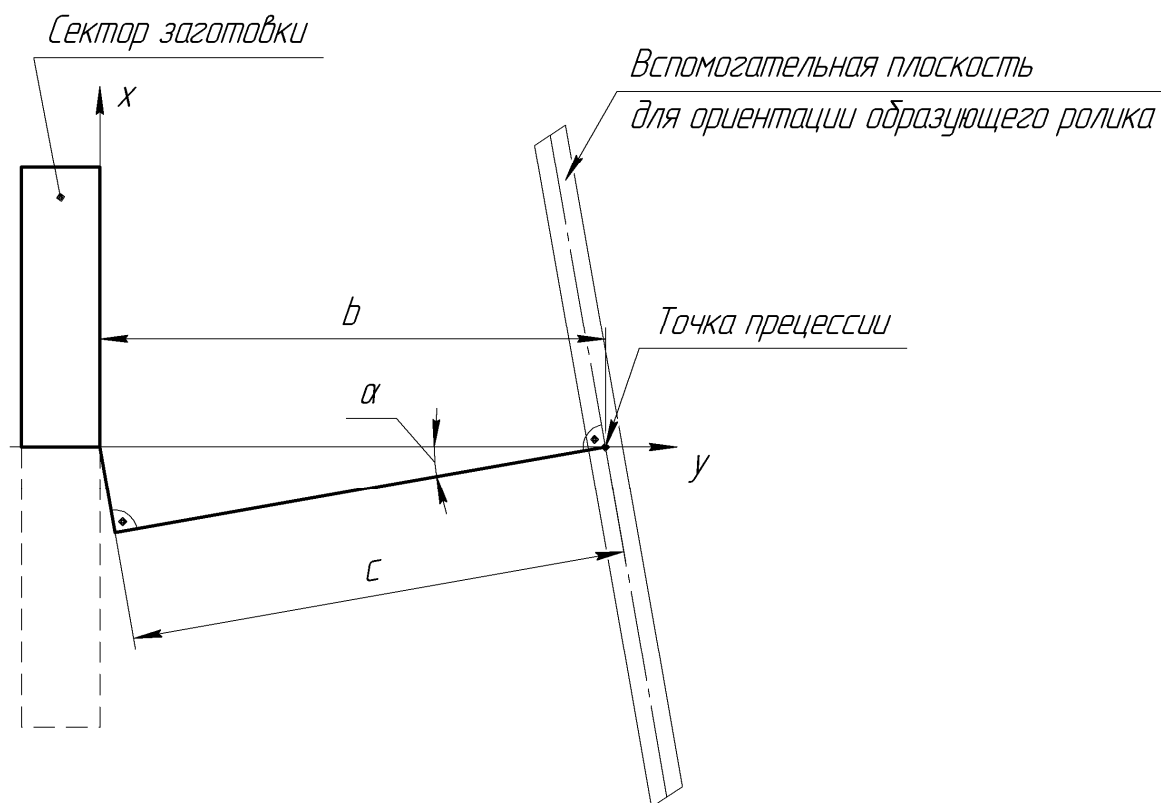


Рисунок 2.56 – Схема для ориентации вспомогательной плоскости

Геометрические параметры, необходимые для ориентации плоскости, рассчитываются следующим образом:

$$b = \frac{R_{\eta}}{i \cdot \sin \alpha}; \quad (2.108)$$

$$c = b \cdot \cos \alpha, \quad (2.109)$$

где b – расстояние от сечения сателлита до точки прецессии;

R_{η} – радиус расположения центров роликов;

α – угол прецессии;

i – передаточное отношение.

После определения вспомогательных параметров перпендикулярно наклонной линии кривошипа строим вспомогательную плоскость, одновременно проходящую через точку прецессии.

На построенной плоскости на расстоянии R_{η} от точки прецессии создаем эскиз образующего ролика $d_{рол}$ и далее – в заготовке конический вырез с углом конусности, который задается в исходных данных (рисунок 2.57).

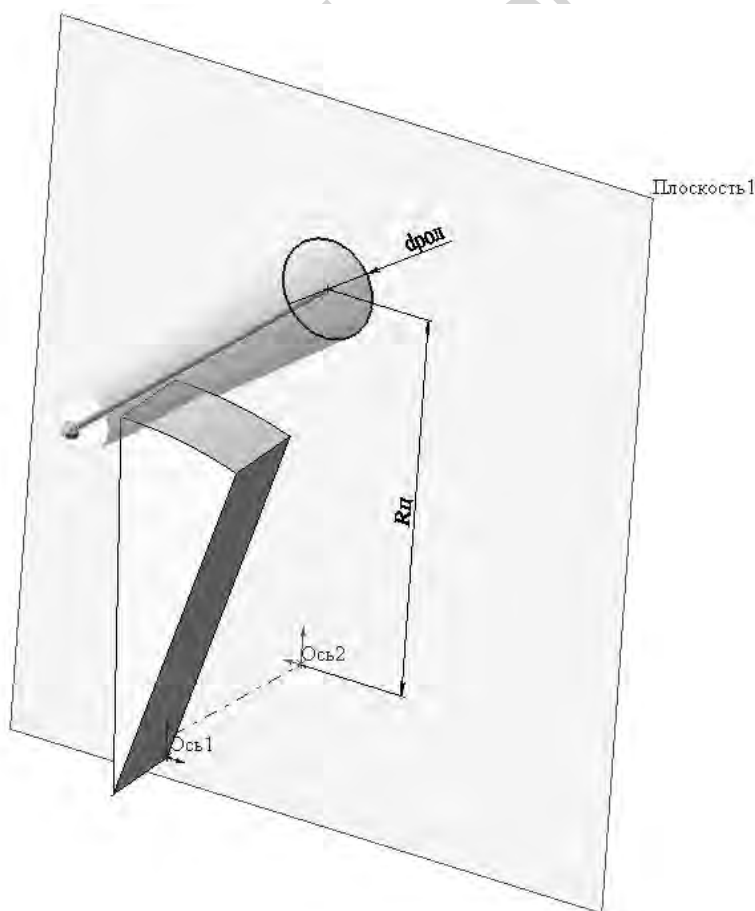


Рисунок 2.57 – Создание выреза на поверхности заготовки

После первого выреза заготовку необходимо повернуть на угол φ вокруг оси вращения (вращательное движение заготовки). В свою очередь, кривошип повернется на угол $z \cdot \varphi$, тем самым изменив ориентацию вспомогательной плоскости и, соответственно, направление выреза образующим роликом (колебательное движение). Описанные действия производятся по программе в автоматическом режиме необходимое количество раз в зависимости от точности создаваемого сателлитного зубчатого колеса. После завершения цикла программной обработки образуется впадина зуба сателлитного колеса прецессионной роликовой передачи (рисунок 2.58).



Рисунок 2.58 – Впадина создаваемого зуба сателлитного колеса

Получив впадину зуба и применяя команду «круговой массив», производят круговое копирование сектора по числу зубьев. После выполнения всех вышеописанных действий в рабочем окне SolidWorks остается теоретически точная трехмерная модель сателлитного колеса прецессионной роликовой передачи (рисунок 2.59).

Разработанные программные модули позволяют создавать разнообразные варианты исполнения поверхностей зубьев сателлитного колеса при любых комбинациях исходных данных как для эксцентриковой, так и для прецессионной роликовых передач. В программных модулях не используются методы аналитических и математических вычислений, а только инструменты системы SolidWorks, что дает возможность применения данных программных модулей в процессе проектирования сателлитных колес для различных редуцирующих механизмов как на основе прецессионной роликовой, так и на основе эксцентриковой роликовой передач.

Используя разработанную программу, в системе SolidWorks создадим сателлитное колесо для прецессионной роликовой передачи с широким зубчатым венцом (рисунок 2.60). На рисунке видно, как циклоидальная поверхность зубьев сателлитного колеса на правом торце зубчатого венца плавно переходит в эксцентриковую поверхность зубьев на левом торце. Между указанными двумя поверхностями можно выделить пере-

ходную поверхность зубьев сателлитного колеса.

Разбивая широкий зубчатый венец, изображенный на рисунке 2.60, двумя сечениями, получаем три сателлитных колеса с различным типом зубчатых поверхностей (рисунок 2.61).

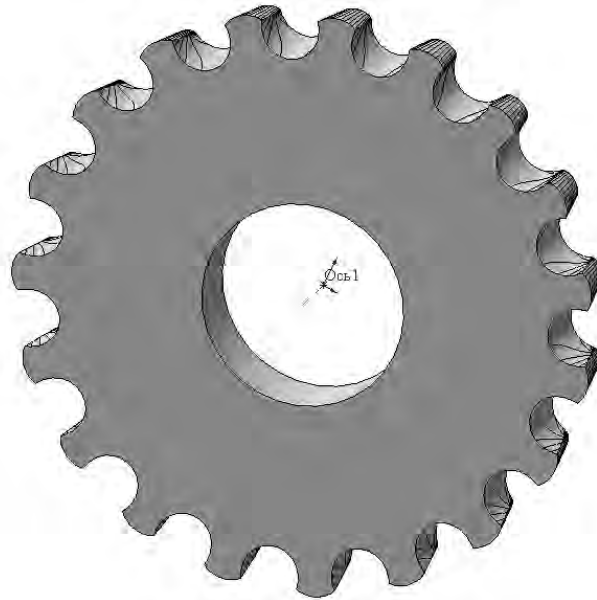


Рисунок 2.59 – Компьютерная модель сателлитного колеса прецессионной роликовой передачи

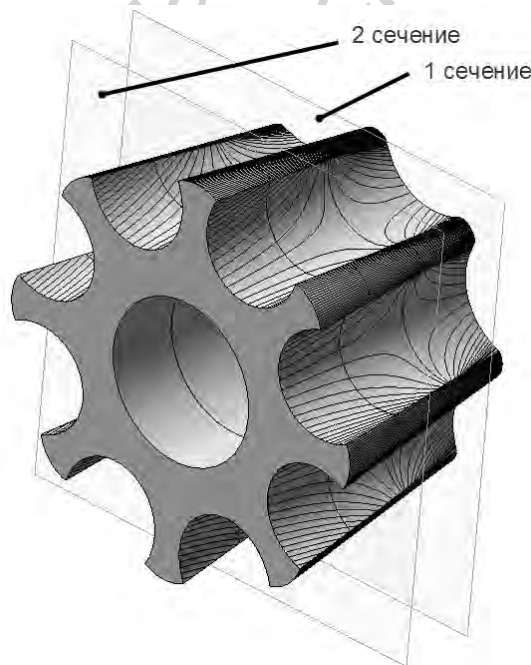
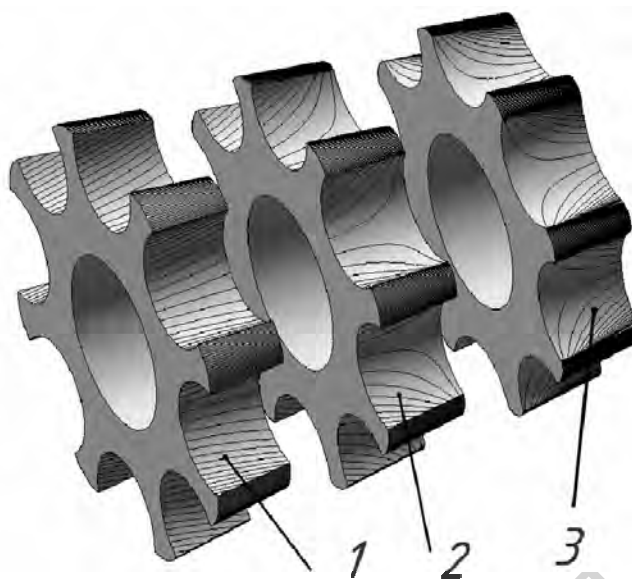


Рисунок 2.60 – Сателлитное колесо прецессионной роликовой передачи с широким зубчатым венцом



1 – сателлитное колесо с эксцентриковой зубчатой поверхностью; 2 – сателлитное колесо с переходной зубчатой поверхностью; 3 – сателлитное колесо с циклоидальной зубчатой поверхностью

Рисунок 2.61 – Сателлитные колеса, полученные в результате разбиения по сечениям широкого зубчатого венца

В дальнейшем полученные в результате разбиения широкого зубчатого венца сателлитные колеса будут использоваться для создания компьютерных моделей прецессионных роликовых передач и проведения сравнительных исследований по критерию обеспечения их наилучших выходных показателей.

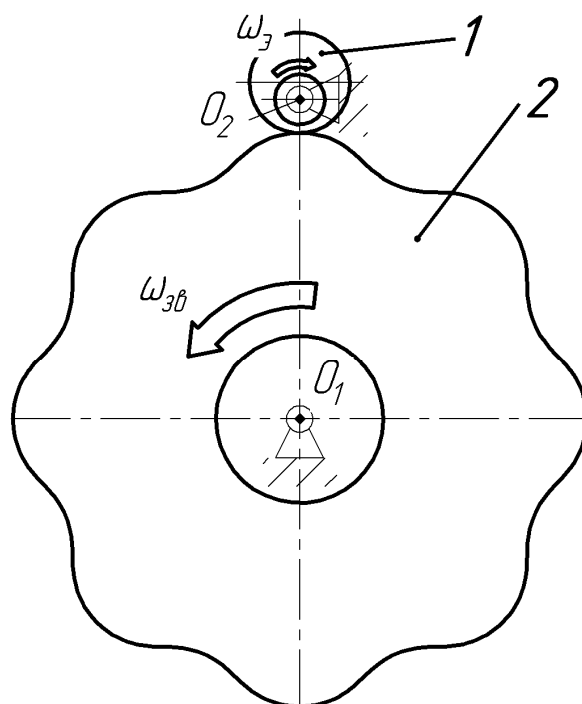
2.3.2 Оценка коэффициента перекрытия в зацеплении ролик–зуб центрального колеса при различных значениях отношения эксцентриситета к радиусу расположения оси вращения ролика. Ранее было выдвинуто предположение, что в прецессионной роликовой передаче даже при значениях эксцентриситета кривошипа, равных значению, подсчитанному согласно формуле (2.34), или превышающих его, может быть достигнуто значение коэффициента перекрытия более 1. Далее будут проведены компьютерные исследования зацепления ролик–зуб сателлитного колеса, подтверждающие указанное предположение.

Коэффициентом перекрытия ϵ называется величина отношения угла перекрытия зубчатого колеса к его угловому шагу, где под углом перекрытия понимают угол, на который поворачивается колесо за время зацепления одной пары зубьев.

Коэффициент перекрытия определяет зону двухпарного контакта, когда одновременно зацепляются два последовательно расположенных зуба. Для того чтобы до окончания зацепления одной пары зубьев следующая пара вошла во взаимодействие, нельзя допускать, чтобы $\epsilon \leq 1$. Допустимое значение коэффициента перекрытия должно несколько превышать

единицу и, в зависимости от назначения передачи и точности ее изготовления, выбирается в пределах $\varepsilon\alpha = 1,05\text{--}1,2$. Максимальное значение коэффициента перекрытия для зубчатых колес, обработанных инструментом со стандартным исходным производящим контуром, составляет $\varepsilon\alpha = 1,98$. Предпочтительны коэффициенты перекрытия, равные целым числам, например, двум или трем. Обеспечить это можно только используя инструмент с нестандартным исходным производящим контуром.

Методику проведения компьютерных исследований для определения коэффициента перекрытия покажем на примере эксцентриковой роликовой передачи. Для этого обратимся к схеме, представленной на рисунке 2.62.



1 – эксцентрик; 2 – сателлитное колесо с циклоидальным профилем

Рисунок 2.62 – Схема взаимодействия ролика с поверхностью зубьев сателлитного колеса

Для исследования коэффициента перекрытия зацепления требуется задать два вращения. Одно вращение будет совершать эксцентрик 1, а другое – сателлитное зубчатое колесо 2. Причем значения вращений будут отличаться на величину передаточного отношения, определяемого количеством зубьев сателлитного колеса (например, равным 8). В процессе таких движений произойдет обкатывание поверхности эксцентрика по поверхности сателлитного колеса. Коэффициент перекрытия можно определить по продолжительности контактного взаимодействия ролика с зубом сателлитного колеса, а контактное взаимодействие, в свою очередь, сопровождается возникновением контактной силы. Поэтому по наличию контактной силы может быть определено время контактного взаимодействия.

Ранее были созданы компьютерные модели трех различных вариантов поверхностей сателлитных колес для эксцентриковой роликовой (см. рисунок 2.53) и прецессионной роликовой (см. рисунок 2.61) передач.

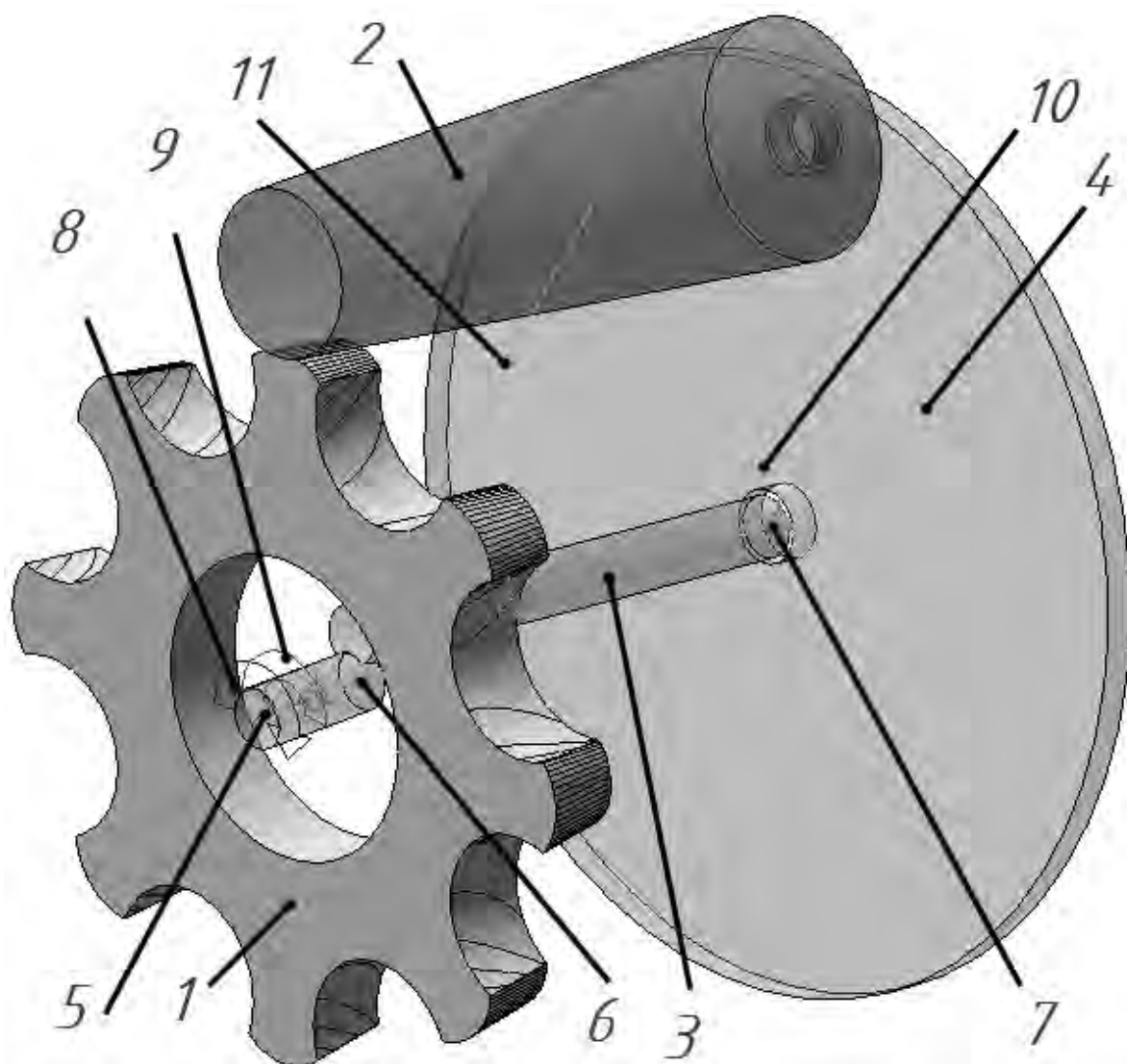
На основании созданных сателлитных колес производим компьютерную сборку эксцентриковой роликовой и прецессионной роликовой передач. Для создания сборки прецессионной роликовой передачи дополнительно были построены компьютерные модели наклонного кривошипа, конического ролика и диска для ориентации ролика в диаметральной позиции. На рисунке 2.63 представлена компьютерная сборка прецессионной роликовой передачи с наложенными взаимосвязями.

Перед проведением компьютерных исследований необходимо осуществить настройку компьютерных моделей, сущность которой заключается в наложении связей на ее звенья для работы в приложении COSMOSMotion системы SolidWorks. Ниже на примере прецессионной роликовой передачи представлены действия, которые необходимо выполнить для настройки компьютерных моделей созданных передач в приложении COSMOSMotion.

Созданная в САПР SolidWorks и проверенная на отсутствие интерференции контактирующих звеньев компьютерная сборка прецессионного редукцирующего механизма (рисунок 2.63) экспортируется в запущенное приложение COSMOSMotion. Затем осуществляется наложение на компьютерную модель взаимосвязей и настройка параметров взаимодействия ее звеньев.

Сателлитное колесо 1, косой кривошип 3 и диск 4 определяются в меню программы как подвижные части. Конический ролик 2 добавляется к диску 4 для того, чтобы программа считала их единым целым. Это осуществляется путем использования функции «присоединить к...». В меню «ограничения» и подменю «шарниры» на звенья компьютерной модели накладываются следующие взаимосвязи. Так, на косой кривошип и сателлитное колесо устанавливается «шарнир поворота» 5, 6 относительно всей сборки, благодаря чему косой кривошип 3 и сателлитное колесо 1 могут совершать поворот относительно горизонтальной оси. На диск 4 также устанавливается «шарнир поворота» 7 относительно наклонной цилиндрической поверхности косоугольного кривошипа, благодаря чему диск может совершать поворот относительно оси выбранной поверхности. Далее устанавливаем трехмерный контакт 11 между коническим роликом и зубьями сателлитного колеса, находящимися в зацеплении.

Затем в меню «движения» задаем три вращения вокруг оси OZ: косоугольному кривошипу 8 с угловой скоростью, равной 360 град/с; сателлитному колесу 9 с угловой скоростью, равной $360/8 = 45$ град/с, что соответствует повороту на один зуб, а диску с коническим роликом для устранения проворота относительно цилиндрической наклонной поверхности на вкладке «движения» 10 – нулевое значение угловой скорости. Это действие означает, что диск вместе с роликом будут совершать только колебательное движение.



1 – сателлитное зубчатое колесо; 2 – конический ролик; 3 – косой кривошип; 4 – диск; 5, 6, 7 – шарнир поворота; 8 – вращение кривошипа; 9 – вращение сателлитного зубчатого колеса; 10 – вращение диска; 11 – трехмерный контакт зубчатой поверхности с коническим роликом

Рисунок 2.63 – Компьютерная модель прецессионной роликовой передачи с наложенными взаимосвязями

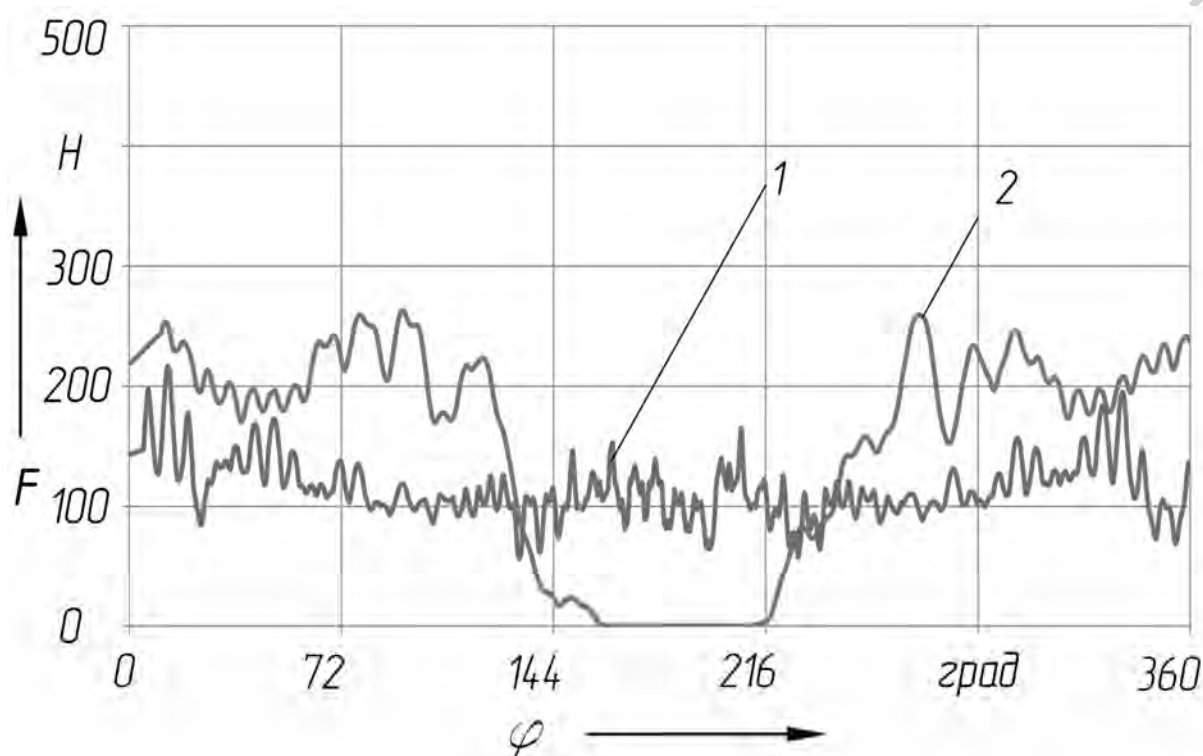
Основные свойства модели назначаются в меню COSMOSMotion Options, т. е. в закладке «основные» определяются единицы измерений времени и силы; в закладке «моделирование» – время работы модели $t = 1$ с; количество расчетных кадров принимаем 1000. С помощью полосы прокрутки устанавливаем максимальную точность для трехмерного контакта. В закладке «решающее устройство» выбираем тип интегратора (решателя) WSTIFF как наиболее точный. Параметры интегратора – по умолчанию.

После наложения необходимых взаимосвязей на компьютерные модели осуществляют их запуск на расчет. Результаты расчета хранятся в компьютерной сборке. Для последующего анализа необходимо произвести вывод и обработку полученных данных. Обработку данных выполняем при

помощи приложения Microsoft Excel.

В результате обработки данных получаем графические зависимости силы в контактом взаимодействии от угла поворота косо́го кривошипа (рисунки 2.64–2.66).

На рисунке 2.64 кривая 1 отображает значения силы в контактом взаимодействии ролика с циклоидальной поверхностью зубьев сателлита в эксцентриковой роликовой передаче; кривая 2 – значение силы контактного взаимодействия ролика с циклоидальной поверхностью зубьев сателлита в прецессионной роликовой передаче.



1 – эксцентриковая роликовая передача; 2 – прецессионная роликовая передача

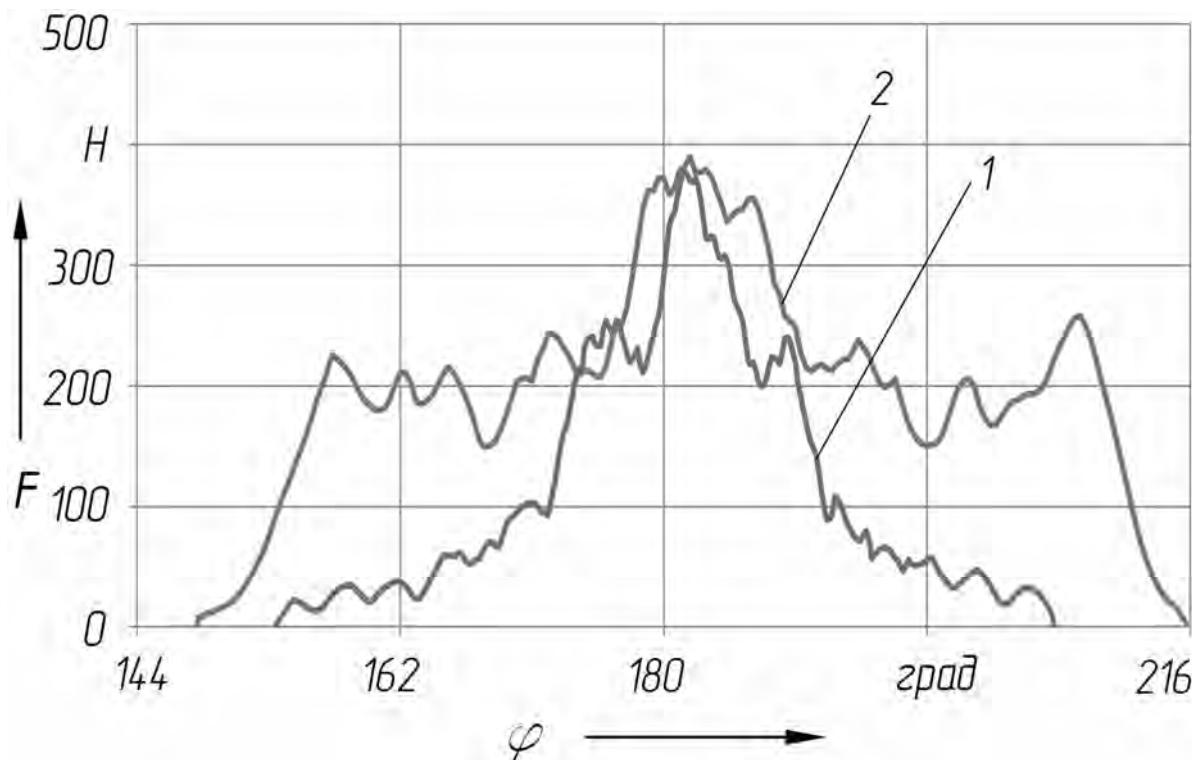
Рисунок 2.64 – Силы в контактом зацеплении ролика с циклоидальной поверхностью зуба сателлитного колеса

Анализ кривых позволяет сделать вывод, что при использовании циклоидальной поверхности зубьев сателлитного колеса продолжительность контактного зацепления в эксцентриковой роликовой передаче выше, чем в роликовой передаче прецессионного типа.

На рисунке 2.65 кривая 1 отображает значения силы в контактом взаимодействии ролика с переходной поверхностью зубьев сателлита в эксцентриковой роликовой передаче; кривая 2 – значение силы контактного взаимодействия ролика с переходной поверхностью зубьев сателлита в прецессионной роликовой передаче.

Анализ кривых, отображающих значения сил в контактом взаимодействии ролика с зубьями сателлита эксцентриковой роликовой (кри-

вая 1) и прецессионной роликовой (кривая 2) передач, позволяет утверждать, что при использовании переходных поверхностей зубьев сателлитного колеса в эксцентриковой роликовой передаче происходит резкое снижение продолжительности контактного взаимодействия, в прецессионной передаче – обратный процесс, т. е. продолжительность контактного взаимодействия возрастает.



1 – эксцентриковая роликовая передача; 2 – прецессионная роликовая передача

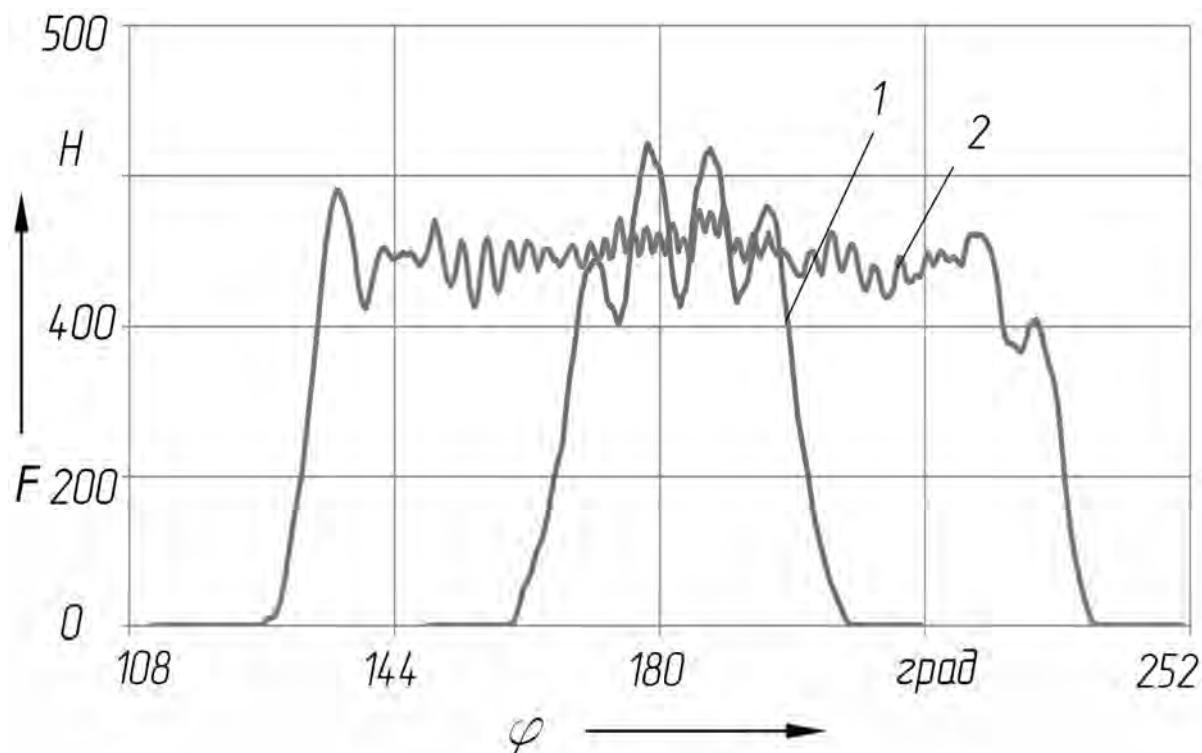
Рисунок 2.65 – Силы в контактом зацеплении ролика с переходной поверхностью зуба сателлитного колеса

Проследим, как изменится продолжительность контактного взаимодействия при использовании эксцентриковых поверхностей зубьев сателлитного колеса в зацеплениях сравниваемых видов механических передач.

На рисунке 2.66 показаны значения силы в контактом взаимодействии ролика с эксцентриковой поверхностью зубьев сателлита в эксцентриковой и прецессионной роликовых передачах.

Анализируя графические зависимости (рисунок 2.66), можно сделать вывод о дальнейшем росте продолжительности контактного взаимодействия в прецессионной роликовой передаче при использовании эксцентриковой поверхности зубьев сателлитного колеса.

На основании анализа графиков, представленных на рисунках 2.64–2.66, можно определить численные значения коэффициента перекрытия зацепления при исследовании эксцентриковой и прецессионной передач с различными типами поверхностей зубьев сателлитного колеса.



1 – эксцентриковая роликотая передача; 2 – прецессионная роликотая передача

Рисунок 2.66 – Силы в контактном зацеплении ролика с эксцентриковой поверхностью зуба сателлитного колеса

Оценивая по приведенным выше рисункам продолжительность контактного взаимодействия в значениях угла поворота кривошипного вала, были получены конкретные значения коэффициента перекрытия зацепления, т. е. переход от циклоидальной поверхности зубьев сателлита на эксцентриковую поверхность позволяет увеличить значения коэффициента перекрытия зацепления в прецессионной роликотой передаче ε со значения 1,6 до значения 2,4, в то время как аналогичный переход в зацеплении эксцентриковой роликотой передачи приводит к снижению коэффициента перекрытия зацепления ε со значения 1,2 до значения 0,8.

Таким образом, по результатам вышеприведенных компьютерных исследований можно сделать вывод, что в прецессионной роликотой передаче возможно достижение коэффициента перекрытия зацепления больше единицы при использовании эксцентриковой поверхности зубьев сателлитного колеса.

2.3.3 Сравнительный анализ показателей прецессионного редуцирующего механизма с различными типами сателлитных колес. Установив, что прецессионная роликотая передача обладает более высоким коэффициентом перекрытия по сравнению с эксцентриковой роликотой передачей при использовании эксцентриковой поверхности зубьев сателлитного колеса, проведем компьютерные исследования по определению основных

выходных показателей для прецессионной роликовой передачи. Причем, если ранее исследовалась компьютерная модель прецессионной роликовой передачи с одним роликом, то рассматриваемая компьютерная модель содержит то количество роликов, которое применяется в реальной прецессионной роликовой передаче.

К основным выходным показателям относятся кинематическая точность вращения выходного вала и КПД передачи. Компьютерные исследования были проведены на моделях прецессионной роликовой передачи, отличающихся использованием различных поверхностей зубьев сателлитного колеса, которые показаны на рисунке 2.61.

Перед тем, как приступить к исследованиям, необходимо перестроить сборки существующих компьютерных моделей прецессионной роликовой передачи и заново настроить данные модели в приложении COSMOSMotion системы SolidWorks.

Добавляем полное количество конических роликов 3. Располагаем диск 4 и, соответственно, конические ролики 3 концентрично горизонтальной цилиндрической поверхности косоугольного кривошипа 1. Далее внутреннее отверстие сателлитного колеса 2 устанавливаем уже концентрично наклонной цилиндрической поверхности косоугольного кривошипа 3 и на определенном расстоянии от точки пересечения оси вращения сателлитного колеса и оси вращения косоугольного кривошипа (от точки прецессии). Данный параметр программно определен в процессе построения компьютерной модели сателлитного колеса. В компьютерную сборку добавляем еще один элемент – стержень 5. Данный элемент необходим для корректного определения угловой скорости выходного звена и места приложения нагружающего момента. Располагается стержень 5 концентрично горизонтальной цилиндрической поверхности косоугольного кривошипа 1 и одним своим торцом устанавливается в точку прецессии (рисунок 2.67).

Методика настройки компьютерных моделей для исследования в приложении COSMOSMotion системы SolidWorks подробно описана в [52].

Методика определения КПД компьютерных моделей прецессионного редуктирующего механизма подробно изложена в [53, 59].

На рисунке 2.68 показаны графики зависимости КПД от времени компьютерных моделей прецессионной роликовой передачи, использующих сателлитные колеса с различными поверхностями зубьев сателлитного колеса.

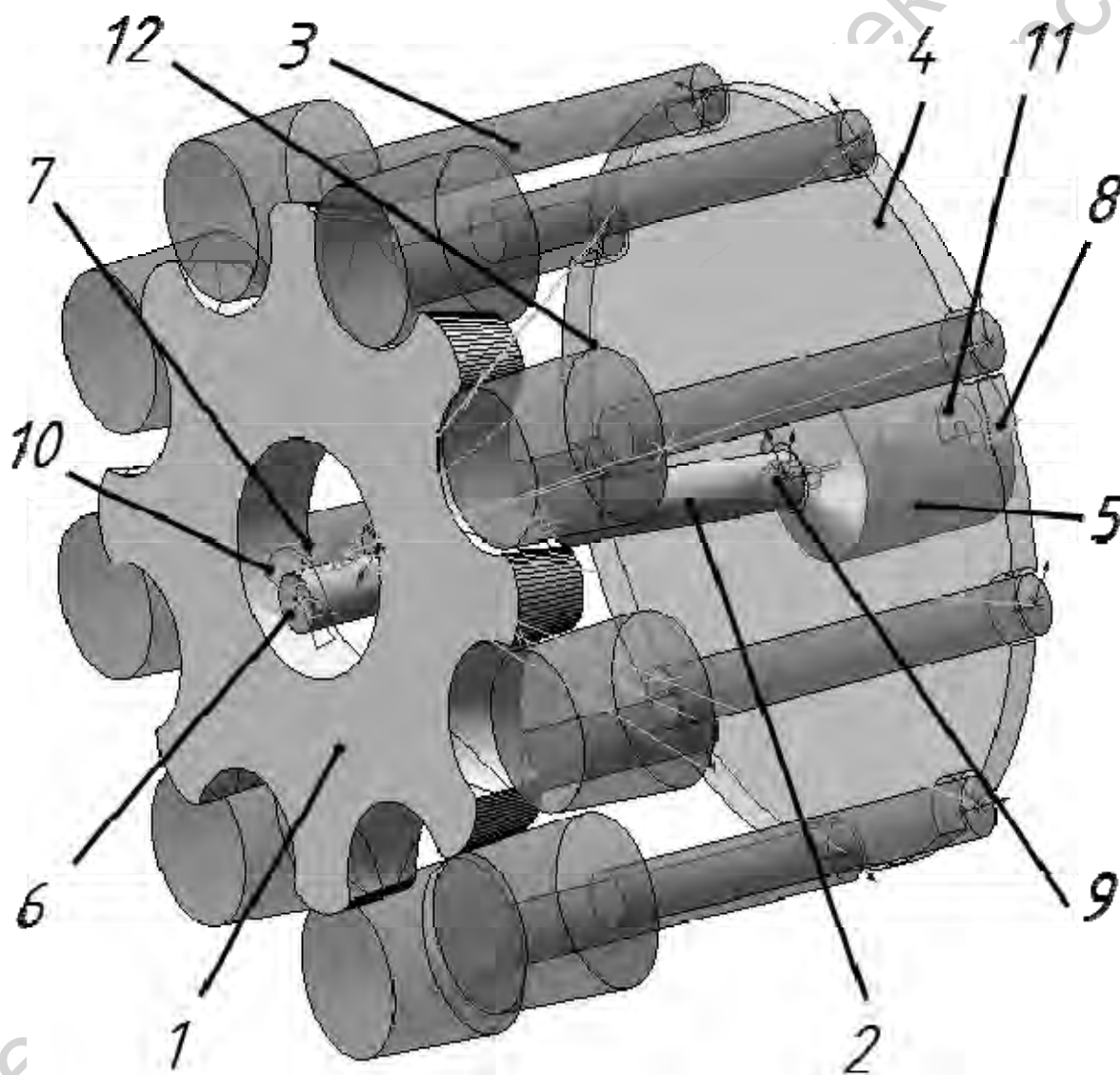
Как видно из рисунка 2.68, наиболее высокое значение КПД обеспечивается при использовании в зацеплении прецессионной роликовой передачи эксцентрикового профиля зубьев сателлитного колеса. Среднее значение КПД составляет 95 %.

При применении в зацеплении прецессионной роликовой передачи переходной зубчатой поверхности среднее КПД составляет 91 %; циклоидальной поверхности зубьев сателлитного колеса – порядка 87 %.

Таким образом, переход в зацеплении прецессионной роликовой передачи от циклоидальной поверхности зуба к эксцентриковой поверхности повышает КПД зацепления на 7–8 %.

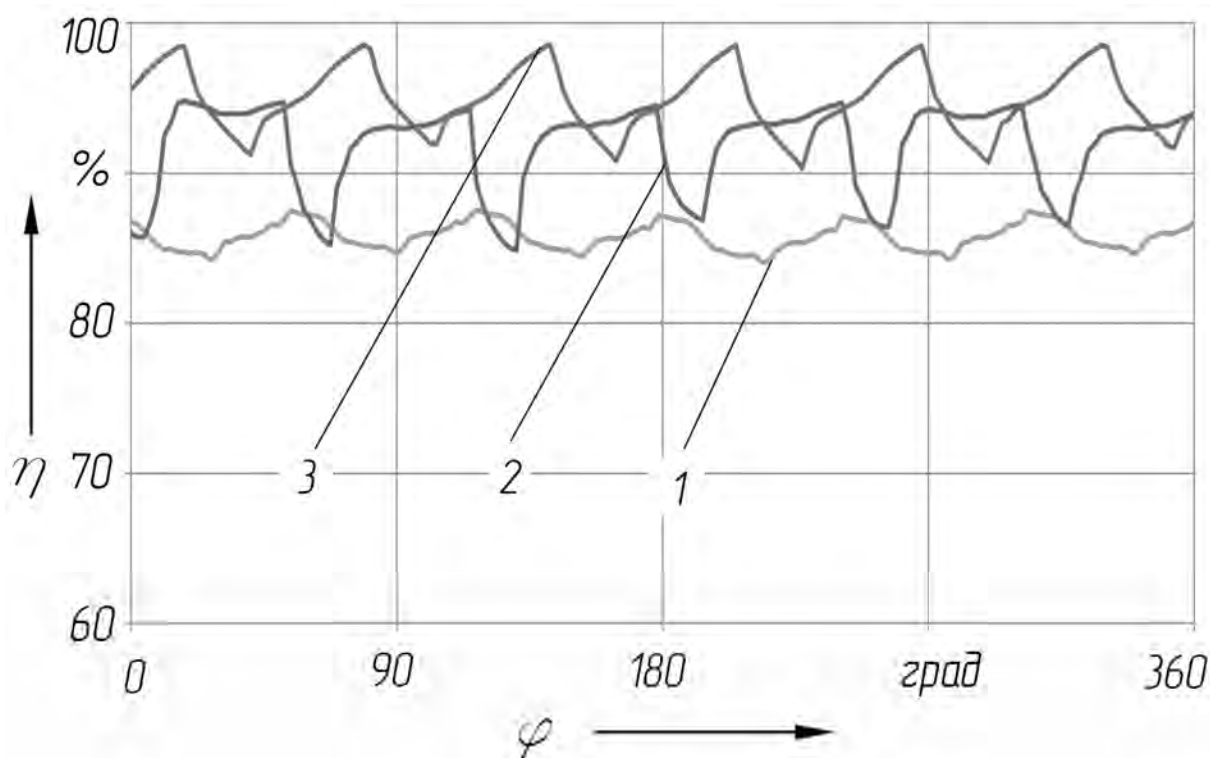
Определим кинематическую погрешность исследуемых передач. Методика определения кинематической погрешности компьютерных моделей подробно изложена в [52, 60].

Отметим, что обработка экспортируемых данных осуществляется с помощью разработанной специально для этих целей программы, которая в автоматическом режиме рассчитывает шаг угла поворота и определяет кинематическую погрешность передачи в минутах за один оборот входного вала на основании приведенных выше формул.



1 – сателлитное колесо; 2 – косой кривошип; 3 – конические ролики; 4 – диск; 5 – стержень; 6, 7 – шарнир поворота; 8 – цилиндрический шарнир; 9 – шарнир Гука; 10 – вращение кривошипа; 11 – нагружающий момент; 12 – трехмерный контакт зубчатой поверхности с коническим роликом

Рисунок 2.67 – Компьютерная модель прецессионной роликовой передачи



1 – с циклоидальной зубчатой поверхностью сателлитного колеса; 2 – с переходной зубчатой поверхностью сателлитного колеса; 3 – с эксцентриковой зубчатой поверхностью сателлитного колеса

Рисунок 2.68 – График зависимости КПД прецессионной роликовой передачи с различными поверхностями зубьев сателлитного колеса от угла поворота

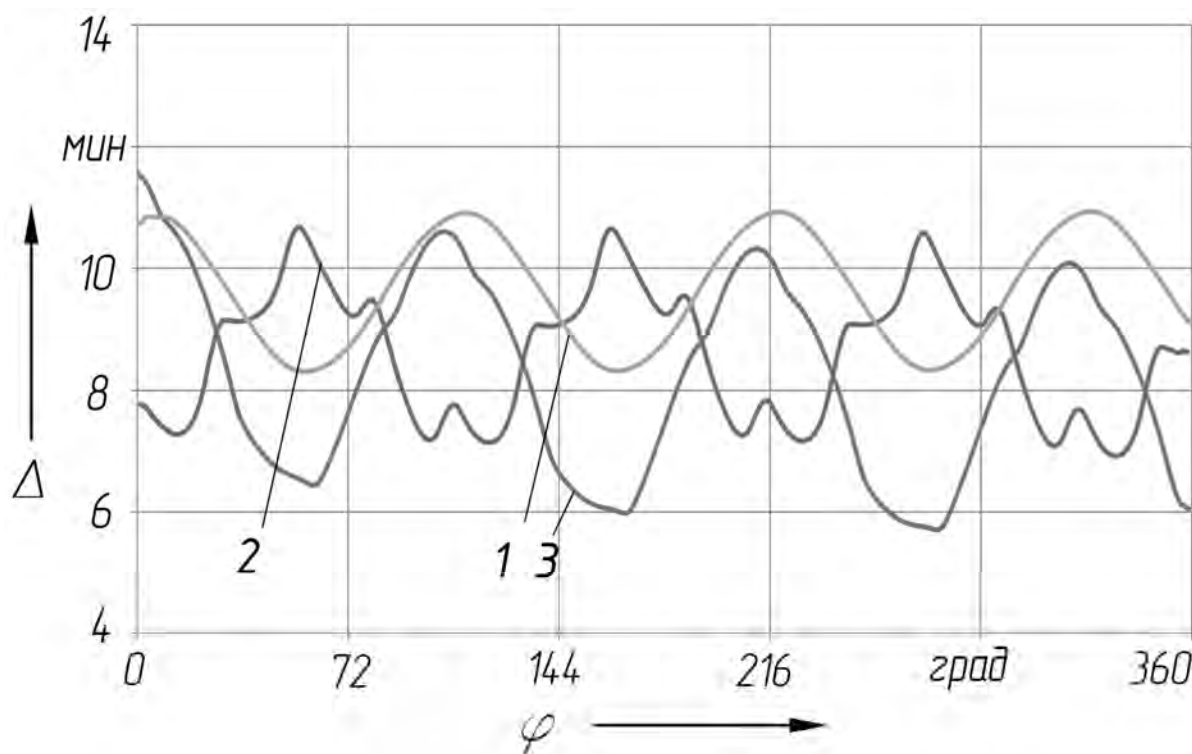
Результатом работы программы являются графические зависимости отклонения угла поворота сателлитного колеса от номинального значения за период времени, соответствующий одному обороту входного звена (рисунок 2.69).

Полученные графические зависимости позволяют дать сравнительную относительную оценку исследуемым передачам.

Как видно из графических зависимостей, наименьшее значение кинематической погрешности принадлежит прецессионной роликовой передаче с циклоидальной поверхностью зубьев сателлитного колеса – 3 угловые минуты, наибольшее значение – прецессионной роликовой передаче с переходной зубчатой поверхностью зубьев сателлитного колеса – 4 угловые минуты, а кинематическая погрешность прецессионной роликовой передачи с циклоидальной зубчатой поверхностью сателлитного колеса составляет 4 угловые минуты.

Следует отметить, что на указанные значения кинематической погрешности оказывает влияние и способ ее оценки, т. е. снятие вращения со сферического шарнира заранее предопределяет возникновение погрешности, вызванной наклоном сателлитного колеса. Поэтому погрешности в реальной прецессионной роликовой передаче будут иметь несколько мень-

шее значение. Однако основной вывод, который можно сделать по результатам исследования кинематической погрешности, что при переходе с циклоидальной на эксцентриковую поверхность зубьев сателлитного колеса происходит незначительный рост кинематической погрешности в зацеплении планетарной прецессионной передачи.



1 – прецессионная роликовая передача с циклоидальной зубчатой поверхностью сателлитного колеса; 2 – прецессионная роликовая передача с переходной зубчатой поверхностью сателлитного колеса; 3 – прецессионная роликовая передача с эксцентриковой зубчатой поверхностью сателлитного колеса

Рисунок 2.69 – График зависимости кинематической погрешности прецессионной роликовой передачи с различными зубчатыми поверхностями сателлитного колеса от угла поворота

Далее произведем сравнительную оценку пятна контакта при работе передачи. На рисунках 2.70–2.72 представлено пятно контакта в прецессионной роликовой передаче с различными зубчатыми поверхностями зубьев сателлита.

Как видно из рисунков, пятно контакта в исследуемых передачах образовывается по всей боковой поверхности зуба. Данный факт говорит о правильности геометрии зацепления, о высокой плавности работы передачи и КПД, а также о приемлемой нагрузочной способности передачи. Однако следует отметить, что в зацеплении прецессионной роликовой передачи с использованием эксцентриковой поверхности зубьев сателлита пятно контактного взаимодействия смещается вдоль оси зуба, в

то время как при использовании в зацеплении циклоидальной и переходной поверхностей зубьев сателлита указанное пятно контакта перемещается с вершины зуба к ее впадине. Это оказывает существенное влияние на КПД прецессионной передачи в случае наличия упругих деформаций ее звеньев.

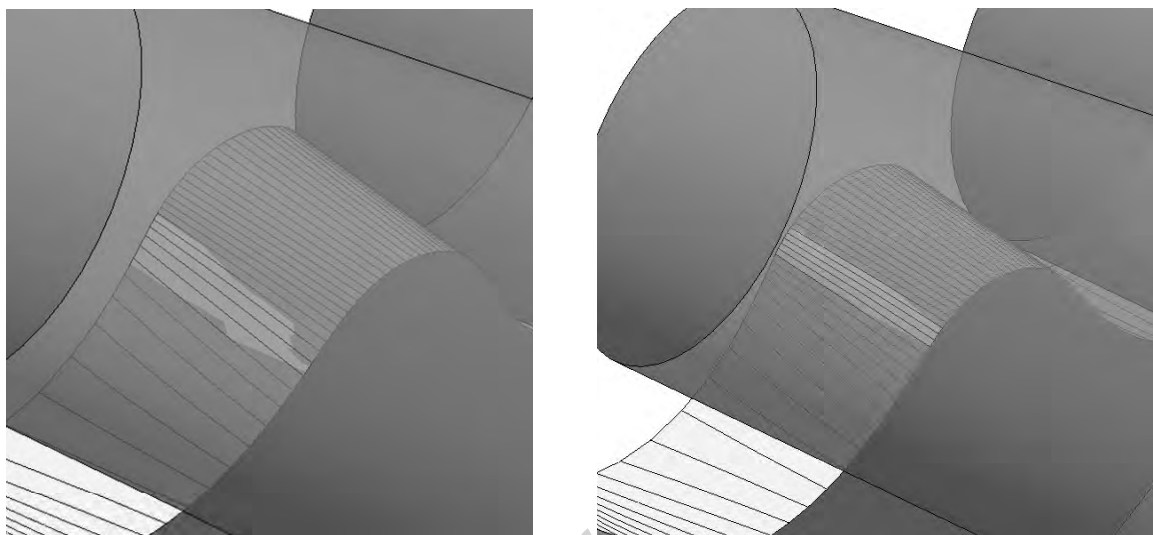


Рисунок 2.70 – Пятно контакта в прецессионной роликовой передаче с циклоидальной зубчатой поверхностью сателлитного колеса

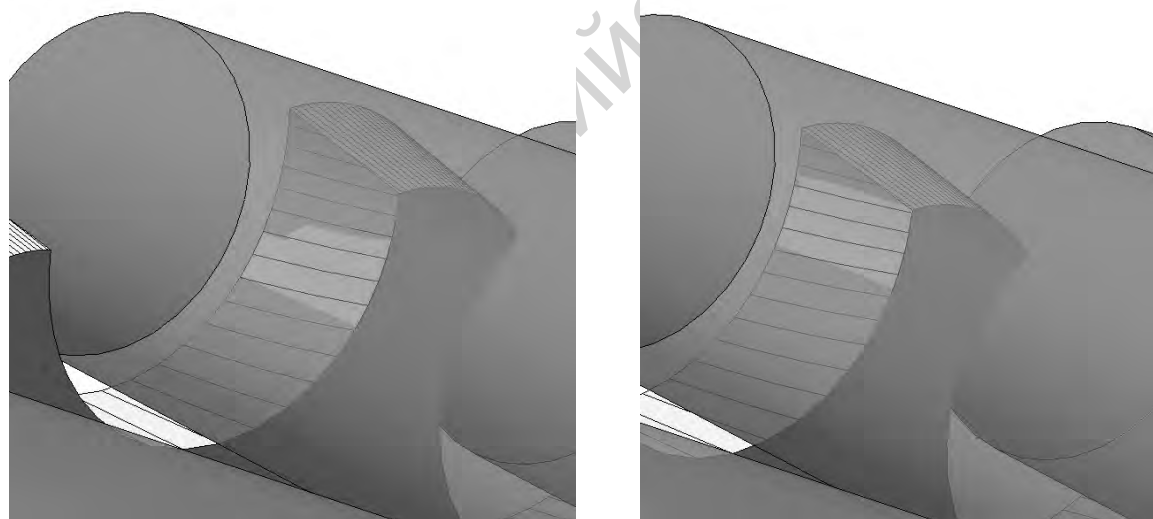


Рисунок 2.71 – Пятно контакта в прецессионной роликовой передаче с переходной зубчатой поверхностью сателлитного колеса

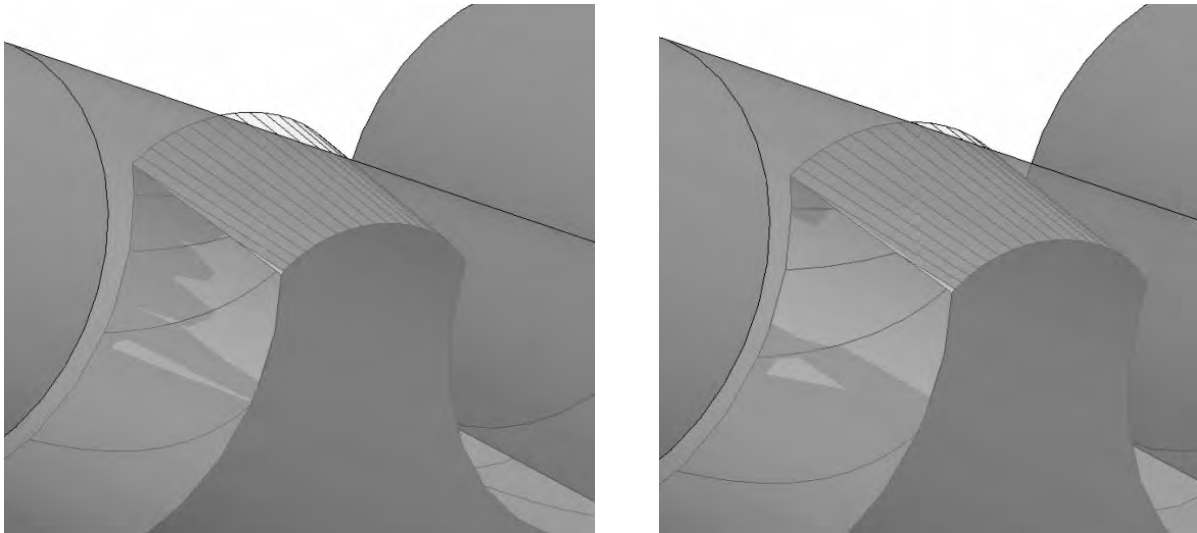


Рисунок 2.72 – Пятно контакта в прецессионной роликовой передаче с эксцентриковой зубчатой поверхностью сателлитного колеса

2.3.4 Сравнительный анализ показателей прецессионных редукционных механизмов, разработанных на основе теоретически точных и упрощенных поверхностей зубьев сателлитного колеса. Доказав, что в прецессионной роликовой передаче достигается требуемый коэффициент перекрытия зацепления, а также на достаточно высоком уровне находятся кинематическая точность и КПД, исследуем возможность сокращения себестоимости изготовления при нарезании зубьев сателлитного колеса за счет использования так называемых упрощенных поверхностей.

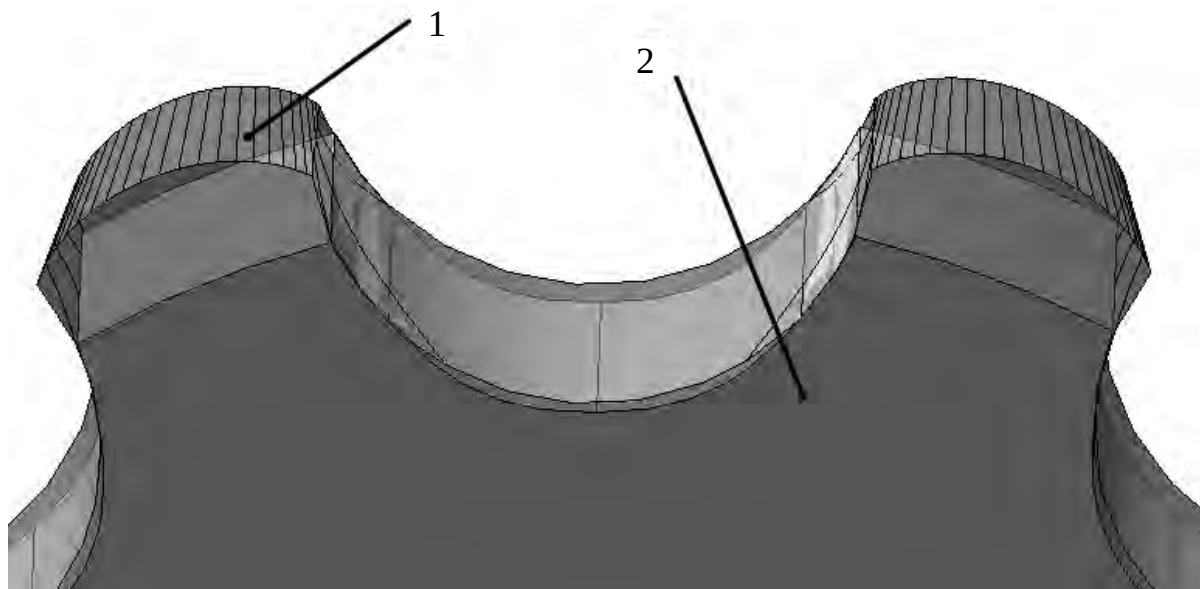
Процесс исследования прецессионных передач с упрощенными поверхностями зубьев сателлита подробно изложен в [51, 61]. Понятие «теоретически точный профиль» зубьев сателлитного колеса от «упрощенного профиля» отличается способом формообразования зубьев.

Теоретически точные профили зубьев сателлитных колес получают в том случае, если они формируются в результате обработки зубьями инструмента, профиль которого совпадает с профилем зубьев сателлитного колеса прецессионной роликовой передачи. При этом заготовка зубчатого изделия совершает все те движения, которые оно совершало бы при работе в планетарной роликовой передаче. В результате взаимодействия поверхностей зубьев формообразующего центрального колеса и теоретически точных профилей зубчатого изделия образуется полносопряженное теоретически точное зацепление. Подробно методика создания теоретически точных профилей зубьев сателлитного колеса прецессионной роликовой передачи изложена в [51].

Зубья с упрощенными профилями получают, когда их поверхности образуются стандартными способами зубообработки, т. е. при их обработке используется стандартный зуборезный инструмент. Полученные этими способами профили зубьев изделия максимально приближены к теорети-

чески точным профилям зубьев сателлитного колеса. При взаимодействии поверхностей зубьев центрального формообразующего колеса и зубьев изделия с упрощенным профилем образуется так называемое приближенное зацепление.

На рисунке 2.73 представлены поверхности зубьев сателлитного колеса с теоретически точным 1 и упрощенным 2 профилями зуба.

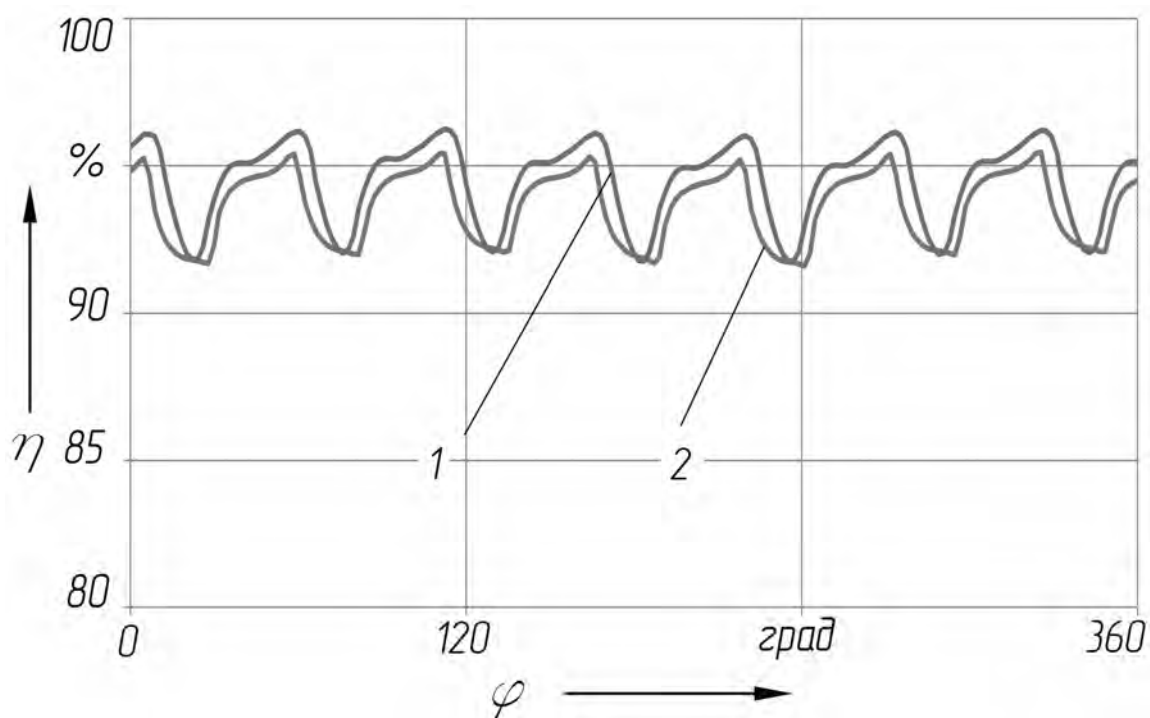


1 – теоретически точный профиль зуба; 2 – упрощенный профиль зуба

Рисунок 2.73 – Поверхности зубьев сателлитного колеса прецессионной роликовой передачи

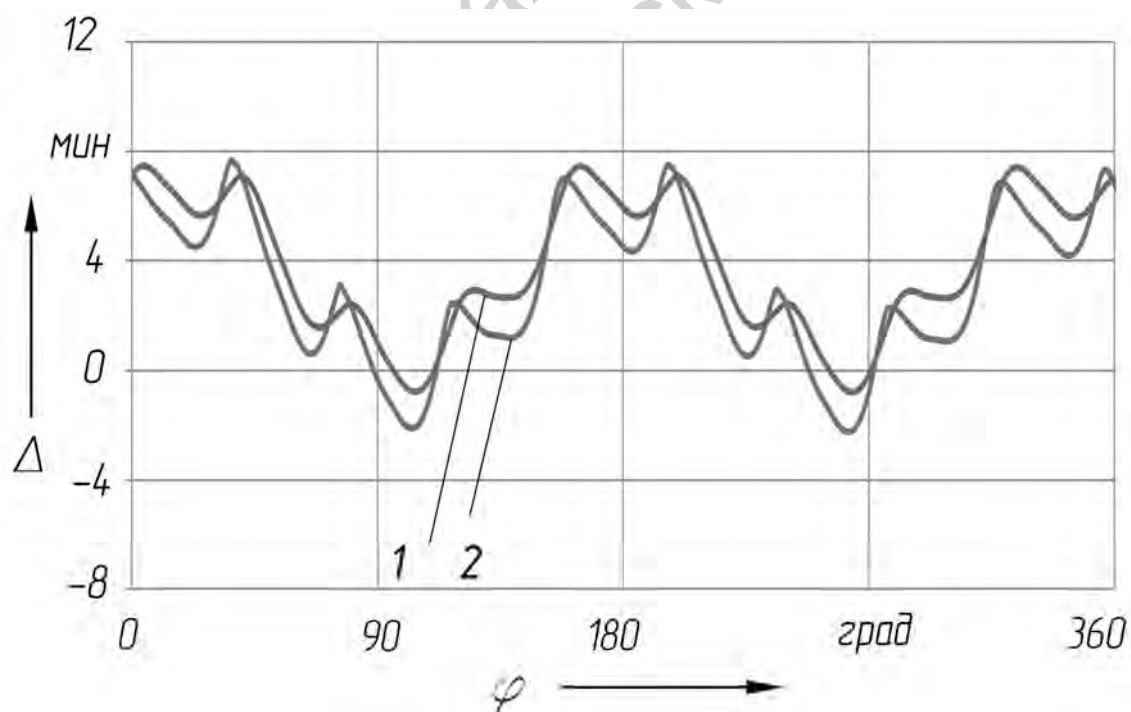
Из рисунка 2.73 видно, что боковые поверхности двух зубьев сателлитных колес совпадают, а во впадине зуба имеются отличия. Отрицательное явление – контакт ролика со впадиной зуба сателлитного колеса. Избежать такого взаимодействия со впадиной зуба можно путем ее выборки во время образования упрощенного профиля зубьев и создания определенного зазора, гарантирующих отсутствие контакта. Методика расчета упрощенного профиля зубьев сателлитного колеса изложена в [51].

Для проверки достоверности указанной методики проведем сравнительный анализ значений кинематической погрешности и КПД компьютерных моделей планетарной роликовой передачи при применении в ее зацеплении теоретически точного и упрощенного профилей зубьев сателлитного колеса. На рисунках 2.74 и 2.75 показаны графики зависимостей КПД и кинематической погрешности планетарной роликовой передачи от угла поворота при использовании в зацеплении вышеуказанных профилей.



1 – теоретически точный профиль; 2 – упрощенный профиль

Рисунок 2.74 – График зависимости КПД прецессионной роликовой передачи с теоретически точным и упрощенным профилями зубьев сателлитного колеса от угла поворота



1 – теоретически точный профиль; 2 – упрощенный профиль

Рисунок 2.75 – График зависимости кинематической погрешности прецессионной роликовой передачи с упрощенным профилем зуба сателлитного колеса и теоретически точным профилем от угла поворота

Как видно из графических зависимостей, представленных на рисунках 2.74 и 2.75, закон поведения кинематической погрешности и КПД в прецессионной роликовой передаче с упрощенным профилем зуба сателлитного колеса близок к закону поведения прецессионной роликовой передачи с теоретически точным профилем зуба. Поэтому можно сделать вывод, что применение и использование упрощенного профиля зубьев сателлитного колеса при проектировании и изготовлении прецессионной роликовой передачи осуществимо без ухудшения основных эксплуатационных показателей.

2.3.5 Сравнительный анализ планетарных редуцирующих механизмов типа 2К-Н с эксцентриковым и наклонным расположением кривошипа.

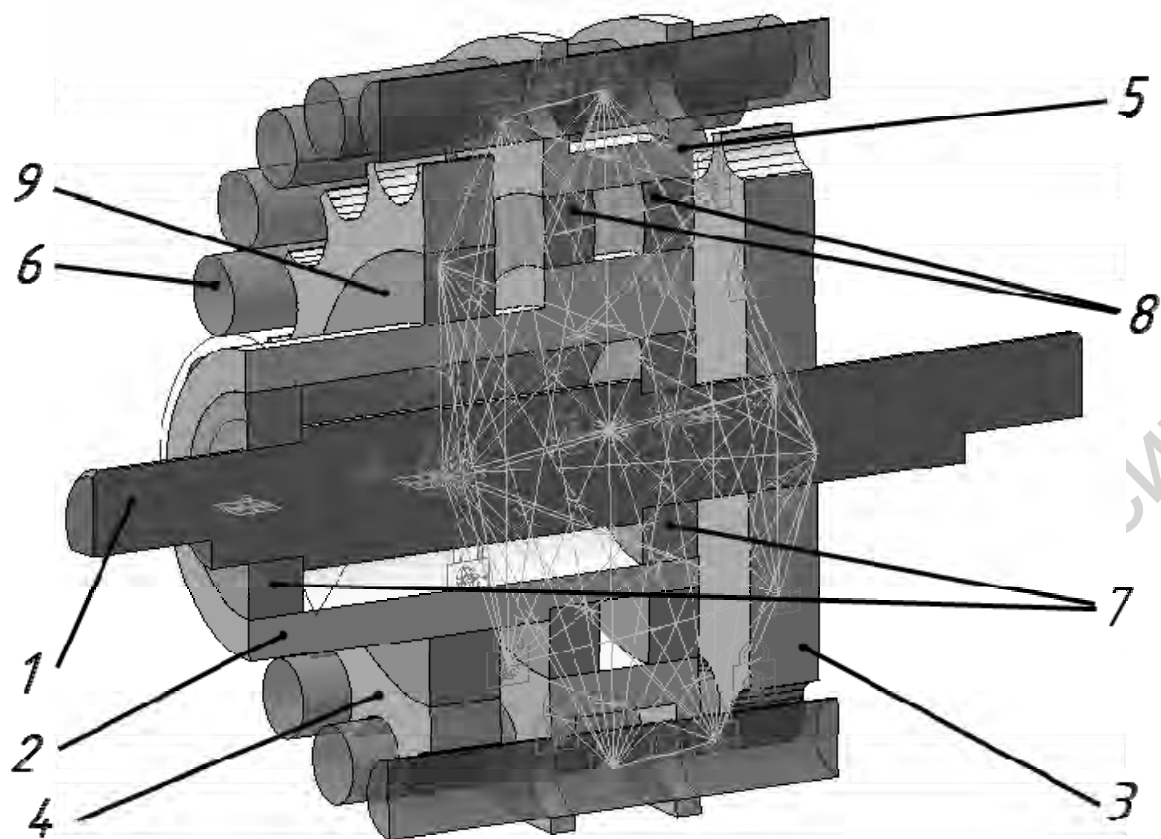
Сравнительный анализ планетарных редуцирующих механизмов типа 2К-Н с эксцентриковым и наклонным расположением кривошипа без учета податливости звеньев.

Ранее проводились компьютерные исследования, касающиеся только зацепления прецессионной роликовой передачи. Следует напомнить, что в электропривод сельскохозяйственной лебедки планируется вмонтировать прецессионный редуцирующий механизм типа 2К-Н, структурная схема которого показана на рисунке 2.19.

Следует также отметить, что возможно компактно разместить внутри барабана сельскохозяйственной лебедки и эксцентриковый редуцирующий механизм типа 2К-Н (см. рисунок 2.19). Однако в [38] говорится о наличии замкнутых циркулирующих мощностей в планетарных эксцентриковых механизмах типа 2К-Н. Данное явление отрицательно сказывается на выходных показателях передачи, особенно значительно снижается значение КПД. Ранее в исследованиях [17, 62] подтверждалось, что в прецессионной роликовой передаче это явление минимизировано за счет применения наклонного кривошипа. Произведем компьютерные исследования, подтверждающие наличие рассматриваемого явления в передачах двух указанных типов.

Перед исследованием были составлены компьютерные модели эксцентриковой роликовой передачи типа 2К-Н и прецессионной роликовой передачи типа 2К-Н. Для построения сателлитных колес, входящих в состав передач, применялся программный модуль, описанный в п. 2.3.1.

Эксцентриковая роликовая передача типа 2К-Н (рисунок 2.76) состоит из неподвижного основного вала 1 и установленного на подшипниках 7 эксцентрика 2, на эксцентричной поверхности которого посредством подшипников 8 располагается сепаратор 5 с цилиндрическими роликами 6. Также в состав передачи входят два зубчатых колеса: неподвижное зубчатое колесо 3 с разницей зубьев, равной двум, жестко связанное с основным валом 1, и подвижное зубчатое колесо 4 с разницей зубьев, равной единице, установленное на подшипнике 9 относительно поверхности эксцентрика 2.



1 – основной вал; 2 – эксцентрик; 3 – неподвижное зубчатое колесо; 4 – подвижное зубчатое колесо; 5 – сепаратор; 6 – цилиндрический ролик; 7 – подшипники основного вала; 8 – подшипники сепаратора; 9 – подшипник подвижного зубчатого колеса

Рисунок 2.76 – Компьютерная модель эксцентриковой роликовой передачи типа 2К-Н с наложенными на ее элементы взаимосвязями

Реализацией структурной схемы прецессионной роликовой передачи типа 2К-Н является упрощенная конструкция редуцирующего механизма, представленная на рисунке 2.77.

Прецессионный редуцирующий механизм типа 2К-Н состоит из следующих составных частей: неподвижного основного вала 1; входного звена 2, на которое передается вращение; неподвижного зубчатого колеса 3, жестко связанного с основным валом 1; подвижного зубчатого колеса 4, кольца 5 и расположенных на этом кольце конических роликов 6, подшипников 7, 8 и 9.

Создав трехмерные модели исследуемых редуцирующих механизмов, произведем компьютерные исследования. Настройка компьютерных моделей и методика проведения компьютерных исследований подробно были описаны ранее.

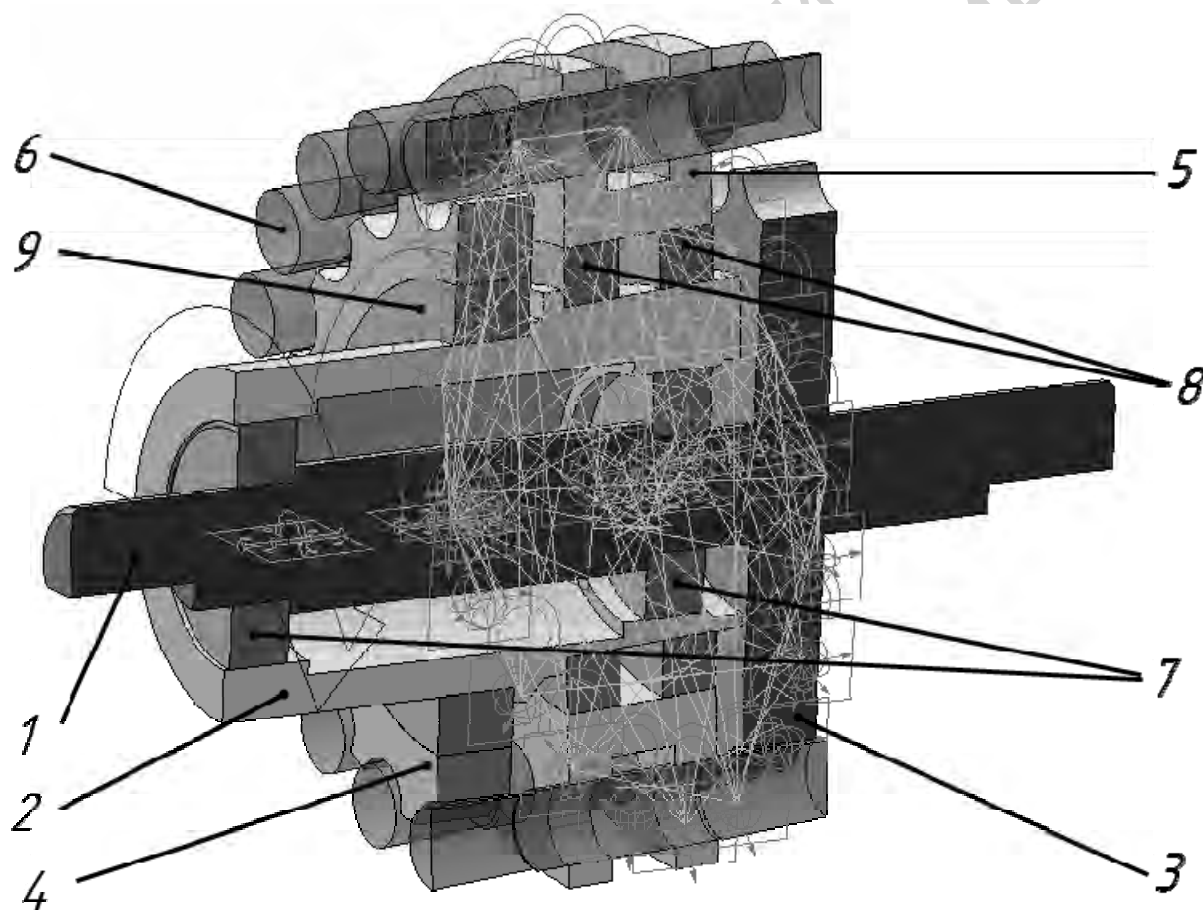
На рисунках 2.78 и 2.79 представлены результаты компьютерных исследований.

Как видно из графической зависимости, значение КПД у прецесси-

онной роликовой передачи составляет порядка 90 %, а у эксцентриковой – 75 %. Это говорит о том, что прецессионная роликовая передача способна минимизировать наличие замкнутых циркулирующих мощностей. Также немаловажно отметить и динамику работы исследуемых передач. Большая амплитуда колебания значений КПД у эксцентриковой роликовой передачи свидетельствует о наличии значительных колебаний сил и реакций в контактирующих звеньях, а также о неравномерности вращения выходного звена.

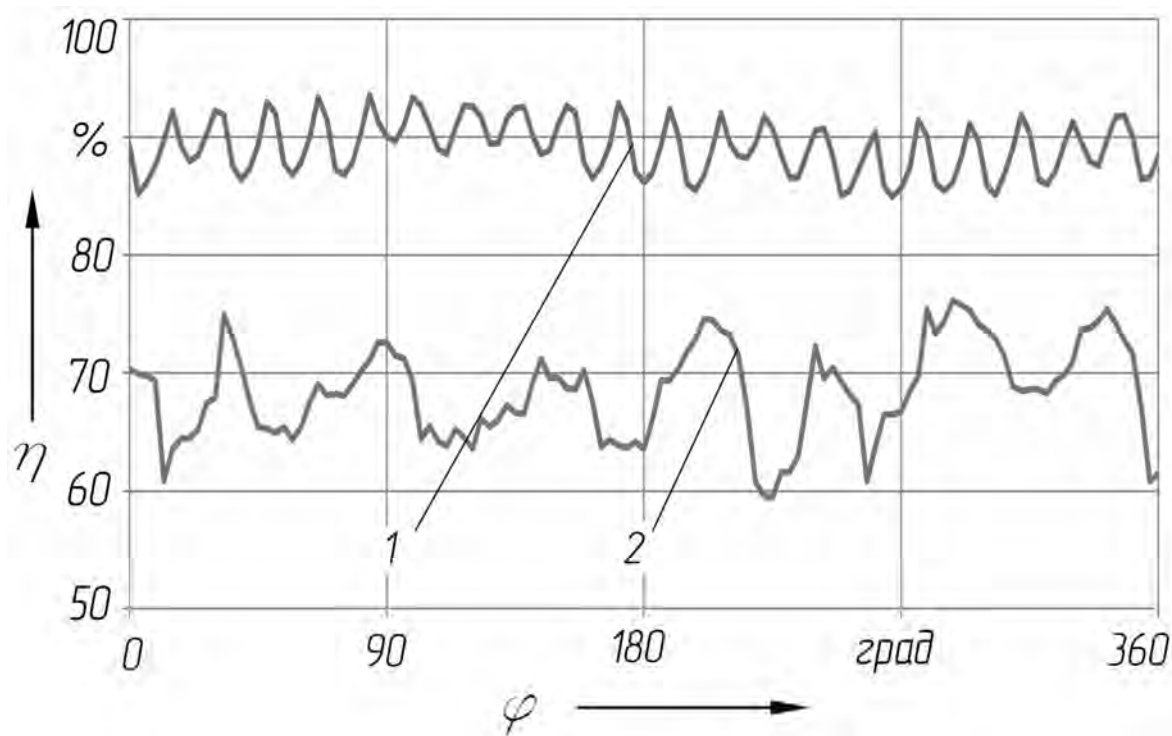
Из графической зависимости, представленной на рисунке 2.73, видно, что кинематическая погрешность прецессионной роликовой передачи равна 1,5 угловых минут, а эксцентриковой – около 28.

Проанализируем, какие факторы могут повлиять на рассмотренные выше показатели. Произведем визуальную оценку возникающих в контакте зацепления сил.



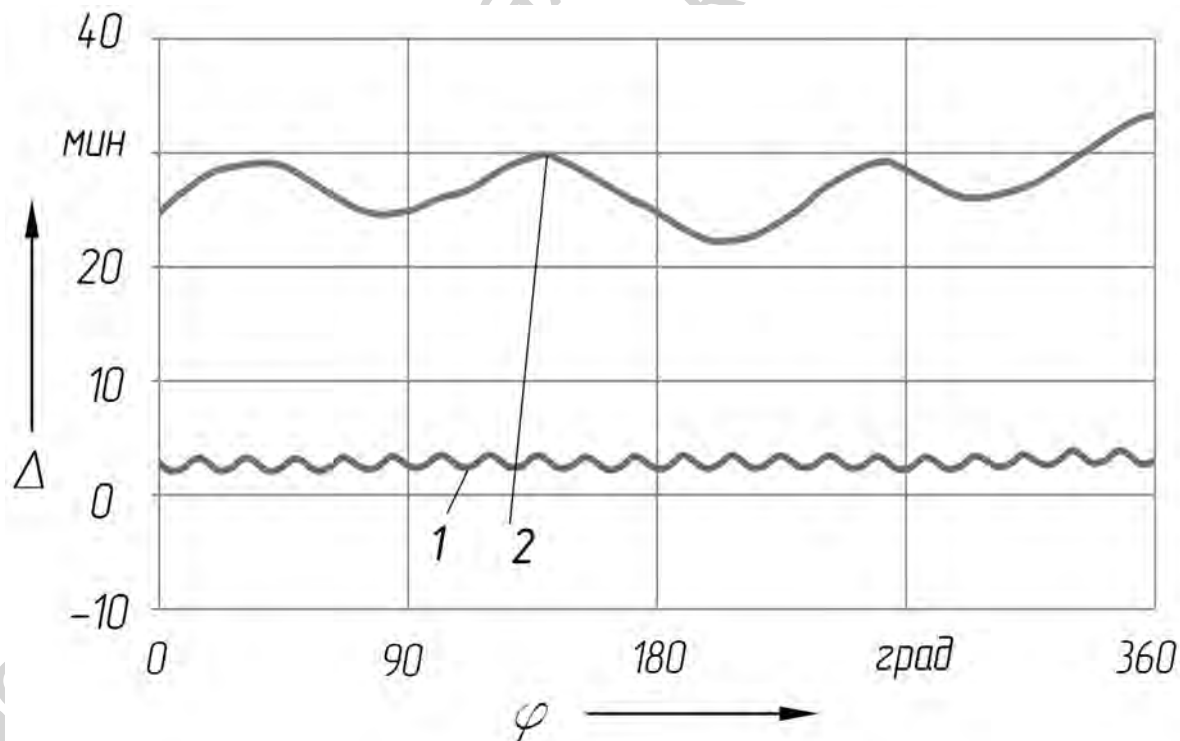
1 – основной вал; 2 – косой кривошип; 3 – неподвижное зубчатое колесо; 4 – подвижное зубчатое колесо; 5 – сепаратор; 6 – цилиндрический ролик; 7 – подшипники основного вала; 8 – подшипники сепаратора; 9 – подшипник подвижного зубчатого колеса

Рисунок 2.77 – Компьютерная модель прецессионного редуцирующего механизма типа 2К-Н с наложенными на ее элементы взаимосвязями



1 – прецессионная роликовая передача; 2 – эксцентриковая роликовая передача

Рисунок 2.78 – График зависимости КПД исследуемых передач типа 2К-Н от угла поворота



1 – прецессионная роликовая передача; 2 – эксцентриковая роликовая передача

Рисунок 2.79 – График зависимости кинематической погрешности исследуемых передач от угла поворота

На рисунках 2.80 и 2.81 представлено соответственно силовое взаимодействие в зацеплении эксцентриковой и прецессионной роликовых передач типа 2К-Н, позволяющее сделать вывод, что при контакте в зацеплении эксцентриковой передачи наблюдается кромочное взаимодействие ролика с зубом сателлитного колеса во время входа в контактное взаимодействие. В случае зацепления планетарной прецессионной передачи (см. рисунок 2.81) кромочный контакт отсутствует.

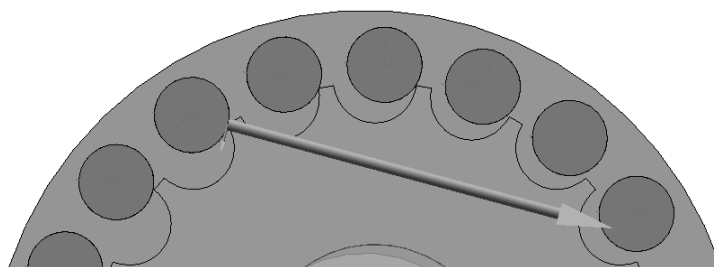


Рисунок 2.80 – Сила в зацеплении роликов с зубьями сателлита эксцентриковой роликовой передачи

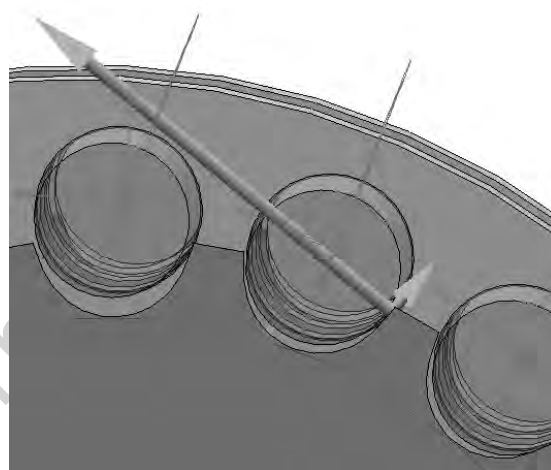


Рисунок 2.81 – Сила в зацеплении роликов с зубьями сателлита прецессионной роликовой передачи

На рисунках 2.82 и 2.83 приведены графики, отражающие значение сил в зацеплении двух сравниваемых видов передач.

Сила в контакте цилиндрических роликов с зубчатым колесом достигает значения 5800 Н (рисунок 2.82). Наличие значительных сил говорит о подклинивании в зацеплении, за счет чего наблюдается и снижение КПД у рассматриваемой передачи.

Как видно из графика (рисунок 2.83), отражающего значения сил в зацеплении сравниваемых видов передач, величины сил в зацеплении прецессионной передачи в два раза меньше, чем в зацеплении эксцентриковой передачи. Это и определяет более низкое значение КПД эксцентриковой

роликовой передачи типа 2К-Н по сравнению с прецессионной передачей аналогичного типа. Однако на КПД может оказывать значительное влияние упругая податливость звеньев передачи.

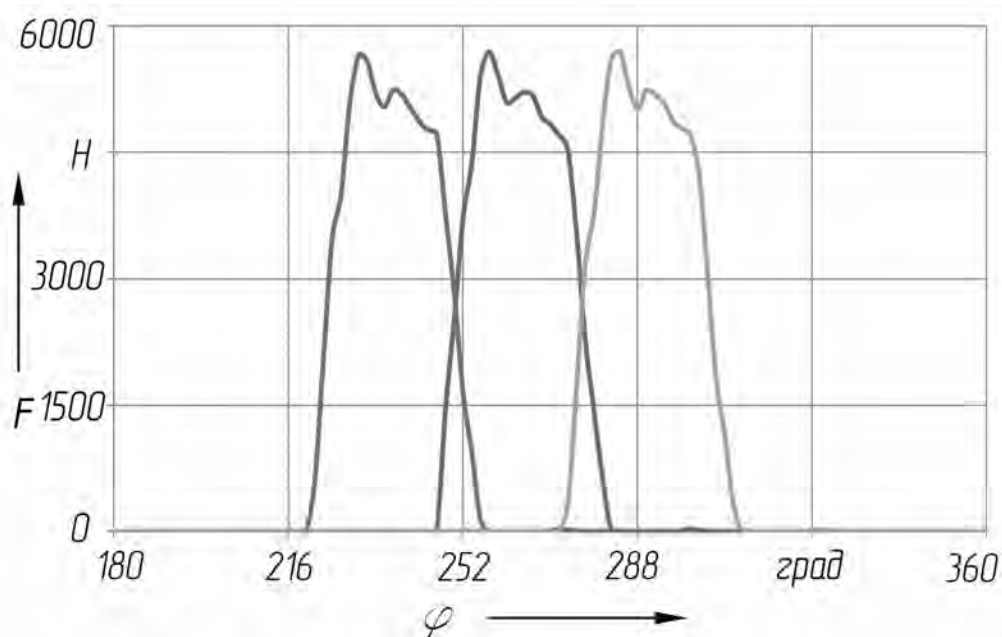


Рисунок 2.82 – График зависимости силы в зацеплении роликов с зубьями сателлитного колеса в зацеплении эксцентриковой роликовой передачи от угла поворота

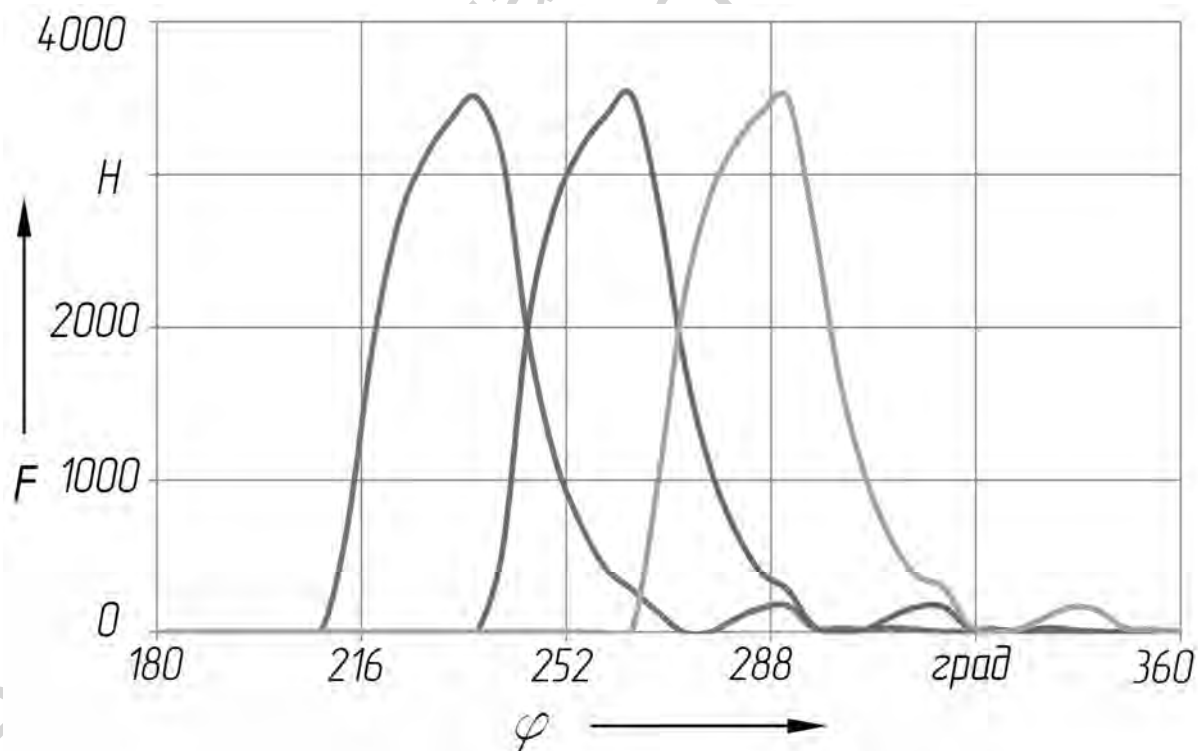


Рисунок 2.83 – График зависимости силы в зацеплении роликов с зубьями сателлита в зацеплении прецессионной роликовой передачи от угла поворота

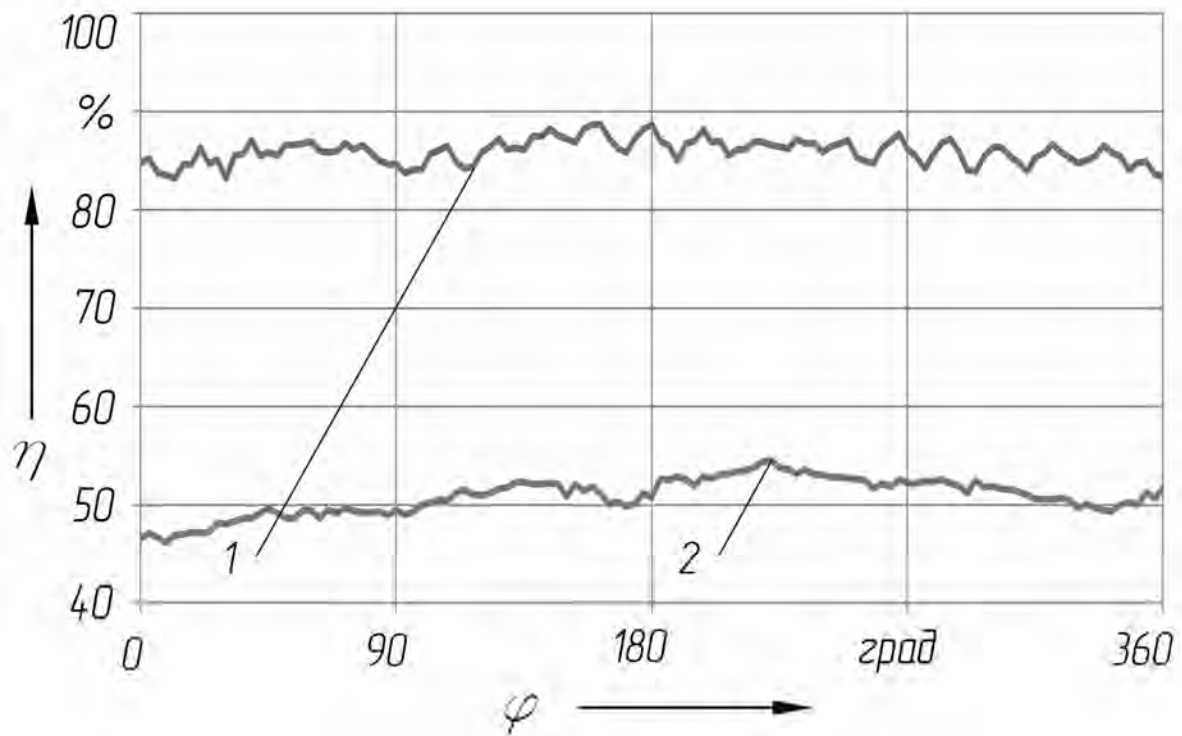
2.3.6 Сравнительный анализ планетарных редуцирующих механизмов типа 2К-Н с эксцентриковым и наклонным расположением кривошипа с учетом податливости звеньев. В [63] отражены результаты оценки влияния упругой податливости звеньев на выходные показатели для эксцентриковой и прецессионной роликовых передач типа К-Н-V. Отмечается, что нерегламентированные условия работы передачи обусловлены наличием упругих деформаций звеньев, а это, в свою очередь, способствует снижению одного из основных выходных показателей передачи – КПД. Причем в прецессионных роликовых передачах, по сравнению с эксцентриковыми, влияние упругих деформаций звеньев на КПД минимизировано. Рассмотрим случай, когда сравниваются прецессионная и эксцентриковая роликовые передачи типа 2К-Н.

Разработанные модели сравниваемых передач (см. рисунки 2.76 и 2.77) годны для проведения исследований в условиях наличия упругих деформаций звеньев. Однако имитация упругих деформаций звеньев исследуемых передач осуществляется путем придания жесткости опорным подшипникам 7 (см. рисунки 2.76 и 2.77). Соответственно в приложении COSMOSMotion системы SolidWorks для задания различной жесткости опорным подшипникам применяется специальный элемент «втулка». В настройках данного элемента можно устанавливать различную жесткость по всем осям, а также вводить требуемую степень демпфирования опоры.

Методика исследования передач с упругой податливостью звеньев не отличается от методики исследования без учета упругой податливости.

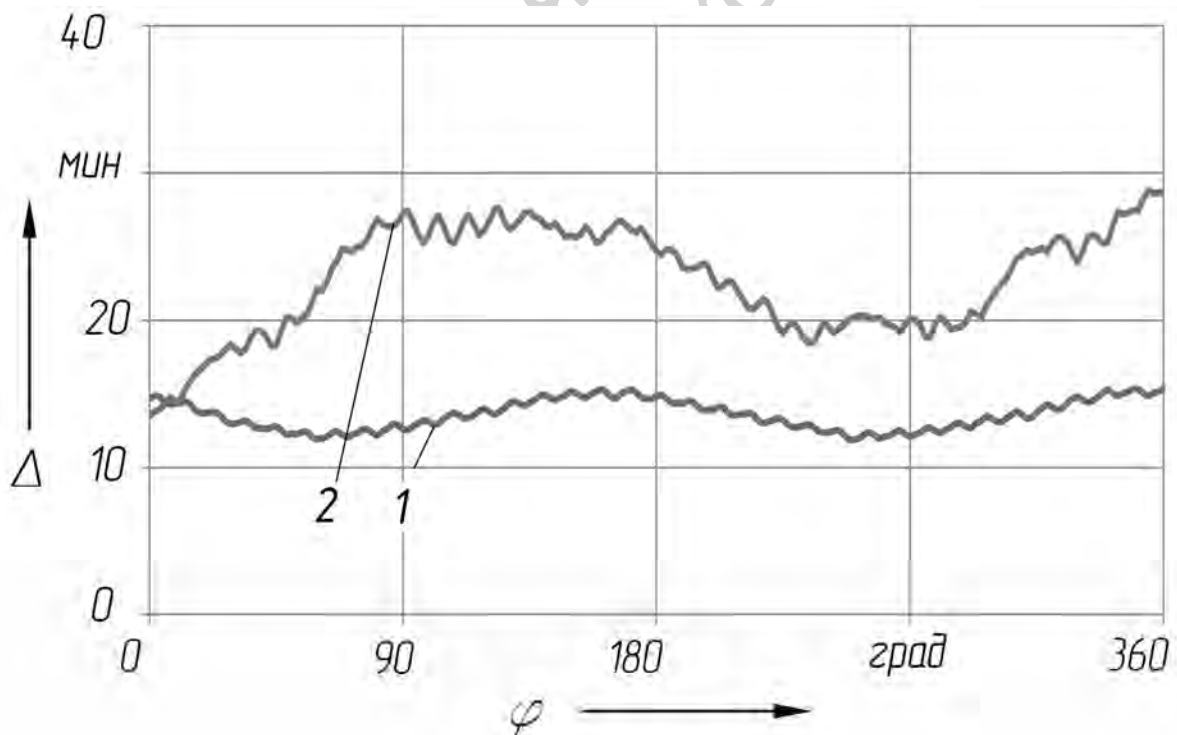
Далее представлены результаты исследования эксцентриковой и прецессионной роликовых передач типа 2К-Н при условии наличия упругих деформаций звеньев.

Анализ графиков, приведенных на рисунках 2.84 и 2.85, позволяет сделать вывод, что так же, как и в случае исследования прецессионной и эксцентриковой роликовых передач типа К-Н-V, в случае этих же передач типа 2К-Н при увеличении нагрузки на выходном валу наблюдаются резкие падения КПД и плавности вращения выходного вала у эксцентриковой роликовой передачи, в то время как у прецессионной передачи типа 2К-Н снижение КПД и повышение кинематической погрешности не так значительно.



1 – прецессионная роликовая передача; 2 – эксцентриковая роликовая передача

Рисунок 2.84 – График зависимости КПД исследуемых передач от угла поворота



1 – прецессионная роликовая передача; 2 – эксцентриковая роликовая передача

Рисунок 2.85 – График зависимости кинематической погрешности сравниваемых типов передач от угла поворота

2.3.7 Исследование напряженно-деформированного состояния в контактирующих звеньях прецессионного редуцирующего механизма типа 2К-Н с подвижными роликами. Ранее были подобраны следующие параметры зацепления: диаметр ролика, исходя из гарантированного зазора в зацеплении, и угол конусности ролика. По данным параметрам была перестроена компьютерная модель прецессионного редуцирующего механизма для оценки контактных напряжений в зацеплении.

Методика исследования напряженно-деформированного состояния контактирующих деталей редуцирующих механизмов изложена в [23, 64].

Для проведения компьютерных исследований по анализу напряженно-деформированного состояния элементов прецессионного роликового редуцирующего механизма необходимо пройти следующие этапы:

- 1) создать трехмерную геометрическую компьютерную модель прецессионного роликового редуцирующего механизма;
- 2) выполнить трансляцию модели в систему расчета и произвести ее корректировку;
- 3) создать конечно-элементную модель редуцирующего механизма;
- 4) задать граничные условия;
- 5) установить параметры решателя и обеспечить сходимость математической конечно-элементной модели;
- 6) выбрать требуемые результаты.

Создание трехмерной компьютерной модели прецессионного роликового редуцирующего механизма было рассмотрено ранее. Параметризация модели дала возможность оперативного изменения геометрии редуцирующего механизма за счет двухсторонней связи между системой SolidWorks и системой расчета Ansys 12.

Трансляция геометрической модели из Solidworks осуществлялась путем прямой ее передачи в Ansys 12. Корректировка геометрической модели в Ansys включала в себя позиционирование элементов прецессионного роликового редуцирующего механизма для обеспечения начального контакта конических роликов и зубчатых колес (рисунок 2.86).

Конечно-элементная модель прецессионного роликового редуцирующего механизма создавалась при помощи конечных элементов второго порядка (20 узловых гексаэдров и 10 узловых тетраэдров). Выполнялась локальная разбивка в зонах контакта зубчатых колес и конических роликов (рисунок 2.87). В этих зонах были размещены контактные конечные элементы.

Граничные условия определялись исходя из особенностей работы прецессионного роликового редуцирующего механизма.

Расчетная схема прецессионного редуцирующего механизма следующая: полезным усилием являлось тяговое усилие на барабане лебедки, величина которого бралась в соответствии с требованиями испытаний и принималась равной 2000 Н.

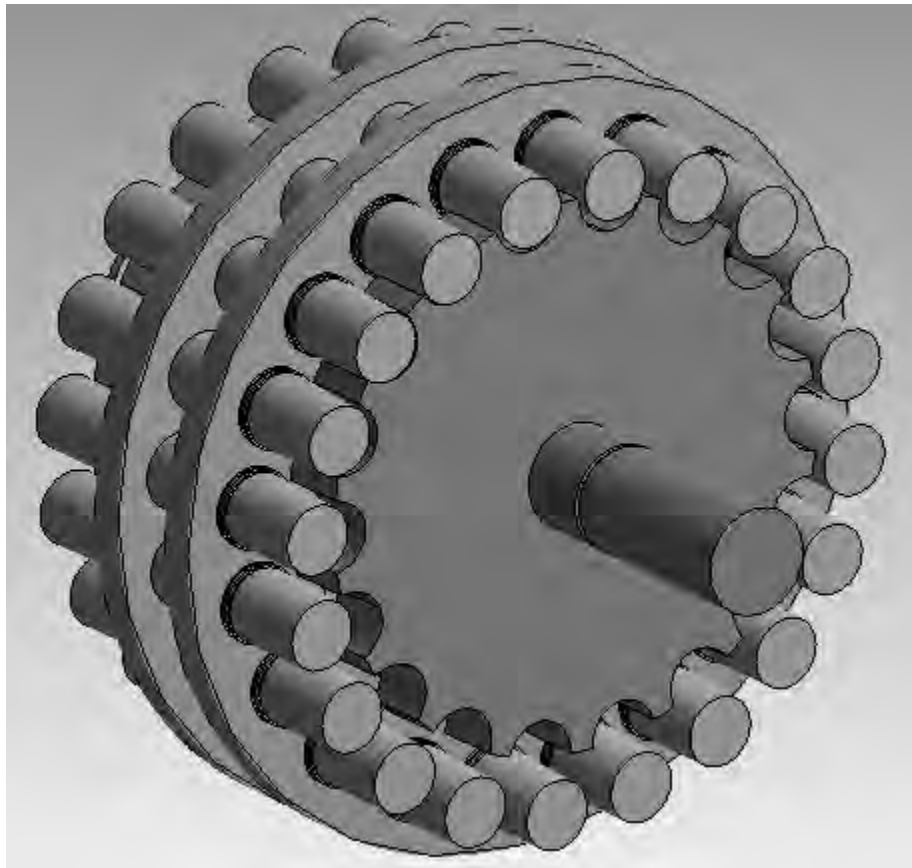


Рисунок 2.86 – Импортированная в расчетный пакет Ansys компьютерная модель прецессионного редуктирующего механизма типа 2К-Н

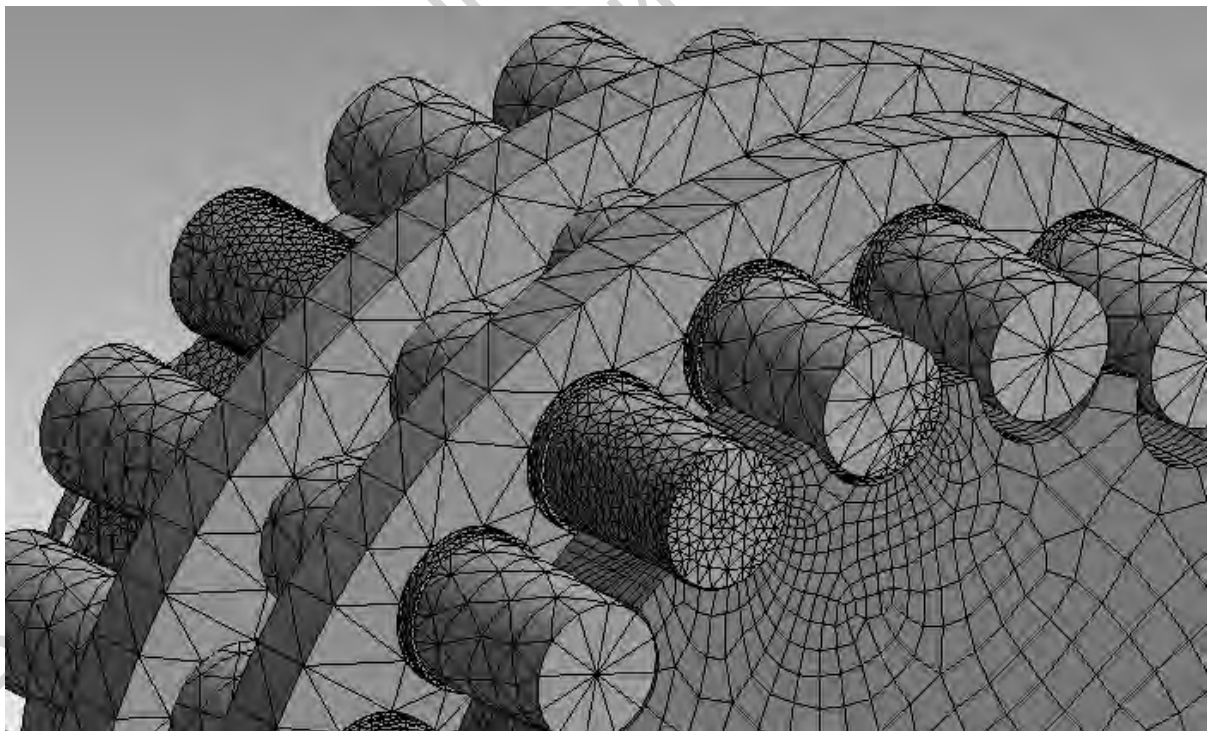
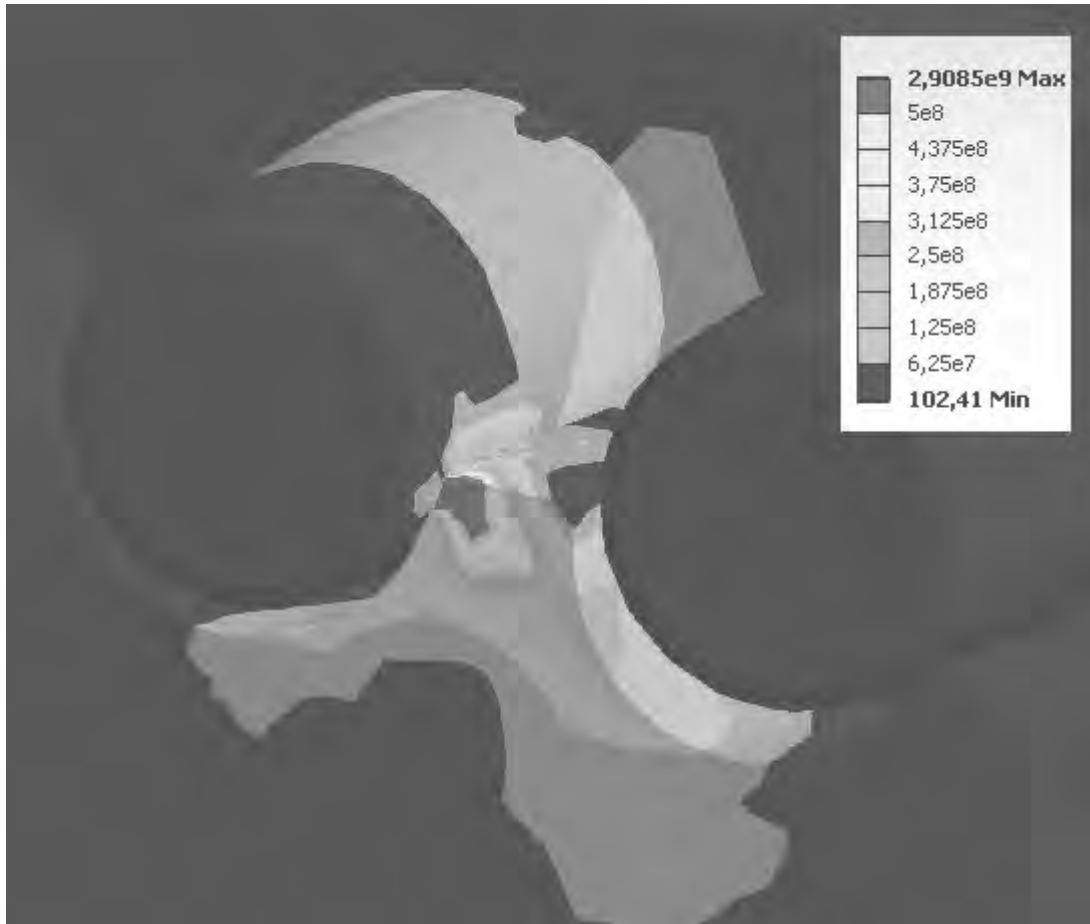


Рисунок 2.87 – Конечно-элементная модель прецессионного редуктирующего механизма

На рисунке 2.88 представлены результаты расчетов компьютерной модели в виде пятен контактов между коническими роликами и зубьями зубчатых колес.

a)



б)

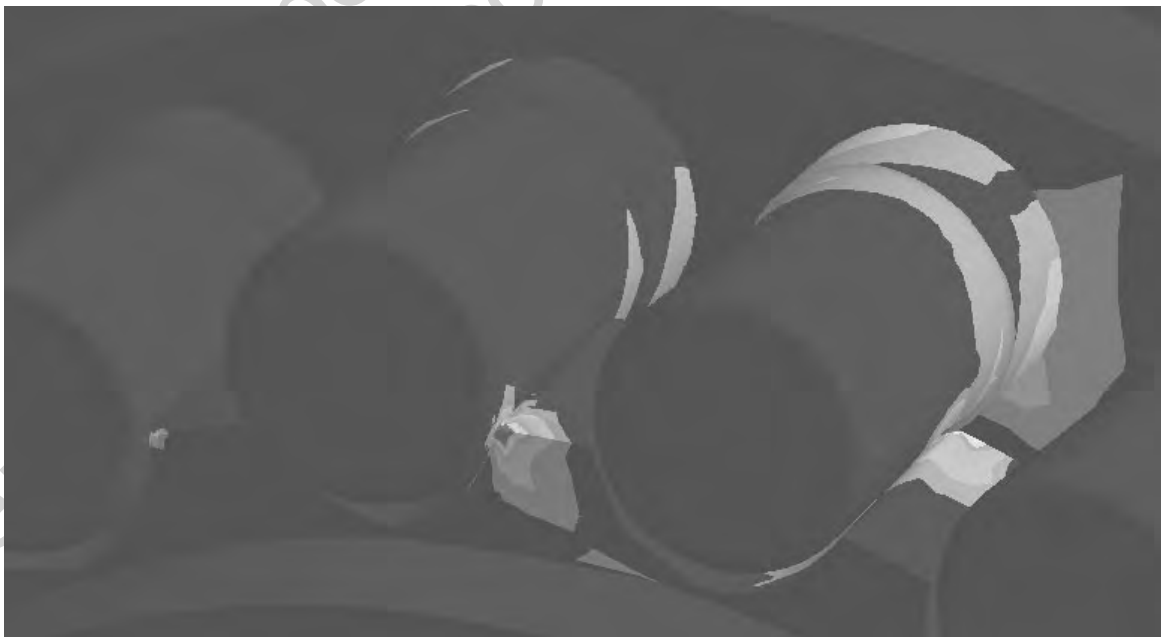


Рисунок 2.88 – Распределение контактных напряжений в зацеплении между зубьями центрального колеса и роликами

В таблице 2.5 приведены механические свойства материала элементов прецессионного редуцирующего механизма – стали 40X.

Таблица 2.5 – Механические свойства материала элементов редуцирующего механизма

Материал	Твердость	Модуль упругости 1-го рода, МПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести σ_T , МПа	Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{\max}$, МПа
Сталь 40X	28...32 HRC	200000	0,3	530	1484*

Подставляя значение величины контактного напряжения, определенное на основе исследования напряженного деформированного состояния контактирующих элементов зацепления, в формулу (2.110), получим значение коэффициента запаса:

$$K_3 = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H}, \quad (2.110)$$

где σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, которое устанавливают по экспериментальным данным и обычно выражают через твердость поверхности зубьев;

σ_H – контактное напряжение на основе исследования напряженного деформированного состояния контактирующих элементов зацепления.

Таким образом, с некоторым приближением был произведен проверочный прочностной расчет зубьев прецессионного редуцирующего механизма.

2.4 Экспериментальные исследования циклоидального редуцирующего механизма с подвижными роликами с разработкой рекомендаций по его серийному внедрению в конструкцию сельскохозяйственной лебедки

2.4.1 Разработка методики расчета и проектирования прецессионного редуцирующего механизма типа 2К-Н к приводу сельскохозяйственной лебедки. Методика расчета и проектирования редуцирующего механизма – это описание последовательности расчетных и проектировочных действий, направленных на определение параметров проектируемого редуцирующего механизма. Далее приведена методика расчета планетарного редуцирующего механизма, предназначенного для установки в электропривод сельскохозяйственной лебедки.

1 Определение исходных данных для расчета прецессионного редуцирующего механизма:

– диапазон скоростей $V_{\max}$ и $V_{\min}$ перемещения рабочего органа

лебедки (плуга);

– максимальное значение тягового усилия.

2 Определение передаточных отношений редуцирующего механизма $i_{ред}$ по зависимости (2.12) и клиноременной передачи $i_{рем}$ исходя из максимальной скорости перемещения рабочего органа V_{max} и угловой скорости электродвигателя $\omega_{дв}$.

3 Расчет необходимой мощности приводного электродвигателя по заданным кинематическим характеристикам привода.

4 Подбор чисел зубьев прецессионного редуцирующего механизма исходя из его передаточного отношения $i_{ред}$.

5 Компановочное определение радиуса расположения роликов R_{ψ} на сателлитном колесе и ширины этого колеса B .

6 Расчет значения эксцентриситетов e по зависимости (2.34) для первой и второй ступеней передачи и значения угла нутации (наклона оси сателлитного колеса к оси входного звена).

7 Определение геометрических параметров конического ролика, т. е. диаметра ролика $d_{рол}$ (2.45) и угла конусности ролика α (2.48).

8 Расчет геометрических параметров зубьев центральных колес для первой и второй ступеней передачи (диаметра вершин R_a (2.26), диаметра впадин R_f (2.27)) и их осевого расположения относительно точки прецессии (расстояния b).

9 Определение сил в зацеплении и реакций в опорных подшипниках и их выбор на основании стандартных методик.

10 Разработка компьютерной модели и прогнозирование на ее основе выходных показателей прецессионного редуцирующего механизма.

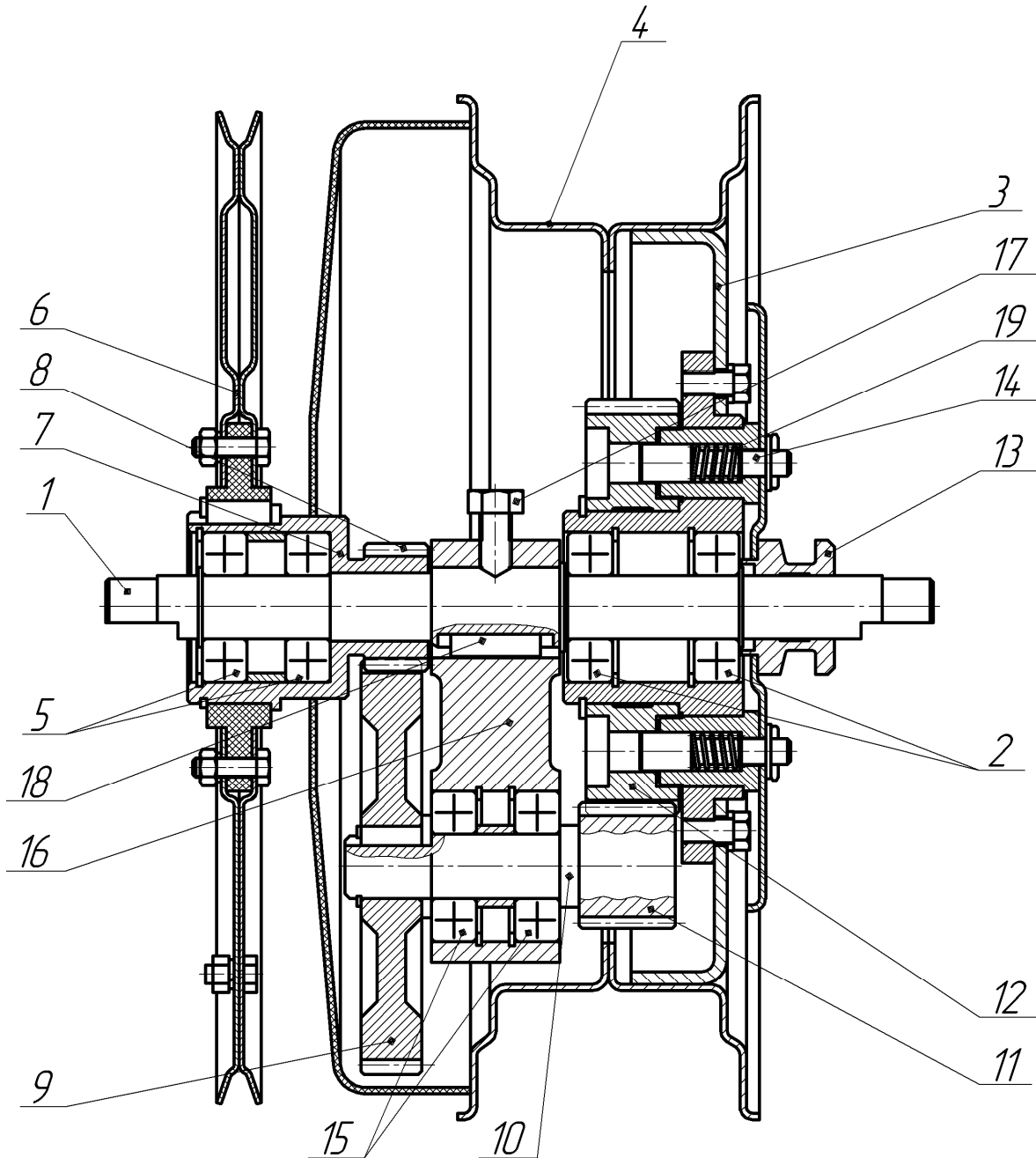
11 Проведение проверочных расчетов и определение коэффициента запаса.

12 При недостаточном значении коэффициента запаса проведение корректировки радиуса центров роликов сателлитного колеса в сторону увеличения и выполнение заново действий с п. 7 по п. 12.

2.4.2 Описание конструкций экспериментальных образцов приводов электрической лебедки, разработанных на основе двухступенчатой эвольвентной зубчатой передачи и планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н. Как было отмечено ранее, на РУП завод «Могилевлифтмаш» серийно выпускается сельскохозяйственная лебедка, разработанная на основе двухступенчатой эвольвентной зубчатой передачи [65]. На рисунке 2.89 изображено осевое сечение барабана с вышеуказанной передачей.

Барабан в приводе лебедки сельскохозяйственной состоит из неподвижного опорного вала 1, на одной из шеек которого размещена подшипниковая опора 2, барабана 3 с желобом 4 для намотки троса. Противоположная шейка вала служит для размещения подшипникового узла 5 шкива 6 входной ступени редуктора 7. Входная ступень 7 редуктора выполнена

в виде блока, с одной стороны которого на шпонке, шлицах или с помощью другого неподвижного соединения установлен входной шкив 6, соединенный с приводом лебедки, а с другой выполнен зубчатый венец 8 первой ступени редуктора. Зубчатый венец 8 взаимодействует с зубчатым колесом 9 промежуточного вала 10 редуктора.



1 – вал; 2 – опора; 3 – барабан; 4 – желоб; 5 – подшипниковый узел; 6 – шкив; 7 – входная ступень редуктора; 8 – зубчатый венец; 9 – зубчатое колесо; 10 – промежуточный вал; 11 – шестерня; 12 – зубчатое колесо; 13 – муфта; 14 – пальцы; 15 – подшипниковый узел; 16 – кронштейн; 17, 18 – крепежные элементы; 19 – пружины

Рисунок 2.89 – Осевое сечение барабана на основе двухступенчатой эвольвентной зубчатой передачи

Вторая ступень редуктора выполнена в виде зубчатой пары: шестерня 11 – зубчатое колесо 12, причем шестерня 11 укреплена на промежуточном валу 10 редуктора, а зубчатое колесо 12 установлено на ступице барабана 3 лебедки. Колесо 12 кинематически соединено с барабаном 3 винтами, шлицами и т. п. или посредством муфты 13 (например, как в конкретной реализации, выключаемой, втулочно-пальцевой) с пальцами 14. Промежуточный вал 10 редуктора установлен в подшипниковом узле 15, размещенном в кронштейне 16, который, в свою очередь, жестко закреплен с помощью крепежных элементов 17 и 18 на опорном валу 1. Для возврата муфты в замкнутое состояние служат пружины 19.

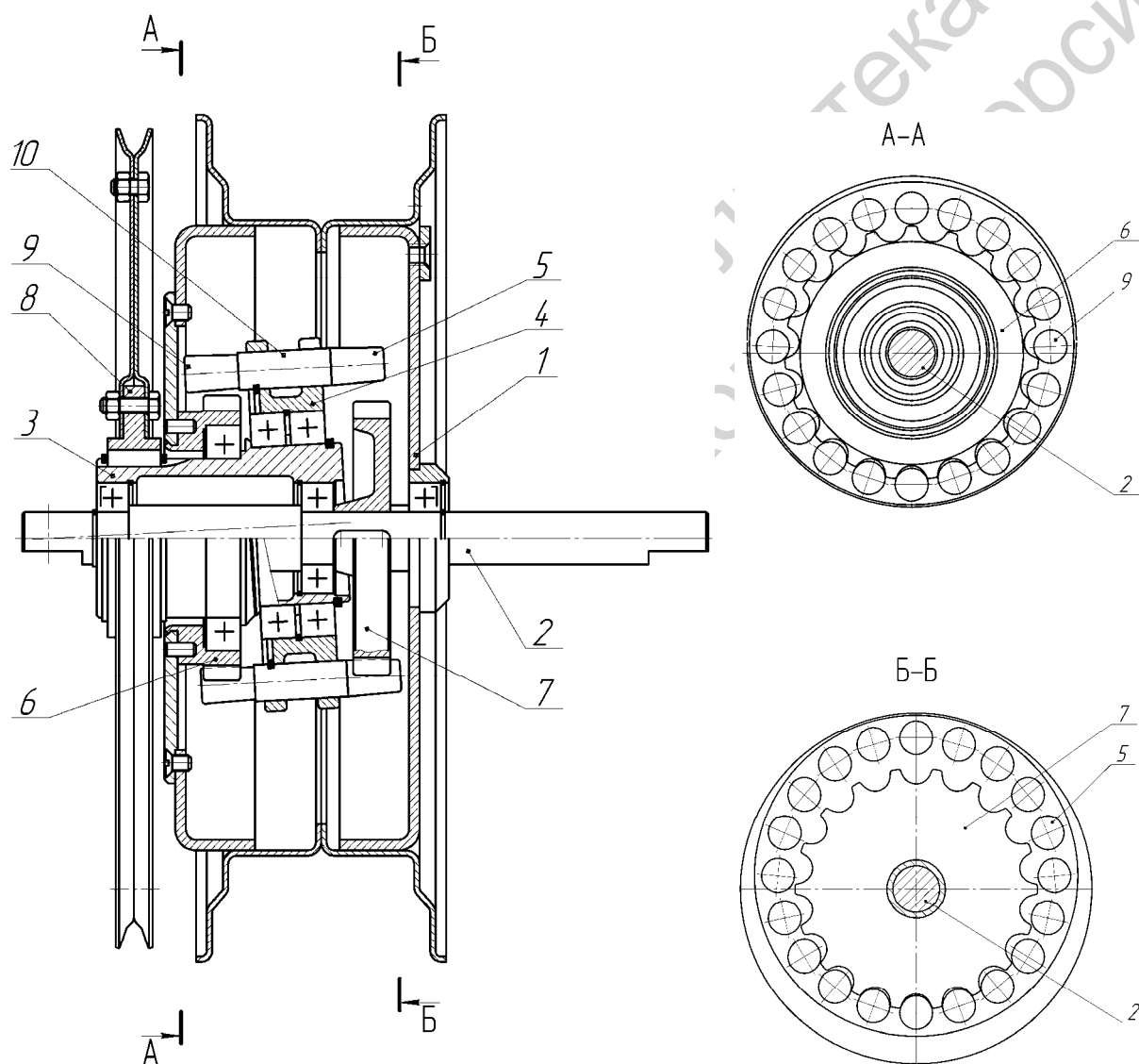
Для выключения муфты 13 в ней выполнена канавка под вилку управления. Установка барабана 3 на станине 1 может быть улучшена посредством размещения второй подшипниковой опоры 20 на блоке 7 входной ступени редуктора. На концах опорного вала 1 выполнены лыски для крепления его к опоре.

Лебедка работает следующим образом. При включении привода (не показан, может быть ручной или электрический) начинает вращаться шкив 6, который посредством жесткого соединения передает вращение блоку 7 входной ступени редуктора. Далее через зубчатые колеса 8 и 9 и вал 10 вращение передается на вторую ступень редуктора – шестерни 11 и 12. Зубчатое колесо 12 через кинематическую связь начинает вращать барабан 3, в желобе 4 которого размещается трос лебедки. Для некоторых специфических целей, например, вспашки, удобно после намотки троса на шкив 6 с помощью редуктора разъединить кинематическую связь в редукторе, например, посредством муфты 13, и размотать трос вручную. При этом зубчатое колесо 2 может свободно вращаться на ступице барабана 3, пока пальцы 14 муфты 13 вытянуты из зацепления с колесом 12. Возврат муфты 13 в замкнутое положение осуществляется с помощью пружин 19. Лебедка устанавливается на опоры посредством лысок на опорном валу и крепится к опорам любым известным способом.

В рамках протокола о творческом сотрудничестве и на основании структурной схемы (см. рисунок 2.19) редуцирующего механизма на базе прецессионной роликовой передачи типа 2К-Н была разработана конструкция, изображенная на рисунке 2.90 [18].

Редуцирующий механизм, представленный на рисунке 2.90, работает следующим образом. Входное звено 3 приводится во вращение от шкива 8 посредством клиноременной передачи. Благодаря наличию наклонной эксцентричной цилиндрической поверхности входного звена 3 и размещенному на указанной поверхности посредством подшипников кольцу 4, правые консольные конические концы 5 роликов 10, расположенные равномерно по периметру в осевых отверстиях кольца 4, взаимодействуют с наружным центральным зубчатым колесом 7, жестко закрепленным с неподвижным основным валом 2. В результате такого взаимодействия кольцо 4 с закреп-

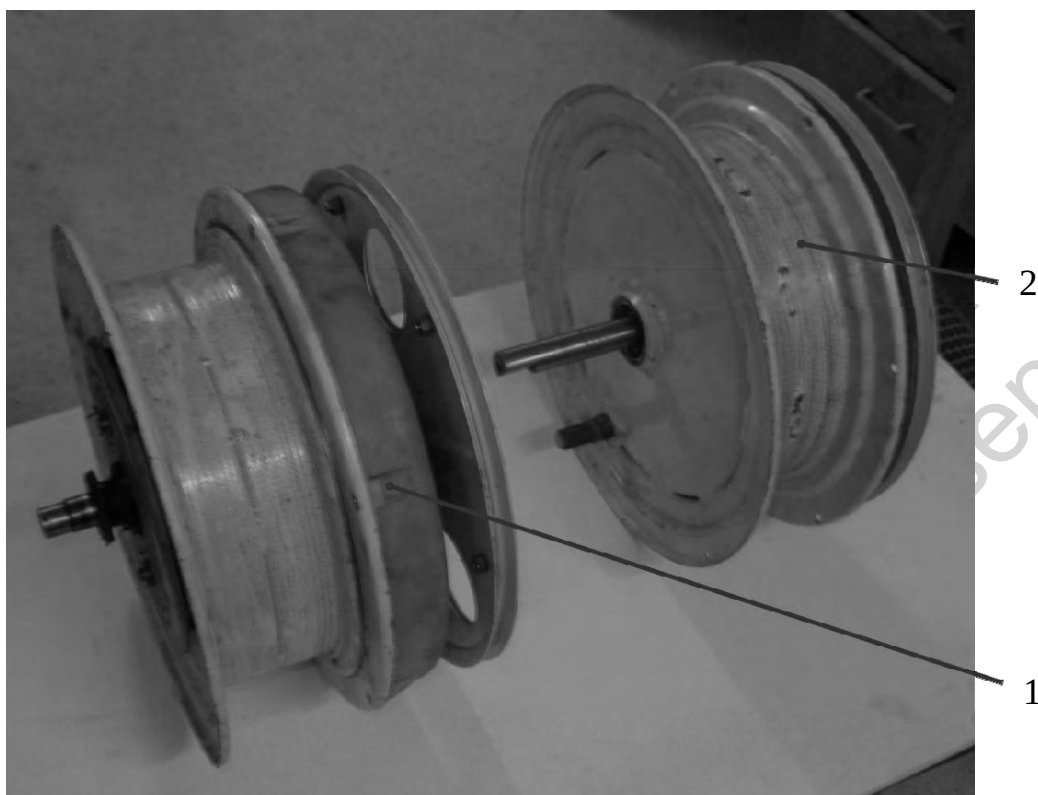
ленными на нем роликами наряду с колебательным движением, образуемым благодаря наклонной эксцентричной поверхности входного звена 3, получает также вращение относительно своей оси. Левые конические концы 9 роликов 10, совершающие колебательное и вращательное движения, вступают во взаимодействие с зубьями наружного центрального зубчатого колеса 6, жестко связанного с барабаном 1. Результатом данного взаимодействия является вращение наружного центрального зубчатого колеса 6 вместе с барабаном 1 с угловой скоростью, которая определяется соотношением числа роликов 10 и чисел зубьев наружных центральных зубчатых колес 6 и 7.



1 – барабан; 2 – неподвижный основной вал; 3 – входное звено; 4 – кольцо; 5 – правые консольные конические концы роликов; 6, 7 – центральные зубчатые колеса; 8 – шкив; 9 – левые консольные конические концы роликов; 10 – конические ролики

Рисунок 2.90 – Общий вид редуцирующего механизма лебедки, разработанной на основе прецессионной передачи

На РУП завод «Могилевлифтмаш» были изготовлены экспериментальные образцы барабана со встроенным в его конструкцию прецессионным роликовым механизмом (рисунок 2.91).



1 – серийный барабан лебедки сельскохозяйственной; 2 – барабан с редуцирующим механизмом, разработанным с использованием прецессионной цевочной передачи

Рисунок 2.91 – Общий вид испытываемых образцов барабанов лебедки сельскохозяйственной

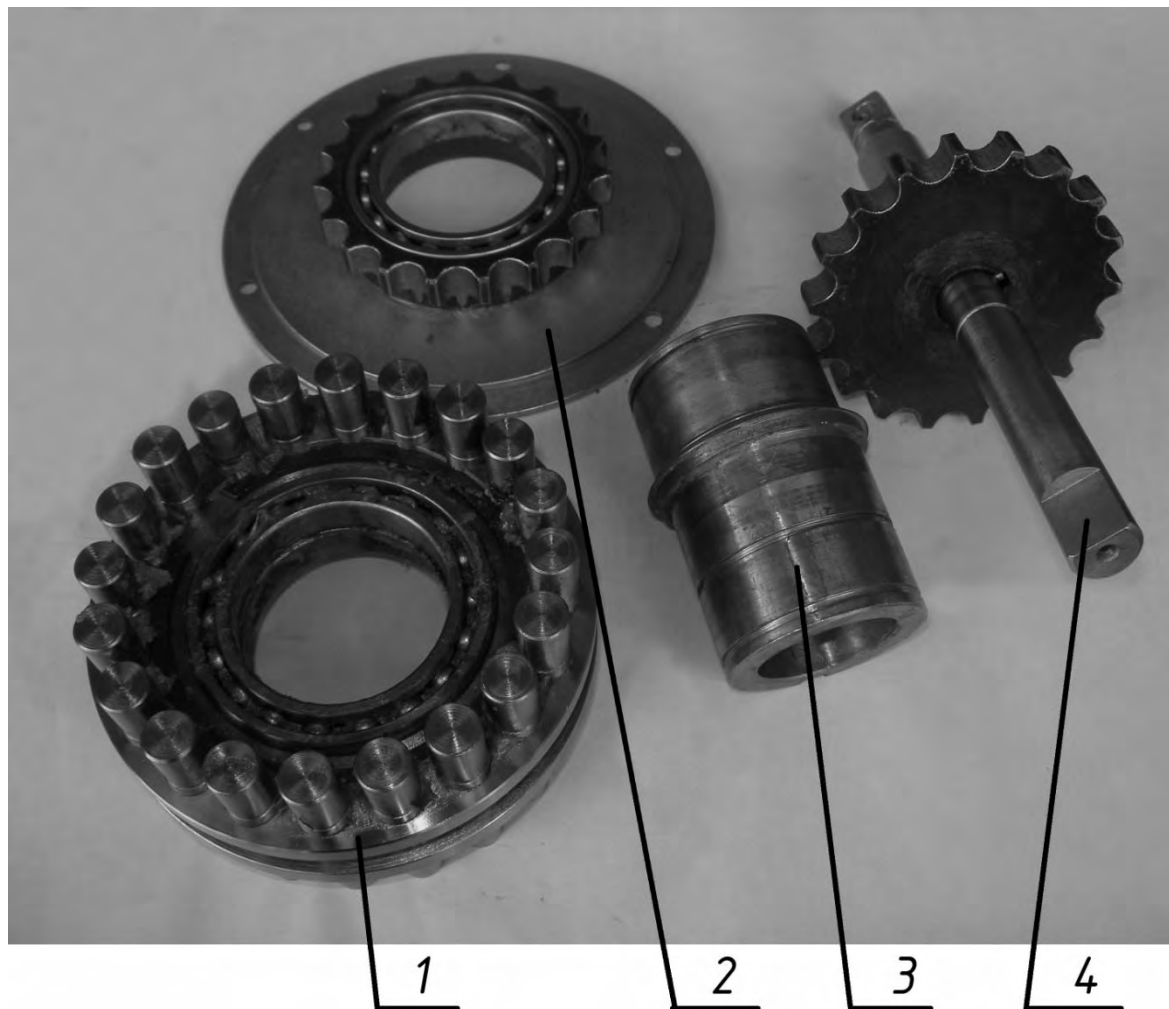
На рисунке 2.92 представлены детали прецессионного редуцирующего роликового механизма, на основе которых собран прецессионный редуцирующий механизм.

2.4.3 Сравнительные стендовые испытания экспериментальных образцов редуцирующих механизмов, разработанных на основе двухступенчатой зубчатой и прецессионной цевочной передач.

Описание конструкции стенда для испытаний экспериментальных образцов.

С целью подтверждения вышеполученных результатов, а также установления основных показателей прецессионного редуцирующего механизма, вмонтированного в барабан сельскохозяйственной лебедки, были проведены стендовые испытания двух экспериментальных образцов, т. е. испытаниям подвергались две конструкции барабанов лебедки сельскохозяйственной – серийно выпускаемого РУП завод «Могилевлифтмаш» и

экспериментального с редуцирующим механизмом, разработанным с использованием прецессионной цевочной передачи. Общий вид испытываемых образцов барабанов сельскохозяйственной лебедки представлен на рисунке 2.91.

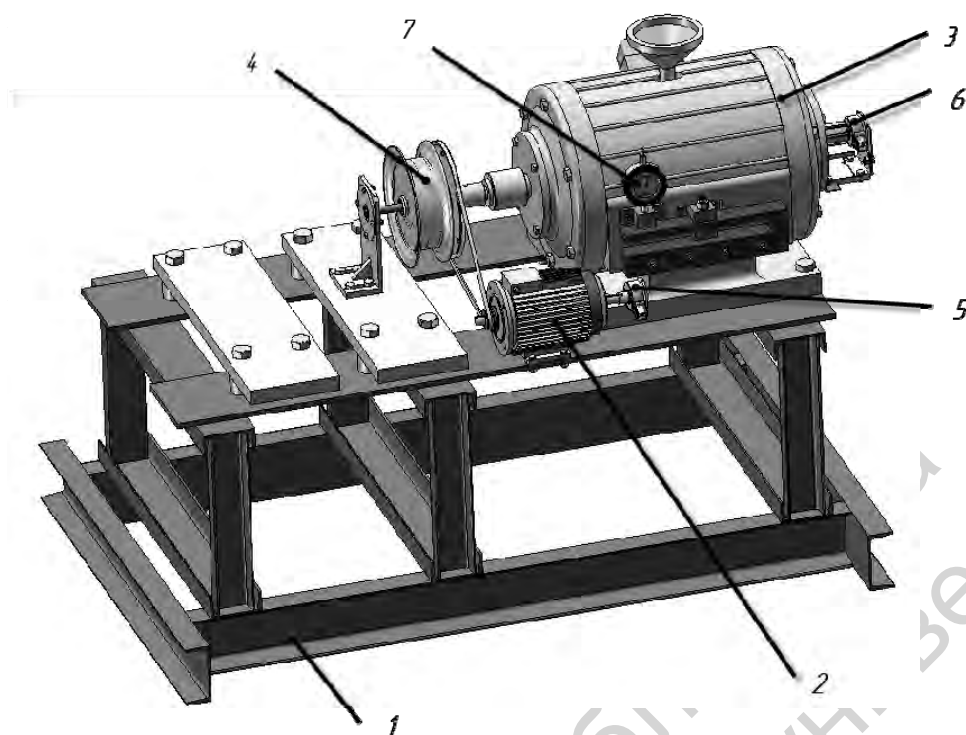


1 – сепаратор с роликами; 2 – звездочка подвижная; 3 – косой вал; 4 – звездочка неподвижная с основным валом

Рисунок 2.92 – Вид деталей редуцирующего механизма лебедки

Для сравнительной оценки двух конструкций барабанов были приняты следующие показатели: относительные потери мощности, а также кинематическая погрешность вращения выходного вала.

Для реализации вышеописанных целей в лаборатории кафедры «Теоретическая механика» использовался специализированный испытательный стенд [24, 26]. Его конструкция обеспечивает идентичную компоновку электрического привода, что и компоновка внутри корпуса лебедки сельскохозяйственной, т. е. вращение на редуцирующий механизм передается от электродвигателя посредством клиноременной передачи. Компьютерная модель испытательного стенда представлена на рисунке 2.93.



1 – рама; 2 – электродвигатель; 3 – электромагнитный тормоз; 4 – испытываемый барабан лебедки; 5, 6 – измерительные датчики угловых перемещений; 7 – индикатор часового типа

Рисунок 2.93 – Компьютерная модель испытательного стенда

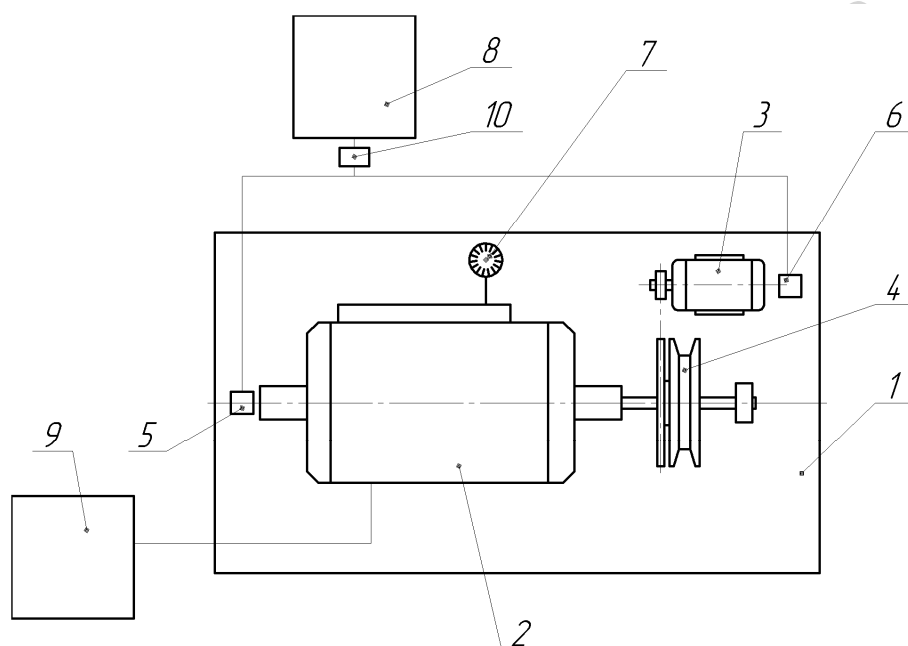
Структурная схема испытательного стенда приведена на рисунке 2.94.

Данный стенд выполнен по схеме с разомкнутым потоком мощности. Суть схемы заключается в том, что вся механическая энергия, развиваемая электродвигателем, передается сначала на испытываемое устройство и далее в нагружающее устройство, где полностью переводится в тепловую энергию и рассеивается. Испытательный стенд является универсальным и позволяет испытывать практически любые типы редуцирующих устройств.

Основные узлы стенда закреплены на жесткой раме 1 (рисунок 2.94). В качестве нагружающего устройства использован электромагнитный порошковый тормоз ПТ-250М 2, на выходном валу которого установлен датчик угловых перемещений BE178AB.5B-TTL 5. Данное устройство позволяет создавать как постоянные, так и изменяющиеся по заданному закону статические нагрузки. Величина тормозного момента находится в пределах от 0 до 2500 Н·м. Создаваемый тормозной момент оценивается косвенным методом при помощи упругого элемента (скобы) и индикатором часового типа 7 с ценой деления 0,01 мм. Точность оценки величины тормозного момента составляет $\pm 10\%$. Для питания тормоза 2 используется выпрямитель электрического тока ВУ-42/70А 9. Испытываемый барабан сельскохозяйственной лебедки 4 и порошковый тормоз 2 соединены при помощи жесткой муфты, а с рамой испытательного стенда – при помощи опорной

стойки. Вращение на барабан сельскохозяйственной лебедки 4 передается от электродвигателя 3, жестко соединенного с рамой 1 стенда посредством клиноременной передачи. Натяжение ремня осуществляется электродвигателем 3. Данные от исполнительных датчиков угловых перемещений 5 и 6 поступают на плату сбора данных 10, которая, в свою очередь, связана с ЭВМ 8.

Измерения проводились при последовательном увеличении нагружающего момента на выходном валу электромагнитного тормоза с интервалом в 50 делений (от 0 до 200 Н/м).



1 – рама; 2 – электромагнитный тормоз; 3 – электродвигатель; 4 – испытываемый барабан сельскохозяйственной лебедки; 5, 6 – датчики угловых перемещений; 7 – индикатор часового типа; 8 – ЭВМ; 9 – выпрямитель; 10 – плата сбора данных

Рисунок 2.94 – Структурная схема испытательного стенда

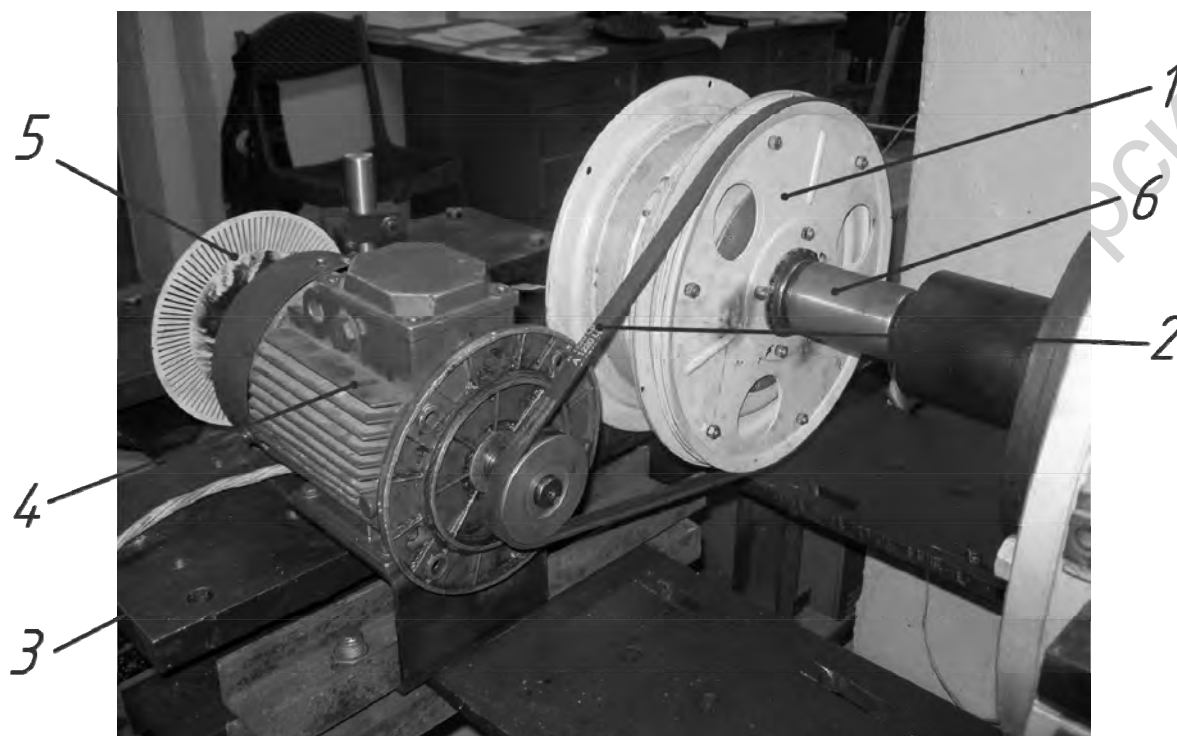
Результаты стендовых испытаний сельскохозяйственной лебедки с прецессионным цевочным редуцирующим механизмом.

Работа стенда осуществляется следующим образом (рисунок 2.95): вращение от электродвигателя 4 посредством клиноременной передачи 2 передается на входное звено редуцирующих механизмов. Далее при зафиксированном барабане 1 начинает вращаться центральный вал, который, в свою очередь, посредством муфты 6 жестко связан с порошковым тормозом.

Кинематическая погрешность вращения выходного вала и КПД испытываемых барабанов определялись с помощью датчика углового положения BE178AB.5B-TTL (рисунок 2.96), затем в виде массива посредством платы сбора данных передавались в MicrosoftExcel и с помощью языка

программирования Visual Basic for Application обрабатывались специальной программой. Технические характеристики датчика углового положения BE178AB.5B-TTL представлены в таблице 2.6.

В качестве системы сбора данных для анализа кинематической погрешности и КПД используется многоканальный АЦП В-480 (рисунок 2.97) технические характеристики которого представлены в таблице 2.7.



1 – барабан сельскохозяйственной лебедки; 2 – клиноременная передача; 3 – рама испытательного стенда; 4 – электродвигатель; 5 – датчик угловых перемещений; 6 – муфта

Рисунок 2.95 – Общий вид стенда с размещенным на нем барабаном сельскохозяйственной лебедки с прецессионным редуцирующим механизмом



Рисунок 2.96 – Общий вид датчика угловых перемещений BE178AB.5B-TTL

Таблица 2.6 – Параметры датчика BE178AB.5B-TTL

Наименование параметра	Данные
Класс точности преобразователя по ГОСТ 26242-90	7,6
Количество выходных сигналов	6
Форма выходных сигналов	Прямоугольная
Длительность импульсов	$0,25 \pm 0,125$
Предел допускаемого значения погрешности перемещений ΔD (при $Z = 2000-5000$)	150"
Уровень сигналов при коммутируемом напряжении $E_k = 5$ В и сопротивлении нагрузки $R_n = 200$ Ом:	
– в состоянии «0» (нижний уровень), В, не более	<0,5
– в состоянии «1» (верхний уровень), В, не менее	2,4
Стабилизированное постоянное напряжение, В	$5 \pm 0,25$
Потребляемая мощность, Вт, не более	1,5
Допускаемая пульсация напряжения, мВ, не более	5



Рисунок 2.97 – Общий вид АЦП В-480

Таблица 2.7 – Основные технические характеристики АЦП

Показатель	Значение
Число измерительных каналов	8
Разрядность	16 бит
Входное сопротивление, не менее	1 МОм
Диапазон входного сигнала	± 10 В
Защита входов	± 20 В
Гальваническая развязка	До 1000 В
Количество активных измерительных каналов	От 1 до 8
Глубина встроенной памяти	64 Квыб
Источники синхронизации	Внутренний; внешний TTL
Источники тактирования	Внутренний; внешний

Для сбора информации используется программный пакет, поставляемый в комплекте с платой сбора данных, ADC 2.80.301. На рисунке 2.98 изображено рабочее окно программы с двумя каналами данных от исполнительных датчиков угловых перемещений, в котором представлен график поведения сигналов с вышеприведенных датчиков.

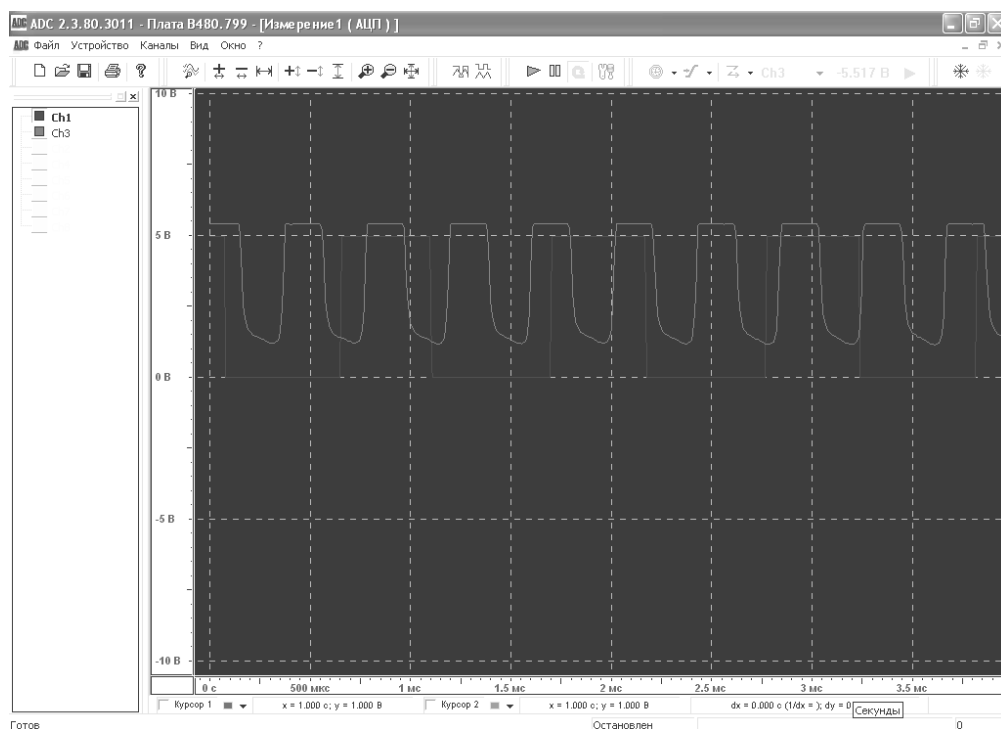


Рисунок 2.98 – Вид рабочего окна программного пакета ADC 2.80.301 с двумя каналами данных

После проведения испытаний и обработки данных были получены графические зависимости значений КПД и кинематической погрешности испытываемых образцов от времени, представленные на рисунках 2.99–2.103.

По результатам испытаний можно сделать вывод, что кинематическая погрешность прецессионного роликового механизма несколько ниже кинематической погрешности серийно выпускаемой прецессионной роликовой передачи. Прецессионный редуцирующий механизм также имеет в среднем на 5–7 % более высокое значение КПД по сравнению с серийно изготавливаемой двухступенчатой эвольвентной зубчатой передачей. Результаты испытаний могут быть обоснованы тем, что при нагружении серийного редуцирующего механизма максимальным значением крутящего момента возникают упругие деформации его звеньев, которые создают не регламентированные условия работы зацепления и, как следствие, повышение значения механических потерь. При максимальном нагружающем моменте в прецессионном роликовом механизме влияние на основные показатели зацепления упругих деформаций звеньев минимизировано. Этим и объясняется более высокое значение его КПД.

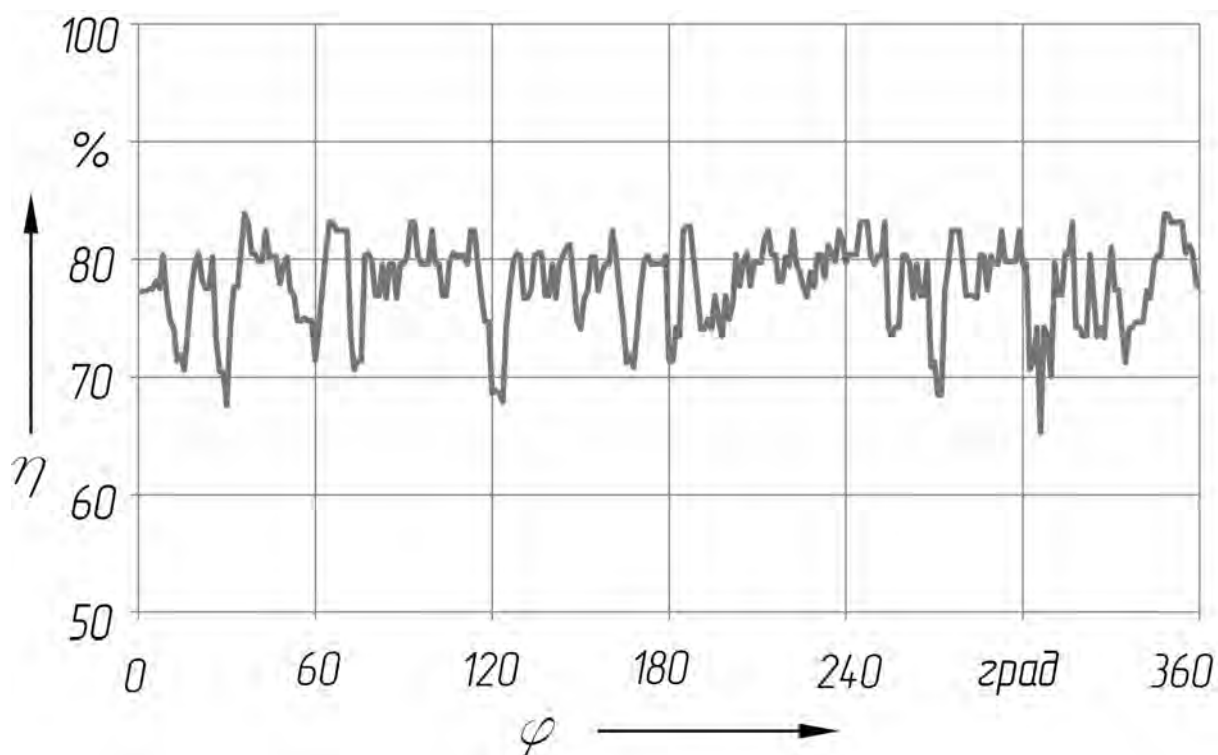


Рисунок 2.99 – График зависимости КПД от угла поворота входного вала серийного образца барабана лебедки сельскохозяйственной при нагрузке на выходном валу 200 Н·м

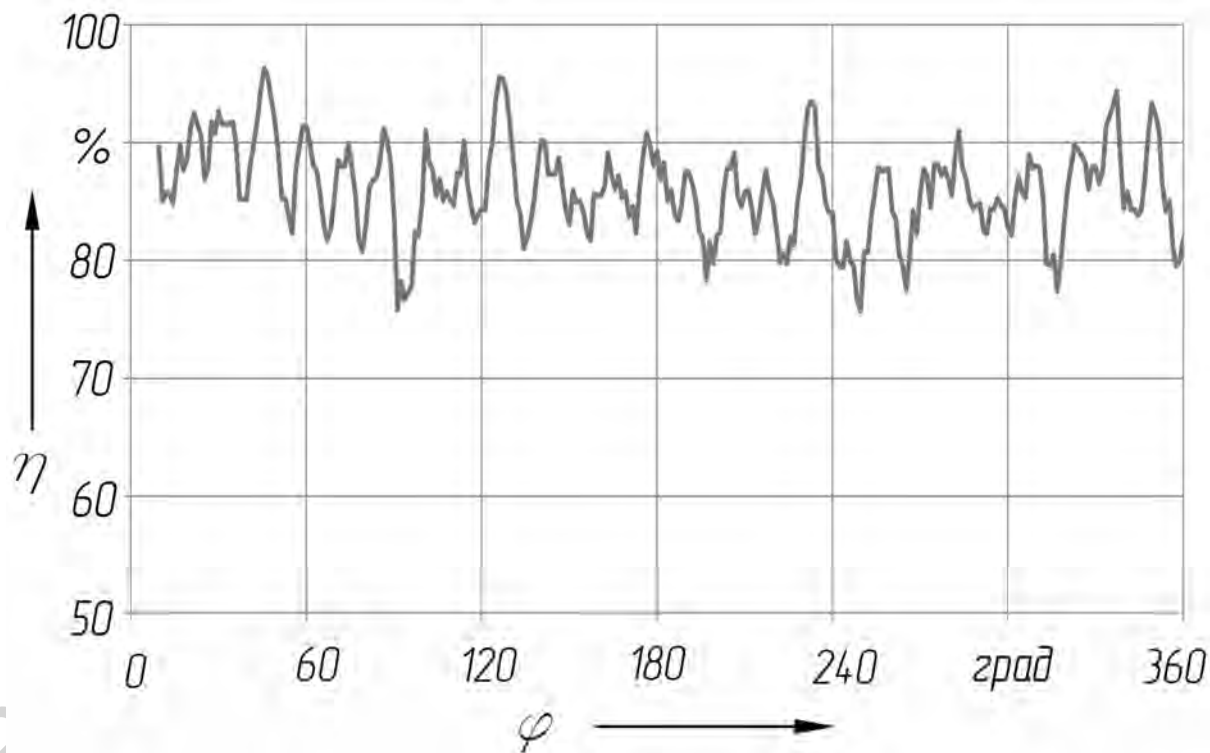


Рисунок 2.100 – График зависимости КПД от угла поворота входного вала барабана лебедки сельскохозяйственной на базе прецессионной передачи при нагрузке на выходном валу 200 Н·м

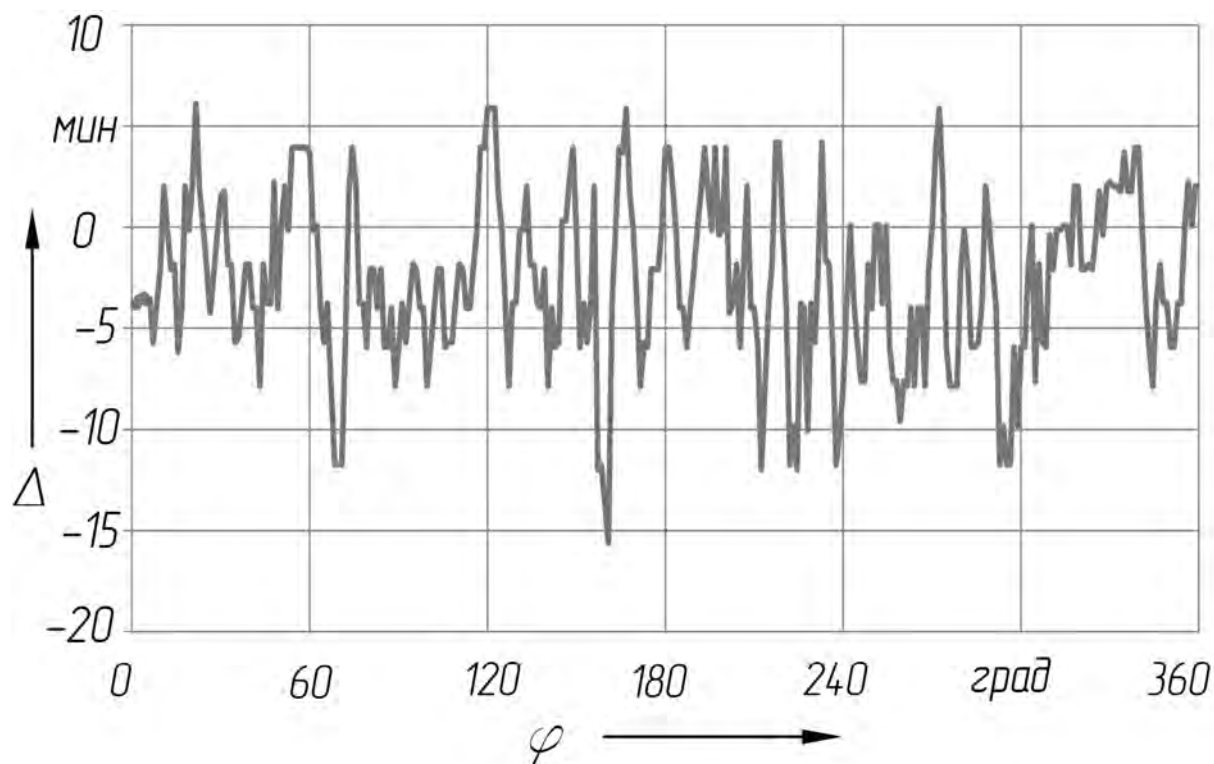


Рисунок 2.101 – График зависимости кинематической погрешности от угла поворота входного вала серийного образца барабана лебедки сельскохозяйственной при нагрузке на выходном валу 200 Н·м

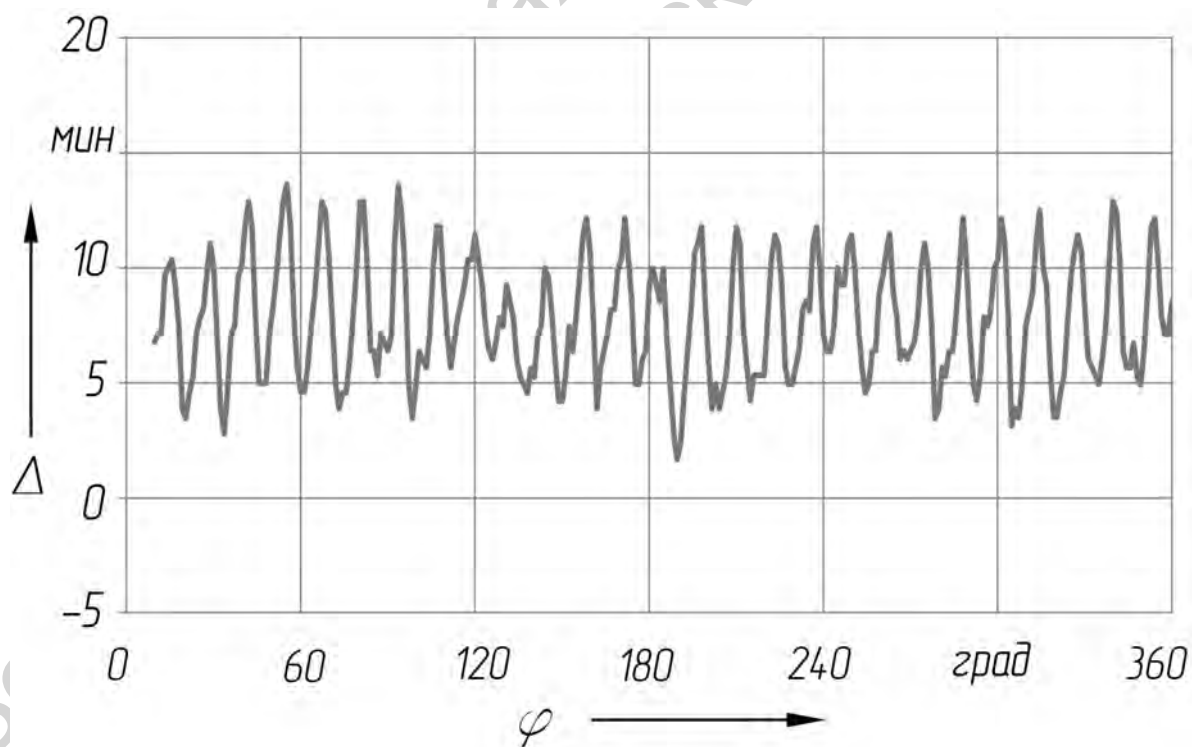
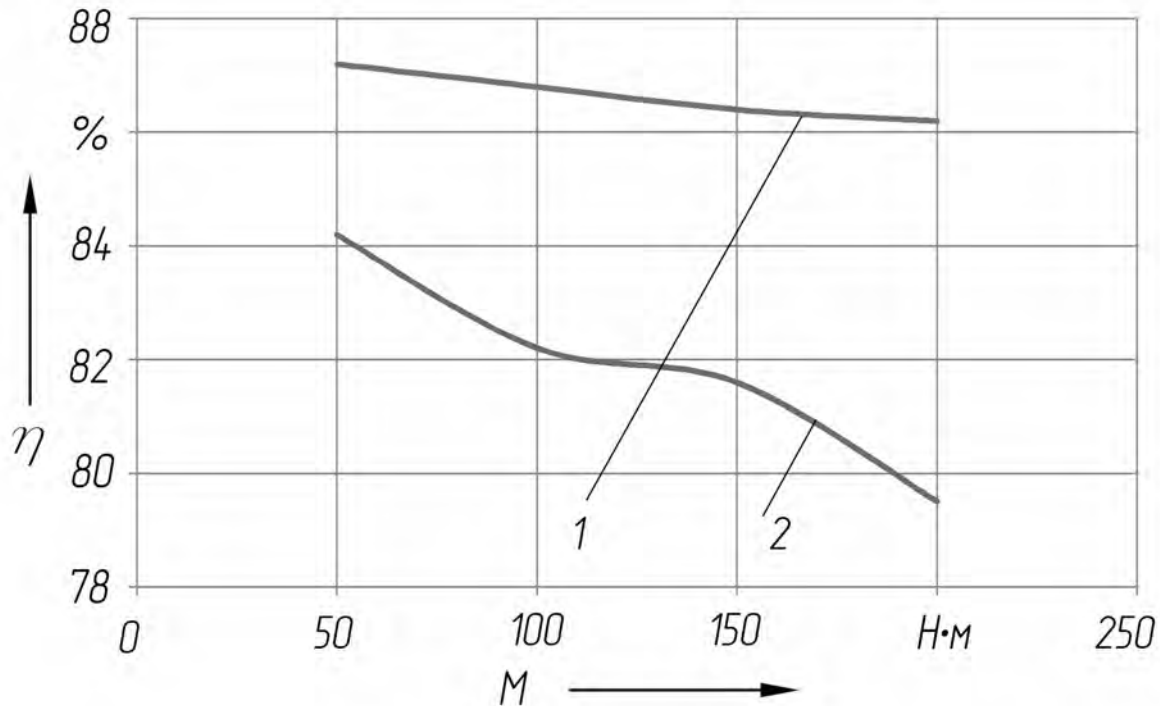


Рисунок 2.102 – График зависимости кинематической погрешности от угла поворота входного вала барабана лебедки сельскохозяйственной на базе прецессионной передачи при нагрузке на выходном валу 200 Н·м



1 – барабан на базе прецессионной передачи; 2 – серийный барабан

Рисунок 2.103 – График зависимости КПД от нагрузки на выходном валу двух образцов

2.4.4 Результаты заводских и эксплуатационных испытаний сельскохозяйственной лебедки с прецессионным цевочным редуцирующим механизмом. После проведения стендовых испытаний экспериментальный образец лебедки сельскохозяйственной с прецессионным редуцирующим механизмом был подвергнут заводским и эксплуатационным.

На специально оборудованном стенде РУП завод «Могилевлиф-тмаш» были проведены испытания по определению максимального тягового усилия (рисунок 2.104).

Испытываемый стенд состоит из опорной рамы 1, на которой закреплены сельскохозяйственная лебедка 2 и тормоз 3, представляющий собой тормозной барабан 4 с электродвигателем 5, работающим в режиме генератора. Данные с электродвигателя 5, которые снимались с часового индикатора 6, позволяют определить усилие, создаваемое на канате сельскохозяйственной лебедки 2 при различных режимах нагружения.

Испытания лебедки сельскохозяйственной, которые повторялись пять раз, позволили установить, что максимальные усилия, создаваемые на канате лебедки, превышали значение 2700 Н.

Второй этап испытаний заключался в их приведении к условиям, максимально приближенным к эксплуатационным. Для этого экспериментальным образцом сельскохозяйственной лебедки с редуцирующим механизмом, выполненным на базе прецессионной передачи, была произведена

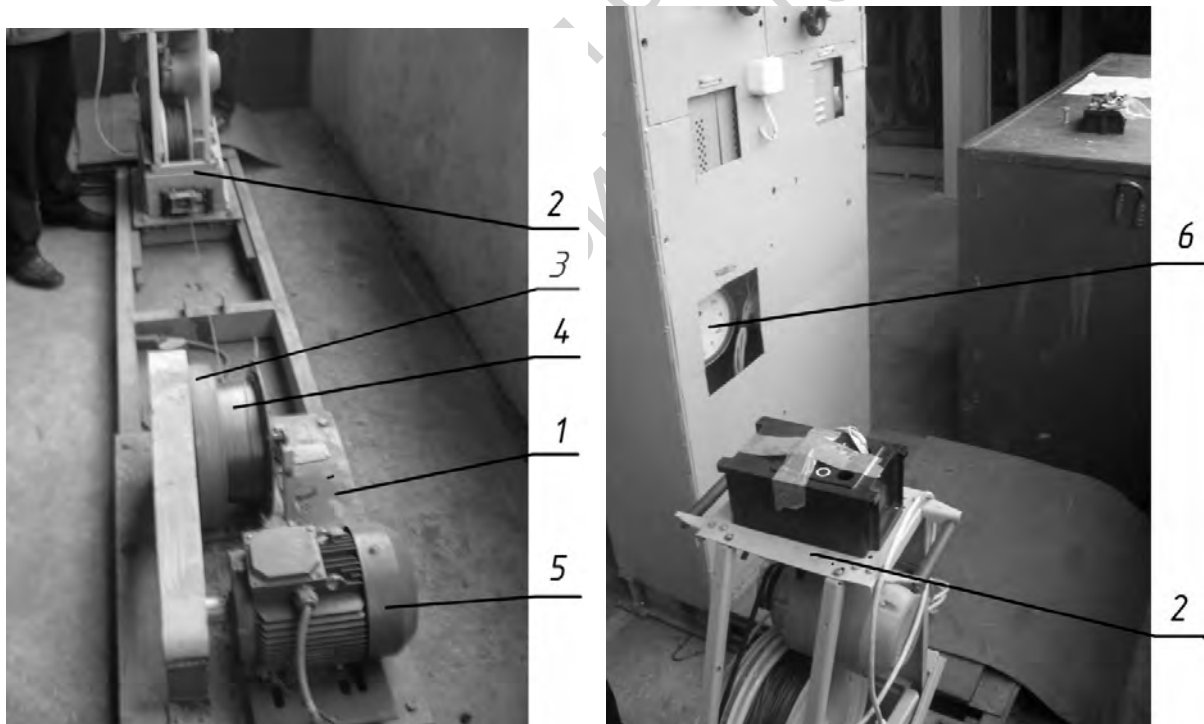
вспашка на экспериментальном участке РУП завод «Могилевлифтмаш» земли площадью 0,01 га (рисунок 2.105).

В процессе испытаний было установлено, что намотка каната на барабан лебедки при рабочем режиме осуществлялась равномерно (без рывков). Вспашка производилась с максимально возможной шириной дерна. При этом остановки привода лебедки по причине его перегрузки не наблюдалось.

Выявлено, что при снятии ремня, т. е. отсоединения электродвигателя от редуцирующего механизма, возможна работа последнего в режиме мультипликатора.

После проведения испытаний была произведена разборка лебедки сельскохозяйственной с целью визуального осмотра состояния деталей прецессионного редуцирующего механизма (рисунки 2.106 и 2.107).

Визуальный осмотр контактирующих деталей прецессионного редуцирующего механизма позволил сделать вывод, что на поверхностях зубьев звездочек, а также конических роликов был виден едва заметный износ. Состояние деталей прецессионного редуцирующего механизма также не вызывало опасений с точки зрения вероятности потери его работоспособности.



1 – рама; 2 – сельскохозяйственная лебедка; 3 – тормоз; 4 – барабан; 5 – электродвигатель; 6 – индикатор

Рисунок 2.104 – Общий вид стенда для испытаний лебедки сельскохозяйственной на максимальное значение тягового усилия на канате

а)



б)



а – вид приводного механизма лебедки; б – вид оборудования для вспашки (плуга)

Рисунок 2.105 – Эксплуатационные испытания экспериментального образца лебедки сельскохозяйственной, разработанной на основе планетарной прецессионной передачи



Рисунок 2.106 – Неподвижная звездочка прецессионного редуцирующего механизма



Рисунок 2.107 – Подвижная звездочка прецессионного редуцирующего механизма

2.4.5 Экономическая эффективность использования прецессионной роликовой передачи типа 2К-Н в конструкции электропривода сельскохозяйственной лебедки. С целью оценки перспективности освоения производства лебедки сельскохозяйственной с планетарной прецессионной передачей был осуществлен ее сравнительный технико-экономический анализ с лебедкой, серийно выпускаемой в настоящее время РУП завод «Могилевлифтмаш». Результаты анализа сведены в таблицу 2.8.

Таблица 2.8 – Результаты технико-экономического анализа сравниваемых лебедок

Показатель	Лебедка, серийно выпускаемая РУП завод «Могилевлифтмаш»	Лебедка, разработанная на основе планетарной прецессионной передачи
Масса	58 ± 3 кг	43 ± 2 кг
Габариты	600x418x384 мм	536x418x345 мм
Длина троса	40 м	80 м
Тяговое усилие	2000 Н	2500 Н
Себестоимость изготовления деталей редуцирующего механизма	260 тыс. р. (условия серийного производства)	340 тыс. р. (условия опытного производства)

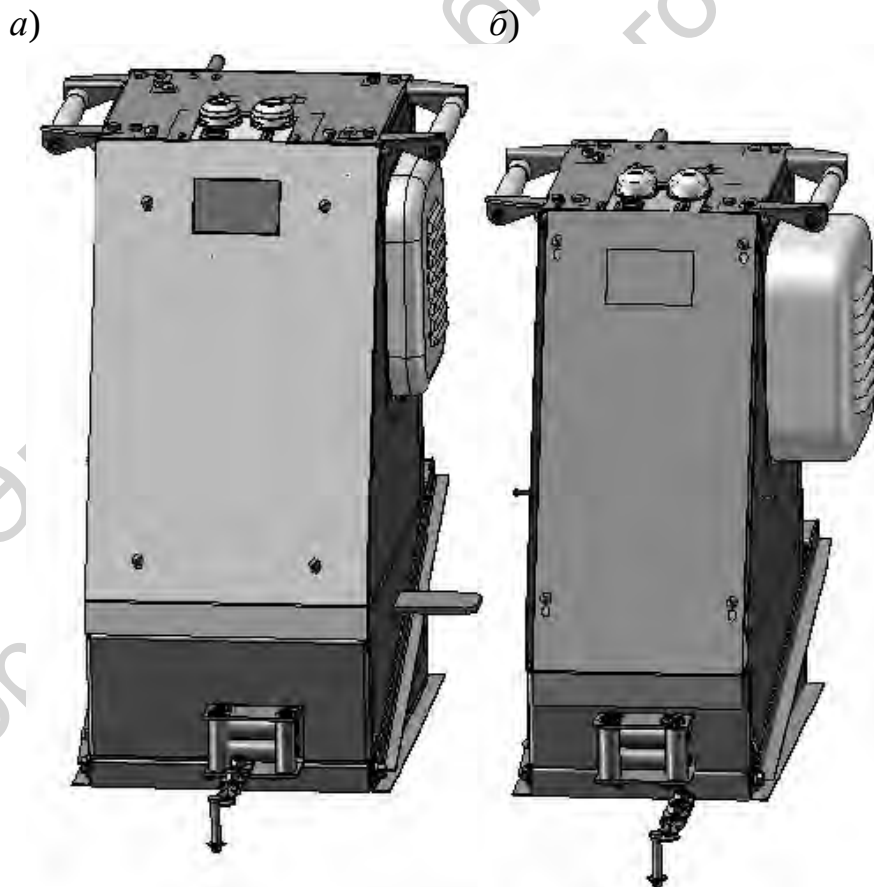
Габаритные размеры, а также масса лебедки сельскохозяйственной с планетарной прецессионной передачей, приведенные в таблице 2.8, были определены на основе создания ее компьютерной модели. На рисунке 2.108 показаны компьютерные модели (в одном масштабе) лебедки сельскохозяйственной с прецессионным редуцирующим механизмом и лебедки с двухступенчатой эвольвентой зубчатой передачей, серийно изготавливаемой на РУП завод «Могилевлифтмаш».

Таким образом, лебедка сельскохозяйственная, разработанная на основе планетарной прецессионной передачи, малогабаритна, имеет меньшую

массу, а также более высокую канатоемкость по сравнению с лебедкой, серийно выпускаемой РУП завод «Могилевлифтмаш» (см. таблицу 2.8).

Себестоимость изготовления деталей редуцирующих механизмов сравниваемых лебедок находится на одном уровне. Однако расчет себестоимости редуцирующего механизма лебедки с планетарной прецессионной передачей осуществлялся с учетом условий экспериментального производства. Это говорит о возможности значительного снижения себестоимости изготовления в случае налаживания серийного производства указанной выше лебедки. Кроме этого, габаритные размеры всей лебедки с планетарной прецессионной передачей уменьшатся по сравнению с габаритными размерами лебедки, серийно выпускаемой РУП завод «Могилевлифтмаш», что позволит также сократить ее материалоемкость, а следовательно, снизить себестоимость.

Достижение положительного эффекта от использования лебедки с планетарной прецессионной передачей ожидается от снижения массы лебедки на 12 кг, а также увеличения канатоемкости барабана. Это позволит облегчить условия ее эксплуатации, расширить функциональные возможности и улучшить эргономические показатели.



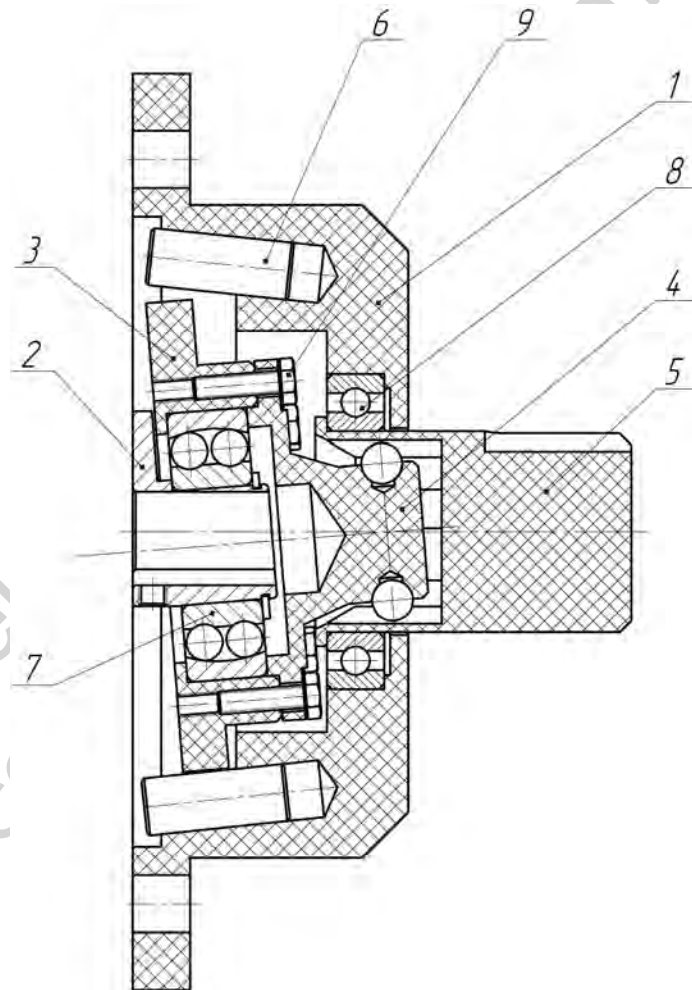
а – серийно выпускаемая РУП завод «Могилевлифтмаш»; *б* – разработанная на базе планетарной прецессионной передачи

Рисунок 2.108 – Компьютерные модели сельскохозяйственных лебедок

2.4.6 Направления совершенствования планетарной прецессионной передачи.

Конструкция прецессионного мотор-редуктора с расположенными на конической поверхности корпуса цилиндрическими роликами.

Вышеприведенные теоретические и экспериментальные исследования показали, что наилучшие значения выходных показателей прецессионная передача имеет при использовании в ее зацеплении круговых профилей зубьев центрального колеса с эксцентриковой зубчатой поверхностью и конических роликов. С целью технологического улучшения и дальнейшего сокращения себестоимости изготовления была разработана конструкция прецессионного мотор-редуктора с расположенными на конической поверхности корпуса цилиндрическими роликами, представленная на рисунке 2.109.



1 – корпус; 2 – кривошип; 3 – сателлит; 4 – муфта; 5 – выходной вал; 6 – цилиндрический ролик; 7 – сферический подшипник; 8 – радиальный подшипник; 9 – болт

Рисунок 2.109 – Перспективная конструкция мотор-редуктора с расположенными на конической поверхности корпуса цилиндрическими роликами

Конструкция прецессионного мотор-редуктора состоит из размещенного на входном валу электродвигателя кривошипа 2, корпуса 1 с равномерно расположенными на конической поверхности цилиндрическими роликами 6, представляющими собой зубчатый венец, контактирующий с зубчатым венцом сателлита 3. Сателлит 3 составляет сферическую пару посредством сферического подшипника 7 с кривошипом 2. Сателлит 3 жестко закреплен с муфтой 4 болтовым соединением 9. На обратном конце муфты 4 на образующей поверхности выполнены лунки, в которые укладываются шарики. Шарики, установленные в муфту 4, также размещены в осевых цилиндрических пазах выходного вала 5. Выходной вал составляет вращательную пару посредством радиального подшипника 8 с корпусом 1.

Как видно из описания мотор-редуктора, в его конструкции, в отличие от предыдущих конструкций, приведенных в работе, применяются цилиндрические ролики, расположенные на конической поверхности корпуса. В настоящее время спроектирована конструкция перспективного мотор-редуктора и изготовлен макетный образец, представленный на рисунке 2.110.



Рисунок 2.110 – Макетный образец перспективной конструкции мотор-редуктора, выполненного на базе прецессионной передачи

Перспективная конструкция магнитного привода, разработанного на основе прецессионного редуцирующего механизма типа 2К-Н.

Магнитные приводы известны давно и получили широкое применение в различных областях техники. Например, линейные магнитные приводы широко используются в скоростных электропоездах; магнитные приводы с круговым магнитным потоком – в шаговых и асинхронных электродвигателях. Для создания полноценного магнитного привода асинхронному двигателю необходим редуцирующий механизм, позволяющий создать на выходном звене требуемые кинематические и силовые характеристики. В результате присоединения к электродвигателю редуцирующего механизма получается конструкция, называемая мотор-редуктором. Несмотря на то, что в странах ближнего и дальнего зарубежья их серийное производство хорошо налажено, в Республике Беларусь нет специализированного предприятия по выпуску мотор-редукторов. Поэтому потребность в таком виде конструкций удовлетворяется за счет их приобретения за рубежом. При этом служебные свойства общемашиностроительных мотор-редукторов, предназначенных для установки в конкретное изделие, могут оказаться излишне завышенными. Это может касаться срока службы, требований по виброакустическим показателям, а также других эксплуатационных характеристик. Кроме этого, монополизация рынка мотор-редукторов объясняет их высокие отпускные цены.

В настоящее время направление научных исследований по совершенствованию конструкции мотор-редукторов, как правило, разделяется на два практически независимых друг от друга направления. Первое направление – это совершенствование конструкции электродвигателя, второе – совершенствование конструкций редуцирующих устройств. Попытки проведения совместных исследований в указанных направлениях приводили к созданию так называемых планетарных магнитных приводов. Планетарные магнитные приводы коренным образом отличаются от шаговых электродвигателей. В конструкции планетарного магнитного привода используется редуцирующий механизм, ведущее звено которого приводится в колебательное движение круговым магнитным потоком. Обзор технической литературы по тематике планетарных магнитных приводов показал, что широких научных исследований в данном направлении не проводилось. Обнаружены отдельные технические решения, касающиеся совершенствования конструкций планетарных магнитных приводов. Анализ указанных технических источников показал, что основной недостаток при их функционировании – это несогласованность скорости вращения магнитного потока и скорости вращения ведущего звена передачи, что ведет к торможению последнего, а следовательно, и к низким значениям КПД. Использование структурных особенностей данных передач позволит устранить вышерассмотренный недостаток планетарных магнитных приводов.

Идея состоит в том, что в широко применяемых в настоящее время

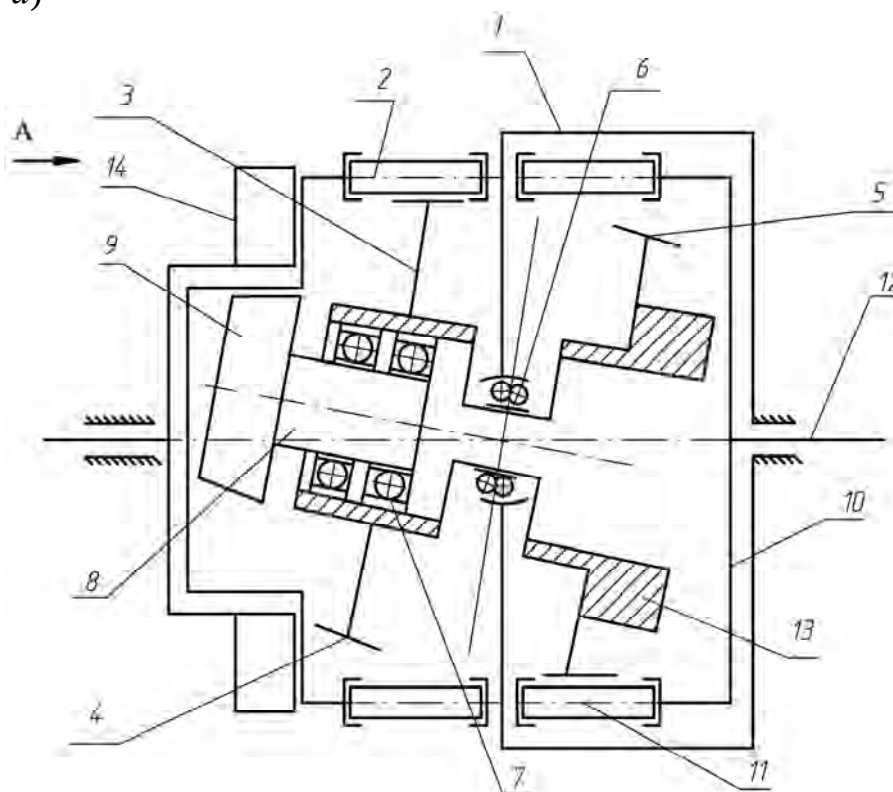
приводных устройствах, а именно в мотор-редукторах планетарного типа, возможно сокращение цепи магнитно-механических взаимодействий. В планетарных мотор-редукторах имеется следующая магнитно-механическая цепь: вращающийся магнитный поток статора электродвигателя приводит во вращение ротор электродвигателя с валом, на котором размещен кривошип; он, в свою очередь, заставляет совершать колебательные движения сателлит редуцирующего механизма. Благодаря взаимодействию зубчатых венцов сателлита с неподвижными зубчатыми венцами корпуса сателлит получает вращение вокруг своей оси. Указанное вращение передается с помощью угловой муфты на выходной вал приводного устройства. Предлагается вращающийся магнитный поток статора сразу подавать на сателлит редуцирующего механизма. В данном случае вращающийся магнитный поток выполняет функции кривошипа, наличие которого необходимо в предыдущей цепи, т. е. вращающийся магнитный поток напрямую передает колебательное движение сателлиту. Однако придание правильного (обеспечивающего редуцирование при взаимодействии зубьев сателлита и неподвижных зубьев корпуса) колебательного движения сателлиту вращающимся магнитным потоком возможно только при использовании для редуцирования планетарной передачи прецессионного типа. Наличие в передачах прецессионного типа одной неподвижной точки (точки прецессии) на сателлите при его сферическом движении позволяет связать сателлит с корпусом передачи с помощью сферического подшипника. Механическая связь сателлита с корпусом с помощью сферического подшипника в сочетании с создаваемым вращающимся магнитным потоком обеспечивает сателлиту указанное выше правильное колебательное движение.

Таким образом, отсутствие в магнитно-механической цепи предлагаемого приводного устройства ротора и вала электродвигателя, а также кривошипа дает возможность создавать малогабаритные приводные устройства пониженной себестоимости изготовления с небольшой частотой вращения выходного вала. Причем в предлагаемых устройствах будет достаточно просто обеспечить плавное регулирование частоты вращения выходного вала, что позволит расширить их функциональные возможности [66, 67].

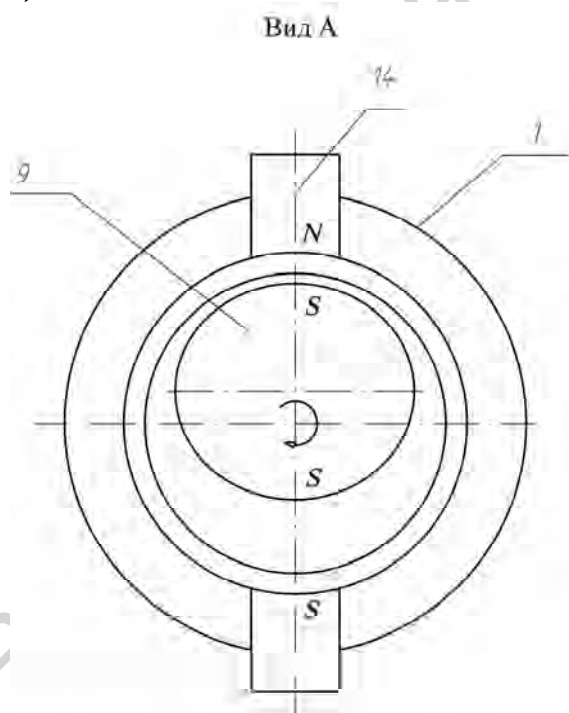
Планетарный магнитный привод (рисунок 2.111, а) содержит корпус 1, на внутренней поверхности которого имеется зубчатый венец, который может быть выполнен в виде внутренних монолитных зубьев или представлять собой ролики 2, сателлит 3, имеющий на наружной поверхности два зубчатых венца 4 и 5. Сателлит 3 составляет с корпусом 1 посредством сферического подшипника 6 сферическую пару. Одновременно сателлит 3 посредством подшипников 7 составляет вращательную пару с ведомым звеном 8, на конце которого жестко закреплен диск 9, выполненный из магнитного материала. Предлагаемый привод имеет центральное колесо 10, на внутренней цилиндрической поверхности которого расположен зубчатый венец 11, который может быть также выполнен в виде внут-

ренных монолитных зубьев или представлять собой ролики. Центральное колесо 10 с зубчатым венцом 11 жестко связано с ведомым валом 12.

a)



6)



в)

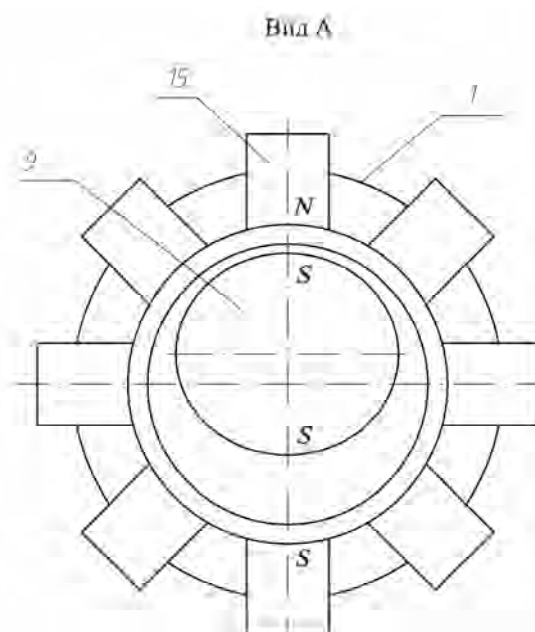


Рисунок 2.111 – Перспективная конструкция магнитного привода, разработанного на основе прецессионного редуцирующего механизма типа 2К-Н

На сателлите 3 расположен противовес 13, позволяющий осуществить статическое уравнивание колеблющихся частей привода.

Устройство для создания вращающегося concentрично корпусу магнитного поля может быть выполнено в виде постоянного магнита 14 (см. рисунок 2.111, б), приводящего магнитный диск 9 в круговое вращение механическим путем, или жестко закрепленных на корпусе в виде кругового массива электромагнитов 15 с возможностью их последовательного подключения (см. рисунок 2.111, в).

Планетарный магнитный привод работает следующим образом. Вращающееся магнитное поле, создаваемое или с помощью постоянного магнита 14, приводящегося во вращение механически (см. рисунок 2.111, б), или путем последовательного подключения электромагнитов 15 (см. рисунок 2.111, в), взаимодействует с магнитным диском 9, приводя последний вместе с ведомым звеном 8 в колебательное движение относительно точки пересечения осей сателлита 3 и выходного вала 12. Указанное колебательное движение передается на сателлит 3 посредством подшипников 7, размещенных на ведомом звене 8. Благодаря колебательному движению и взаимодействию зубьев зубчатого венца 4 сателлита 3 с внутренними зубьями корпуса 1, сателлит 3 получает вращательное движение с коэффициентом редуцирования, значения которого определяются законами планетарного движения. Зубчатый венец сателлита 5 взаимодействует с внутренними зубьями зубчатого венца 11 центрального колеса 10, приводя его во вращательное движение. Далее вращение от центрального колеса 10 передается на жестко соединенный с ним выходной вал 12.

3 Применение прецессионных редуцирующих механизмов в приводных устройствах различного назначения

3.1 Использование прецессионных редукторов в приводах контактных разъединителей, применяемых на электрифицированных участках железной дороги

На электрифицированных участках железной дороги при довольно высокой надежности аппаратуры автоматики и телемеханики общая надежность системы оказывается недостаточной из-за неудовлетворительной работы устройств дистанционного управления разъединителями контактной сети и линий автоблокировки – наиболее часто переключаемых объектов. Поэтому в настоящее время предпринимается попытка создания привода двигательного, составной частью которого являлся прецессионный редуктор. Привод двигательный ЭПД (ТУ РБ 4512718.001-97) предназначен для переключения разъединителей переменного тока наружной установки типов РС-2000/3.3, РС-3000/3.3, РМДЗ-35 (РЛМД-35).

Для вышеуказанного привода был разработан прецессионный редуктор, имеющий следующие технические характеристики:

передаваемая мощность.....	250 кВт
частота вращения входного вала электродвигателя.....	1500 мин ⁻¹
передаточное отношение.....	40
габаритные размеры.....	170 x 150 мм.

Особенностью конструкции испытываемого прецессионного мотор-редуктора является применение в его зацеплении эвольвентных зубьев, адаптированных к условиям работы планетарной прецессионной передачи.

Общий вид прецессионного мотор-редуктора, разработанного к приводу двигательному, представлен на рисунке 3.1.

Прецессионный мотор-редуктор работает следующим образом.

От вала электродвигателя 1 вращение передается на входной вал прецессионного редуктора, представляющий собой втулку с эксцентричной наклонной наружной цилиндрической поверхностью с противовесом 2. На указанной поверхности посажен сферический подшипник 3, наружное кольцо которого находится во внутренней поверхности сателлита 4, имеющего зубчатый венец с эвольвентными зубьями. Вращение входного вала 2, благодаря использованию в конструкции передачи угловой муфты 5, приводит в сферическое движение сателлит 4. Взаимодействие наружных эвольвентных зубьев сателлита и эвольвентных зубьев, расположенных на внутренней поверхности корпуса 6, придает сателлиту 4 вращение вокруг своей наклонной оси. Данное вращение с помощью угловой муфты 5 передается на выходной вал 7 прецессионного редуктора.

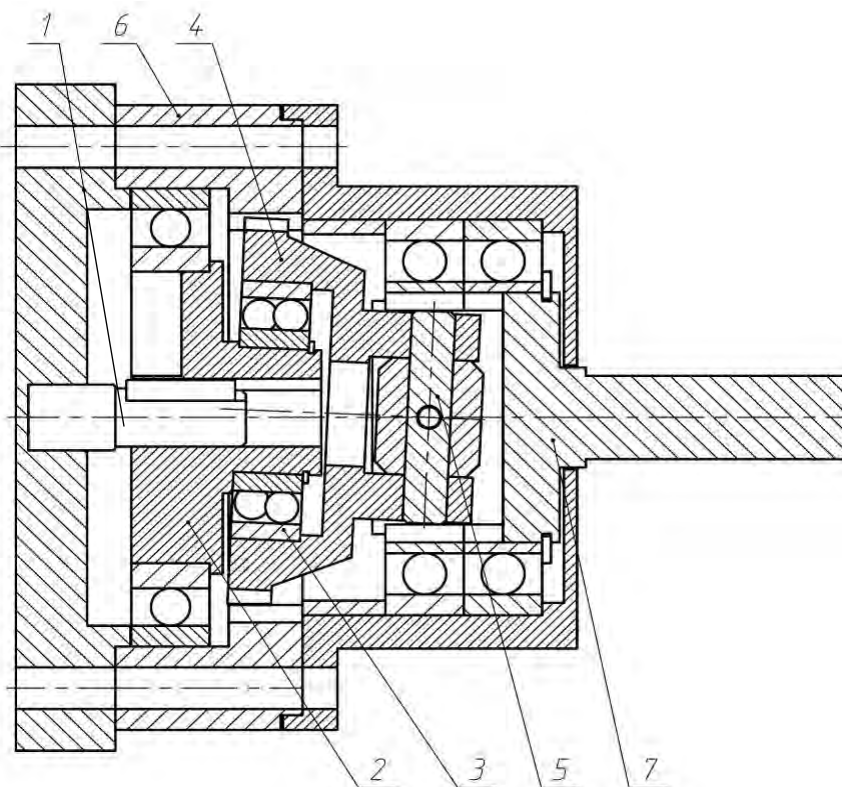


Рисунок 3.1 – Общий вид прецессионного мотор-редуктора к приводу для переключения контактных разъединителей сети системы электрификации железных дорог

В лаборатории по прецессионным передачам Белорусско-Российского университета были проведены испытания указанного редуктора с целью определения возможности его использования в приводе двигательном ЭПД. Основным показателем при этом является значение максимального крутящего момента, передаваемого на рабочий орган привода для переключения контактных разъединителей сети системы электрификации железных дорог в момент его включения.

Прецессионный мотор-редуктор был установлен в конструкцию привода для переключения контактных разъединителей сети системы электрификации железных дорог (рисунок 3.2).

Привод для переключения контактных разъединителей сети системы электрификации железных дорог состоит из прецессионного мотор-редуктора 1 и кулисного механизма криволинейной формы 2, реализующего переменное передаточное отношение от входного на выходной вал кулисы в диапазоне 3–12. Указанный привод приводит во вращательное движение рабочий орган, представляющий собой систему контактных разъединителей 3. Нагружение привода крутящим моментом осуществлялось с помощью рычага 4 с подвешенными на его конце грузами 5.

В результате испытаний установлено, что при использовании в конструкции прецессионного мотор-редуктора и кулисного механизма в моменты его «включения» достигается значение крутящего момента на рабо-

чем органе порядка 470 Н·м при требуемой максимальной величине указанного крутящего момента 250 Н·м. Данные испытания подтвердили возможность применения прецессионного мотор-редуктора с адаптированными эвольвентными зубьями в приводе двигателем ЭПД. В настоящее время ведутся эксплуатационные испытания приводов двигательных со встроенными в их конструкцию прецессионными мотор-редукторами.

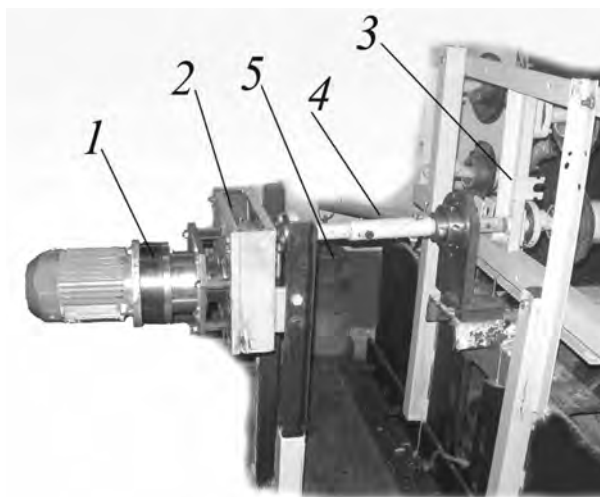


Рисунок 3.2 – Испытания прецессионного мотор-редуктора в конструкции привода для переключения контактных разъединителей сети системы электрификации железных дорог

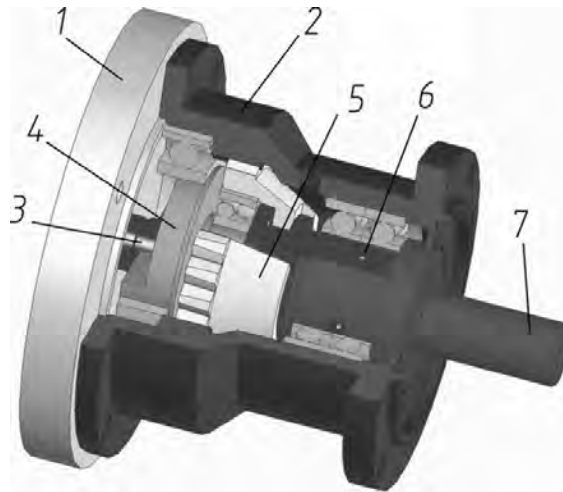
3.2 Внедрение прецессионного мотор-редуктора в заглаживающую машину СО-170

В рамках хозяйственного договора между ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» (г. Могилев) и ОАО «МИСКОМ-ОП» (г. Минск) была разработана конструкторско-технологическая документация и изготовлены опытные образцы прецессионных мотор-редукторов для привода бетонозаглаживающей машины СО-170. Разработка велась на основе технического задания совместно специалистами ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» и ОАО «МИСКОМ-ОП».

На рисунке 3.3 приведен общий вид прецессионного мотор-редуктора для привода бетонозаглаживающей машины СО-170.

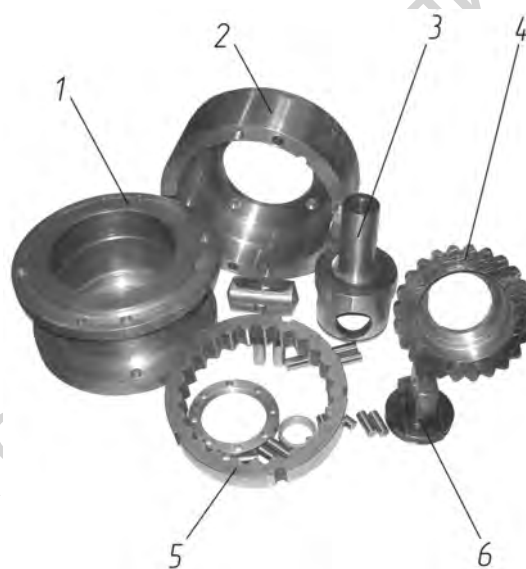
Принцип работы редуктора состоит в следующем. Вал 2 электродвигателя 1 передает вращение на эксцентрик 4. На эксцентрике 4 установлен сферический подшипник 3, на котором, в свою очередь, расположен сателлит 5. В результате взаимодействия внутреннего зубчатого венца корпуса 7 и сателлита 5 последний получает вращательное движение. На выходной вал 6 вращение с сателлита 5 передается с помощью угловой муфты 8.

Детали прецессионного редуктора для бетонозаглаживающей машины СО-170 показаны на рисунке 3.4.



1 – электродвигатель; 2 – корпус; 3 – входной вал; 4 – эксцентрик с противовесом; 5 – сателлит; 6 – угловая муфта; 7 – выходной вал

Рисунок 3.3 – Общий вид прецессионного мотор-редуктора



1 – корпус; 2 – крышка корпуса; 3 – вал выходной; 4 – сателлит; 5 – колесо центральное; 6 – детали муфты

Рисунок 3.4 – Общий вид деталей прецессионного редуктора для бетонозаглаживающей машины СО-170

Разработанный прецессионный мотор-редуктор имел следующие технические характеристики:

нагрузка постоянная или переменная любого направления

работа с периодическими остановками

или длительная, до 8 ч в сутки

вращение вала..... в любую сторону

звуковая мощность..... не более 80 дБА

температура мотор-редуктора во время эксплуатации, не более	70 °С
мощность электродвигателя.....	2,2/1,5 кВт
частота вращения выходного вала мотор-редуктора	120/60 об/мин
крутящий момент на выходном валу	174/240 Н·м
радиальная нагрузка на выходном валу.....	2700/2900 Н
осевая нагрузка на выходном валу	1000 Н.

При проектировании данных редукторов стоял вопрос о выборе способа формообразования зубьев сателлита. Несмотря на то, что требования к плавности вращения выходного вала редуктора в разработанном техническом задании не оговаривались, применение адаптированных эвольвентных зубьев в зацеплении проектируемого прецессионного редуктора делалось невозможным ввиду значительных скоростей вращения входного вала мотор-редуктора (до 3000 об/мин) и продолжительного режима работы.

Применение конических роликов и зубьев сателлита, представляющих собой зубья звездочки цепной передачи, – это перспективное направление для усовершенствования конструкции прецессионного редуктора. Об этом будет сказано далее. Применявшийся при изготовлении опытного образца метод получения конических форм роликов на внутренней поверхности центрального колеса на электроэрозионном станке является дорогостоящим и трудоемким. Анализируясь при разработке прецессионного мотор-редуктора к заглаживающей машине также способ механического крепления конических роликов на внутренней поверхности втулки центрального колеса таким образом, чтобы указанная втулка и ролики образовывали зубчатый венец. Это является перспективным направлением конструирования прецессионных редукторов, однако оно нуждается в разработке новых технологий, связанных как с временными, так и материальными затратами. В связи с этим было предложено использовать для получения зубьев сателлита прецессионного мотор-редуктора для заглаживающей машины СО-170 два способа изготовления зубьев сателлита – это способ двойного рабочего хода и способ конического фрезерования. Причем метод двойного рабочего хода не требует применения никакой оснастки. Однако его недостатком является более низкая производительность по сравнению со способом конического фрезерования. Метод конического фрезерования, в свою очередь, требует создания дополнительной кинематической цепи. Поэтому окончательное решение по выбору способа формообразования зубьев сателлита из двух вышеуказанных способов является прерогативой конкретного изготовителя прецессионных мотор-редукторов.

В связи с вышесказанным в конструкции разработанных и изготовленных двух прецессионных мотор-редукторов, предназначенных для проведения испытаний в условиях эксплуатации, были установлены сателлиты

с зубьями, изготовленными различными способами, т. е. один способ – это метод конического фрезерования, второй – метод двойного рабочего хода.

В настоящее время две заглаживающие машины СО-170 со встроенными в их конструкцию прецессионными мотор-редукторами используются на объекте «Реконструкция цеха № 3 на ПРУП «Борисовский хрустальный завод» с организацией производства медицинского стекла» при выполнении работ по заглаживанию бетона организацией ОДО «Трансстрой» (г. Мозырь). Каждая из заглаживающих машин обработала площадь пола, равную 1000 м² (рисунок 3.5). Замечаний к работе машин нет.



Рисунок 3.5 – Внедрение прецессионных мотор-редукторов в конструкцию заглаживающих машин СО-170, использующихся при выполнении работ по заглаживанию бетона на предприятии «Борисовский хрустальный завод»

В соответствии с пожеланиями ОАО «МИСКОМ-ОП» ведутся работы по налаживанию серийного производства прецессионных мотор-редукторов для заглаживающей машины СО-170. При годовой потребности указанных машин 400–500 шт. рассчитанный экономический эффект от внедрения прецессионных редукторов составит 133655400 белорус. р.

3.2.1 Конструкция прецессионного мотор-редуктора с круговыми зубьями сателлита и коническими роликами центрального колеса. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования показали, что наилучшие значения выходных показателей имеет прецессионная передача при использовании в ее зацеплении круговых профилей зубьев сателлита и зубьев центрального колеса, выполненных в виде конических роликов, а

также муфты с коническими роликами в зацеплении [13].

Сборочный чертеж прецессионного мотор-редуктора с коническими роликами, представляющими собой внутренний зубчатый венец, и круговыми зубьями сателлита показан на рисунке 3.6. Рассматриваемый мотор-редуктор состоит из расположенного на входном валу электродвигателя противовеса 3, косого эксцентрикового кривошипа 6, корпуса 1 и 2 с равномерно размещенными на его внутренней поверхности коническими роликами 4, представляющими собой зубчатый венец, контактирующий с зубчатым венцом сателлита 8. Сателлит 8 составляет сферическую пару посредством сферического подшипника 20 с косым эксцентриковым кривошипом 6. Сателлит 8 жестко закреплен с хвостовиком муфты 9, ролики которой расположены в радиальных отверстиях хвостовика и в осевых цилиндрических пазах выходного вала 7.

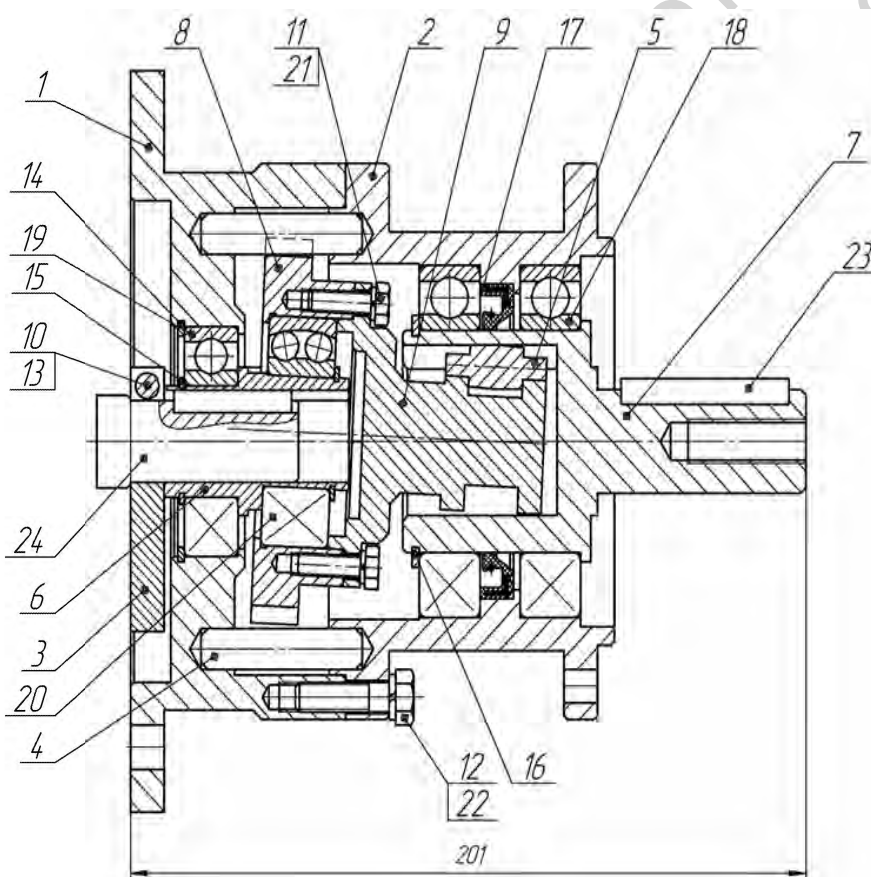


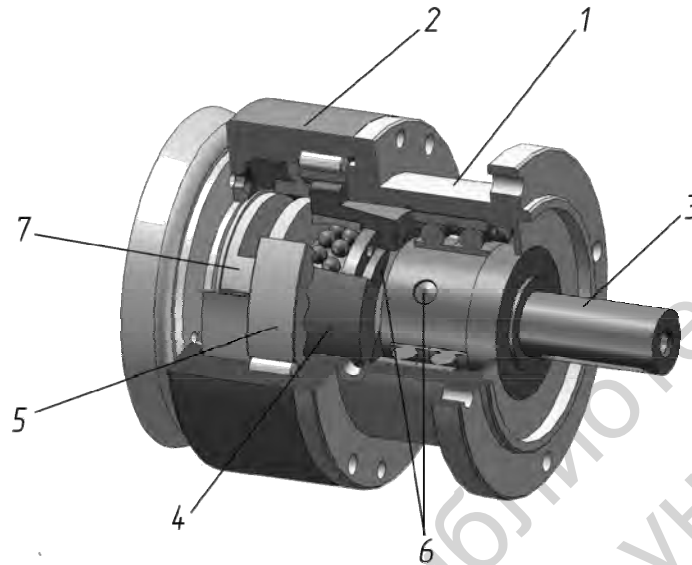
Рисунок 3.6 – Сборочный чертеж прецессионного мотор-редуктора

На рисунке 3.7 приведен общий вид прецессионного мотор-редуктора для привода заглаживающей машины СО-170, а на рисунке 3.8 – детали, входящие в зацепление.

Общий вид деталей прецессионного редуктора с роликами в качестве центрального колеса показан на рисунке 3.8.

В настоящее время изготовлена партия прецессионных редукторов с

коническими роликовыми телами. Результаты проведенных их предварительных испытаний позволяют подтвердить верность вывода о перспективности данного направления усовершенствования конструкции планетарных прецессионных передач.



1 – корпус; 2 – крышка корпуса; 3 – вал выходной; 4 – сателлит; 5 – колесо центральное; 6 – детали муфты; 7 – противовес

Рисунок 3.7 – Общий вид прецессионного мотор-редуктора для привода заглаживающей машины СО-170



Рисунок 3.8 – Детали прецессионного редуктора с роликами в качестве центрального колеса, входящие в зацепление

3.2.2 Исследование конструкции муфт, применяемых в прецессионных редукторах типа К-Н-V. В мотор-редукторах, разработанных на основе планетарной прецессионной передачи, звеном, передающим крутящий момент с сателлита, совершающего сферическое движение, на выходной вал, является муфта.

Рассмотрим конструкции муфт, применяемых в прецессионных мотор-редукторах.

Муфта с универсальным шарниром Гука изображена на рисунке 3.9.

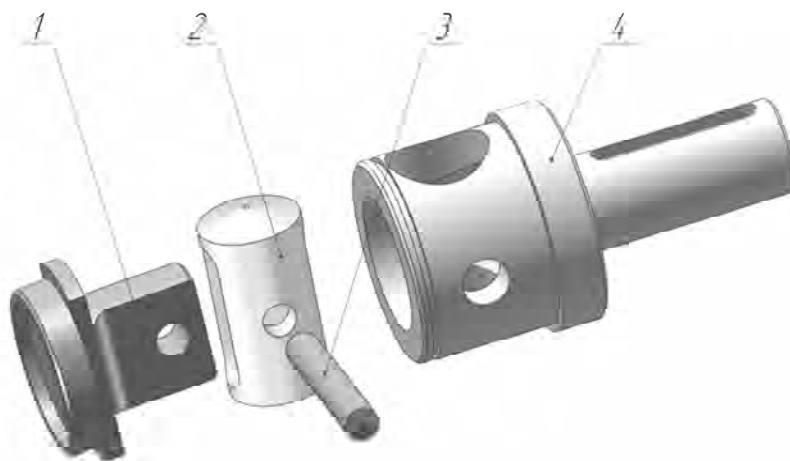


Рисунок 3.9 – Муфта с универсальным шарниром Гука

Данная муфта состоит из хвостовика 1, к которому крепится сателлит, цилиндра 2, втулки 3 и выходного вала 4. Крутящий момент от сателлита передается боковыми поверхностями хвостовика боковым поверхностям паза в цилиндре, а затем от наружной поверхности цилиндра выходному валу. Втулка 3 фиксирует хвостовик относительно цилиндра, при этом оставляя одну степень свободы.

Конструкция муфты имеет высокую технологичность. Однако высокая кинематическая погрешность, вызываемая неравномерностью передаваемого вращения, привела к отказу использования данной конструкции.

Муфта с шариковыми телами качения изображена на рисунке 3.10.

Конструкция муфты представляет собой две полумуфты (хвостовик, выходной вал) и тела качения (шарики). Хвостовик крепится к сателлиту и снимает с него крутящий момент. Своей базирующей сферической поверхностью он входит в цилиндрическое отверстие выходного вала. На сфере располагаются лунки для тел качения; на выходном валу – осевые цилиндрические пазы для снятия момента с хвостовика. Данная конструкция имеет более низкую кинематическую погрешность по сравнению с муфтой Гука, но при этом и низкую технологичность хвостовика.

Муфта с роликовыми телами качения изображена на рисунке 3.11.

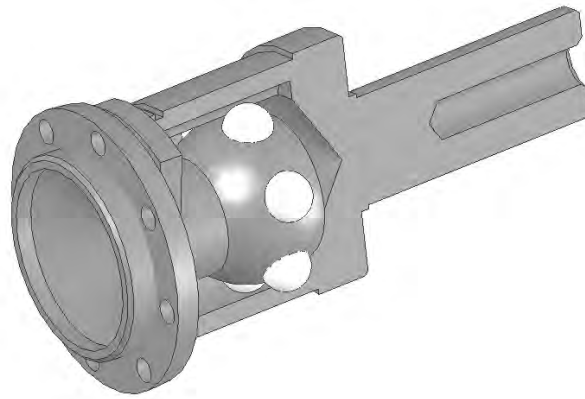


Рисунок 3.10 – Муфта с телами качения (шариками)

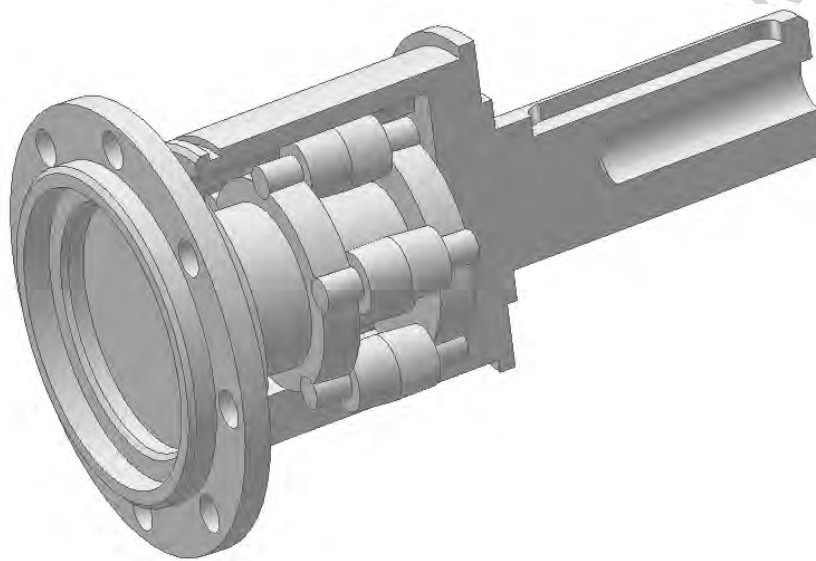


Рисунок 3.11 – Муфта с телами качения (роликами)

Конструкция муфты отличается от муфты с шариками тем, что в качестве тел качения используются конические ролики (угол конуса равен углу нутации) и базирование осуществляется по роликам и цилиндрическим осевым пазам выходного вала. На хвостовике ролики шейками опираются на цилиндрические пазы. Данная конструкция имеет кинематические показатели чуть ниже, чем у муфты с шариками в качестве тел качения, но при этом более высокую технологичность изготовления ее деталей. Также эта муфта способна передавать большие крутящие моменты.

Определение геометрических параметров шариковой муфты.

Рассмотрим схему шариковой муфты в двух сечениях (рисунок 3.12). Муфта состоит из сферической полумуфты с расположенными в ней шариками и втулки-полумуфты с осевыми пазами. Задачей исследования является определение диаметра цилиндрической фрезы для изготовления пазов на внутренней поверхности втулки.

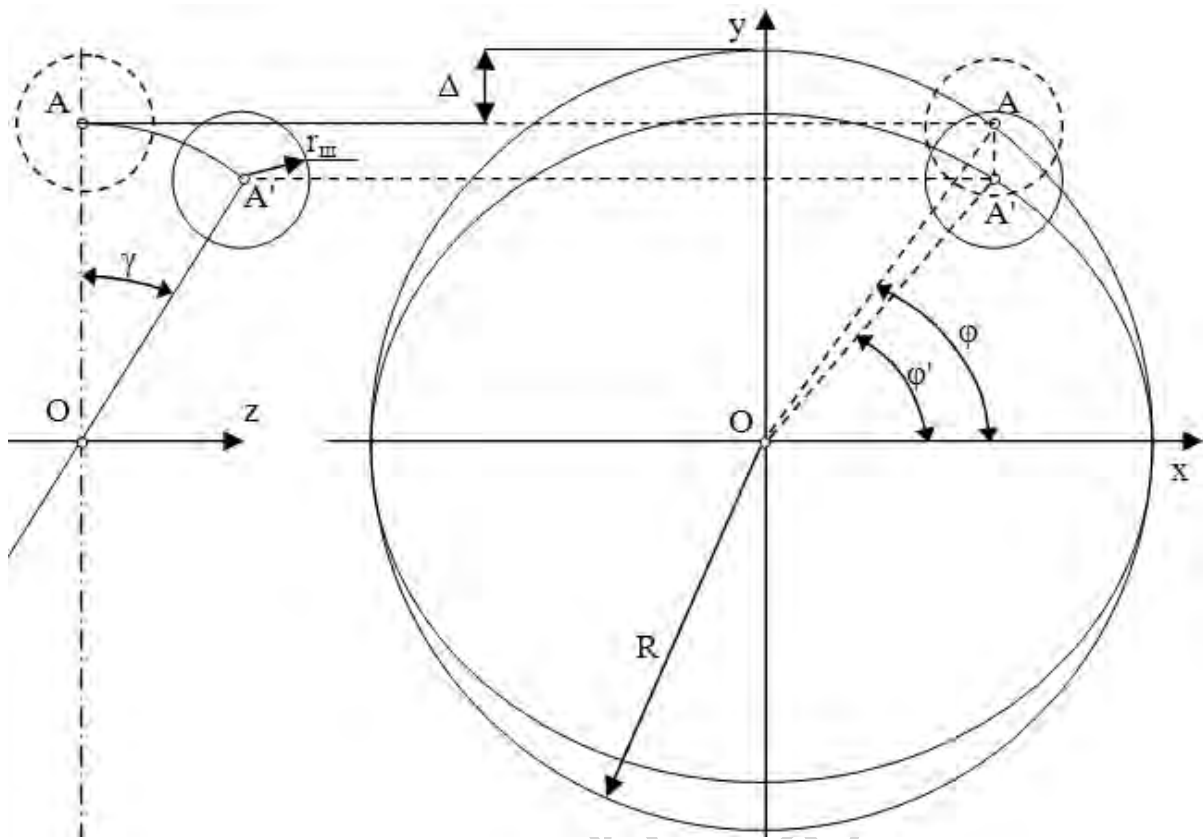


Рисунок 3.12 – Схема муфты

Исходными данными для расчета являются: радиус окружности, на которой располагаются центры тел качения R , радиус тела качения r_{III} , угол наклона торцевой плоскости γ . Примем равное заглубление шарика в полумуфты. Достаточно рассмотреть одну четверть схемы, т. к. в остальных трех четвертях картина будет идентична.

В плоскости xOy окружность описывается известными параметрическими уравнениями

$$\begin{aligned} x(\varphi) &= R \cos \varphi; \\ y(\varphi) &= R \sin \varphi, \end{aligned} \quad (3.1)$$

где φ – угол, отсчитываемый от оси Ox против направления часовой стрелки.

При наклоне торцевой плоскости на угол γ окружность в плоскости xOy трансформируется в эллипс, центр тела качения смещается по вертикали из положения A в положение A' . Уравнения данного эллипса

$$x'(\varphi) = R \cos \varphi; \quad (3.2)$$

$$y'(\varphi) = (R - \Delta) \sin \varphi = (R - R(1 - \cos \gamma)) \sin \varphi = R \cos \gamma \sin \varphi. \quad (3.3)$$

Угол, соответствующий положению A' центра тела качения:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{y'}{x'}\right). \quad (3.4)$$

Разность в радиальном направлении между точкой на окружности и точкой на эллипсе (рисунок 3.13) определится по формуле

$$\Delta r = R - \sqrt{(x')^2 + (y')^2}. \quad (3.5)$$

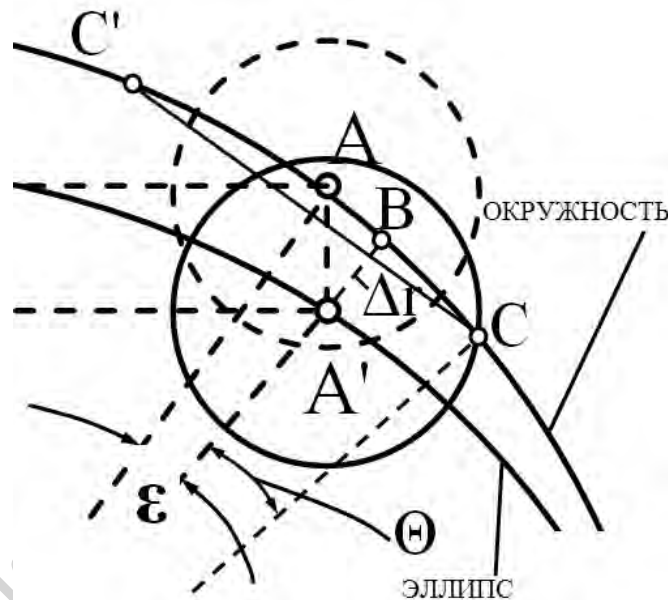


Рисунок 3.13 – К расчету ширины пазов втулки

Длина отрезка BC , отсекаемого окружностью с центром на эллипсе и с радиусом $r_{ин}$ на окружности с радиусом R из свойства хорд

$$s = 2\sqrt{r_{ин}^2 - \Delta r^2}. \quad (3.6)$$

Угол Θ (см. рисунок 3.13)

$$\Theta = \arcsin\left(\frac{s}{2R}\right). \quad (3.7)$$

В итоге ширина паза на втулке $\varphi_n = CC'$ определится по следующей

формуле:

$$e_n = 2R \sin(\varepsilon + \Theta) = 2R \sin(\varphi - \varphi' + \Theta), \quad (3.8)$$

где $\varepsilon = \varphi - \varphi'$ (см. рисунок 3.13).

Из упомянутого уже свойства хорд получим диаметр паза d_n :

$$d_n = \frac{d_n^2}{4r_{\text{ш}}} + r_{\text{ш}}. \quad (3.9)$$

Рассмотрим, как изменяется диаметр паза при перемещении шарика на угол φ от 0 до $\pi/2$ (рисунок 3.14). Остальные геометрические параметры имеют следующие значения: $R = 20$ мм; $r_{\text{ш}} = 6$ мм; $\gamma_1 = 2,5^\circ$; $\gamma_2 = 5^\circ$; $\gamma_3 = 10^\circ$.

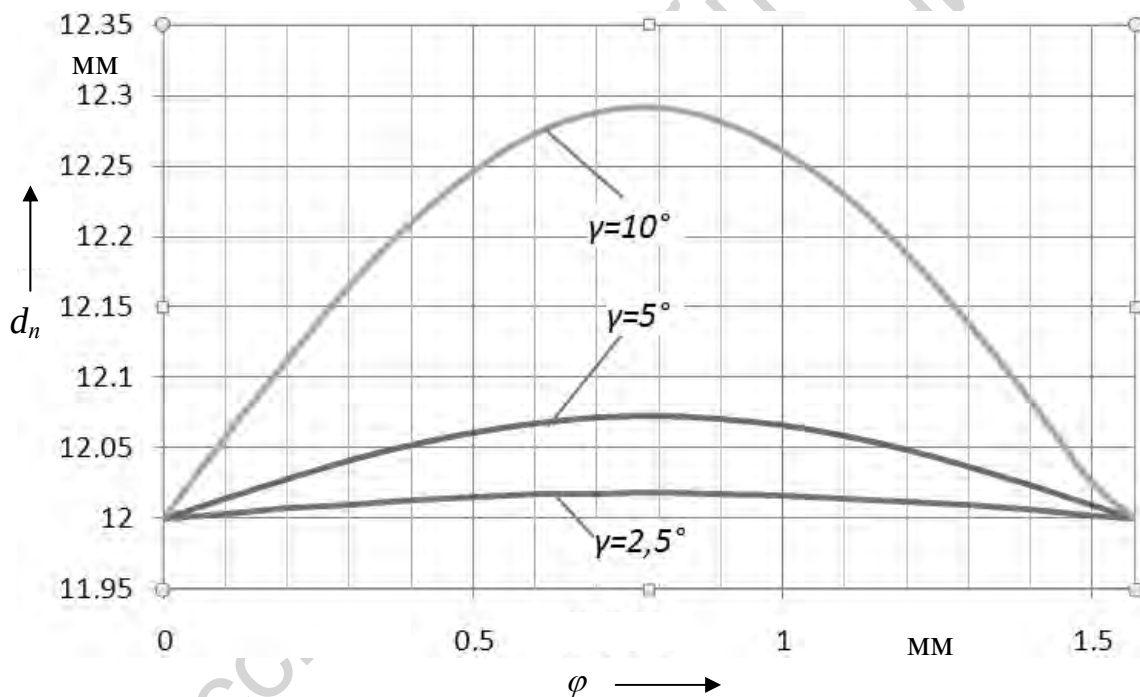


Рисунок 3.14 – Зависимость диаметра паза от расположения шарика

Как видно из расчетов, для указанных геометрических параметров ($\gamma_1 = 2,5^\circ$) увеличение радиуса канавки является незначительным и находится в пределах допуска на изготовление (0,02 мм).

Используя данную методику, были рассчитаны основные параметры муфты, такие как диаметр паза на выходном валу, диаметр шарика, а также диаметр, на котором располагаются тела качения (рисунок 3.15).

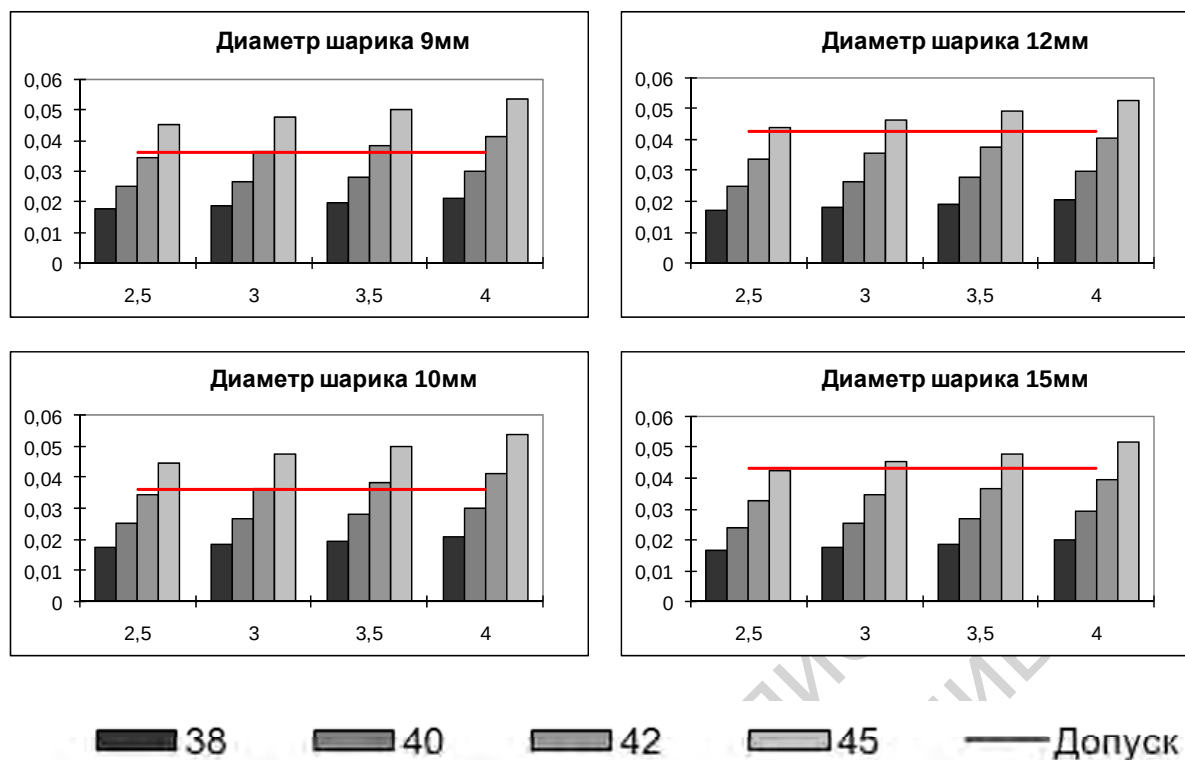


Рисунок 3.15 – Отклонение значения диаметра паза от значения диаметра шарика в зависимости от угла нутации и диаметра окружности, на которой располагаются тела качения

Исследование влияния параметров угловой муфты на отклонение значения угловой скорости выходного вала.

Цель исследования – выявление оптимальных параметров муфты с телами качения, при которых наблюдаются наилучшие кинематические показатели, а также являются ли они выше, чем при использовании в качестве муфты универсального шарнира Гука.

Кинематическая погрешность муфты характеризуется разностью между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ее ведомого вала, соответствующими одинаковым углам поворота ведущего вала в измеряемый момент времени.

Кинематическая погрешность может выражаться как в угловых единицах, так и в единицах длины дуги делительной окружности ведомого колеса, т. е.

$$\Delta\varphi_2 = \varphi_{2d} - \varphi_{2н}; \quad (3.10)$$

$$\Delta F_2 = (\varphi_{2d} - \varphi_{2н}) \cdot R, \quad (3.11)$$

где $\Delta\varphi_2$ – кинематическая погрешность, выраженная в угловых единицах;

ΔF_2 – кинематическая погрешность передачи, выраженная в линейных единицах;

φ_{2d} – действительный угол поворота ведомого вала;

φ_{2n} – номинальный угол поворота ведомого вала.

Средства приложения Cosmosmotion позволяют получить числовую зависимость значений угловой скорости выходного вала от времени.

Зная угловую скорость, можно определить действительный угол поворота ведомого вала.

$$\varphi_{2d} = \omega_{2d} \cdot \Delta t, \quad (3.12)$$

где ω_{2d} – действительная угловая скорость ведомого вала, град/с;

Δt – продолжительность одного кадра, с.

$$\Delta t = \frac{t}{n}, \quad (3.13)$$

где t – время моделирования, с;

n – число кадров моделирования.

$$\varphi_{2d} = \frac{\varphi_{mod}}{n}, \quad (3.14)$$

где φ_{mod} – угол поворота выходного вала при моделировании, град.

В качестве параметров для исследования муфт с телами качения были выбраны: диаметр тел качения, число тел качения, возможные погрешности изготовления базирующих поверхностей и пазов на выходном валу.

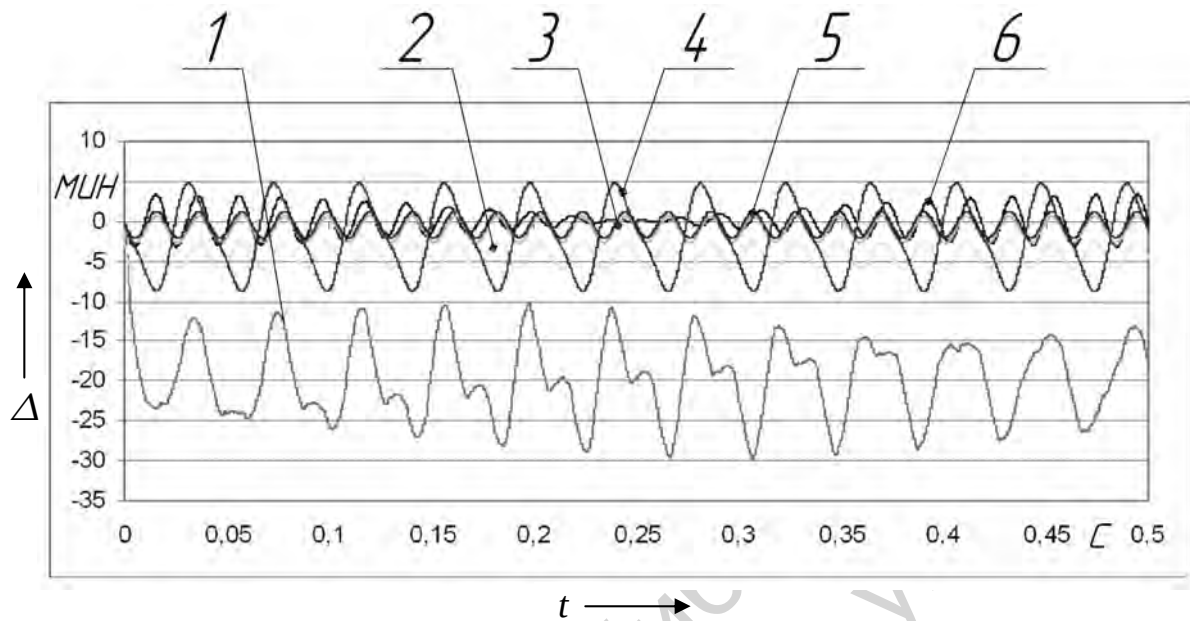
Рассмотрим влияние числа тел качения на кинематическую погрешность муфты.

Минимальное число тел качения принимаем 2, максимальное – ограничивается диаметрами самого шарика и окружности, на которой тела качения могут располагаться с зазором между собой.

На рисунках 3.16–3.18 изображены графики изменения зависимости кинематической погрешности от времени при различном числе тел качения для диаметров шариков 10, 12 и 15 мм.

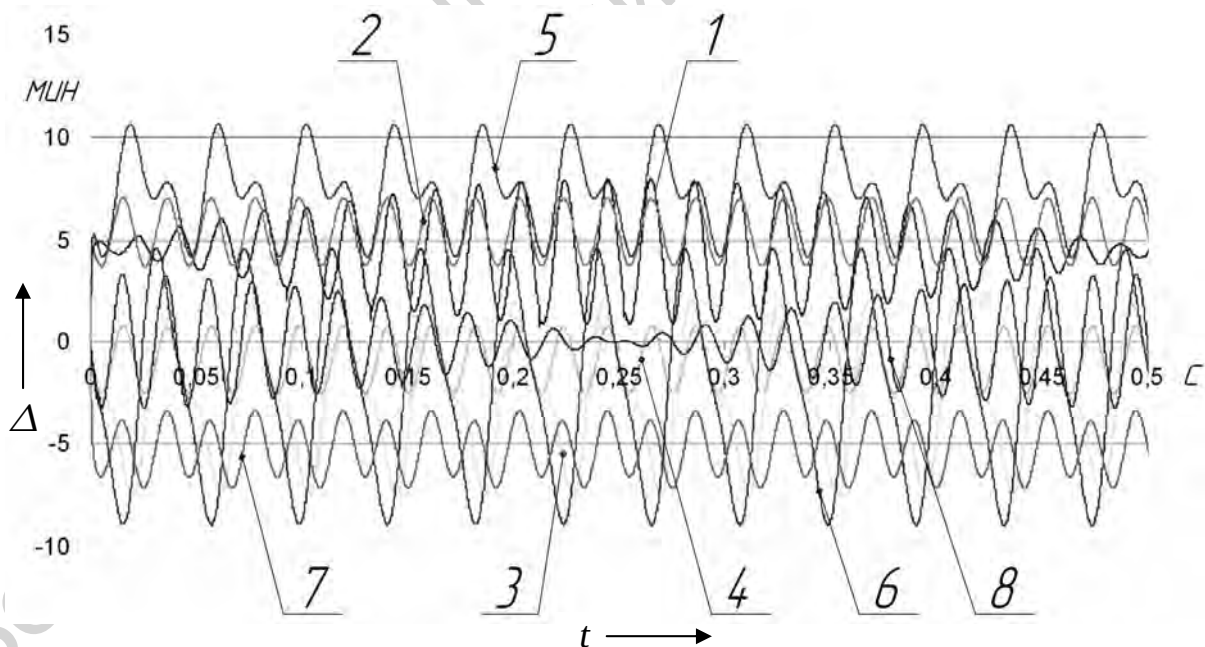
Анализируя полученные графики, можно сделать вывод, что наибольшая кинематическая погрешность наблюдается при числе тел качения, равном 2, а также большем 8. При увеличении количества используемых тел качения от 2 до 8 кинематическая погрешность муфты уменьшается, но при этом минимального значения она достигает при их нечетном количестве. Согласно полученным зависимостям оптимальным числом тел качения будет 5. При этом амплитуда размаха кинематиче-

ской погрешности муфты с телами качения в два раза меньше максимальной амплитуды кинематической погрешности муфты на основе шарнира Гука.



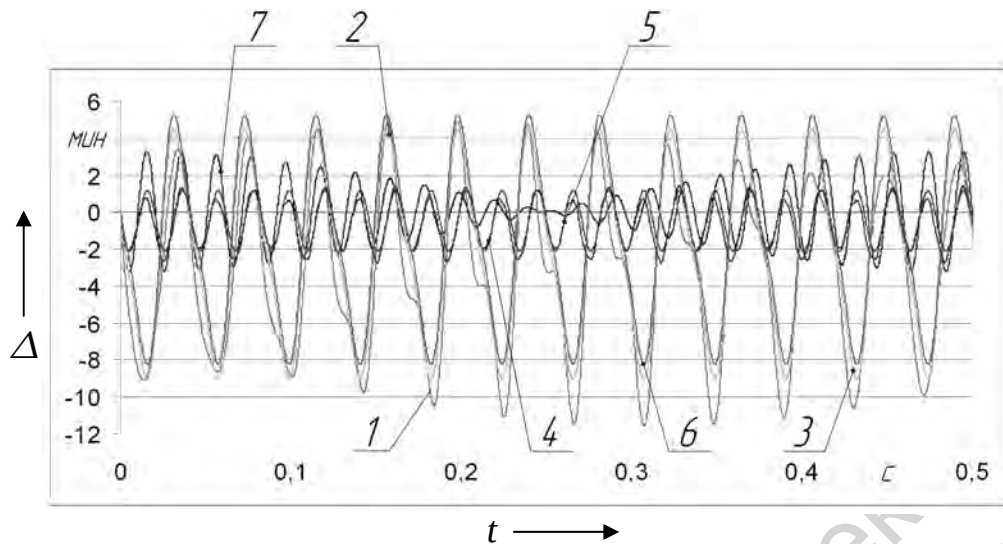
1 – 2 шарика; 2 – 3 шарика; 3 – 4 шарика; 4 – 5 шариков; 5 – 6 шариков; 6 – муфта на основе шарнира Гука

Рисунок 3.16 – Зависимость кинематической погрешности от времени при различном числе тел качения для диаметра шарика 10 мм



1 – 2 шарика; 2 – 3 шарика; 3 – 4 шарика; 4 – 5 шариков; 5 – 6 шариков; 6 – 7 шариков; 7 – 10 шариков; 8 – муфта на основе шарнира Гука

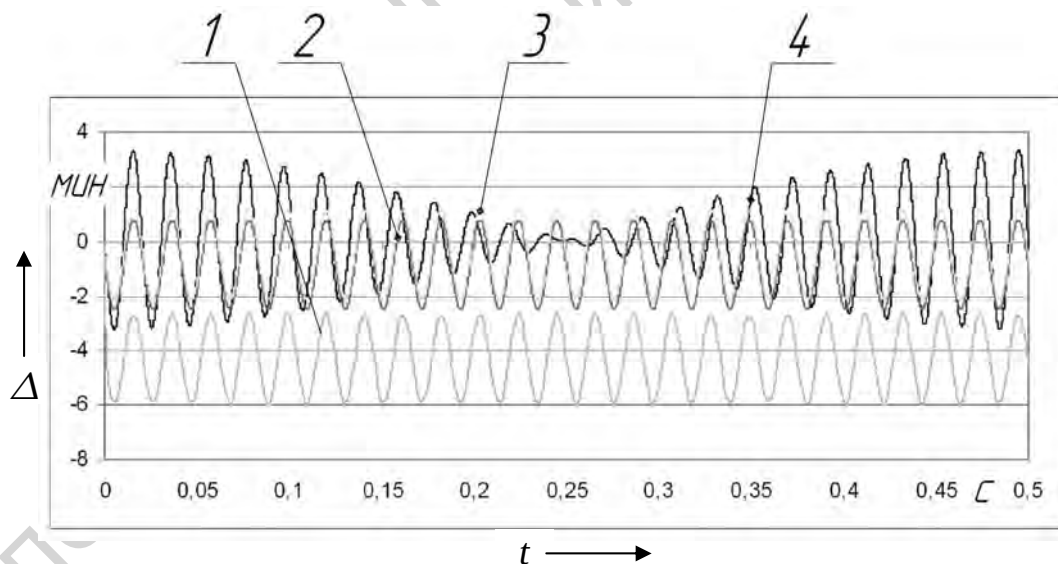
Рисунок 3.17 – Зависимость кинематической погрешности от времени при различном числе тел качения для диаметра шарика 12 мм



1 – 2 шарика; 2 – 3 шарика; 3 – 4 шарика; 4 – 5 шариков; 5 – 6 шариков; 6 – 7 шариков; 7 – муфта на основе шарнира Гука

Рисунок 3.18 – Зависимость кинематической погрешности от времени при различном числе тел качения для диаметра шарика 15 мм

Определившись с наиболее благоприятным числом тел качения для угловой муфты, проведем анализ зависимости кинематической погрешности от диаметра тел качения. На рисунке 3.19 представлены графики для муфты с диаметрами тел качения 10, 12 и 15 мм как наиболее распространенных и подходящих по габаритам.



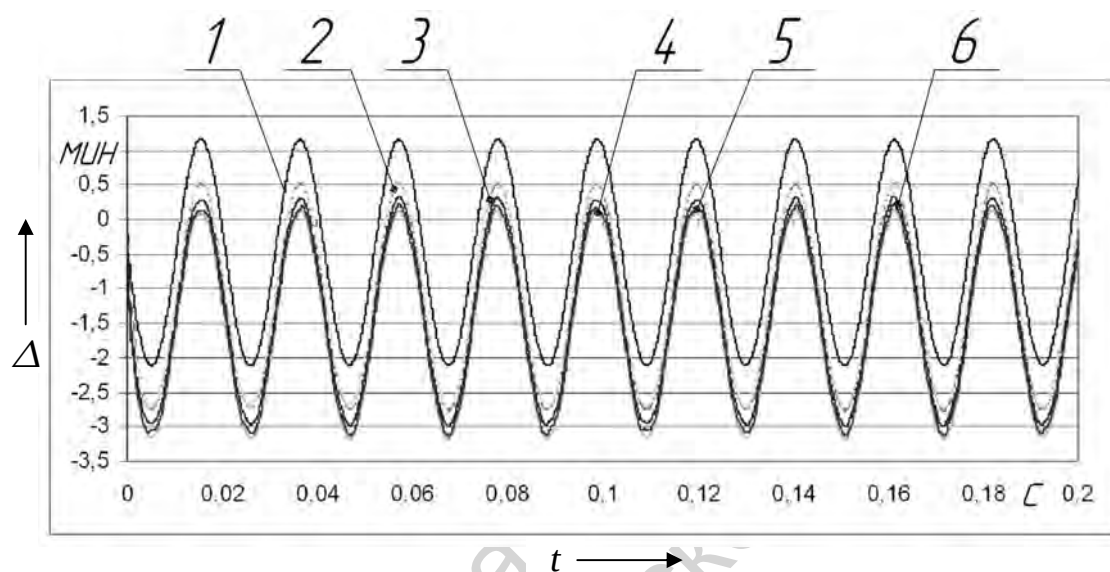
1 – Ø10 мм; 2 – Ø12 мм; 3 – Ø15 мм; 4 – муфта на основе шарнира Гука

Рисунок 3.19 – Зависимость кинематической погрешности от времени при различных диаметрах тел качения

Графические зависимости (см. рисунок 3.19) позволяют сделать вывод, что диаметр тел качения незначительно влияет на величину кинемати-

ческой погрешности муфты. Однако при уменьшении диаметра величина зазора в зацеплении муфты увеличивается, что негативно сказывается на работе муфты в момент пуска мотор-редуктора.

Далее рассматривается влияние погрешности изготовления выходного вала угловой муфты на ее кинематическую погрешность. На рисунке 3.20 показана зависимость кинематической погрешности от погрешности изготовления пазов. Рассматривается только положительное отклонение, т. к. при отрицательном отклонении размера муфта не будет собираться.



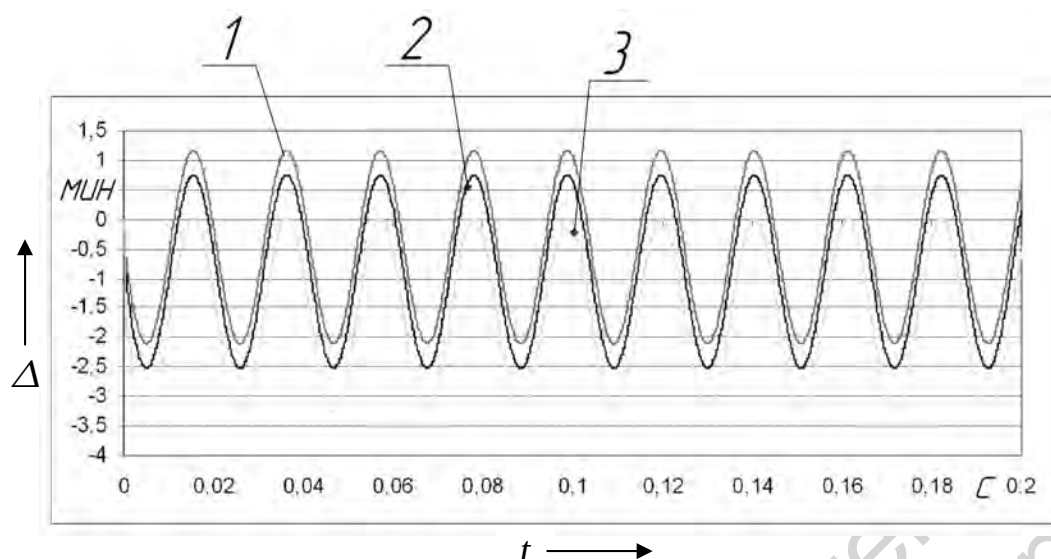
1 – Ø80 мм; 2 – Ø80,2 мм; 3 – Ø80,4 мм; 4 – Ø80,6 мм; 5 – Ø80,8 мм; 6 – Ø81 мм

Рисунок 3.20 – Зависимость кинематической погрешности от времени при погрешности расположения пазов на выходном валу

Графические зависимости (см. рисунок 3.20) позволяют сделать вывод, что значение кинематической погрешности для всех рассматриваемых вариантов остается неизменным. Происходит лишь увеличение зазора в зацеплении, который выбирается при пуске. Также видно, что наибольшего значения зазор достигает при начальном отклонении размера, затем он увеличивается весьма незначительно. Главным образом увеличения кинематической погрешности не происходит потому, что базирующей поверхностью является цилиндрическая поверхность выходного звена, а не пазы.

На рисунке 3.21 представлены графики изменения кинематической погрешности при отклонении размера базирующей цилиндрической поверхности на выходном валу.

Анализируя данные графики, можно сделать вывод, что амплитуда значений кинематической погрешности также не зависит от отклонения размеров базирующей поверхности, но отклонения вызывают появление зазоров, а также колебаний, которые вызваны тем, что роль базы берут на себя тела качения и пазы на выходном валу.



1 – Ø80 мм; 2 – Ø80,1 мм; 3 – Ø80,2 мм; 4 – Ø80,3 мм

Рисунок 3.21 – Зависимость кинематической погрешности от времени при погрешности базировочной поверхности на выходном валу

3.3 Разработка конструкции прецессионного мотор-редуктора для привода шнекового конвейера установки нории FPK-50

Установка нории предназначена для вертикальной транспортировки зерновых культур и кукурузы, семян зернобобовых и масличных растений, фуражного корма, сыпучих материалов мелко- и среднезернистых, а также россыпью в комочках с нижнего уровня на высший (рисунок 3.22). Процесс непрерывен и применяется ручная либо механическая загрузка. Нория может быть приспособлена к работе в технологических линиях.

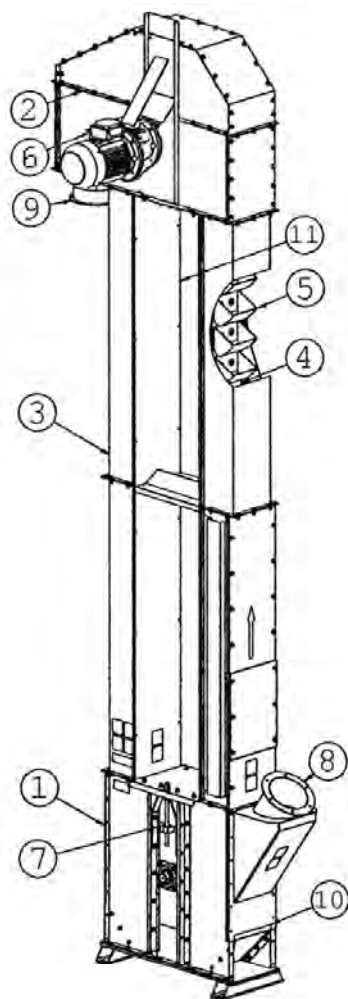
Особенностью привода, используемого в нории, является то, что редуктор не должен иметь встроенный в его конструкцию выходной вал, а крутящий момент передается на вал барабана, приводящего в движение ремень с ковшиками.

Основные технические характеристики нории FPK-50:

производительность на зерне.....	30 т/ч
скорость ленты	3 м/с
ширина ленты	200 мм
шаг ковшей.....	148 мм
установленная мощность.....	5,5 кВт
максимальная высота.....	35000 мм
масса	1650 кг.

В настоящее время в качестве привода для норий, поставляемых предприятиям сельского хозяйства ОАО «Казимировский опытно-экспериментальный завод», используются редукторы итальянской фирмы «Тра-

мек», комплектуемые польскими электродвигателями. Однако в случае выхода из строя их нельзя заменить на белорусские аналоги. Поэтому в рамках договора творческого сотрудничества между ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» (г. Могилев) и ОАО «Казимировский опытно-экспериментальный завод» (г. Могилев) была разработана конструкторско-технологическая документация и изготовлены два опытных образца прецессионных редукторов для привода нории. Исходные данные для проектирования мотор-редуктора для привода нории представлены в таблице 3.1.



1 – секция загрузки; 2 – секция разгрузки; 3 – промежуточная секция; 4 – ремень нории; 5 – ковшик; 6 – прецессионный мотор-редуктор; 7 – натяжитель ремня; 8 – загрузочное отверстие; 9 – отверстие высыпа; 10 – задвижка люка для очистки; 11 – корпус отверстия для консервации ремня и замены ковшиков

Рисунок 3.22 – Устройство установки нории типа FPK-50

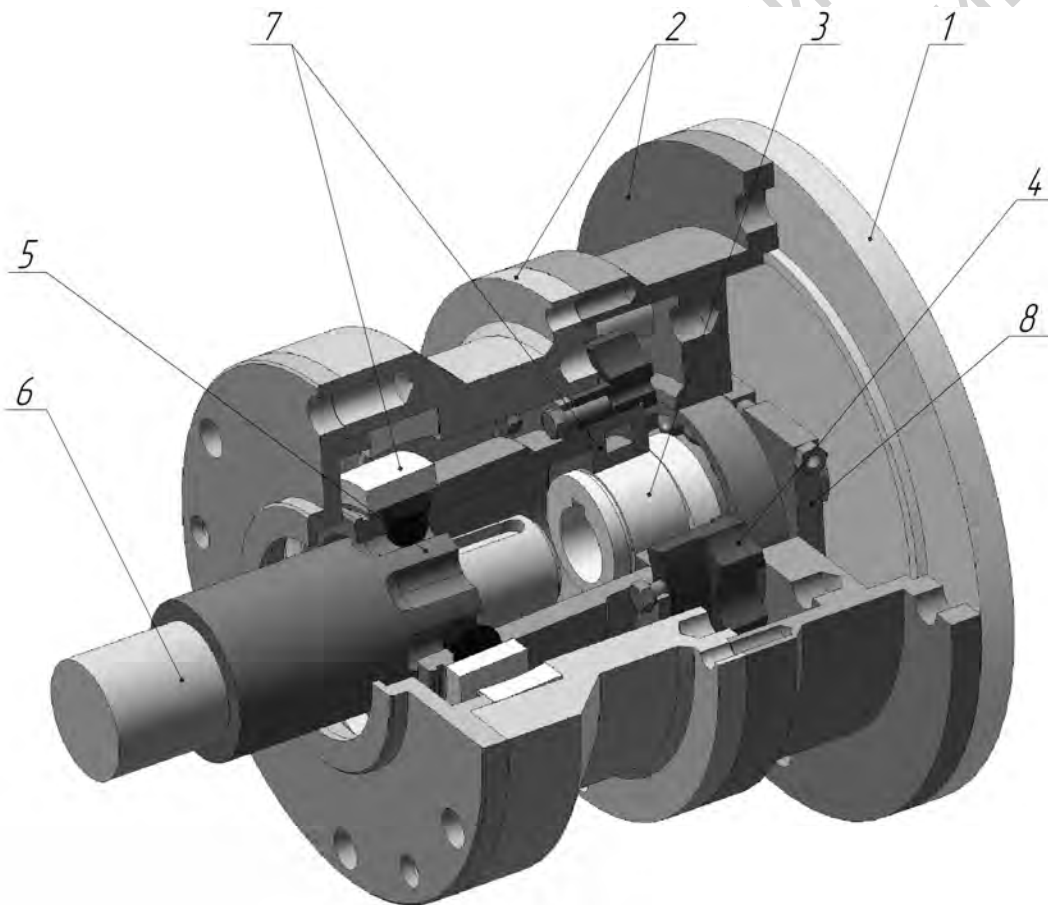
Таблица 3.1 – Исходные данные для проектирования мотор-редуктора

Тип электродвигателя	Передаточное отношение	Частота вращения входного вала, мин ⁻¹	Момент на выходном валу, Н·м	Передаваемая мощность, кВт
4A100S2Y3	15	2860	250	5,5

На рисунке 3.23 приведен общий вид прецессионного редуктора для привода нории ФРК-50; на рисунке 3.24 – его конструкция.

Принцип работы редуктора состоит в следующем. При вращении входного вала электродвигателя 1 с жестко посаженной на нем косой втулкой 3 сателлит 4, благодаря наличию сферических подшипников 7 и 8, совершает колебательное движение. При этом одновременно происходит взаимодействие зубчатого венца сателлита 4 с неподвижно закрепленными в корпусе 2 коническими роликами 6, в результате чего сателлит 4 получает вокруг своей оси также вращение. Вращение с сателлита 4 передается на жестко связанный с ним стакан 9, а далее – на выходной вал 10 с помощью угловой муфты 11. Статическое уравнивание данной конструкции возможно благодаря противовесу 5.

На рисунке 3.25 представлен общий вид изготовленных мотор-редукторов.



1 – электродвигатель; 2 – корпус; 3 – эксцентрик; 4 – сателлит; 5 – угловая муфта; 6 – вал нории, 7 – сферический подшипник; 8 – противовес

Рисунок 3.23 – Общий вид прецессионного редуктора для привода нории

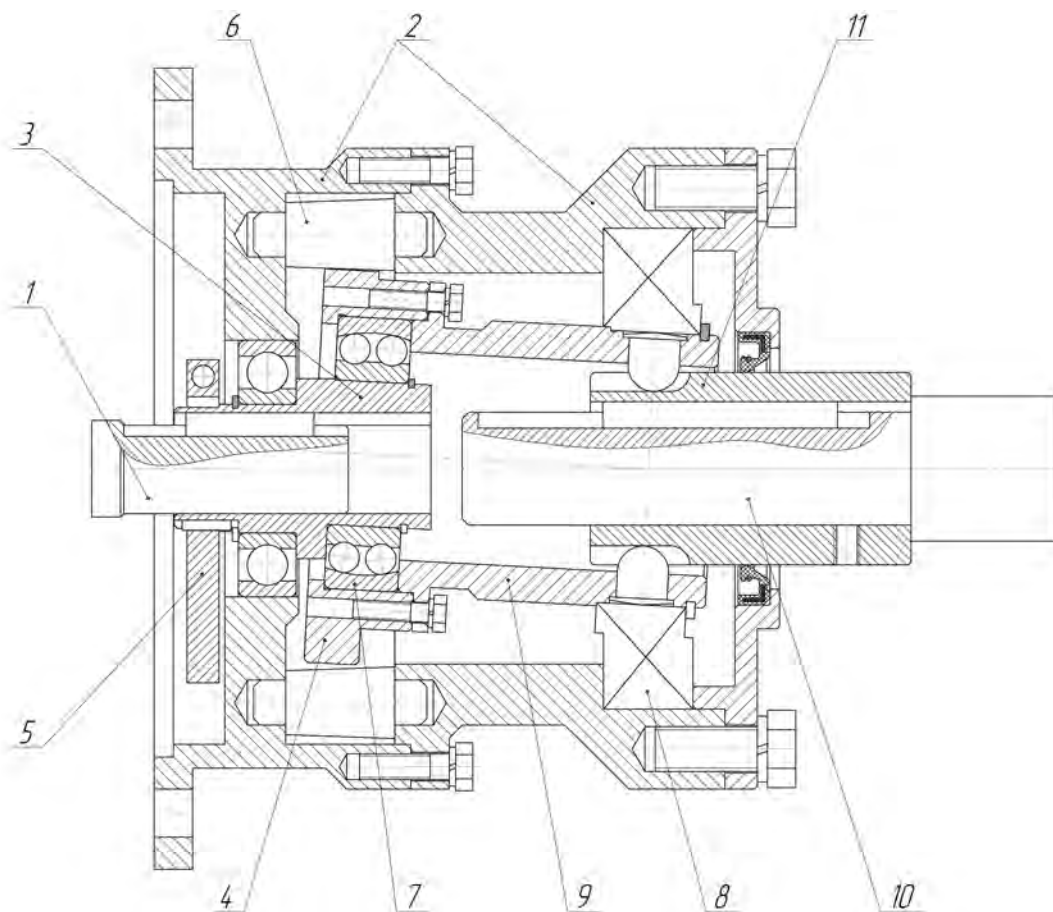


Рисунок 3.24 – Общий вид мотор-редуктора на базе ППП типа К-Н-V с передаточным отношением 15



Рисунок 3.25 – Общий вид прецессионных мотор-редукторов для установки на нории

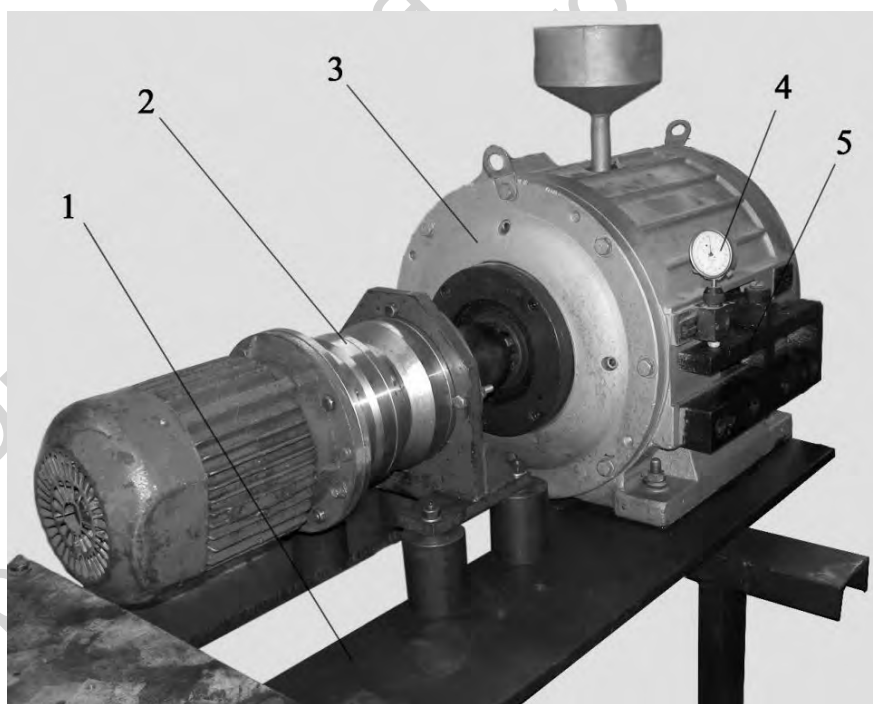
3.3.1 Испытания прецессионного мотор-редуктора для проверки его работоспособности. Испытания проводились в лаборатории по прецессионным передачам кафедры «Теоретическая механика» Белорусско-Российского университета на стенде [24, 26], разработанном под руководством д-ра техн. наук, проф. П. Н. Громыко.

Общий вид испытательного стенда с испытываемым прецессионным мотор-редуктором представлен на рисунке 3.26.

Тормозящий момент создается электромагнитным порошковым тормозом ПТ-250М1. Величина тормозного момента определялась путем измерения деформации упругого элемента (скоба 5) с помощью часового индикатора 4 с ценой деления 0,01 мм с точностью $\pm 10\%$.

Для проверки работоспособности прецессионный мотор-редуктор проходил обкатку без нагрузки в течение 5 ч и под нагрузками с постоянным моментом на выходном валу, равными 100, 200, 300 Н·м, в течение 20 ч под каждой из указанных нагрузок.

После проведения испытаний мотор-редуктор был разобран и осуществлен его визуальный осмотр. Наблюдались следы приработки зубчатого зацепления, а также компонентов угловой муфты. Пластической деформации, выкрашивания и сколов на контактирующих поверхностях не было выявлено.



1 – основание стенда; 2 – испытываемый прецессионный мотор-редуктор; 3 – порошковый тормоз; 4 – индикатор; 5 – скоба

Рисунок 3.26 – Общий вид стенда для испытания мотор-редукторов

Испытания по определению кинематической погрешности прецессионного мотор-редуктора.

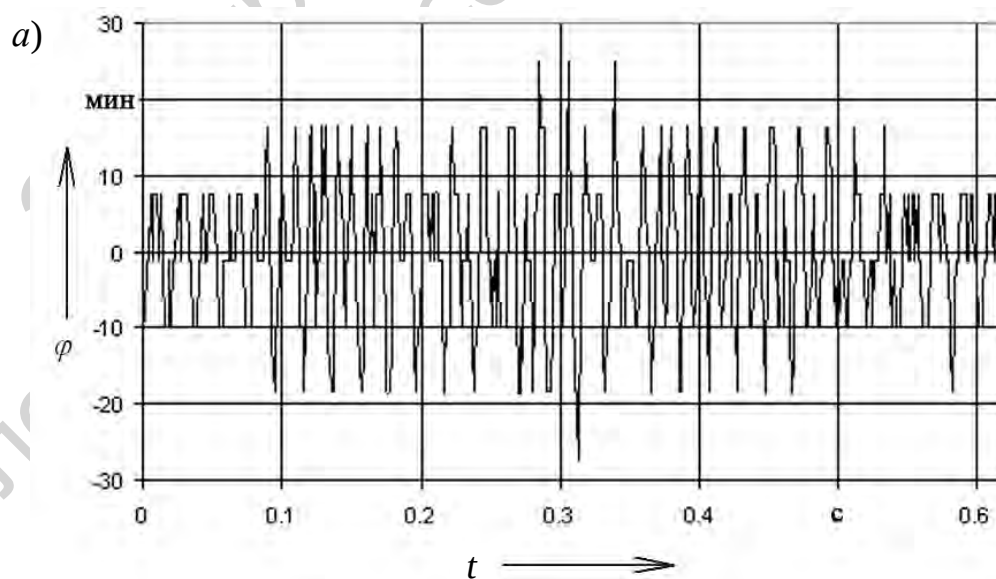
В процессе проверки работоспособности прецессионного мотор-редуктора были проведены испытания с целью определения кинематической погрешности.

Для этого вышеописанный стенд был оборудован датчиками угловых перемещений BE178AB.5B-TTL, установленными на входной вал электродвигателя (с обратной стороны двигателя) и на валу электромагнитного порошкового тормоза.

Показания датчиков измерялись специализированной платой NI USB-6009 сбора данных, которая имеет частоту оцифровки поступающих каналов 48 кГц, а также возможность подключения до 8 каналов аналогового входа. Для обработки полученной информации использовался программный пакет LabVIEW 7.1.

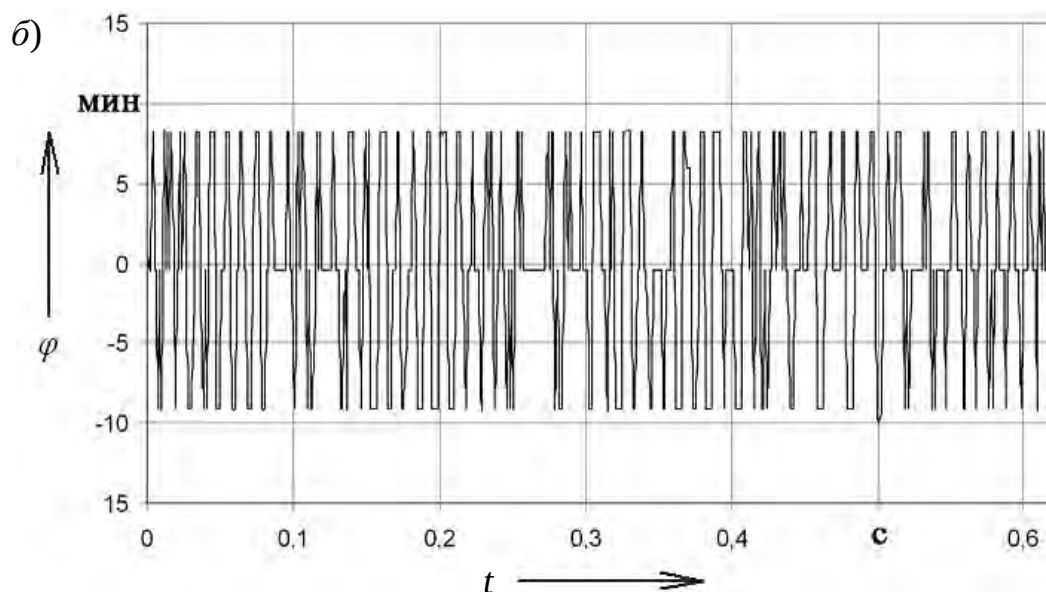
В ходе испытаний последовательно снимались кинематические показатели с испытываемого прецессионного мотор-редуктора при нагрузке на выходном валу 0 и 300 Н·м. В результате были получены массивы данных, которые передавались в Microsoft Excel и обрабатывались с помощью разработанного программного модуля, созданного на языке программирования Visual Basic for Application. Модуль автоматически отслеживал число импульсов, соответствующих полному обороту входного и выходного валов, с датчиков углового положения и с учетом передаточного отношения мотор-редуктора определял значения кинематической погрешности и строил ее графическую зависимость от времени, выраженную в угловых минутах.

Результаты измерения кинематической погрешности прецессионного редуктора показаны на рисунке 3.27.



а — без нагрузки на выходном валу; б — при нагрузке на выходном валу, равной 300 Н·м

Рисунок 3.27 — Графики зависимости кинематической погрешности прецессионного мотор-редуктора от времени



Окончание рисунка 3.27

Анализ графиков (см. рисунок 3.27) позволяет сделать следующие выводы. При работе без нагрузки кинематическая погрешность мотор-редуктора имеет наибольшую величину. Максимальное значение кинематической погрешности составляет 50 угловых минут. Снижение значения кинематической погрешности при испытании экспериментального образца прецессионного мотор-редуктора имело место при нагрузке 300 Н·м. Максимальное значение кинематической погрешности при этом составляет 18 угловых минут.

Испытания по определению КПД прецессионного мотор-редуктора.

На вышеописанном стенде были также проведены испытания прецессионного мотор-редуктора. Как известно, КПД механической передачи определяется по следующей формуле:

$$\eta = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1}, \quad (3.15)$$

где M_1 – момент на входном валу, Н·м;

M_2 – момент на выходном валу, Н·м;

ω_1 – угловая частота вращения на входном валу, рад/с;

ω_2 – угловая частота вращения на выходном валу, рад/с.

Параметры, входящие в формулу для нахождения КПД при проведении стендовых испытаний, были получены следующим образом.

Момент на входном валу M_1 рассчитывался на основе измерений

числа оборотов вала электродвигателя с помощью фотодатчика, закрепленного на валу электродвигателя. Для определения момента на входном валу мотор-редуктора предварительно в испытательном центре РУП «Могилевский завод «Электродвигатель» была произведена тарировка электродвигателя, предназначенного для использования в конструкции стенда. Благодаря данной тарировке была установлена зависимость между M_1 и ω_1 .

Значение момента на выходном валу мотор-редуктора M_2 визуально устанавливалось по показаниям индикатора скобы порошкового тормоза, а более точные численные значения определялись с помощью заранее оттарированного датчика углового положения. Угловые частоты вращения выходного вала ω_2 мотор-редуктора находились также на основе показаний фотодатчика, установленного на валу порошкового тормоза. Сбор и обработка данных проводились так же, как и при вычислении кинематической погрешности.

Полученные значения КПД опытного прецессионного мотор-редуктора при нагрузке 300 Н·м представлены на графике (рисунок 3.28).

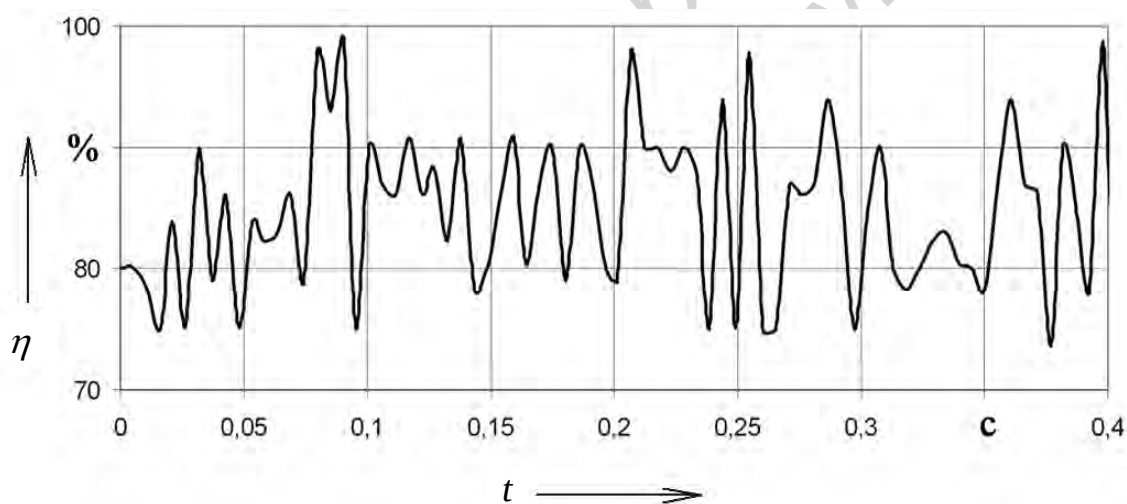


Рисунок 3.28 – График зависимости КПД прецессионного мотор-редуктора от времени при нагрузке 300 Н·м

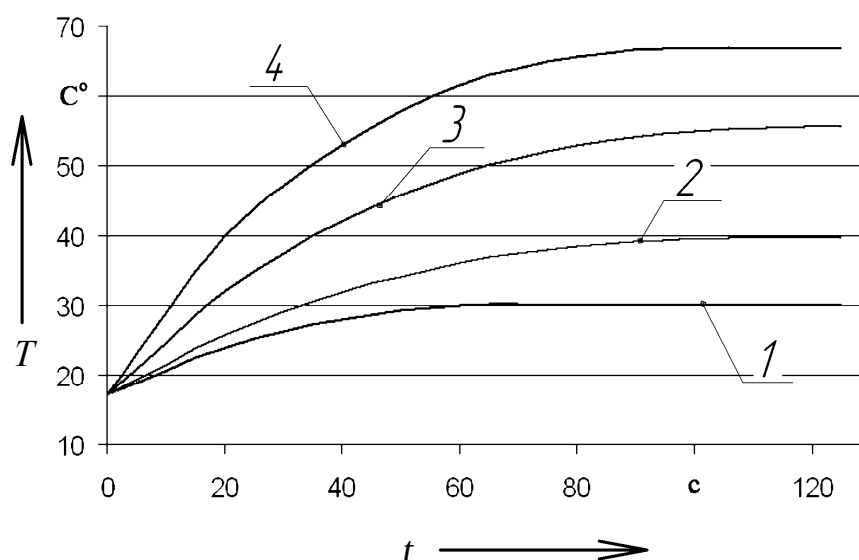
Расчетное среднее значение КПД прецессионного мотор-редуктора при нагрузке 300 Н·м составило 87 %.

Испытания по определению температурного режима работы прецессионного мотор-редуктора.

Для определения температурного режима работы прецессионного мотор-редуктора были проведены 4 серии его испытаний при нагрузках на выходном валу 0, 100, 200 и 300 Н·м в течение 2 ч. Каждые 20 мин измерялась температура в пяти контрольных точках при помощи цифрового мультиметра M890G и термопары. Точность измерения 0,5 °С.

По полученным данным была построена графическая зависимость максимального значения температуры прецессионного мотор-редуктора от времени при различных режимах нагружения.

Из графиков (рисунок 3.29) видно, что температура прецессионного мотор-редуктора стабилизируется при работе без нагрузки на значении 30 °С, при нагрузке 100 Н·м – на значении 40 °С, при нагрузке 200 Н·м – на значении 55 °С, при нагрузке 300 Н·м – на значении 65 °С.



1 – без нагрузки; 2 – нагрузка 100 Н·м; 3 – нагрузка 200 Н·м; 4 – нагрузка 300 Н·м

Рисунок 3.29 – Температурный режим работы мотор-редуктора при различной нагрузке

Эксплуатационные испытания на зерноочистительно-сушильном комплексе.

Для проведения эксплуатационных испытаний опытный мотор-редуктор был установлен в качестве привода нории (рисунок 3.30) для зерноочистительно-сушильного комплекса КЗСК-30 на КСУП «Экспериментальная база «Дашковка» (рисунок 3.31). Данный комплекс предназначен для очистки зерна от легких загрязнений, сушки влажного зерна до необходимых параметров и отгрузки его на транспорт.

В ходе испытаний мотор-редуктор проработал в составе комплекса весь период уборочной компании 2012 г. К его работе замечаний не было. По завершении испытаний была проведена разборка мотор-редуктора и осуществлен визуальный осмотр его деталей, который показал отсутствие износа и дефектов.



Рисунок 3.30 – Испытания мотор-редуктора в составе привода нории



Рисунок 3.31 – Зерноочистительно-сушильный комплекс КЗСК-30 на КСУП «Экспериментальная база «Дашковка» с установленным мотор-редуктором в качестве привода нории

3.3.2 Анализ распределения полей скоростей скольжения контактирующих зубьев планетарной прецессионной передачи. Проектирование редуцирующих устройств на базе планетарной прецессионной передачи (ППП) [40] с заданным ресурсом работы невозможно без определения относительных скоростей скольжения контактирующих поверхностей зубьев центрального колеса и сателлита. Соответствующие аналитические зависимости позволят произвести оптимизацию параметров PPP по критерию минимизации их значений, а также перейти к определению скоростей износа, коэффициента относительного скольжения и непосредственно к установлению ресурса работы проектируемой передачи.

Ранее в [52, 57] аналитические зависимости для определения скоростей скольжения контактирующих поверхностей PPP ввиду введения большого количества допущений при их получении позволяли рассчитать лишь усредненные значения. Это затрудняло проведение оптимизации параметров PPP, и расчет ресурса ее работы являлся весьма приблизительным. С появлением современных высокопроизводительных ЭВМ стало возможным, представив контактирующую поверхность в виде массива точек, с высокой точностью определять их скорости.

Далее приведена методика определения скоростей скольжения точек боковой поверхности зубьев сателлита, контактирующего с внутренними зубьями центрального неподвижного колеса, а также результаты анализа полей скоростей скольжения, полученных с помощью разработанной методики.

Методика расчета скоростей скольжения.

Расчет скоростей скольжения точек контакта зубьев сателлита и центрального колеса PPP тесно связан с расчетом геометрии зубьев эвольвентных колес. В [60] приведена методика расчета координат точек поверхности зубьев сателлита PPP, на основе которых возможно получение его твердотельной модели. Математически модель зубьев сателлита PPP в [60] представлена в виде матрицы, содержащей координаты точек поверхности зуба.

$$I = \begin{bmatrix} x_1 & \dots & x_i & \dots & x_q \\ y_1 & \dots & y_i & \dots & y_q \\ z_1 & \dots & z_i & \dots & z_q \\ \varphi_1 & \dots & \varphi_i & \dots & \varphi_q \end{bmatrix}, \quad (3.16)$$

где x_i, y_i, z_i — координаты i -й точки;

φ_i — угол поворота кривошипа, при котором данная точка входит в контакт с поверхностью зуба центрального колеса;

q – количество точек.

Так как зубья центрального колеса неподвижны, то скорости точки контакта сателлита будут являться скоростями относительного скольжения и могут быть определены, учитывая, что сателлит ППП совершает сферическое движение, согласно известной формуле Эйлера, следующим образом:

$$\vec{v}_i = \vec{\omega} \cdot \vec{r}_i, \quad (3.17)$$

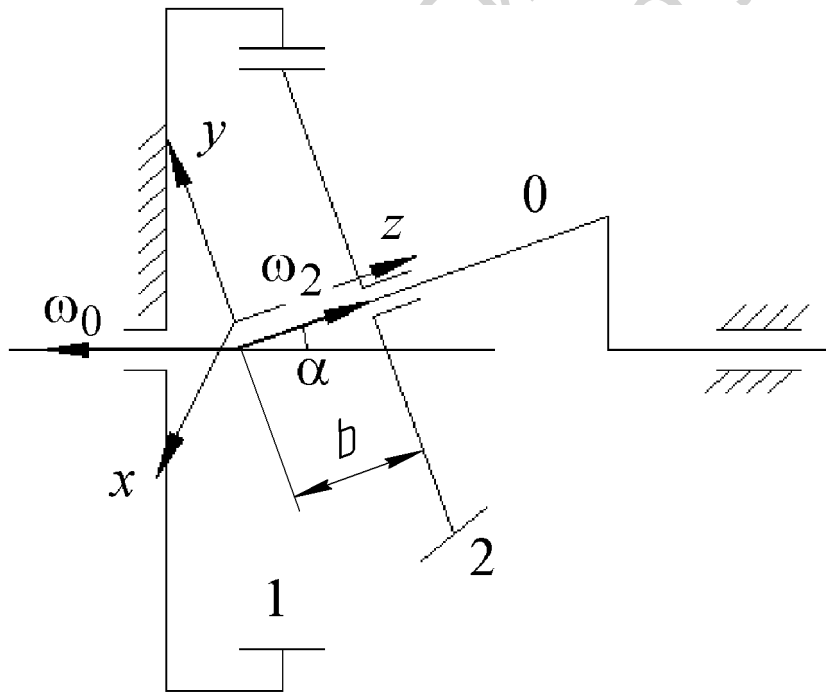
где $\vec{\omega}$ – угловая скорость сферического движения сателлита;

$\vec{r}_i$ – радиус-вектор рассматриваемой точки контакта.

Радиус-вектор $\vec{r}_i$ определяется на основе координат точек x_i , y_i и z_i , взятых из матрицы (3.16).

Угловая скорость сферического движения сателлита $\vec{\omega}$ складывается из угловой скорости $\vec{\omega}_0$ вращения кривошипа и угловой скорости $\vec{\omega}_2$ вращения сателлита относительно кривошипа (рисунок 3.32):

$$\vec{\omega} = \vec{\omega}_0 + \vec{\omega}_2. \quad (3.18)$$



0 – кривошип; 1 – центральное колесо; 2 – сателлит

Рисунок 3.32 – Схема ППП

Модуль угловой скорости $\vec{\omega}_2$ определится как

$$\omega_2 = \omega_0 \cdot i_{21}^0, \quad (3.19)$$

где i_{21}^0 – передаточное отношение цепи сателлит–центральное колесо при неподвижном кривошипе, рассчитываемое из выражения

$$i_{21}^0 = \frac{z_1}{z_2}, \quad (3.20)$$

где z_1 – количество зубьев центрального колеса;

z_2 – количество зубьев сателлита.

Проекции угловой скорости сферического движения сателлита на оси координат, жестко связанные с сателлитом взаимосвязаны:

$$\begin{aligned} \omega_x &= \omega_{0x} + \omega_{2x}; \\ \omega_y &= \omega_{0y} + \omega_{2y}; \\ \omega_z &= \omega_{0z} + \omega_{2z}, \end{aligned} \quad (3.21)$$

где ω_{0x} , ω_{0y} , ω_{0z} – проекции угловой скорости вращения кривошипа на декартовы оси координат;

ω_{2x} , ω_{2y} , ω_{2z} – проекции угловой скорости вращения сателлита относительно кривошипа на декартовы оси координат.

Указанные выше проекции угловой скорости вращения кривошипа и угловой скорости вращения сателлита относительно кривошипа определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} \omega_{0x} &= -\omega_0 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi_2; \\ \omega_{0y} &= \omega_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi_2; \\ \omega_{0z} &= -\omega_0 \cdot \cos \alpha; \\ \omega_{2z} &= \omega_2; \\ \omega_{2x} &= 0; \\ \omega_{2y} &= 0, \end{aligned} \quad (3.22)$$

где α – угол нутации;

φ_2 – угол поворота сателлита относительно кривошипа, который определяется как

$$\varphi_2 = \varphi_0 \cdot i_{21}^0, \quad (3.23)$$

где φ_0 – угол поворота кривошипа.

Скорость скольжения i -й точки контакта сателлита может быть определена следующим образом:

$$v_{ix} = \omega_y \cdot z_i - \omega_z \cdot y_i;$$

$$v_{iy} = \omega_z \cdot x_i - \omega_x \cdot z_i;$$

$$v_{iz} = \omega_x \cdot y_i - \omega_y \cdot x_i.$$

Модуль данной скорости

$$v_i = \sqrt{v_{ix}^2 + v_{iy}^2 + v_{iz}^2}. \quad (3.24)$$

Матрица (3.16) содержит кроме координат точек контакта также значения углов поворота кривошипа φ_i . Это позволяет на ее основе получать новые матрицы, включающие координаты точек контакта при конкретном значении угла поворота кривошипа φ_0 , входящем в формулу (3.23). На основе выражения (3.24) можно получать значения скоростей контакта точек при заданном значении угла поворота кривошипа, образующих в данный момент взаимодействия сателлита и центрального колеса контактную линию.

Однако для определения скоростей износа контактирующих поверхностей зубьев ППП и ресурса ее работы более интересным представляется анализ распределения полей скоростей скольжения по боковой поверхности зуба сателлита. Необходимо знать скорость каждой точки поверхности зуба сателлита вне зависимости, в какой момент времени, т. е. при каком положении сателлита, точка имела контактное взаимодействие.

Используя программное обеспечение, осуществляется расчет скоростей скольжения каждой точки сателлита, результаты которого представляются в виде матрицы

$$V = \begin{bmatrix} x_1 & \dots & x_i & \dots & x_q \\ y_1 & \dots & y_i & \dots & y_q \\ z_1 & \dots & z_i & \dots & z_q \\ V_1 & \dots & V_i & \dots & V_q \end{bmatrix}, \quad (3.25)$$

где V_i — скорость скольжения i -й точки контакта сателлита.

Следующим этапом методики определения скоростей скольжения является их визуализация на поверхности зуба. Для этого весь диапазон полученных скоростей скольжения разбивается на интервалы. Их количество выбирается произвольно. Каждому интервалу присваивается свой оттенок. Самый светлый оттенок означает наиболее высокие значения скоростей относительного скольжения точек контакта сателлита, а наиболее темный соответствует минимальным значениям указанных скоростей. Таким образом, полученная модель боковой поверхности зубьев сателлита

представляет собой точечную поверхность, причем каждая точка имеет отенок, обозначающий интервал, в котором находится значение ее скорости скольжения. Для визуализации полей скоростей скольжения точки поверхности зуба сателлита одинакового оттенка объединяют в одну область. В результате получаем на боковой поверхности зуба сателлита поле распределения скоростей скольжения.

Пользуясь вышеприведенной методикой определения скоростей относительного скольжения, может быть определен один из наиболее значимых показателей зацепления ППП. Это – коэффициент относительного скольжения. Для определения указанного коэффициента необходимо знать окружную скорость в зацеплении ППП. Для этого также воспользуемся вышеполученными координатами точек контакта боковой поверхности зуба сателлита, содержащимися в матрице (3.16). Окружная скорость

$$v_{ir} = \omega_0 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \sqrt{x_i^2 + y_i^2 + z_i^2}, \quad (3.26)$$

где ω_0 – угловая скорость кривошипа;

z_2 – количество зубьев сателлита.

Коэффициент скольжения в зацеплении ППП находим по формуле

$$\lambda = \frac{v_i}{v_{ir}}. \quad (3.27)$$

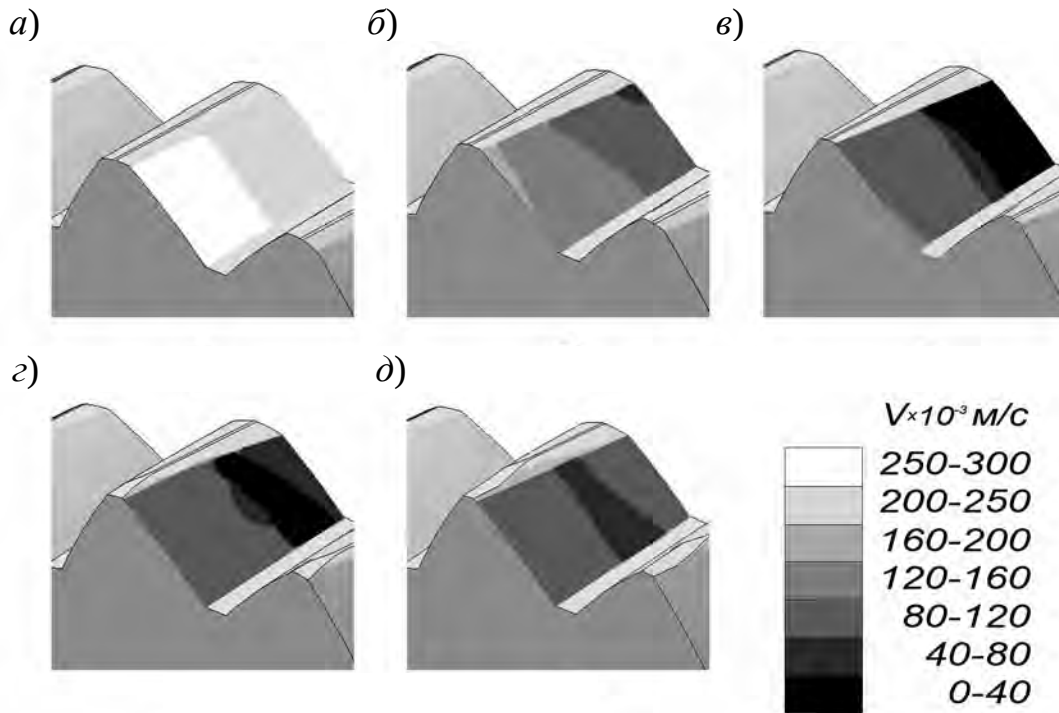
После того, как разработана методика определения скоростей скольжения точек контакта сателлита, перейдем непосредственно к анализу распределения скоростей и изучению влияния основных параметров ППП на данное распределение.

Результаты эксперимента и их анализ.

Для анализа была смоделирована ППП с передаточным отношением 24, при этом скорость вращения входного вала бралась $n = 1440$ об/мин.

На рисунке 3.33 показаны поля распределения относительных скоростей скольжения при изменении угла нутации α , т. е. угла наклона кривошипа к оси вращения входного вала (см. рисунок 3.32).

Визуальный анализ изображений позволил сделать вывод, что с увеличением угла нутации скорости относительного скольжения точек контакта боковой поверхности сателлита снижаются. Причем, если при углах нутации α от $1,5$ до $2,5^\circ$ интенсивность снижения скоростей скольжения значительна, то при углах $\alpha = 2,5^\circ$ и выше рост скоростей скольжения незначителен. В результате происходит выравнивание их значений по всем точкам боковой поверхности зуба.



$a - \alpha = 1,5^\circ$; $б - \alpha = 2^\circ$; $в - \alpha = 2,5^\circ$; $г - \alpha = 3^\circ$; $д - \alpha = 3,5^\circ$

Рисунок 3.33 – Поля распределения относительных скоростей скольжения при различных значениях угла нутации α

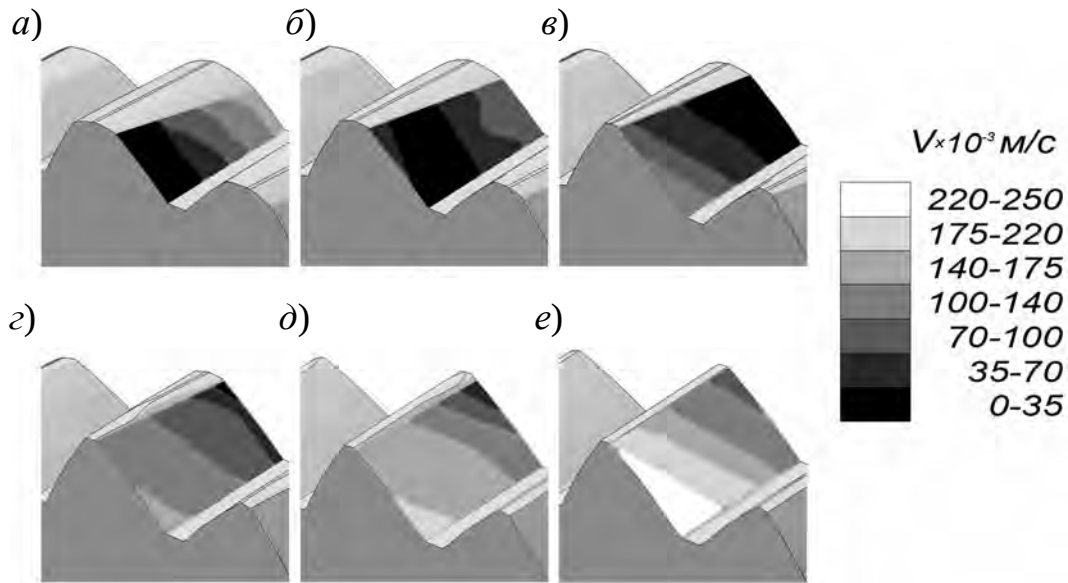
На рисунке 3.34 показаны поля распределения скоростей точек на боковой поверхности зубьев сателлита, полученных при различных расстояниях b от точки прецессии до ближайшего торцового сечения сателлита. Причем имеется так называемое расчетное расстояние b , которое определяется согласно формуле [16]:

$$b = -\frac{R_{ca}}{i \cdot \sin \alpha}, \quad (3.28)$$

где R_{ca} – радиус впадин сателлита;
 i – передаточное отношение ППП;
 α – угол нутации.

Обозначив отклонение от данного расчетного расстояния Δb , получим поля распределения скоростей скольжения при изменении рассматриваемого отклонения.

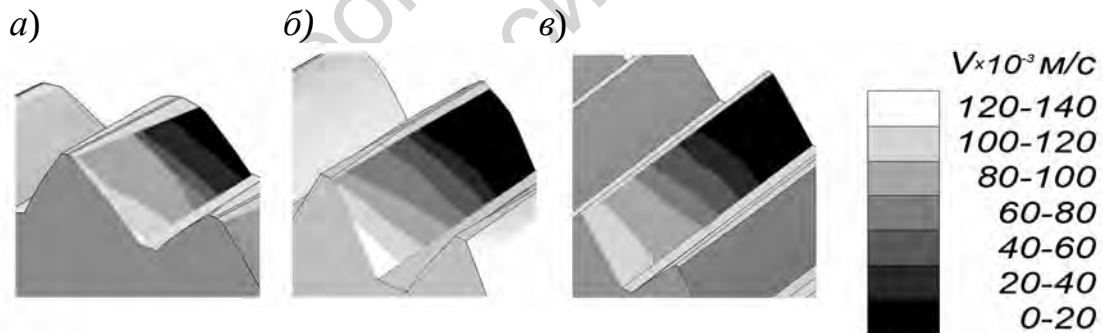
На основе анализа изображений (см. рисунок 3.34) можно сделать вывод, что наибольшие относительные скорости скольжения наблюдаются при увеличении расчетного расстояния от точки прецессии до ближайшего торцового сечения сателлита. При уменьшении расчетного расстояния от точки прецессии происходит вначале уменьшение скоростей относительного скольжения на боковой поверхности зуба, а затем – снова их рост.



$a - \Delta b = -10$; $b - \Delta b = -5$; $c - \Delta b = 0$; $d - \Delta b = +5$; $e - \Delta b = +10$; $e - \Delta b = +15$

Рисунок 3.34 – Поля распределения относительных скоростей скольжения при различных расстояниях b (от ближайшего торцового сечения сателлита до точки преломления)

Анализ распределения полей скоростей скольжения при различной разнице между числом зубьев центрального колеса и сателлита показал, что поля распределения скоростей идентичны, т. е. влияние указанной разницы на значение скоростей скольжения не сказывается (рисунок 3.35).



$a - z_2 - z_1 = 1$; $b - z_2 - z_1 = 2$; $c - z_2 - z_1 = 3$

Рисунок 3.35 – Поля распределения относительных скоростей скольжения на боковой поверхности зубьев сателлита при различной разности $z_2 - z_1$ между числом зубьев центрального колеса и сателлита

Было рассмотрено также влияние формы зубьев сателлита, численно выраженной через коэффициент смещения исходного контура, на картину полей скоростей скольжения. Изображения, отражающие указанное влияние, представлены на рисунке 3.36.

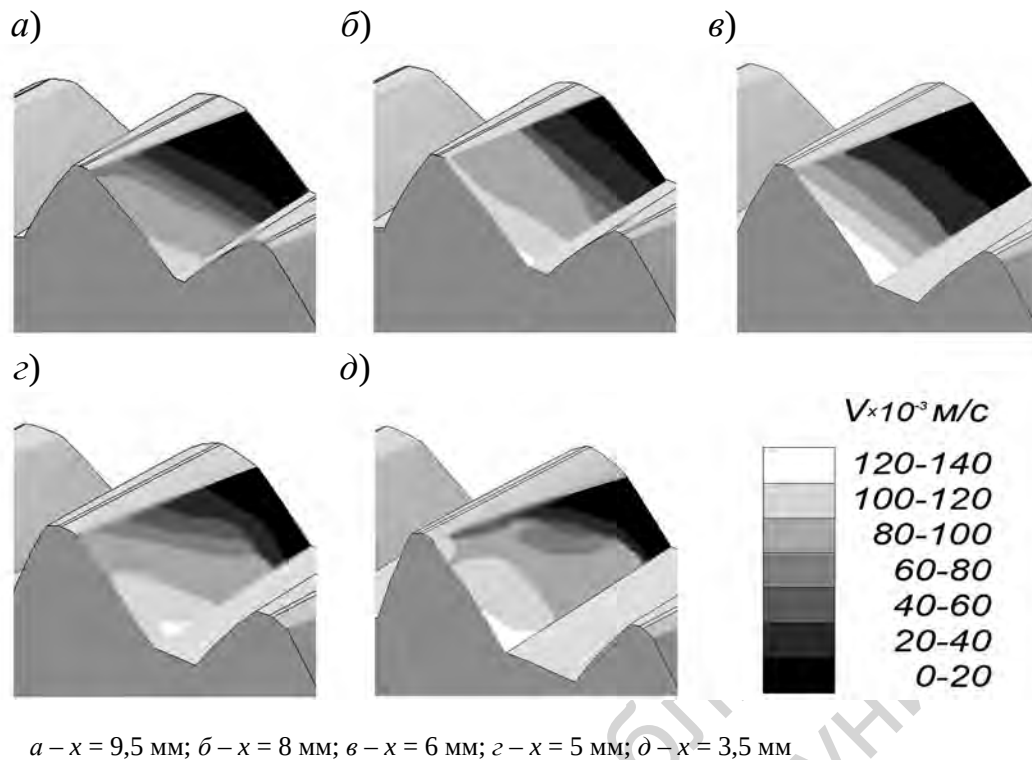


Рисунок 3.36 – Поля распределения относительных скоростей скольжения на боковой поверхности зубьев сателлита при различных значениях смещения исходного контура

Анализ полей распределения исходного контура позволяет сделать вывод, что при увеличении коэффициента смещения исходного контура происходит снижение скоростей относительного скольжения.

Выводы

1 Для обеспечения минимизации скоростей относительного скольжения точек контакта зубьев сателлита необходимо:

- использовать углы нутации в интервале от 2 до 5°;
- брать расчетное значение расстояния b от точки прецессии до ближайшего торцового сечения сателлита;
- коэффициент смещения брать по возможности максимальным исходя из геометрического и технологического критериев существования прецессионного зацепления.

2 Разница между числом зубьев центрального колеса и сателлита не оказывает влияния на картину распределения скоростей относительного скольжения.

3 Методика расчета относительных скоростей скольжения позволяет определять коэффициент относительного скольжения ППП.

Заключение

В работе приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований планетарной прецессионной передачи, а также разработанные на основе созданных методик конструкции прецессионных редуцирующих механизмов.

Предложены структурная схема планетарной прецессионной передачи с коническими роликами, обеспечивающая повышение эксплуатационных характеристик лебедки подъемно-тягового аварийно-спасательного устройства грузоподъемностью 500 кг (снижение массы более чем в 2,5 раза, габаритных размеров – в 2 раза) по сравнению с выпускаемым серийно аналогом RUP 503 производства фирмы «Протект» (Польша), и структурная схема прецессионного редуцирующего механизма типа 2К-Н с подвижными коническими роликами, обеспечивающая снижение массы и габаритных размеров электрической сельскохозяйственной лебедки (снижение массы лебедки с 58 до 42 кг, габаритных размеров – в 1,2 раза) по сравнению с выпускаемым серийно аналогом на предприятии РУП завод «Могилевлифтмаш».

Получены формула для расчета передаточного отношения прецессионного редуцирующего механизма ручной лебедки, учитывающая неравномерность скорости намотки каната на барабан при его прецессионном движении, позволившая определить передаточное отношение, которое при грузоподъемности 500 кг обеспечивает усилие на рукоятке не более 160 Н, а также необходимую в условиях проведения аварийно-спасательных работ скорость подъема груза в диапазоне 1,5–3 м/мин; зависимости для расчета основных кинематических параметров электропривода сельскохозяйственной лебедки, позволяющие определить передаточное отношение исходя из обеспечения необходимой максимальной скорости рабочего органа (плуга) лебедки, а также количество роликов подвижного сателлитного колеса и числа зубьев центральных колес предложенного прецессионного редуцирующего механизма.

Установлены аналитические зависимости для определения сил и реакций в контактирующих звеньях прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами, полученные на основе его силового анализа и корректировки результатов путем введения корреляционных коэффициентов, значения которых базировались на исследовании компьютерной модели, учитывающие инерционные нагрузки, возникающие из-за неравномерности скорости намотки каната на барабан.

На основе исследований компьютерной модели лебедки с прецессионным редуцирующим механизмом, при разработке которой ее канат представлен в виде отдельных звеньев, соединенных между собой сферическими шарнирами, что позволило произвести полную имитацию намотки каната на барабан, установлено, что количество конических роликов, обеспечивающих КПД прецессионного редуцирующего механизма поряд-

ка 88–90 %, равно восьми.

Исследование напряженно-деформированного состояния элементов звеньев прецессионного редуцирующего механизма позволило установить, что значения угла конусности роликов, находящегося в диапазоне 4–4,5°, обеспечивают в зацеплении планетарного прецессионного механизма распределение нагрузки по всей ширине зуба сателлита и значение контактных напряжений до 866 МПа [32–А].

Сравнительный анализ планетарных редуцирующих механизмов типа 2К-Н с эксцентриковым и наклонным расположением кривошипа с учетом и без учета упругих деформаций звеньев позволил установить, что КПД у прецессионного роликового механизма находится на уровне 0,9 %, а у эксцентрикового – 0,75 % в случае, когда отсутствуют упругие деформации звеньев. При наличии упругих деформаций звеньев показатели планетарной роликовой передачи (КПД и плавность вращения выходного вала) снижаются незначительно, в среднем на 5 %, в то время как в эксцентриковой роликовой передаче происходит резкое падение указанных показателей.

Разработана методика расчета прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами, полученная с использованием методов компьютерного моделирования, что позволило учесть при расчете параметров редуцирующего механизма многопарность зацепления и применение двухпоточной схемы, на основе которой спроектирована и изготовлена малогабаритная (150x150x120 мм), низкая по массе (7 кг) лебедка грузоподъемностью 500 кг для подъемно-тяговых аварийно-спасательных устройств.

На основе проведенных исследований разработана и передана для освоения производства конструкторская документация на ручную лебедку, разработанную на базе прецессионного редуцирующего механизма на МГК «Унитарное дорожно-строительное предприятие», по которой изготовлена партия ручных лебедок, прошедших стендовые и эксплуатационные испытания в пожарном аварийно-спасательном отряде учреждения «Могилевское областное управление МЧС».

Результаты исследований позволили также разработать и изготовить опытные образцы ручных лебедок с прецессионным роликовым зацеплением и применить их в ремонтных мастерских при выполнении монтажных и ремонтных работ на различных объектах организации ОДО «Энергосталь».

На РУП завод «Могилевлифтмаш» проведены заводские и эксплуатационные испытания опытных образцов сельскохозяйственной лебедки с прецессионным редуцирующим механизмом, разрабатывается на нее техническая документация для организации выпуска пилотной партии. Эффект от внедрения лебедки заключается в снижении массогабаритных показателей, а следовательно, в создании ее более конкурентоспособной конструкции.

Разработанные методики расчета прецессионного редуцирующего механизма могут быть использованы различными проектными организациями и предприятиями, занимающимися проектированием и изготовлением электрических лебедок.

Список литературы

1 Устройство для эвакуации из глубины типа УС: ТУ ВУ 7001921.99.002-2008. – Утв. Могилевским областным управлением МЧС 12.10.2008. – Могилев, 2008. – С. 2–5.

2 Ручная лебедка : а. с. 1470654 СССР, МКИ³ В 66 D 1/04 / Г. А. Зайцев, А. Г. Баранов, Н. В. Дроенков. – № 4023857/29-11 ; заявл. 14.02.86 ; опубл. 07. 04. 89 // Открытия. Изобрет. – 1989. – № 13. – 3 с.

3 Лебедка : пат. 2003644 РФ, МКИ⁵ В66 D1/04. / Д. М. Макаревич, П. Н. Громыко, Н. В. Понтаплев, Л. А. Шаченок ; заявитель Могилевский машиностроительный ин-т. – № 5004287/11 ; заявл. 01.07.92 ; опубл. 30.11.93 // Официальный бюл. – 1993. – № 43. – С. 81.

4 Таль : а. с. 1562299 СССР, МКИ³ В 66 D 1/04 / А. А. Шишкин. – № 4342217/27-11 ; заявл. 14.12.87 ; опубл. 07.05.90 // Открытия. Изобрет. – 1990. – № 17. – 3 с.

5 **Макаревич, С. Д.** Разработка устройства для эвакуации из глубины для проведения аварийно-спасательных работ подразделениями МЧС / С. Д. Макаревич // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Респ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Могилев, 27 января 2005 г. / Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2005. – С. 48.

6 **Макаревич, С. Д.** Разработка механизмов и устройств на базе планетарных передач для проведения аварийно-спасательных работ подразделениями МЧС / С. Д. Макаревич // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация : сб. тез. докл. III Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 7–9 июня 2005 г. / МЧС Республики Беларусь ; редкол.: Э. Р. Бариев [и др.]. – Минск, 2005. – Т. 2. – С. 106–108.

7 **Громыко, П. Н.** Разработка ручной лебедки для монтажа и ремонта контактных троллейбусных сетей / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, Д. С. Галюжин // Прогрессивные технологии, технологические процессы и оборудование : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2003. – С. 280.

8 **Скойбеда, А. Т.** Коническо-цилиндрические прецессионные редукторы : монография / А. Т. Скойбеда, П. Н. Громыко. – Минск : БГПА, 2001. – 187 с.

9 Особенности прочностного расчета прецессионной планетарной передачи / П. Н. Громыко [и др.] // *Nové smery vo výrobných technológiách: Zborník referátov.* – Prešov, 1999. – S. 409–413.

10 **Громыко, П. Н.** Исследование силовых взаимодействий в контактирующих звеньях планетарных прецессионных передач со снятием вращения на ведомый вал с помощью угловой муфты / П. Н. Громыко, А. И. Титенков // Создание и применение высокоэффективных наукоемких ресурсосберегающих технологий, машин и комплексов : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : МГТУ, 2001. – С. 140.

11 **Громыко, П. Н.** Автоматизированное проектирование коническо-цилиндрической прецессионной передачи / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский // Вестн. МГТУ. Прогрессивные технологии, оборудование, инструменты и материалы в машиностроении. – 2002. – С. 32–35.

12 **Макаревич, С. Д.** Преимущества планетарной прецессионной передачи, разработанной на основе конических роликовых тел качения / С. Д. Макаревич // Материалы Междунар. конф. молодых ученых, Могилев, 20–21 ноября 2008 г. – С. 53.

13 Планетарная прецессионная передача: пат. ВУ 11078 С2, МПК (2006), F16H 1/32 / П. Н. Громыко, Д. М. Макаревич, С. Д. Макаревич, Л. Г. Доконов ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20060411 ; заявл. 28.04.2006 ; опубл. 30.08.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 4. – С. 121.

14 **Тарг, С. М.** Краткий курс теоретической механики : учебник / С. М. Тарг. – М. : Высш. шк., 1995. – 416 с.

15 **Громыко, П. Н.** Оптимизация механических передач для малогабаритных мотор-редукторов / П. Н. Громыко // Изв. БИА. – 2000. – № 1. – С. 45–49.

16 **Громыко, П. Н.** Способы минимизации механических потерь в зацеплении при создании новых видов механических передач / П. Н. Громыко // Трение и износ. – 1995. – Т. 16, № 3. – С. 568–573.

17 **Скойбеда, А. Т.** Минимизация потерь мощности в зацеплении планетарных передач, разработанных на основе коническо-цилиндрического прецессионного зацепления / А. Т. Скойбеда, П. Н. Громыко, А. А. Стаценко // «Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare –ТМCR2001» : сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф. – Кишинев : ТУМ, 2001. – Т. 1. – С. 545–548.

18 **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – 912 с. : ил.

19 **Скойбеда, А. Т.** Использование традиционных методов обработки для формообразования зубьев сателлита коническо-цилиндрической прецессионной передачи / А. Т. Скойбеда, П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский // Современные методы проектирования машин : Респ. межведомственный сб. науч. тр. – Минск, 2004. – Т. 5. – С. 33–36.

20 Интерференция зубчатых поверхностей колес прецессионной передачи / С. Н. Хатетовский [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 1. – С. 134–141.

21 **Громыко, П. Н.** Разработка методики компьютерных исследований планетарной прецессионной передачи фрикционного типа / П. Н. Громыко, О. М. Пусков, Л. Г. Доконов // Вестн. БРУ. – 2009. – № 2. – С. 70–77.

22 **Жолобов, А. А.** Диагностирование жесткости входного вала планетарной прецессионной передачи методами компьютерного моделирова-

ния / А. А. Жолобов, П. Н. Громыко, О. М. Пусков ; под ред. С. А. Астапчика, П. А. Витязя // Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения : сб. науч. тр. – Минск : Технопринт, ПГУ, 2001. – С. 518–522.

23 **Жолобов, А. А.** К вопросу анализа деталей ППР по критериям прочности / А. А. Жолобов, О. М. Пусков // Современные направления развития производственных технологий и робототехника : материалы Международ. науч.-техн. конф. – Могилев, 1999. – С. 184.

24 Создание специализированного стенда для комплексного исследования технических характеристик мотор-редукторов / П. Н. Громыко [и др.] // Горная механика. – 2008. – № 4. – С. 75–80.

25 **Пусков, О. М.** Экспериментальные исследования многопарности зацепления планетарной прецессионной передачи / О. М. Пусков // Вестн. МГТУ. – Могилев, 2002. – № 1. – С. 111–115.

26 **Трусов, И. В.** Разработка стенда для испытания соосных мотор-редукторов / И. В. Трусов, Д. С. Галюжин, Л. Г. Доконов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Международ. науч.-техн. конф. : в 3 ч. / редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – Ч. 1. – С. 151–152.

27 Грузоподъемные машины : учебник для вузов / М. П. Александров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.

28 **Скворцов, Б. М.** Подъемно-транспортное оборудование. Каталог-справочник / Б. М. Скворцов. – М. : ЦИНТИМ, 1962. – 430 с.

29 **Громыко, П. Н.** Создание конструкции малогабаритной электрической тали на базе коническо-цилиндрической прецессионной передачи / П. Н. Громыко, Д. М. Макаревич // Интерстроймех–2001 : тр. Международ. науч.-техн. конф. – СПб., 2001. – С. 21–23.

30 **Вулгаков, Э. Б.** Соосные зубчатые передачи : справочник / Э. Б. Вулгаков. – М. : Машиностроение, 1987. – 256 с.

31 **Вулгаков, Э. Б.** Автоматизированное проектирование соосной передачи / Э. Б. Вулгаков, В. М. Ананьев // Вестник машиностроения. – 1982. – № 2. – С. 23–29.

32 **Кудрявцев, В. Н.** Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1968. – 308 с.

33 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для машиностр. спец. вузов / М. Н. Иванов. – 4-е изд., перераб. – М. : Высш.шк., 1984. – 336 с. : ил.

34 **Заблонский, К. И.** Детали машин / К. И. Заблонский. – Киев : Вища шк., 1985. – 518 с.

35 **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1975. – 656 с.

36 **Левитан, Ю. Ф.** Червячные редукторы : справочник / Ю. Ф. Левитан, В. П. Обморнов, В. И. Васильев. – Л. : Машиностроение, 1985. – 160 с.

37 **Стаценко, А. А.** Повышение КПД планетарных прецессионных передач типа 2К–Н, работающих в режиме малоцикловых нагрузок, на основе рационального выбора конструктивных параметров : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / А. А. Стаценко. – Могилев, 2005. – 174 л.

38 **Громыко, П. Н.** Научные основы создания планетарных прецессионных передач с коническо-цилиндрическим зацеплением : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02 / П. Н. Громыко. – Минск, 2002. – 444 л.

39 **Громыко, П. Н.** Исследование причин возникновения замкнутых циркулирующих мощностей в планетарной прецессионной передаче / П. Н. Громыко, А. А. Стаценко ; Могилев. машиностр. ин-т. – Могилев, 2000. – 32 с. – Деп. в БелИСА 16.05.2000, № 200038.

40 Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БГПА, 2000. – 252 с.

41 **Громыко, П. Н.** Результаты исследований и перспективы внедрения планетарных прецессионных передач / П. Н. Громыко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. : в 3 ч. / Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2008. – Ч. 1. – С. 3–9.

42 **Галюжин, Д. С.** Применение планетарной прецессионной передачи в исполнительных механизмах имитационной техники / Д. С. Галюжин, П. С. Гончаров, А. Г. Чеховский // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. конф. молодых ученых. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – С. 32.

43 **Галюжин, Д. С.** Применение планетарных прецессионных передач в редуцирующих устройствах исполнительных механизмов дорожной техники / Д. С. Галюжин, П. С. Гончаров // Современные технологии, машины и материалы для зимнего содержания автомобильных дорог : материалы Междунар. науч.-техн. конф. ; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 77 с. : ил.

44 **Бостан, И. А.** Создание планетарно-прецессионных передач с многопарным зацеплением : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02 / И. А. Бостан. – Кишинев, 1988. – 339 л.

45 **Сикирян, А. К.** К исследованию динамики планетарных прецессионных передач : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02 / А. К. Сикирян. – Кишинев, 2008. – 186 л.

46 **Вакуленко, М. И.** Вклады в исследование точности изготовления элементов зацепления прецессионной передачи : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02 / М. И. Вакуленко. – Кишинев, 2008. – 185 л.

47 **Лопатин, Д. Б.** Выбор геометрических параметров зацеплений редукторов с наклонными сателлитами из условия обеспечения максимальной износостойкости контакта / Д. Б. Лопатин, В. И. Безруков, В. М.

Рублев // Тр. Междунар. конф. «Теория и практика зубчатых передач». – Ижевск : ИжГТУ, 1996. – С. 349–354.

48 Моторный привод для высоковольтных разъединителей контактных сетей и систем электрификации железных дорог / С. Д. Макаревич [и др.] // Приводная техника. Техничко-аналитический информационный журнал. – 2004. – № 6 (52). – С. 65–70.

49 **Скворцов, Н. А.** Внутреннее эвольвентное зацепление для случая, когда разность чисел зубьев колес равна единице / Н. А. Скворцов // Расчеты на прочность в машиностроении. – М. : Машгиз, 1950. – С. 65.

50 **Громыко, П. Н.** Создание технологических профилей прецессионного колеса путем адаптации эвольвентного профиля к условиям работы планетарной прецессионной передачи / П. Н. Громыко, А. А. Стаценко, С. Н. Хатетовский // Современные проблемы машиностроения и технический прогресс : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Донецк, 1996. – С. 25.

51 **Громыко, П. Н.** Формообразование пространственных зубьев сателлита коническо-цилиндрической прецессионной передачи традиционными методами зубообработки / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, Л. Г. Доконов // Вестн. МГТУ. – 2004. – № 1. – С. 34–36.

52 Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач : монография / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с.

53 **Скойбеда, А. Т.** Формообразование поверхности зубьев сателлитных колес прецессионной роликовой передачи / А. Т. Скойбеда, П. Н. Громыко, Л. Г. Доконов // Вестн. МГТУ. – 2006. – № 1. – С. 262–266.

54 **Громыко, П. Н.** Исследование относительных скоростей скольжения в зацеплении коническо-цилиндрической прецессионной передачи / П. Н. Громыко, А. А. Стаценко, Л. Г. Доконов ; МГТУ. – Могилев, 2001. – 15 с. – Деп. в БелИСА 06.08.01, № Д–200152 // Реф. сб. неопубликуемых работ. Отчеты НИР, ОКР, ОТР, деп. науч. работы. – 2001. – Вып. 4(15). – С. 165.

55 **Громыко, П. Н.** Силовой анализ различных вариантов прецессионного зацепления / П. Н. Громыко, А. А. Стаценко, О. М. Пусков // Создание ресурсосберегающих машин и технологий : тез. докл. Респ. науч.-техн. конф., Могилев, 20–21 мая 1996 г. : в 2 ч. – Могилев, 1996. – Ч. 1. – С. 85.

56 **Доконов, Л. Г.** Анализ силовых взаимодействий в коническо-цилиндрической прецессионной передаче / Л. Г. Доконов // Материалы XXXVII студенческой науч.-техн. конф., Могилев, 21–25 мая 2001 г. / МГТУ ; редкол.: И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2001. – С. 54–56.

57 **Громыко, П. Н.** Моделирование на ЭВМ сателлитного колеса коническо-цилиндрической прецессионной передачи / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский // Теория и практика машиностроения. – 2005. – № 1. – С. 21–24.

58 **Гольдфарб, В. И.** Современный подход к разработке средств компьютерного моделирования зубатых передач / В. И. Гольдфарб, С. В. Лунин, Е. С. Трубачев // Информационная математика. – 2003. – № 1(3). – С. 103–109.

59 **Басинюк, Б. В.** Применение современных технологий при исследовании коническо-цилиндрического прецессионного редуктора / Б. В. Басинюк, Д. С. Галюжин // Перспективные технологии, материалы и системы : сб. науч. тр. / Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2005. – С. 31–35.

60 Разработка методики исследования плавности работы планетарной прецессионной передачи на основе использования методов компьютерного моделирования / П. Н. Громыко, Д. С. Галюжин, Л. Г. Доконов, И. В. Трусков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 1. – С. 82–89.

61 **Доконов, Л. Г.** Исследование формообразующего зубчатого профиля центрального колеса коническо-цилиндрической прецессионной передачи / Л. Г. Доконов // Материалы III Междунар. межвузовской науч.-техн. конф. студентов, магистрантов и аспирантов, Гомель, 24–25 апр. 2003 г. / ГГТУ им. П. О. Сухого ; редкол.: Н. Б. Козловская [и др.]. – Гомель, 2003. – С. 45–47.

62 Сравнительный анализ планетарных передач эксцентрикового типа на основе использования методов компьютерного моделирования / П. Н. Громыко [и др.] // Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы : материалы Междунар. науч.-техн. конф.; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 126 с. : ил.

63 Исследование влияния на выходные показатели планетарной прецессионной передачи упругих деформаций ее контактирующих звеньев / П. Н. Громыко [и др.] // Известия НАН. – 2012. – С. 66–70.

64 **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.

65 Лебедка: пат. № 2132 ВУ, МПК7 В 66 D 1/02, В 66 D 3/12. / Н. В. Сас, М. А. Цимбаревич : заявитель и патентообладатель «Могилевский лифтостроительный завод». – № 2642 ; заявл. 28.12.1994 ; опубл. 30.06.1998. – 3 с.

66 Структурные варианты исполнения планетарных магнитных приводов, разработанных на базе прецессионных передач различных типов / П. Н. Громыко [и др.] // Вестн. БРУ. – 2010. – № 4. – С. 48–54.

67 **Кривоногова, Е. Г.** Планетарные магнитные приводы, разработанные на базе прецессионных передач различных типов / Е. Г. Кривоногова, П. С. Гончаров // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых ; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 244 с. : ил.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1 Обоснование параметров редуцирующего механизма для приводов подъемно-тяговых аварийно-спасательных устройств	4
1.1 Выбор структурной схемы редуцирующего механизма для приводов подъемно-тяговых аварийно-спасательных устройств	4
1.1.1 Основные требования, предъявляемые к конструкциям устройств, используемых для проведения аварийно-спасательных работ службами МЧС	4
1.1.2 Конструкция многофункционального аварийно-спасательного устройства	6
1.1.3 Обзор и анализ лебедок и встроенных в их конструкцию редуцирующих механизмов	13
1.1.4 Адаптация планетарной прецессионной передачи с коническими роликами к конструкции аварийно-спасательного устройства	24
1.2 Теоретические основы расчета прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами	26
1.2.1 Структурный вариант лебедки для аварийно-спасательных устройств, разработанный на базе прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами	26
1.2.2 Определение передаточного отношения прецессионного редуцирующего механизма, используемого в конструкции лебедки для проведения аварийно-спасательных работ	29
1.2.3 Силовой анализ прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами	35
1.2.4 Зависимости для расчета основных параметров зацепления прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами	46
1.3 Параметры зацепления прецессионного редуцирующего механизма методами компьютерного моделирования	51
1.3.1 Разработка компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма	51
1.3.2 Минимально возможное количество конических роликов в зацеплении прецессионного редуцирующего механизма	54
1.3.3 Оптимальное значение угла конусности роликов в зацеплении прецессионного редуцирующего механизма	57
1.3.4 Определение угла зацепления и сил в контакте конических роликов и зубьев сателлита	60
1.3.5 Уточнение аналитических зависимостей для расчета значений реакций в опорных подшипниках	62

1.3.6 Определение корреляционных коэффициентов на основе расчета параметров прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами	67
1.4 Экспериментальные исследования прецессионных редуцирующих механизмов и рекомендации по их внедрению в приводы подъемно-тяговых устройств	72
1.4.1 Методика расчета параметров прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для работы в приводе аварийно-спасательного устройства	72
1.4.2 Конструкция прецессионного редуцирующего механизма для привода аварийно-спасательного устройства	75
1.4.3 Анализ результатов стендовых ресурсных испытаний прецессионного редуцирующего механизма	81
1.4.4 Результаты эксплуатационных испытаний устройства для проведения аварийно-спасательных работ с прецессионным редуцирующим механизмом	85
1.4.5 Перспективная конструкция многофункциональной ручной лебедки для проведения аварийно-спасательных работ	88
1.4.6 Техничко-экономическое обоснование эффективности использования прецессионных редуцирующих механизмов в конструкции подъемно-тяговых аварийно-спасательных устройств	92
2 Расчет и проектирование прецессионного редуцирующего механизма к электроприводу сельскохозяйственной лебедки	94
2.1 Выбор структурной схемы и типа зацепления контактирующих звеньев	94
2.1.1 Обзор различных видов машин для проведения сельскохозяйственных работ на участках малой площадью	94
2.1.2 Анализ различных видов структурных схем приводов и редуцирующих механизмов для конструкции сельскохозяйственной лебедки	101
2.1.3 Обзор структурных схем планетарных передач прецессионного типа.....	108
2.1.4 Описание видов зацеплений, используемых при контактном взаимодействии звеньев планетарных передач прецессионного типа	114
2.2 Теоретические основы расчета параметров редуцирующего механизма типа 2К-Н с подвижными роликами	118
2.2.1 Кинематический анализ электропривода сельскохозяйственной лебедки, разработанного на основе структурной схемы планетарной передачи типа 2К-Н.....	118
2.2.2 Совершенствование геометрии зацепления прецессионного редуцирующего механизма	123
2.2.3 Силовой анализ структурной схемы планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н с подвижными роликами	152

2.3 Исследование прецессионного редуцирующего механизма на основе использования методов компьютерного моделирования.....	163
2.3.1 Разработка программных модулей для создания компьютерных моделей зубьев колес редуцирующих механизмов	163
2.3.2 Оценка коэффициента перекрытия в зацеплении ролик–зуб центрального колеса при различных значениях отношения эксцентриситета к радиусу расположения оси вращения ролика.....	174
2.3.3 Сравнительный анализ показателей прецессионного редуцирующего механизма с различными типами сателлитных колес	180
2.3.4 Сравнительный анализ показателей прецессионных редуцирующих механизмов, разработанных на основе теоретически точных и упрощенных поверхностей зубьев сателлитного колеса	186
2.3.5 Сравнительный анализ планетарных редуцирующих механизмов типа 2К-Н с эксцентриковым и наклонным расположением кривошипа	189
2.3.6 Сравнительный анализ планетарных редуцирующих механизмов типа 2К-Н с эксцентриковым и наклонным расположением кривошипа с учетом податливости звеньев.....	195
2.3.7 Исследование напряженно-деформированного состояния в контактирующих звеньях прецессионного редуцирующего механизма типа 2К-Н с подвижными роликами	197
2.4 Экспериментальные исследования циклоидального редуцирующего механизма с подвижными роликами с разработкой рекомендаций по его серийному внедрению в конструкцию сельскохозяйственной лебедки	200
2.4.1 Разработка методики расчета и проектирования прецессионного редуцирующего механизма типа 2К-Н к приводу сельскохозяйственной лебедки	200
2.4.2 Описание конструкций экспериментальных образцов приводов электрической лебедки, разработанных на основе двухступенчатой эвольвентной зубчатой передачи и планетарной прецессионной передачи типа 2К-Н	201
2.4.3 Сравнительные стендовые испытания экспериментальных образцов редуцирующих механизмов, разработанных на основе двухступенчатой зубчатой и прецессионной цевочной передач	205
2.4.4 Результаты заводских и эксплуатационных испытаний сельскохозяйственной лебедки с прецессионным цевочным редуцирующим механизмом	214
2.4.5 Экономическая эффективность использования прецессионной роликной передачи типа 2К-Н в конструкции электропривода сельскохозяйственной лебедки.....	217
2.4.6 Направления совершенствования планетарной прецессионной передачи	219

3 Применение прецессионных редуцирующих механизмов в приводных устройствах различного назначения	225
3.1 Использование прецессионных редукторов в приводах контактных разъединителей, применяемых на электрифицированных участках железной дороги.....	225
3.2 Внедрение прецессионного мотор-редуктора в заглаживающую машину СО-170.....	227
3.2.1 Конструкция прецессионного мотор-редуктора с круговыми зубьями сателлита и коническими роликами центрального колеса	230
3.2.2 Исследование конструкции муфт, применяемых в прецессионных редукторах типа К-Н-V	233
3.3 Разработка конструкции прецессионного мотор-редуктора для привода шнекового конвейера установки нории FPK-50	243
3.3.1 Испытания прецессионного мотор-редуктора для проверки его работоспособности	247
3.3.2 Анализ распределения полей скоростей скольжения контактирующих зубьев планетарной прецессионной передачи.....	253
Заключение.....	261
Список литературы	263

Научное издание

Громыко Петр Николаевич
Макаревич Дмитрий Михайлович
Доконов Леонид Геннадьевич
Макаревич Сергей Дмитриевич
Гончаров Павел Станиславович
Трусов Игорь Валерьевич

**ПРЕЦЕССИОННЫЕ РЕДУЦИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ
ДЛЯ ПРИВОДНЫХ УСТРОЙСТВ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Редактор И. В. Голубцова
Художественное оформление обложки Е. С. Фитцова
Технический редактор А. Т. Червинская
Компьютерный дизайн И. А. Алексеус

Подписано в печать 23.05.2013. Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 16,04. Уч.-изд. л. 15,0. Тираж 100 экз. Заказ № 360.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.