

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Институт «Политехнический»
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Колесных и гусеничных машины»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой,
к.т.н. профессор
_____ В.Н. Бондарь
_____ 2020 г.

Проект механизма вращения поворотной платформы автомобильного крана
грузоподъемностью 25 тонн
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель проекта,
к.т.н., доцент
_____ Ю.М. Землянский
_____ 2020 г.

Автор проекта
студент группы П-405
_____ А.В. Сурнин
_____ 2020 г.

Нормоконтролер,
к.т.н., доцент
_____ В.И. Дуюн
_____ 2020 г.

АННОТАЦИЯ

Сурнин А.В. Проект механизма вращения поворотной платформы автомобильного крана грузоподъемностью 25 тонн. – Челябинск: ЮУрГУ, АТ; 2020, 60 с., 24 ил., 9 табл., библиогр. список – 17 наим., общее количество листов формата А1– 8 чертежей.

В выпускной работе представлен анализ конструкций механизмов вращения поворотной платформы автокранов. Выполнен расчет волнового редуктора с дисковым генератором волн. Разработан технологический процесс детали. Также разработаны и выполнены чертежи автокрана, редуктора и технологического процесса.

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ									
<i>Из</i>	<i>Лис</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпи</i>	<i>Дат</i>										
<i>Разраб</i>		<i>Сурнин А.В.</i>			Механизм вращения поворотной платформы автомобильного крана грузоподъемностью 25 т									
<i>Провер</i>		<i>Землянский</i>												
<i>Реценз</i>		<i>Дуюн В.И.</i>												
<i>Н. контр</i>		<i>Дуюн В.И.</i>												
<i>Утверд</i>		<i>Бондарь В.Н.</i>												
					<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;"><i>Лит.</i></td> <td style="text-align: center;"><i>Лист</i></td> <td style="text-align: center;"><i>Листов</i></td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">3</td> <td style="text-align: center;">60</td> </tr> <tr> <td colspan="3" style="text-align: center;"> ЮУрГУ Кафедра КГМ </td> </tr> </table>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>		3	60	ЮУрГУ Кафедра КГМ		
<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>												
	3	60												
ЮУрГУ Кафедра КГМ														

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА АВТОКРАНА	6
1.1 Обзор конструкций механизмов поворота	6
1.2 Выбор и обоснование типа механизма поворота.....	21
2 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА	27
2.1 Предпосылки к формированию исходных данных	27
2.2 Формирование исходных данных.....	29
2.3 Расчет опорно-поворотного устройства	36
2.4 Расчет тихоходного вала	37
2.5 Расчет подшипников на тихоходном вале.....	40
3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	42
3.1 Служебное назначение детали.....	42
3.2 Анализ технологичности детали	43
3.3 Анализ метода получения заготовки	47
3.4 Технологический процесс обработки детали	49
3.5 Контроль готовой детали	52
3.6 Возможный брак при изготовлении детали	53
3.7 Режимы резания и нормы времени	54
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	58
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	59

									Лист
									4
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ				

ВВЕДЕНИЕ

Одной из важнейших задач любого предприятия является постоянное повышение уровня технической оснащённости, так как это напрямую влияет на темпы, а главное качество выпускаемых изделий. Этот вопрос будет актуален для всех сфер деятельности в условиях растущей конкуренции.

Сегодня существует большое количество различного грузоподъёмного оборудования, предназначенного для подъёма грузов при проведении строительных, ремонтных, монтажных и других работ. Объектом исследования является механизм поворотной платформы автомобильного крана КС-45717, грузоподъёмностью 25 тонн.

Возникает вопрос, каким образом можно установить более компактный механизм вращения поворотной платформы автокрана оставив передаточное отношение неизменным? Данный вопрос можно решить двумя путями, приобретение новой крановой установки, либо модернизация существующего крана. Приобретение новой крановой установки, сопоставимо с приобретением нового крана, модернизация в свою очередь должна обойтись существенно дешевле. Смею предположить, что второй способ более выгоден с экономической точки зрения. В итоге наилучшим вариантом решения является внесение изменений в конструкцию имеющегося крана. Таким образом, основной целью данной выпускной квалификационной работы является разработка привода поворота стрелового крана КС-45717.

Для достижения поставленной цели, необходимо решить следующие задачи:

- 1) анализ конструкций механизмов автокрана;
- 2) расчет механизма вращения поворотной платформы;
- 3) проведение прочностных расчетов элементов крановой установки;
- 4) разработка технологического процесса;

										Лист
										5
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ					

1 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА АВТОКРАНА

1.1 Обзор конструкций механизмов поворота

Назначение и общее устройство автомобильного крана

Автомобильные стреловые самоходные краны общего назначения служат для подъема и опускания грузов и перемещения их на небольшие расстояния в горизонтальном направлении при производстве строительномонтажных и перегрузочных работ на рассредоточенных объектах.

Полный цикл работы крана состоит из ряда последовательных операций: захват груза, его подъем и перемещение к месту назначения, опускание и отцепка груза, подъем и перемещение грузозахватного устройства или приспособления в исходное положение для захвата следующего груза и его последующего подъема и перемещения [15].

Так как работа крана состоит из повторяющихся циклов, то автомобильные стреловые самоходные краны относятся к подъемнотранспортным машинам циклического (периодического) действия в отличие от машин непрерывного действия (например, транспортеров), в которых перемещение грузов происходит непрерывным потоком.



Рисунок 1.1 – Автокран КС-45717К (шасси КАМАЗ-53228/65111 6х6)

Основные элементы автокрана

									Лист
									6
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ				

Общее устройство автокрана подчиняется стандартной схеме, достаточно беглого взгляда на такую машину, чтобы заметить четкое разделение на 2 части.

Верхняя. Поворотная рама, несущая на себе механизмы, с помощью которых осуществляются все манипуляции по перемещению грузов. На платформе находятся:

- 1) кабина оператора с управляющими и контролирующими приборами;
- 2) телескопическая, решетчатая или башенная стрела автокрана;
- 3) подъемный механизм для перемещения грузов (лебедка) — оснащена гидромотором [16], который передает крутящий момент барабану через двухступенчатый редуктор;
- 4) гидроцилиндры для подъема стрелы и изменения ее длины;
- 5) редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами — обеспечивает вращение платформы, заключен в чугунный корпус, в торце которого расположен фланец и гидромотор;
- 6) противовес — стальная отливка, обеспечивает устойчивость машины во время работы нагруженной стрелы автокрана.



Рисунок 1.2 – Лебедка автокрана



Рисунок 1.3 – Редуктор автокрана с цилиндрическими косозубыми колесами

Нижняя. Неповоротная часть, основание для поворотной платформы. Состоит из нескольких узлов.

1) Шасси. В общем устройстве автомобильного крана предусмотрена ходовая часть, отвечающая за самостоятельное перемещение техники. Это может быть специально сконструированное под конкретный тип подъемника шасси или классический грузовик. В России популярны модели на колесных базах МАЗ, КАМАЗ, УРАЛ и КРАЗ. Такими шасси комплектуется кран «Ивановец». Данный транспорт обычно располагает полноприводной системой с раздаточной коробкой с функцией блокировки межосевого дифференциала, эффективной в условиях плохой проходимости:

- 1) Жесткая сварная рама с поперечными перекладинами для установки выносных опор. Забирает нагрузки от поворотного блока, перенаправляя их на площадку через балки коробчатого сечения (опоры).
- 2) Гидравлическая система. Управляет механизмами машины и состоит из насоса, гидробака, трубопроводов и гидроаппаратуры. Данное устройство автомобильного крана работает следующим образом: насос забирает масло из гидробака, передает

									Лист
									8
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ				

гидрораспределителю, откуда по трубопроводам транспортирует к исполнительным гидроцилиндрам.

Между верхней и нижней частями автомобиля располагается опорное соединительное приспособление.

Конструкция опорно-поворотных устройств (ОПУ) автокранов



Рисунок 1.4 – Опорно-поворотных устройств автокранов

Один из основных рабочих элементов автомобильного крана – опорно-поворотное устройство или ОПУ. Его задачей является передача нагрузок, действующих в различных направлениях от крановой поворотной платформы со стрелой на опору, то есть, на ходовую часть, а также обеспечение возможности вращения этой платформы.

Опорно-поворотные устройства есть на всех современных автокранах. Они отличаются надежностью и прочностью, обеспечивают противодействия не только постоянным, но и динамическим нагрузкам от колебаний груза и порывов ветра, выдерживать осевые, а также опрокидывающие усилия. Они также должны обладать точностью поворота. ОПУ иногда называют «поворотным кругом» автокрана.

Устройство и разновидности современных ОПУ

Это сложный механизм, который устанавливается на вал поворотной платформы автокрана. Есть много разнообразных принципиальных конструкций современных ОПУ: однорядные и многорядные шариковые, роликовые, рамочные, с цилиндрическими роликами, с коническими роликами, малокатковые, с перекрестными роликами, опорные поворотные устройства со встроенной червячной передачей. По распределению нагрузки ОПУ бывают упорными или радиальными. Все они рассчитаны на определенные условия, нагрузки, эксплуатацию в разных условиях.

В большинстве современных автокранов применяют один из двух типов опорных поворотных устройств – ОПУ шариковые и ОПУ роликовые. Это в принципе традиционные тела качения в составе данных устройств. Схематично принцип действия выглядит таким образом:

- 1) болтами к ходовой части автокрана закреплена внутренняя неподвижная обойма, которая имеет зубчатый венец.
- 2) к поворотной части прикреплена подвижная внешняя обойма или две полуобоймы, скрепленные болтами. При этом между этими обоймами в канавках (дорожках качения) расположены тела качения, разделенные сепараторами.
- 3) зазор между обоймами регулируется прокладками, также предусмотрены специальные отверстия масленки для заливки масла в дорожку качения во время планового обслуживания ОПУ.

В некоторых конструкциях вращается и, соответственно, закреплена к поворотной платформе, не внутренняя, а внешняя обойма опорного поворотного устройства [5]. Она также имеет зубчатый венец. ОПУ изготавливают из термически стойкого проката, что обеспечивает долгую эксплуатацию изделия. Сегодня для диагностики исправности опорных

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		10

поворотных устройств автомобильных кранов повсеместно прибегают к научным методам анализа смазки, без разборки этого сложного механизма.

В последние десятилетия получили большое распространение многорядные роликовые нормализованные опоры, так как они обеспечивают более высокую грузоподъемность и равномерно распределяют усилия и нагрузку. Кроме того, такие ОПУ легче и меньше. В них есть три кольца с двумя рядами роликов, которые расположены в дорожках качения между этими кольцами. Ролики при этом взаимно перпендикулярны друг к другу осями и в тоже время наклонены к горизонтали под углами 60° и 30° . Также внутреннее кольцо оснащено зубчатым венцом. Оно закреплено к поворачивающейся платформе автокрана, сцепляется с зубьями механизма вращения. Ролики, которые расположены дорожке качения под меньшим углом к горизонтали принимают на себя вертикальные нагрузки, направленные вниз. Второй ряд роликов принимает усилия на опрокидывание. Наружные кольца крепятся к ходовой части автокрана. Такое устройство называют нормализовано-роликовым или с перекрестными роликами.

Устройство поворота

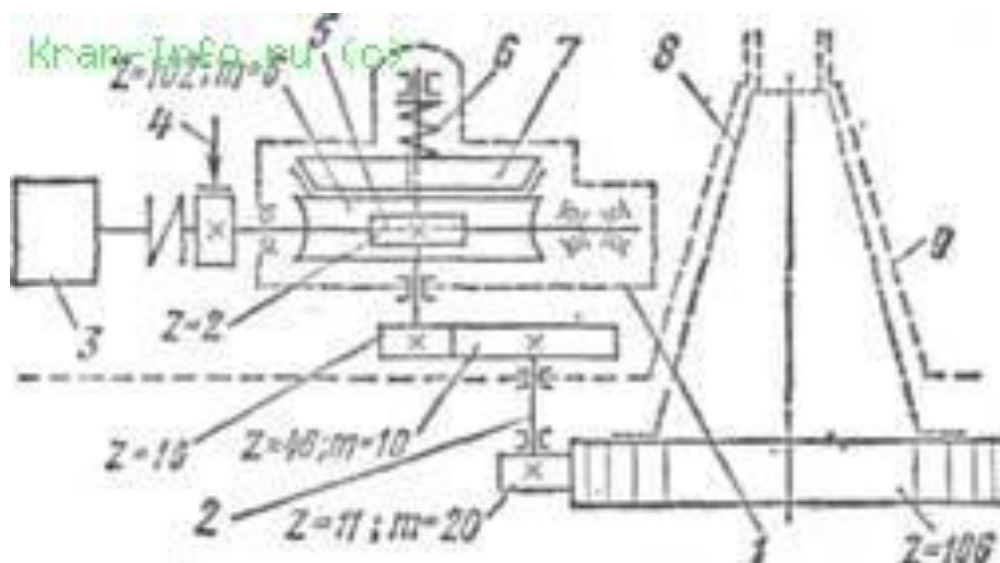
Устройство поворота предназначено для вращения поворотной части крана вокруг вертикальной оси. Устройство поворота по компоновке подразделяют на две группы: с горизонтальным и вертикальным расположением мотора.

Устройства поворота с горизонтально расположенным двигателем имеют, например, краны МСК-5-20, АБКС-5, типа БКСМ и кран-погрузчик КП-8 (рисунок 1.6).

Устройство поворота крана-погрузчика КП-8 состоит из червячного редуктора 1, электродвигателя 3, тормоза 4 и вертикального вала 2, размещенных на поворотной части оголовка 9. Редуктор, тормоз и электродвигатель зафиксированы на одной раме, имеющей болтовое

										Лист
										11
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ					

крепление с оголовком. Электродвигатель установлен на лапах. Вал электродвигателя соединен с валом червячного редуктора полумуфтой с упругими втулками и пальцами. Одна полумуфта является тормозным шкивом и ее охватывают колодки тормоза 4 типа ТКТ-200. Червячный вал 5 вращается в радиальных и радиально-упорных шарикоподшипниках, размещенных в корпусе редуктора. В зацеплении с червяком размещен бронзовый венец, который сжат между двумя дисками 7, поджимаемыми пружиной 6. Такое устройство выполняет функцию предохранительной фрикционной конической муфты, защищая механизм от перегрузок.



- 1 — червячный редуктор, 2 — вертикальный вал,
 3 — электродвигатель, 4 — тормоз, 5 — червячный вал,
 6 — пружина, 7 — нажимной диск, 8 — неповоротный
 оголовок, 9 — поворотная часть оголовка

Рисунок 1.5 – Кинематическая схема механизма поворота крана-погрузчика КП-8

Наружная поверхность периметра дисков выполнена в виде конуса. Внутренняя поверхность бронзового венца обработана под двусторонний конус, имеющий хорошее сопряжение с конусами дисков для передачи крутящего момента. Нижний диск упирается в выступ вертикального вала и сидит на нем неподвижно на шпонке. Пружина давит на верхний диск, зажимая венец между двумя дисками и соединяя его с валом. Усилие нажатия пружины может быть отрегулировано гайкой, накрученной на верхний конец

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ

Лист

12

вала. Контргайка не позволяет гайке отворачиваться. Нажатие пружины может быть отрегулировано только после снятия колпака, прикрепленного болтами к крышке редуктора.

Выходная шестерня редуктора находится в зацеплении с колесом вертикального вала, на нижнем конце которого зафиксирована шестерня, катящаяся по венцу неповоротного оголовка 8 [4]. Вертикальный вал опирается на втулки стакана, закрепленного в металлоконструкции поворотного оголовка 9.

Для смазки втулок стакана в его верхней и нижней частях имеются маслопроводные трубки, в которые ввернуты колпачковые масленки.

Достоинства:

- 1) плавность работы;
- 2) малошумность;
- 3) большое передаточное отношение одной пары, — червячные редукторы с большим передаточным числом значительно компактнее и легче, чем эквивалентные шестеренчатые, и менее материалоемки;
- 4) самоторможение — при некоторых передаточных отношениях;
- 5) повышенная кинематическая точность.

Недостатки:

- 1) повышенные требования к точности сборки, необходимость точной регулировки;
- 2) при некоторых передаточных соотношениях передача вращения возможна только в одном направлении — от винта к колесу. (для некоторых механизмов может считаться достоинством).
- 3) существенное взаимное проскальзывание рабочих поверхностей червячного зацепления, отсюда:
- 4) высокие требования к геометрической точности и прочности поверхностей трения;

										Лист
										13
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ					

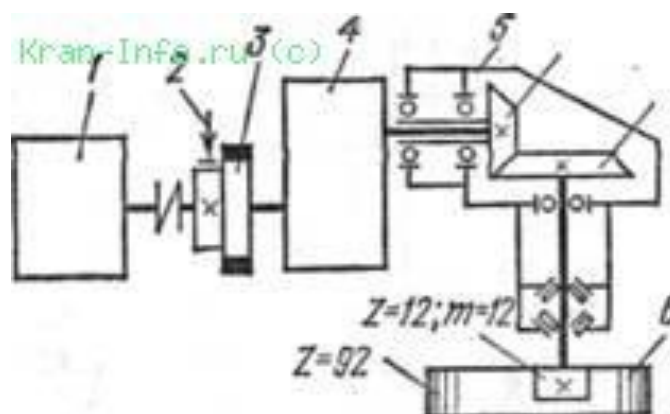
- 5) сравнительно низкий КПД (целесообразно применять при мощностях менее 100 кВт)
- 6) большие потери на трение с тепловыделением, необходимость специальных мер по интенсификации теплоотвода;
- 7) повышенный износ и склонность к заеданию.
- 8) необходимость компенсации осевых усилий, возникающих в опорах червячного вала.

Обозначенные дефекты обоснованы связанной с геометрией передачи невыполнимостью получения жидкостного трения

На ряде кранов используется устройство поворота, имеющие взамен червячного цилиндрические редукторы и коническую передачу для конфигурации плоскости вращения основной шестерни механизма поворота. К примеру, на авто башенном кране АБКС-5 (рисунок 1.7) в механизме поворота применено 2 редуктора: цилиндрический 4 и конический 5 (рисунок 1.8) [10].



Рисунок 1.6 – Автомобильный башенно-стреловой кран АБКС-5 (шасси МА3-500А)



Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ

Лист

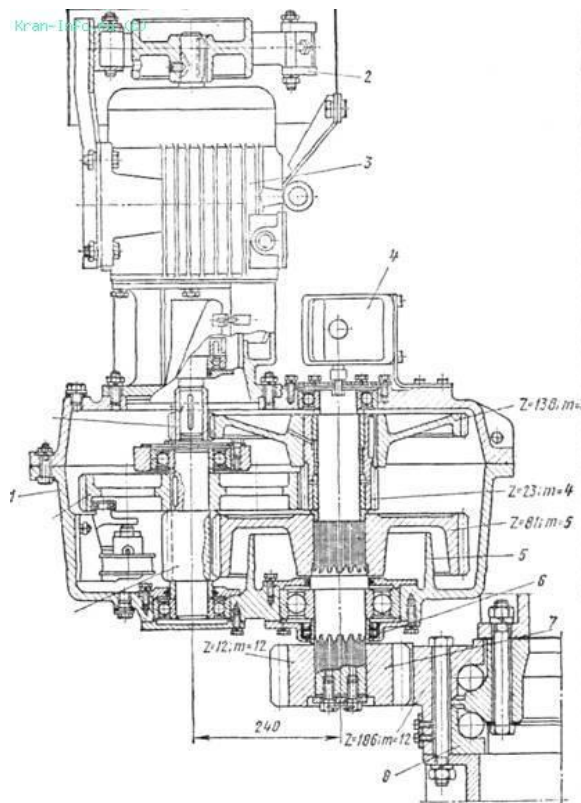
14

1 — электродвигатель, 2 — тормоз, 3 — маховик-шкив, 4, 5 — редукторы, 6 — зубчатый венец поворотного круга на платформе

Рисунок 1.7 – Кинематическая схема механизма поворота автомобильного башенного крана АБКС-5

Оба редуктора и электродвигатель 1 с тормозом 2 зафиксированы на поворотной платформе крана. Цилиндрическая шестерня вертикального вала располагается в зацеплении с венцом 6 ходовой рамы, располагающейся на автомашине. Для увеличения плавности работы механизма тормозной шкив исполнен как одно единое с маховиком 3.

Механизмы поворота с вертикально размещенным мотором более компактны, чем механизмы с горизонтально размещенным мотором, в следствие этого они больше распространены. К данному типу относятся все унифицированные механизмы поворота, в том числе улучшенная система механизма поворота крана МСК-5-20 (рисунок 1.9).



1 — редуктор, 2 — тормоз, 3 — электродвигатель,
4 — конечный выключатель угла поворота,
5 — ребро, 6 — манжетное уплотнение,
7 — шестерня, 8 — опорно-поворотный круг

Рисунок 1.8 – Механизм поворота крана МСК-5-20 с вертикально расположенным двигателем

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ

Лист

15

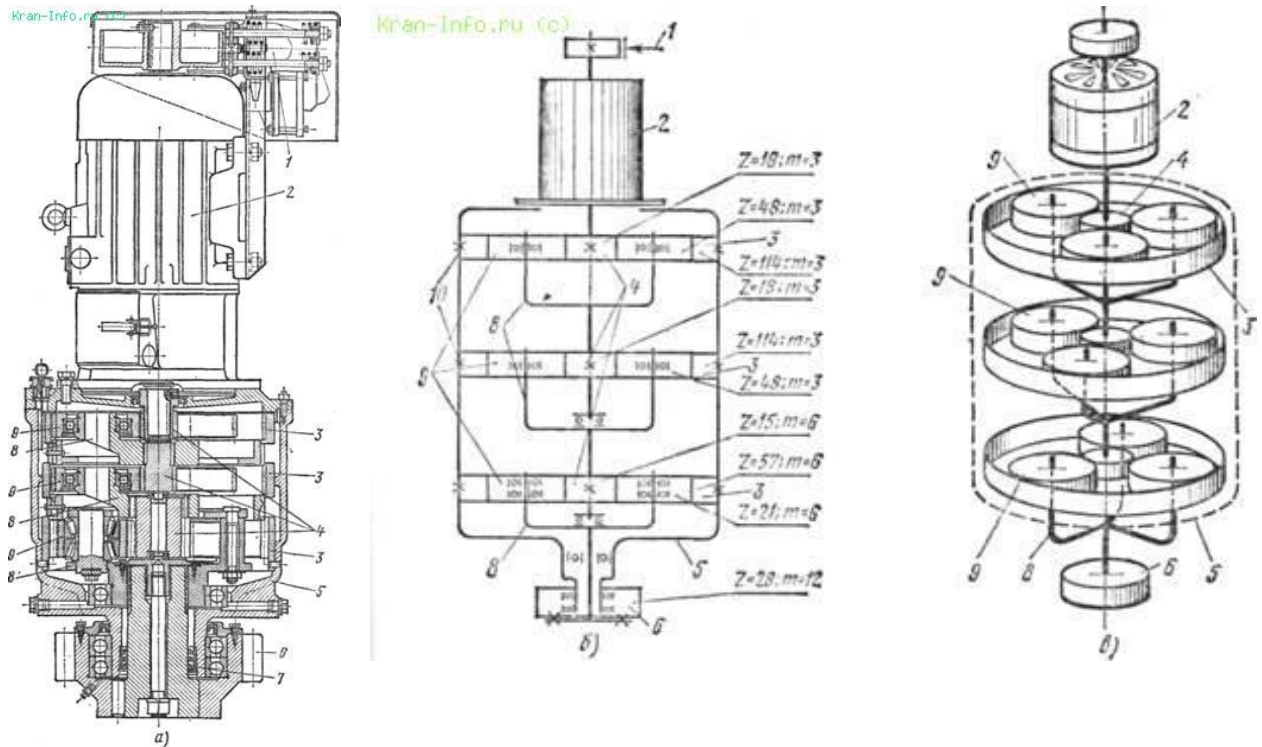
Данный механизм включает в себя электродвигатель 3, тормоза 2 и вертикальный соосный редуктор. Крепление электродвигателя к редуктору на фланце разрешает ликвидировать соединительные муфты и упрощает ремонт механизма. В редукторе использованы цилиндрические шестерни [10]. Нижние шестерни смазываются за счет масляной ванны, а верхние — с помощью плунжерного насоса. Чтобы смазка не вытекала из редуктора вдоль выходного вала, на корпусе редуктора создано кольцевое ребро 5, поднятое выше уровня масляной ванны, а еще манжетные уплотнения 6. На выходном валу редуктора зафиксирована зубчатая шестерня 7, которая находится в зацеплении с зубчатым венцом опорно-поворотного круга 8. С верхним концом выходного вала редуктора объединен конечный выключатель 4 угла поворота.

Автомобильные башенные краны серии МП оснащаются 2-мя типами устройств поворота П-3 — планетарным или же цилиндрическим. Набор механизма независимо от типа включает в себя гидромотор, тормоз, редуктор и тормозную (безопасную) ручку. Тормоз на всех данных механизмах особый с 2-мя электромагнитами МО-100Б. Любая колодка тормоза управляется собственным электромагнитом. Рама тормоза крепится к лапам двигателя.

Планетарное устройство поворота П-3 (рисунок 1.10) содержит вертикально закрепленный редуктор 5. В нем помещены 3 однообразные по конструкции передачи (три ступени). В планетарном редукторе вращение передается от центральной верхней солнечной шестерни 4 к нескольким (обычно трем) шестерням-сателлитам 9 схожего диаметра, располагаемым под углом 120° в плане. С внешней стороны сателлиты располагаются в зацеплении с недвижимым зубчатым венцом 3. Сателлиты сидят на осях, закрепленных в совместной крестовине-водителе 8. При вращении сателлиты катятся по зубчатому венцу 3. При этом их оси совместно с водилом выполняют вращательное (планетарное) перемещение сравнительно оси солнечной шестерни. На нижнем конце первого водила сидит солнечная

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		16

шестерня 2 планетарной передачи (ступени) и т. д. Планетарная передача позволяет обеспечить высочайшее передаточное число и относительно высокий коэффициент полезного действия передачи при небольших габаритах и маленькой массе редуктора.



а — разрез, б — кинематическая схема, в — аксонометрическая схема;
 1 — тормоз с двумя магнитами, 2 — двигатель, 3 — зубчатый венец,
 4 — солнечная шестерня, 5 — редуктор, 6 — выходная шестерня,
 7 — манжетные уплотнения, 8 — водило, 9 — сателлиты,
 10 — закрепление двух верхних венцов (показано условно)
 Рисунок 1.9 – Унифицированный планетарный механизм поворота П-3

Зубчатые венцы 1-ой и 2-ой передач, а еще зубчатые кольца, объединяющие венцы, — плавающие, без жесткого закрепления к корпусу редуктора. Это обеспечивает нормальное зацепление с ними сателлитов в том числе и при некоторой несоосности соединения мотора с редуктором. Венец нижней передачи ввиду больших действующих на него нагрузок жестко прикреплен к корпусу редуктора с поддержкой штифтов. Водило III ступени через шлицы передает вращение выходному валу. На выходной вал редуктора снизу надета шестерня 6, входящая в зацепление с венцом опорно-поворотного круга. Выходной вал редуктора передает лишь только вращающий момент, из-за

того, что он разгружен от радиальных нагрузок. Для этого шестерня 6 механизма поворота установлена на 2-ух подшипниках, посаженных именно на шейку корпуса редуктора. С валом шестерня соединяется с помощью штифтов. Для того чтобы из редуктора не вытекало масло, в нижней его части установлено 3 резиновых манжетных уплотнения 7, а чтобы масло не попадало в мотор, в крышке редуктора еще установлено манжетное уплотнение.

Механизмы поворота П-3 имеют четыре исполнения, отличающиеся размерами приводных (выходных) шестерен и установленной мощностью электродвигателя. IV исполнение имеет большее передаточное число в редукторе.

Двухступенчатая конструкция тормоза дает возможность повысить плавность работы механизма. Первая ступень торможения — наложение одной колодки на шкив и происходит при работающем электродвигателе, а также служит для предварительного подтормаживания механизма. Вторая ступень торможения, т. е. наложение и второй колодки на шкив, происходит при остановке электродвигателя. Совместная работа обеих колодок дает возможность удерживать кран в нужном положении. На кране КБ-401Б схемой предусмотрено положение, когда при (включении электродвигателя обе колодки тормоза остаются открытыми. Благодаря этому достигается свободный выбег крана при повороте, что позволяет обеспечить плавную остановку и исключает раскачивание груза.

Для разворота ходовой рамы вместе с подкатной осью при перевозке крана или повороте башни при аварийном состоянии вал механизма поворота можно вращать вручную безопасной рукояткой, надеваемой при необходимости на тормозной шкив. На период работы безопасной рукояткой колодки тормоза отводят отжимными планками, закрепленные на концах рычагов.

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		18

Планетарные механизмы поворота устанавливаются на поворотную платформу крана шарнирно: с одной стороны, с помощью вертикального шкворня входящего в отверстие прилива на корпусе редуктора и две проушины на платформе, с другой — натяжным болтом, который предназначен для фиксации механизма и регулировки зацепления. В некоторых случаях шкворень приваривают к приливу корпуса механизма.

Достоинства:

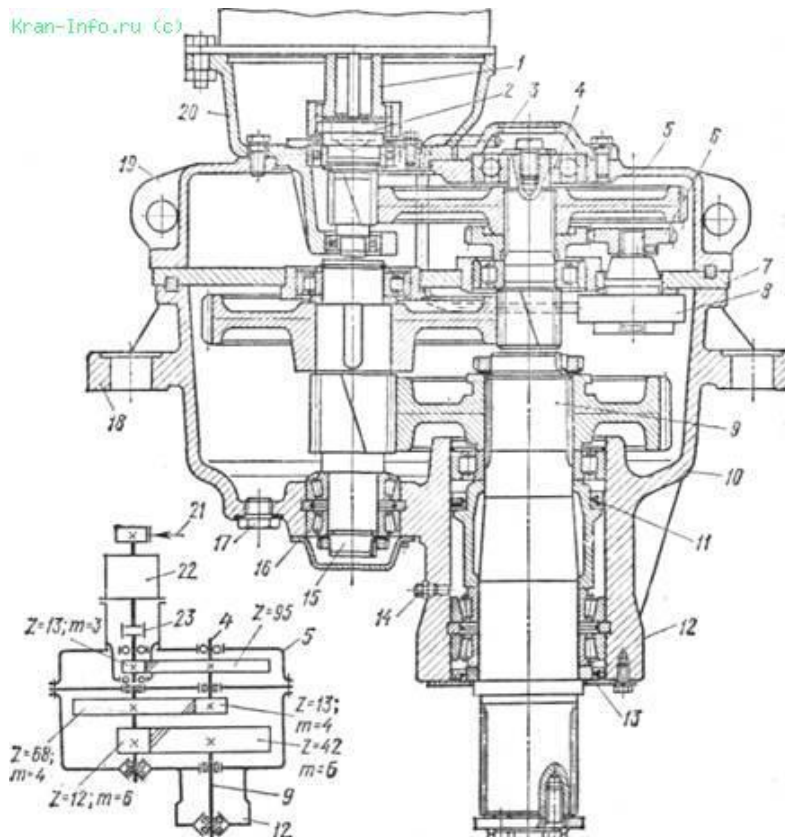
- 1) конструкция передачи со многими сателлитами обеспечивает зацепление большего числа зубцов и потому меньшую нагрузку на каждый зубец. Это позволяет достичь меньших размеров и массы по сравнению с обычной передачей при той же передаваемой мощности;
- 2) соосность ведущих и ведомых валов облегчает компоновку машин и каскадных механизмов;
- 3) сбалансированность сил в передаче приводит к меньшему уровню шума;
- 4) конструкция передачи позволяет достичь больших передаточных отношений при малом числе колёс.

Недостатки:

- 1) повышенные требования к точности изготовления и сборки;
- 2) малый КПД при больших передаточных отношениях.

Цилиндрический механизм поворота (рисунок 1.11) похож по конструкции на ранее рассмотренный механизм усовершенствованного крана МСК-5-20. Основное отличие заключается в том, что шестерни его редуктора имеют зацепление Новикова, благодаря чему существенно уменьшены габаритные размеры и масса механизма. Кроме того, для смазки верхних шестерен первой и второй ступени не используется шибберный насос 8, приводимый в движение валом 4 второй ступени. Для проверки правильной работы насоса в верхней крышке подшипника этого вала предусмотрено смотровое стекло 3.

										Лист
										19
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ					



а — разрез редуктора, б — кинематическая схема; 1 — шестерня зубчатой муфты, 2 — входной вал, 3 — смотровое стекло, 4 — промежуточный вал (первой-второй ступени), 5 — крышка корпуса, 6 — шестерня шибера насоса, 7 — диафрагма, 8 — насос, 9 — выходной вал, 10 — корпус редуктора, 11 — манжетное уплотнение, 12 — горловина корпуса, 13 — торцовая крышка, 14 — масленка, 15 — промежуточный вал (второй-третьей ступени), 16 — крышка подшипника, 17 — сливная пробка, 18 — лапа корпуса, 19 — проушина, 20 — фонарь, 21 — тормоз, 22 — электродвигатель 5 кВт, 23 — зубчатая муфта

Рисунок 1.10 – Унифицированный цилиндрический механизм поворота

Крепление цилиндрического механизма на поворотной платформе исполнено жестко с помощью трех кронштейнов. Нижний кронштейн имеет расточенное отверстие, в которое входит горловина 12 корпуса редуктора. Лапы 18 корпуса с помощью специальных болтов крепятся к двум другим кронштейнам. Ставят и снимают механизм при одновременном надевании или же снятии шестерни выходного вала, имеющей зацепление с опорно-поворотным устройством.

Технические характеристики унифицированных механизмов поворота на кранах серии КБ представлены в таблице 1.1

Таблица 1.1 – Технические характеристики унифицированных механизмов поворота

Параметры	КБ-100.А	КБ-401.А (КБ-160.2А), КБк-160.2	КБ-306.А (С-981А)	КБ-405.1, КБ-405.2	КБ-503	КБ-674
Тип редуктора	Цилиндрический			Планетарный		
Передаточное число редуктора	133,7			258	350	
Тип электродвигателя	МТФ-111-6			МТФ-112-6		ДПМ-31
Мощность, кВт	3,5			5,0		7,5
Частота вращения, об/мин	915			920		870
Тип тормоза и электромагнита	Специальный с двумя электромагнитами МО-100Б			Специальный ТКП-200		
Шестерня выходного вала: модуль, мм	20	16; 25	12	25	12	31
число зубьев, шт.	16	11; 8	15	7	24	11
Масса, кг	370	370	370	370	436	450

1.2 Выбор и обоснование типа механизма поворота

Общей особенностью всех рассмотренных механизмов поворота является высокое передаточное отношение привода ($i = 135 \dots 350$), которое не может быть реализовано в рамках одного простого передаточного механизма, а требует применения двух и более редукторов или многоступенчатой передачи, что существенно усложняет конструкцию и увеличивает массово-габаритные характеристики привода. Весьма перспективным передаточным механизмом, сочетающим в себе высокие значения передаточного отношения ($i = 80 \dots 300$) и малые массово-габаритные показатели, является волновая передача [17].

С этапа появления первой зубчатой передачи прошло значительное время. Почти все известные инженеры приложили много усилий для улучшения данного устройства.

Особое место среди зубчатых волновых передач занимает так называемый респонсин. Респонсин [от лат. *responsum* — ответ и греч. *syn (chronismos)* — одновременность], волновая передача с электромагнитным возбуждением волн деформации. Вращающееся магнитное поле, возбуждаемое обмотками статора и замыкаемое через расположенный внутри гибкого колеса гибкий магнитопровод, играет в данном устройстве роль генератора волн деформации. Прототипом этого устройства является разработанный в 1944 году советским инженером А. И. Москвитиным тихоходный электродвигатель с гибким ротором для безредукторного привода. В респонсине нет быстро вращающихся деталей, поэтому он не имеет себе равных по быстрдействию среди всех известных силовых приводов, применяется в следящих системах и т.п. механизмах.

Еще одним из тех людей, которые занимались разработкой волновых передач, стал южноамериканский инженер У. Массер, который в 1959 году запатентовал силовую волновую редуктор. По своей конструкции они схожи с планетарными механизмами.

Обладая рядом положительных качеств, волновая передача получила широкое распространение. В последующие годы запатентовано много различных конструктивных модификаций волновой передачи. Основное распространение получили зубчатые передачи. Однако изучение принципа действия целесообразно начать с фрикционной передачи, которая проще.

Принцип действия передачи волнового типа

Сравнивая структурные схемы волновой передачи и других зубчатых передач, можно отметить следующие принципиальные различия. Большое количество известных механических передач являются механизмами с жесткими звеньями; волновая передача в отличие от остальных содержит

									Лист
									22
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ				

гибкое звено. Во всех передачах с жесткими звеньями преобразование движения осуществляется или по принципу рычага, или по принципу наклонной плоскости. Принцип рычага используют в известных зубчатых, фрикционных, ременных и цепных передачах, где отношение радиусов колес функционально подобно отношению плеч рычага. По принципу наклонной плоскости работают червячные и винтовые передачи.

В волновой передаче преобразование движения осуществляется путем деформирования гибкого звена. Этот принцип назовем принципом деформирования [3]. Сущность этого принципа заключается в том, что при волновом деформировании гибкого колеса всем его точкам сообщаются окружные скорости. При таком контакте гибкого колеса с жестким по вершинам волн окружные скорости волновых перемещений сообщаются жесткому колесу (или гибкому), как ведомому звену передаточного механизма.

Схема волновой передачи изображена на рисунке. 1.12. Передача состоит из трех основных элементов: гибкого колеса g ; жесткого колеса b ; волнового генератора h .

Наружный диаметр d_g , недеформированного гибкого колеса, меньше внутреннего диаметра d_b жесткого колеса:

$$d_b - d_g = 2w_0. \quad (1.1)$$

w_0 — размер деформирования, равный радиальному перемещению точки гибкого колеса по большой оси генератора; большая и малая оси генератора — большая и малая оси формы деформирования гибкого колеса в торцовом сечении.

В конструкциях по рисунку. 1.12 гибкое колесо выполняют в виде гибкого цилиндра. В передаче по варианту I с ведомым валом соединено жесткое колесо, по варианту II — гибкое колесо. В варианте I левый недеформированный конец гибкого цилиндра присоединен к корпусу. С

правого конца в цилиндр вставлен генератор, который в данном примере представлен водилом с двумя роликами. Наружный размер по роликам больше внутреннего диаметра цилиндра на $2w_0$, поэтому с правого конца цилиндр деформирован. Генератор устроен так, чтобы деформированное гибкое колесо прижималось к жесткому колесу с силой, достаточной для передачи нагрузки силами трения.

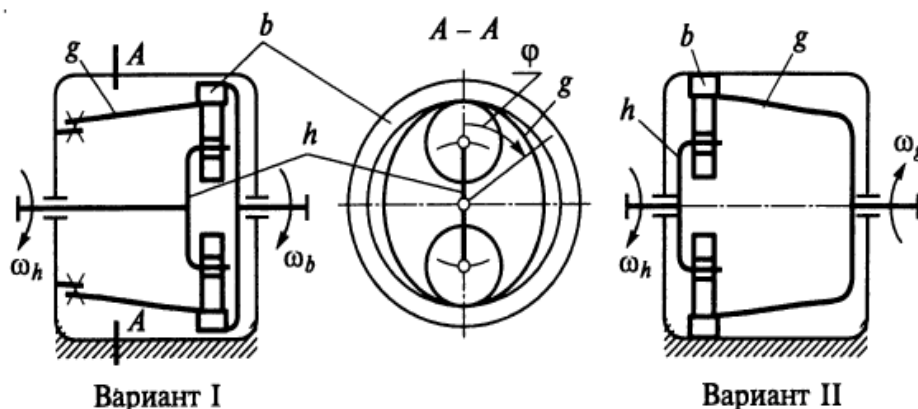


Рисунок 1.11 – Схема волновой передачи

За координату по оси абсцисс принят угол φ . Перемещения отсчитываем от начального положения точки на недеформированном цилиндре. График подобен мгновенной фотографии поперечной волны. При вращении генератора волна перемещений бежит по окружности гибкого колеса. Поэтому передачу назвали волновой, а водило h — волновым генератором [6].

На развертке окружности укладывается две волны. Такую передачу называют двухволновой. Известны передачи с большим числом волн. Например, при трех роликах, расположенных под углом 120° , получим трехволновую передачу.

Вращение генератора вызывает вращение жесткого колеса с угловой скоростью ω_b , (вариант I) или гибкого колеса с ω_g , (вариант II).

Фрикционные волновые передачи предназначены для передачи сравнительно малых вращающих моментов, выполняя функции кинематических устройств [17].

В силовых передачах для преобразования больших вращающих моментов используют зубчатые волновые передачи (рисунок 1.13, 1.14).

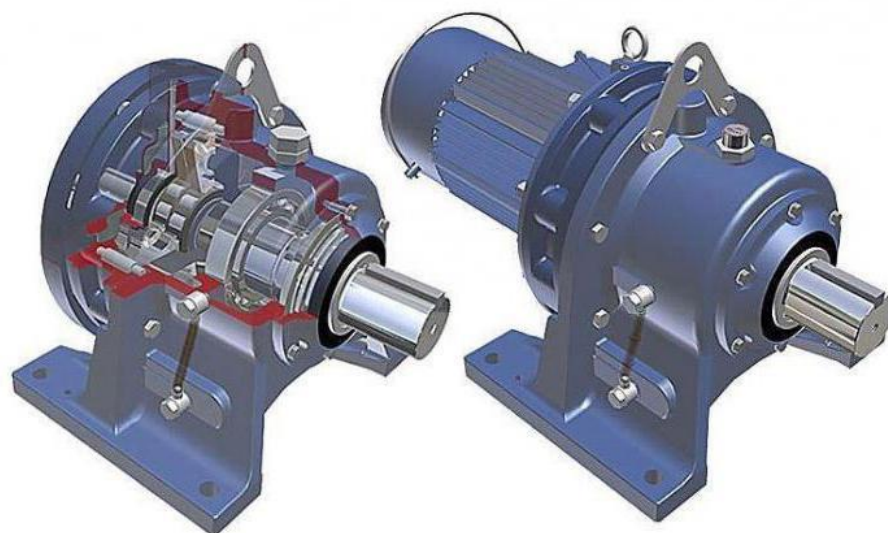


Рисунок 1.12 – Редуктор волновой с дисковым генератором волн



а)



б)

а – устройство в сборе; б – детали: 1 – генератор волн;
2 – гибкое колесо; 3- жесткое колесо

Рисунок 1.13 – Общее устройство зубчатой волновой передачи

Достоинства:

- 1) большое передаточное отношение, при малом количестве деталей ($i = 80-320$);
- 2) улучшенные массо-габаритные характеристики по сравнению с обычными зубчатыми передачами;
- 3) высокая кинематическая точность и плавность хода;
- 4) высокая нагрузочная способность;
- 5) передача момента через герметичные стенки.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ

Лист

25

Недостатки:

- 1) высокая напряжённость основных элементов гибкого колеса и генератора волн;
- 2) пониженная крутильная жесткость.

Вывод по разделу

Общей особенностью всех рассмотренных механизмов поворота является высокое передаточное отношение привода ($i = 135 \dots 350$), которое не может быть реализовано в рамках одного простого передаточного механизма, а требует применения двух и более редукторов или многоступенчатой передачи, что существенно усложняет конструкцию и увеличивает массово-габаритные характеристики привода. Весьма перспективным передаточным механизмом, сочетающим в себе высокие значения передаточного отношения ($i = 80 \dots 300$) и малые массово-габаритные показатели, является волновая передача, что обуславливает применение ее в качестве прототипа разрабатываемого механизма поворота автокрана.

									Лист
									26
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ				

2 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА

2.1 Предпосылки к формированию исходных данных

Принципиальная схема аналога проектирования - автокран КС-45717К-1 «ИВАНОВЕЦ» КАМАЗ 65115-50 (рисунок 2.1).

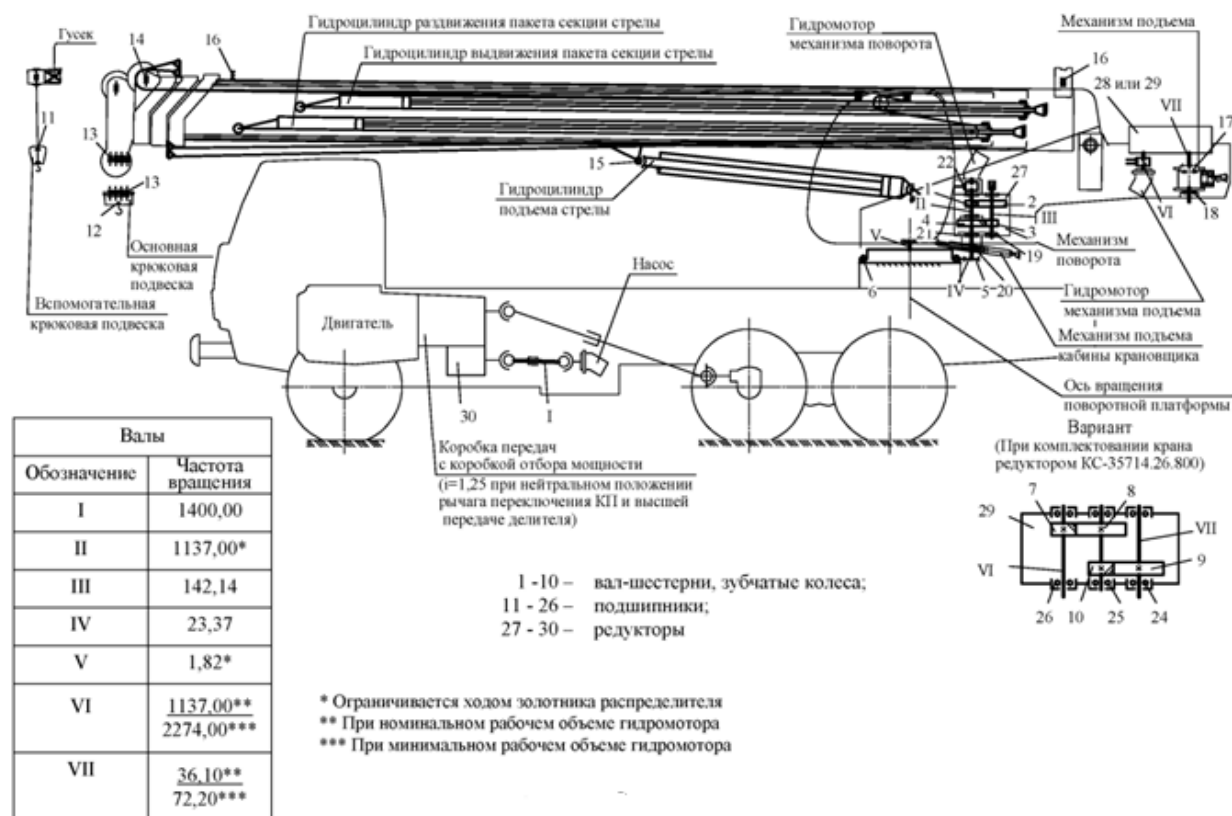


Рисунок 2.1 –Схема автокрана КС-45717К-1 «ИВАНОВЕЦ» КАМАЗ 65115-50 (кинематическая)

Технические характеристики механизма поворота (рисунок 2.2).

- 1) Частота вращения опорно-поворотного устройства, об/мин - 1,5.
- 2) Тип мотора - аксиально-поршневой, нерегулируемый, с наклонным блоком цилиндров, питается от гидросистемы крана.
- 3) Мощность мотора, кВт - 45 (максимальная – 78).
- 4) Вращающий момент, Нм - 366,3.
- 5) Частота вращения, мин⁻¹- 1200 (максимальная – 3000).
- 6) Тип редуктора - двухступенчатый, соосный, вертикальный с

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ

Лист
27

цилиндрическими косозубыми колесами.

- 7) Передаточное отношение редуктора - 48,67.
- 8) Шестерня выходного вала:
- 1) - Модуль, мм - 8,0.
- 2) - Число зубьев - 14.
- 9) Зубчатый венец опорно-поворотного устройства:
- 1) - Число зубьев - 180.

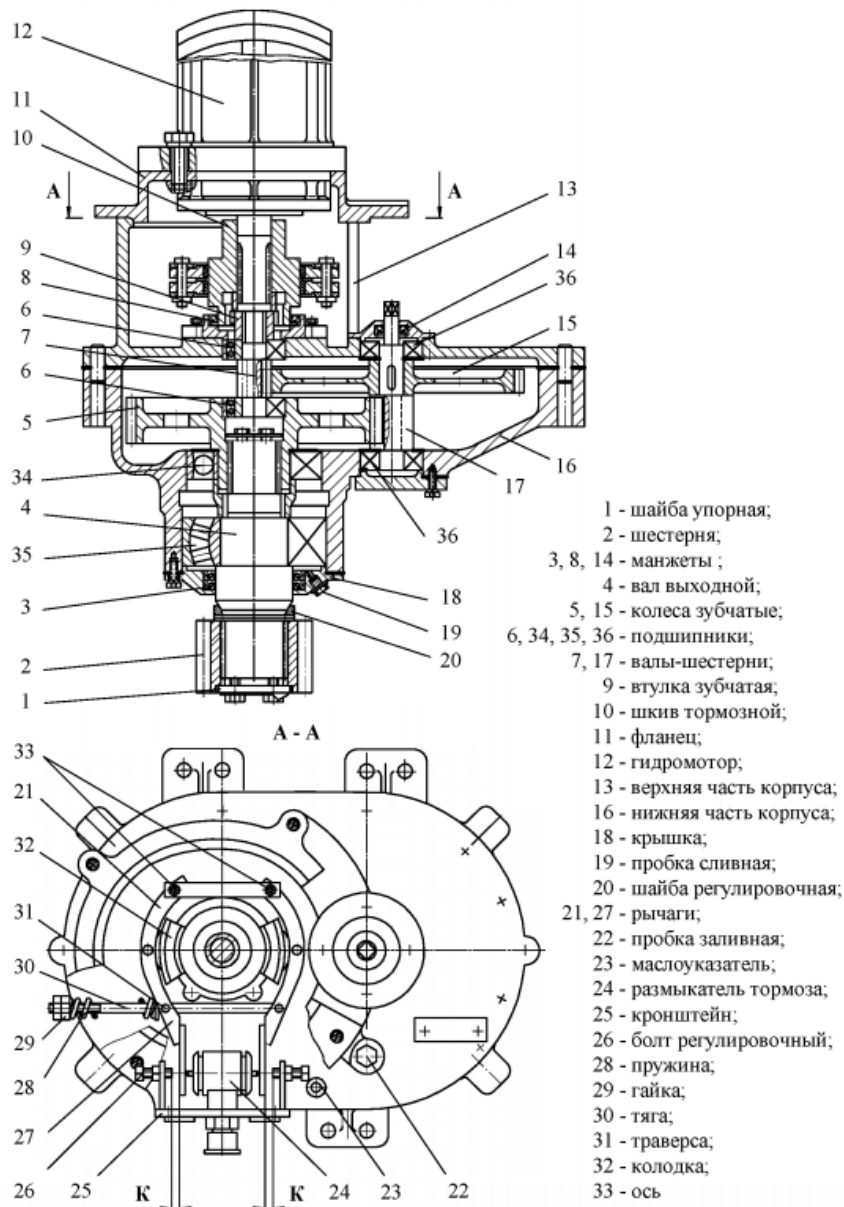


Рисунок 2.2 – Механизм поворота автокрана КС-45717К-1 «ИВАНОВЕЦ» КАМАЗ 65115-50;

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ

Лист

28

2.2 Формирование исходных данных

1) Определение общего передаточного отношения привода-аналога

$$i_{\text{ПР}} = i_{\text{РЕД}} \times i_{\text{ОПУ}} \quad (2.1)$$

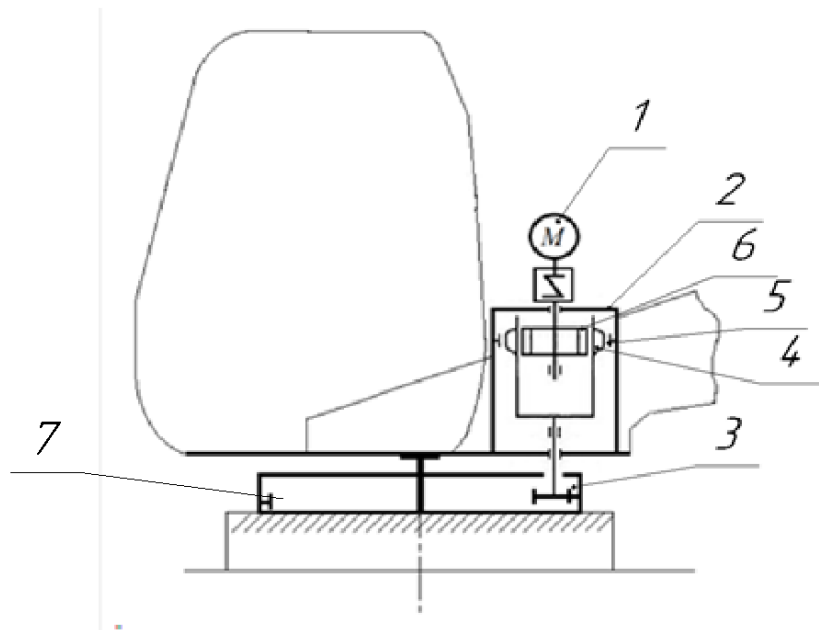
где – $i_{\text{ОПУ}}$ передаточное отношение опорно-поворотного устройств (ОПУ)

$$i_{\text{ОПВ}} = \frac{z_{\text{ОПВ}}}{z_{\text{Ш}}} = \frac{180}{14} = 12,86 \quad (2.2)$$

$$i_{\text{ПР}} = i_{\text{РЕД}} \times i_{\text{ОПУ}} = 48,67 \times 12,86 = 625,9 \quad (2.3)$$

2) Разработка кинематической схемы (рисунок 2.3) привода с волновым редуктором (ВР). Внешнее зубчатое зацепление ОПУ заменяется на внутреннее, что повышает его прочность и уменьшает габариты.

Принципиальная схема привода опорно-поворотного устройства (рисунок 2.3) содержит: гидромотор 1, волновой редуктор 2; исполнительный механизм (Опорно-поворотное устройство) 3.



1 — гидромотор, 2 — волновой редуктор, 3 — вал-шестерня, 4 — гибкое колесо, 5 — жесткое колесо, 6 — генератор волн, 7 — опорно-поворотный круг.

Рисунок 2.3 – Схема кинематическая принципиальная привода опорно-поворотного устройства

Гидромотор соединен с редуктором валом [16]. Редуктор волновой с дисковым генератором волн 6. Гибкое колесо 4 редуктора – подвижно и

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ

Лист

29

соединено валом-шестерней 3 опорно-поворотного устройства 3. Жесткое колесо 5 -неподвижно, соединено с опорно-поворотным устройством 3. Опорно-поворотный круг 7 жестко закреплен на раме крана.

Ориентируясь на техническую характеристику прототипа (Механизм вращения автомобиля «КамАЗ» назначаем: передаточное отношение ВР $i_{ВР} = 80$.

Тогда передаточное отношение нового опорно-поворотного устройства

$$i_{ОПУ} = \frac{i_{ПР}}{i_{ВР}} = \frac{625,9}{80} = 7,82 \quad (2.4)$$

Частоту вращения опорно-поворотного устройства, частоту вращения, вращающий момент и мощность на валу двигателя принимаем по данным характеристики аналога (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета привода ОПУ

Наименование параметра	Обозначение	Значение
1. Частота вращения опорно-поворотного устройства, об/мин	$n_{ОПУ}$	1,5
2. Мощность мотора, кВт	P_M	45
3. Вращающий момент на валу мотора, Нм	T_M	360
4. Частота вращения вала мотора, об/мин	n_M	1200

Тип мотора - аксиально-поршневой, нерегулируемый, с наклонным блоком цилиндров, питается от гидросистемы крана. Марка гидромотора - 310.4.112.00.06.

Учитывая высокую надежность гидромотора и его устойчивость к перегрузкам, в качестве движущего элемента ОПУ принимаем аксиально-поршневой гидромотор (рисунок 2.4). Аксиально-поршневой гидромотор, как и радиально-поршневой, является устройством объемного типа, которое функционирует за счет изменения объема рабочих камер. В гидравлических насосах аксиально-поршневой группы такие рабочие камеры сформированы расточками, которые выполнены в цилиндрическом блоке. В отличие от радиально-поршневых насосов, у аксиально-поршневых машин внутренние рабочие камеры располагаются параллельно по отношению к поршням и оси

самого устройства. В ходе перемещения поршней такого насоса при вращении цилиндрического блока происходит увеличение или уменьшение объема рабочих камер, что и позволяет устройству всасывать и отдавать перекачиваемую им жидкость.

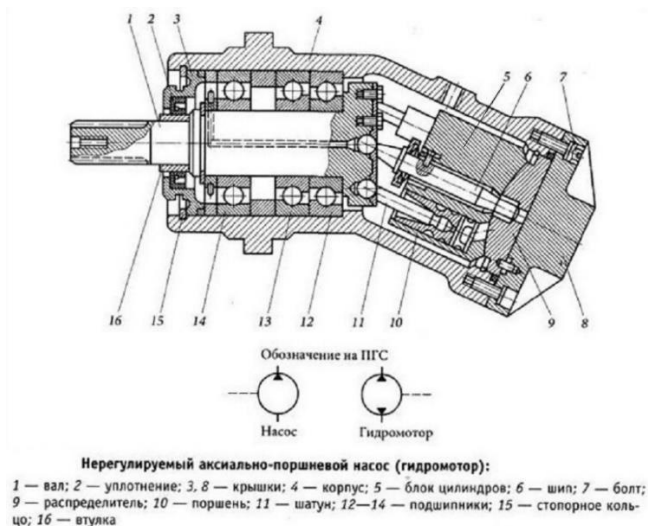


Рисунок 2.4 – Общее устройство аксиально-поршневого гидромотора

Основными параметрами гидромотора являются величина рабочего объема и максимальное давление, на работу с которым он рассчитан. В зависимости от рабочего объема и давления определяется частота вращения выходного вала и крутящий момент, развиваемый гидромотором.

Определение кинематических и силовых параметров на ведомом (выходном) валу привода

Определим крутящие моменты на валах привода при средней частоте вращения вала гидромотора:

Крутящий момент на валу генератора волн редуктора:

$$T_1 = T_{дв} \cdot \eta_{подш} \cdot \eta_{муфт} = 360 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 349 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.5)$$

Крутящий момент на гибком колесе редуктора:

$$T_2 = T_1 \cdot U_{волн} \cdot \eta_{волн} \cdot \eta_{подш} = 349 \cdot 80 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 25736 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.6)$$

Проектировочный расчет начинают с определения чисел зубьев колес.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

Исходные данные:

- 1) частота вращения генератора волн $n_h = 1200 \text{ мин}^{-1}$;
- 2) передаточное отношение ВР $i_{ВР} = 80$;
- 3) вращающий момент на валу гибкого колеса $T_2 = 25736 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- 4) срок службы $L_h = 2000 \text{ ч}$.

Материал гибкого колеса - сталь 30ХН3А ($\sigma_B = 900 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 570 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 280 \text{ МПа}$). Нагрузка меняется по отнулевому циклу.

Выбираем конструкцию передачи с дисковым генератором — двухволновую.

- 1) Передаточное отношение ВР $i_{ВР} = 80$

Это значение не выходит за пределы рациональных значений u . Для двухволновой передачи $n_w = 2$, коэффициент кратности назначаем равным единице ($k = 1$)

- 2) Предварительное число зубьев гибкого колеса определяем по формуле:

$$z_1 = kn_w \cdot u_{h2}^{(1)} = 1 \cdot 2 \cdot 80 = 160 \quad (2.7)$$

- 3) Предварительное значение диаметра делительной окружности гибкого колеса по формуле:

$$d'_2 \geq 1,66 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 1,66 \cdot \sqrt[3]{25736 \cdot 10^3} \approx 400 \text{ мм} \quad (2.8)$$

- 4) Предварительное значение модуля по формуле:

$$m' = \frac{d'_2}{z'_2} = \frac{400}{160} = 2,5 \text{ мм} \quad (2.9)$$

окончательно по ГОСТ 9563 - 60 принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$ [11].

- 5) Предварительное значение внутреннего диаметра гибкого колеса по формуле:

$$D' = m' \cdot (z'_2 - 3,4) = 2,5 \cdot (160 - 3,4) = 391,5 \text{ мм} \quad (2.10)$$

- 6) Число зубьев жесткого колеса при $n_w = 2$ и $k = 1$ по формуле:

$$z_2 = z_1 + kn_w = 160 + 1 \cdot 2 = 162 \quad (2.11)$$

- 7) Передаточное отношение при окончательно принятых значениях числе зубьев по формуле:

$$u_{h2}^{(1)} = -\frac{160}{162-160} = -80 \quad (2.12)$$

Проверочный расчет

Далее рассчитывают передачу на прочность и долговечность. Волновые зубчатые передачи обычно выходят из строя из-за износа рабочих поверхностей зубьев или усталостной поломки гибкого колеса. В передачах с роликовыми и дисковыми генераторами следует проверять долговечность подшипников качения роликов или дисков.

Проверочный расчет на прочность гибкого колеса.

Коэффициент запаса по нормальным напряжениям по формуле:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}\sigma_a}{\varepsilon_{\sigma}\beta_{\sigma}} + 0,2\sigma_m} = \frac{570}{\frac{0,908 \cdot 313}{1 \cdot 0,82} + 0,2 \cdot 80,47} = 1,6 \quad (2.13)$$

Где $\sigma_{-1} = 570$ МПа; $\beta_{\sigma} = 0,82$

$$k_{\sigma} = \frac{1}{1 + \frac{A_{\sigma}}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{1 + \frac{57,35}{570}} = 0,908 \quad (2.14)$$

по формуле

$$\sigma_a = 0,35\sigma_H + 4,93 \frac{E \cdot h \cdot m}{\rho^2} = 0,35 \cdot 213 + 4,93 \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 4,125 \cdot 2,5}{202,1^2} \approx 313 \text{ МПа} \quad (2.15)$$

здесь по формуле

$$\sigma_H = 632 \cdot \mu \cdot Y_2 \sqrt{\frac{T_2 \cdot \sin 2\alpha}{d_2^3 \cdot K_L}} = 632 \cdot 0,5 \cdot 1,35 \sqrt{\frac{25736 \cdot 10^3 \cdot 0,64}{400^3 \cdot 1,0}} = 213 \text{ МПа} \quad (2.16)$$

по формуле

$$h = m[0,51z_2 + 3 - (h_a^* + c^*)] - 0,5D = 2,5[0,51 \cdot 160 + 3 - (1 + 0,25)] - 0,5 \cdot 391,5 = 12,625 \text{ мм} \quad (2.17)$$

$$\rho = 0,5(D + h) = 0,5(391,5 + 12,625) = 202,1 \text{ мм} \quad (2.18)$$

по формуле

$$\sigma_m = 0,35\sigma_H + 0,214 \frac{E \cdot h \cdot m}{\rho^2} = 0,35 \cdot 213 + 0,214 \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 4,125 \cdot 2,5}{202,1^2} = 85 \text{ МПа} \quad (2.19)$$

Коэффициент запаса по касательным напряжениям по формуле:

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		33

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}\tau_a}{\varepsilon_{\tau}\beta_{\tau}} + 0,1\tau_m} = \frac{280}{\frac{1,55 \cdot 26,62}{0,59 \cdot 0,82} + 0,1 \cdot 26,62} = 3,12 \quad (2.20)$$

Где $\tau_{-1} = 280$ МПа; $K_{\tau} = 1,55$; $\varepsilon_{\tau} = 0,59$; $\beta_{\sigma} = 0,82$

по формуле

$$\tau_a = \frac{0,1(1-R_{\tau}) \cdot T_2}{h_0 \rho_0^2} = \frac{0,1(1-0) \cdot 25736 \cdot 10^3}{7,575 \cdot 199,5^2} \approx 26,62 \text{ МПа} \quad (2.21)$$

по формуле

$$h_0 = 0,6 \cdot 12,625 = 7,575 \text{ мм} \quad (2.22)$$

$$\rho_0 = \frac{D+h_0}{2} = \frac{391,5+7,575}{2} = 199,5 \text{ мм} \quad (2.23)$$

по формуле

$$\tau_m = \frac{(1+R_{\tau}) \cdot \tau_a}{1-R_{\tau}} = \frac{(1+0) \cdot 26,62}{1-0} = 26,62 \text{ МПа} \quad (2.24)$$

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] = 1,5 \dots 1,8 \quad (2.25)$$

$$S = \frac{1,6 \cdot 3,12}{\sqrt{1,6^2 + 3,12^2}} \approx 1,5 \geq [S] = 1,5 \quad (2.26)$$

Условие прочности выполняется.

КПД передачи по формуле:

$$\eta_{h2}^{(1)} = \frac{1 - \psi_{12}^{(h)}}{1 + |u_{h2}^{(1)}| \psi_{12}^{(h)}} = \frac{1 - 0,00137}{1 + 80 \cdot 0,00137} = 0,998 \quad (2.27)$$

Здесь принято $\psi_{12}^{(h)} = 0,00137$ (среднее значение).

Долговечность подшипника генератора по формуле:

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60n_h} \right) \cdot \left(\frac{C_q}{P_q} \right)^3 = \left(\frac{10^6}{60 \cdot 1200} \right) \cdot \left(\frac{4131}{788} \right)^3 = 2001 \text{ ч} \quad (2.28)$$

Здесь n_h — частота вращения генератора волн, мин^{-1} ; $C_q = 0,55C$ — динамическая грузоподъемность гибкого подшипника, Н; C — динамическая грузоподъемность подшипника общего назначения с наружным диаметром, равным наружному диаметру недеформированного гибкого подшипника.

Эквивалентная динамическая нагрузка, Н:

									Лист
									34
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ				

$$P_q = V \cdot \left(\frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{ab}} \right) \cdot k_\delta \cdot k_T \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1 \cdot \left(\frac{2 \cdot 349 \cdot 10^3}{401,5} \right) \cdot 1,2 \cdot 1,05 \cdot 0,36 = 788 \text{ Н} \quad (2.29)$$

где V — коэффициент вращения; k_δ — коэффициент безопасности; k_T — температурный коэффициент (принимаются по подобию с обычными подшипниками); $\alpha = 20^\circ$; $d_{ab} = m(z_b - 1,4)$ — диаметр окружности выступов зубьев венца жесткого колеса, мм; Z_b — число зубьев жесткого колеса; m — модуль, мм.

В дисковых генераторах применяют подшипники общего назначения. Разность наружного диаметра диска генератора D_a и наружного диаметра подшипника D_n должна быть достаточно большой для получения необходимой изгибной жесткости наружного кольца подшипника. Исследования показывают, что при полуразности этих диаметров, равной $0,085/d$, динамическая грузоподъемность подшипника снижается (по сравнению с обычным случаем установки подшипников в жестком корпусе) не более чем на 10%.

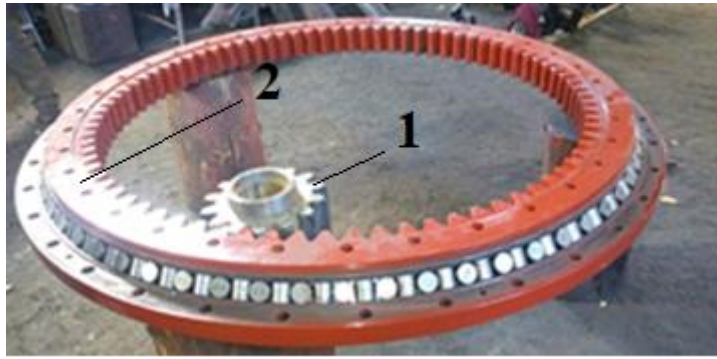
Таким образом, расчет подшипника качения дискового генератора следует выполнять по известным зависимостям.

Определены: внутренний диаметр гибкого колеса $D = 408,5$ мм; модуль зацепления $m = 2,5$. Проверочный расчет по запасам прочности показал, что расчетное значение запаса прочности не превышает допустимое $S = 1,5 \geq [S] = 1,5$

Чертеж общего вида изделия (машины или привода) должен содержать все данные, необходимые для монтажа машины или привода и подготовки их для эксплуатации. Эти чертежи выполняют с указанием габаритных, монтажных и присоединительных размеров, а также технической характеристики изделия. В спецификацию записывают сборочные единицы, стандартные изделия (гидромотор и др.), а также те детали, которые не вошли в спецификацию чертежей сборочных единиц.

										Лист
										35
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ					

2.3 Расчет опорно-поворотного устройства



1 — шестерня, 2 — опорно-поворотный круг;

Рисунок 2.5 – Опорно-поворотное устройство

Исходные данные:

- 1) вращающий момент на валу гибкого колеса $T_2 = 25736 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- 2) диаметр зубчатого венца опорно-поворотного устройства: $d_4 = 1451 \text{ мм}$;
- 3) модуль зубчатого зацепления: $m = 8,0$;
- 4) передаточное отношение опорно-поворотного устройства: $i_{\text{ОПУ}} = 7,82$;

Число зубьев опорно-поворотного круга определяем по формуле [1]:

$$z_4 = \frac{d_4}{m} = \frac{1451}{8,0} = 181,375 \approx 181 \quad (2.30)$$

Значение диаметра шестерни найдем по формуле:

$$d_3 = \frac{d_4}{i_{\text{ОПУ}}} = \frac{1451}{7,82} = 185,55 \approx 186 \text{ мм} \quad (2.31)$$

Определяем число зубьев шестерни по формуле:

$$z_3 = \frac{d_3}{m} = \frac{186}{8,0} \approx 23,14 = 23 \quad (2.32)$$

Уточним передаточное отношение ОПУ:

$$i_{\text{ОПУ}} = \frac{181}{23} = 7,86 \quad (2.33)$$

2.4 Расчет тихоходного вала

Силы действующие на тихоходный вал гибкого колеса:

Найдем окружную силу по формуле:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_3} = \frac{2000 \cdot 25736}{184} = 279739,13 \text{ Н} \quad (2.34)$$

Найдем радиальную силу по формуле:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 279739,13 \cdot 0,36 = 101816,72 \text{ Н} \quad (2.35)$$

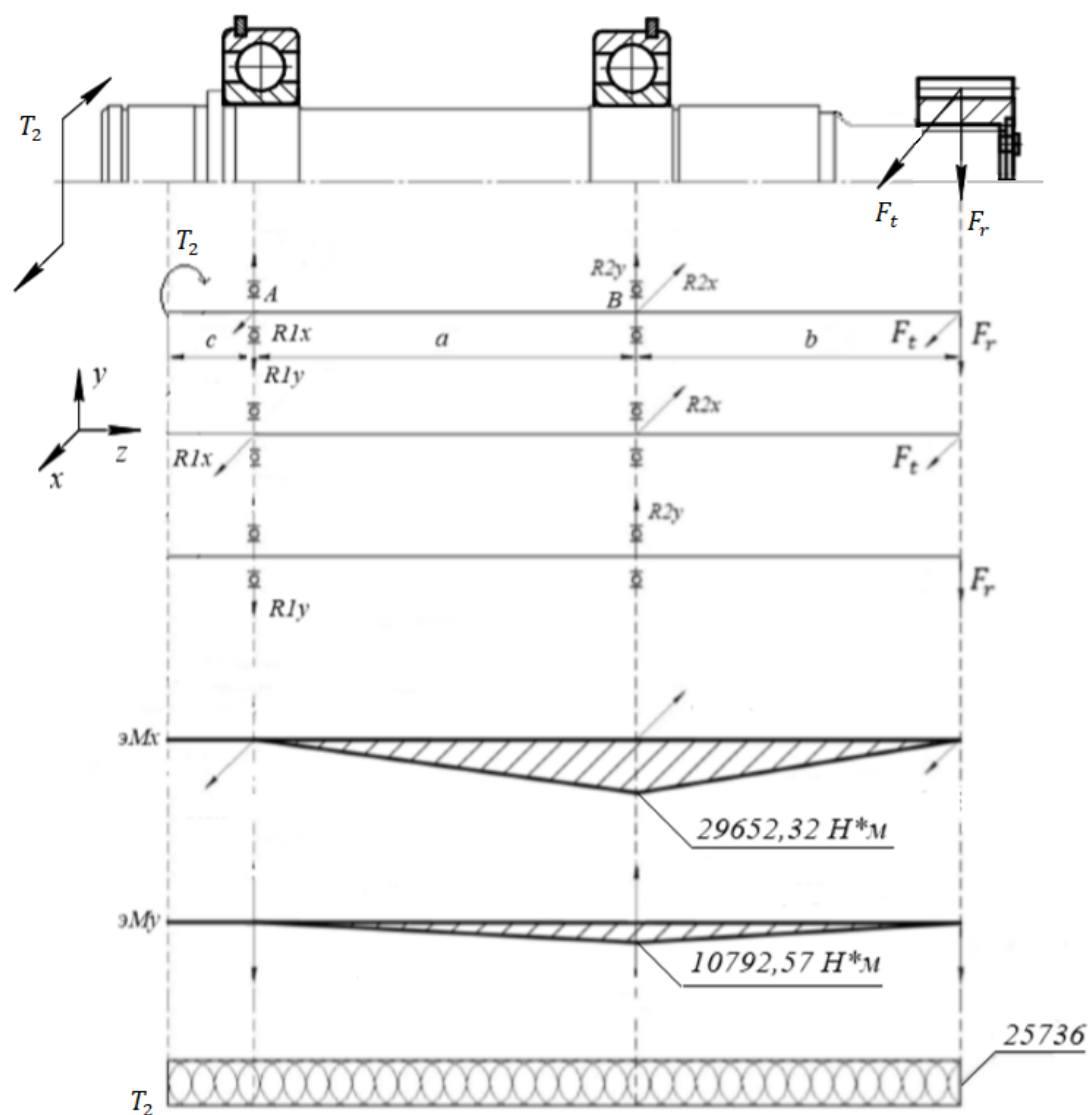


Рисунок 2.6 – Расчетная схема тихоходного вала

На рисунке: $a = 125$ мм; $b = 106$ мм; $c = 28$ мм.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ

Лист

37

Определение реакций в опорах:

1) определение реакций от силы F_t .

$$\sum M_1 = R_{2x} \cdot 125 - F_t \cdot 231 = 0 \quad (2.36)$$

$$R_{2x} = \frac{F_t \cdot 231}{125} = \frac{279739,13 \cdot 231}{125} = 516957,91 \text{ H} \quad (2.37)$$

$$\sum M_2 = R_{1x} \cdot 125 - F_t \cdot 106 = 0 \quad (2.38)$$

$$R_{1x} = \frac{F_t \cdot 106}{125} = \frac{279739,13 \cdot 106}{125} = 237218,78 \text{ H} \quad (2.39)$$

2) определение реакций от консольной силы F_r .

$$\sum M_1 = -F_r \cdot (125 + 106) + R_{2y} \cdot 125 = 0 \quad (2.40)$$

$$R_{2y} = \frac{F_r \cdot 231}{125} = \frac{101816,72 \cdot 231}{125} = 188157,3 \text{ H} \quad (2.41)$$

$$\sum M_2 = -F_r \cdot 106 + R_{1y} \cdot 125 = 0 \quad (2.42)$$

$$R_{1y} = \frac{F_r \cdot 106}{125} = \frac{101816,72 \cdot 106}{125} = 86340,58 \text{ H} \quad (2.43)$$

Проверка:

$$R_{1x} + R_{2x} + F_t = 237218,78 - 516957,91 + 279739,13 = 0 \quad (2.44)$$

$$R_{1y} + R_{2y} + F_r = -86340,58 + 188157,3 - 101816,72 = 0 \quad (2.45)$$

Условие выполняется.

Расчет тихоходного вала редуктора на прочность

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывании предохранительного устройства).

Нормальное напряжение σ в опасном сечении вала при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma = \frac{10^3 M_{max}}{W} = \frac{10^3 \cdot 31555,37}{98125} = 321,58 \text{ МПа} \quad (2.46)$$

где суммарный изгибающий момент:

$$M_{max} = (\sqrt{M_x^2 + M_y^2}) = (\sqrt{29652,35^2 + 10792,57^2}) = 31555,37 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.47)$$

момент сопротивления сечения вала при расчете на изгиб:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 100^3}{32} = 98125 \text{ мм}^3 \quad (2.48)$$

Касательное напряжение τ в опасном сечении вала при действии максимальных нагрузок:

$$\tau = \frac{10^3 \cdot T_2}{W_k} = \frac{10^3 \cdot 25736}{196250} = 131,13 \text{ МПа}; \quad (2.49)$$

где момент сопротивления сечения вала при расчете на кручение:

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 100^3}{16} = 196250 \text{ мм}^3; \quad (2.50)$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma} = 650/321,58 = 2,02 \quad (2.52)$$

$$S_{T\tau} = \tau_T/\tau = 390/131,13 = 2,97 \quad (2.53)$$

где $\sigma_T = 650$ МПа, $\tau_T = 390$ МПа – пределы текучести Стали 45

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}} = \frac{2,2 \cdot 2,97}{\sqrt{2,2^2 + 2,97^2}} = 1,77 \quad (2.54)$$

									Лист
									39
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ				

Статическую прочность считаем обеспеченной, т.к.

$$S_T = 1,77 > [S_T] = 1.3..2$$

2.5 Расчет подшипников на тихоходном вале.

Назначим конструктивно наиболее простую схему установки – «враспор». Чтобы не происходило защемления вала в опорах, при сборке предусмотрим осевой зазор [2].

Предварительно назначим подшипники шариковые радиальные однорядные с канавкой под пружинное кольцо легкой серии 50210 по ГОСТ 2893-82 [12]. $C_r = 35.1$ кН; $C_{or} = 19.8$ кН; $d = 100$ мм; $D = 180$ мм; $D_w = 12,7$ мм.

Типовой режим нагружения: IV

1) определим суммарные реакции в опорах:

$$\sum R_1 = \sqrt{237218,78^2 + 86340,58^2} = 252442,95 \text{ Н} \quad (2.55)$$

$$\sum R_2 = \sqrt{516957,91 \text{ Н}^2 + 188157,3^2} = 550134,265 \text{ Н} \quad (2.56)$$

2) радиальная нагрузка (радиальная реакция опоры):

$$F_r = K_E * R_2 = 0.5 \cdot 550134,265 = 275067,13 \text{ Н}, \quad (2.57)$$

где коэффициент эквивалентности $K_E = 0.5$ для типового режима: 4

3) выбираем коэффициент f_0 , зависящий от геометрии подшипника и применяемого уровня напряжения, в зависимости от отношения:

$$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} = \frac{12,7}{140} = 0.091 \quad (2.58)$$

где диаметр окружности расположения центров шариков:

$$D_{pw} = \frac{d+D}{2} = \frac{(100+180)}{2} = 140 \text{ мм} \quad (2.59)$$

D_w - диаметр шарика,

α - угол контакта (для радиальных подшипников равен 0)

4) эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P_r = F_r \cdot k_B \cdot k_T = 275067,13 \cdot 1 \cdot 0,8 = 220053,6 \text{ Н} \quad (2.60)$$

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		40

где коэффициент динамической нагрузки $k_B=1$ (для спокойной нагрузки без толчков);

температурный коэффициент $k_T=0,8$ (для рабочей температуры подшипника 250 °С).

5) расчетный ресурс (долговечность) подшипника:

$$L_{10ah} = \left(\frac{10^6}{60n_h}\right) \cdot \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 = \left(\frac{10^6}{60 \cdot 1200}\right) \cdot \left(\frac{35.1}{220,053}\right)^3 = 2215 \text{ч} \quad (2.61)$$

б) расчетный ресурс больше требуемого:

$$L_{10ah} > L'_h = 2000$$

«Подшипник 50210 ГОСТ 2893-82» пригоден; при требуемом ресурсе надежность выше 90% [12].

Вывод по разделу

Расчет редуктора на прочность очень важный этап в проектировании механизмов и узлов любой сложности. В данном разделе был произведен расчет волнового редуктора с дисковым генератором волн, а также расчет тихоходного вала, гибкого колеса и подшипников на тихоходном вале. На основе выполненного проверочного расчета по запасам прочности можно сказать, что расчетное значение запаса прочности не превышает допустимое.

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		41

3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

3.1 Служебное назначение детали

Данная шестерня в автомобиле КамАЗ-53228, предназначена для передачи вращения от гидромотра через волновой редуктор к опорно-поворотному кругу [7]. При этом в силу большей нагрузочной способности по сравнению с коническими шестернями и меньшей чувствительности к погрешностям сборки цилиндрические зубчатые передачи рекомендуется применять в силовом приводе исполнительного механизма машины.

В процессе работы вал редуктора передает крутящий момент на опорно-поворотный круг через цилиндрическую шестерню. С зубчатого колеса вращение передается на поворотную платформу автокрана.

Передача крутящего момента производится с постоянным передаточным отношением 7,82.

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		42

3.2 Анализ технологичности детали

Анализ геометрических особенностей детали

Зубчатое колесо имеет сравнительно небольшие размеры, по конструкции это однодисковое колесо со ступицей, несимметрично выступающей по одну сторону обода. В колесе имеется центральное сквозное отверстие с центрированием. Это отверстие является конструкторской базой, отверстие можно использовать в качестве одного из элементов технической базы.

Деталь правильной геометрической формы с габаритными размерами $\varnothing 65 \times 88$ имеет центральное отверстие $\varnothing 50H7$. Деталь обладает достаточной жесткостью $\frac{l}{d} = 0,7$, что позволяет назначить рекомендуемые режимы резания. Деталь имеет зубчатый венец $z=17$. Масса детали 0,61 кг.

Вывод: Считаем деталь технологичной, т.к.

- 1) конструкция детали состоит из стандартных и унифицированных конструктивных элементов;
- 2) большинство обрабатываемых поверхностей детали имеют оптимальные степень точности и шероховатость;
- 3) для получения всех поверхностей достаточно применения стандартных режущих инструментов.
- 4) наружный контур детали имеет простую конфигурацию, что обеспечивает достаточно свободный доступ режущего инструмента.
- 5) конструкция детали позволяет получить заготовку с размерами и конфигурациями наиболее близкими к готовой детали, то есть обеспечивающими наиболее высокий коэффициент использования материала и наименьшую трудоемкость механической обработки. (Ким=0,69)

Анализ возможности достижения размеров, шероховатостей и технических требований детали.

									Лист
									43
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ				

Технические требования на изготовление изделия или сборочной единицы характеризуют основные параметры их качества, проверяемые при окончательном контроле или испытаниях. Поэтому важно правильно определить технические требования детали. Способ получения: . В качестве заготовки выбираем сортовой прокат горячекатанной трубы по ГОСТ 2590-2006 [13].

Требования по точности размеров:

Неуказанные предельные отклонения размеров: $h12; \pm t2/2$, точность посадочного отверстия 7 квалитет (H7). Точность обработки шпоночного паза по 9 квалитету (Js9). получение шпоночного паза, параллельного оси отверстия (допуск на отклонение от параллельности 0,025 мм)

Требования по шероховатости:

Шероховатость поверхностей зацепления: $Ra=3,2$ мкм. Шероховатость посадочного отверстия детали: $Ra=0,8$ мкм. Шероховатость неуказанных поверхностей $Ra=6.3$ мкм.

Конструкция данной детали позволяет применять рациональную заготовку, в данном случае сортовой прокат горячекатанной трубы по ГОСТ 2590-2006 [13]. Для получения готовой детали, заготовку подвергают токарной, шлифовальной и зубофрезерной обработке.

Вывод: Считаем деталь технологичной, т.к. достижение необходимых требований точности размеров, шероховатостей и технических требований, возможно без существенных сложностей в процессе изготовления и обработки заготовки. Возможно использовать высокопроизводительные методы обработки, например, точение на станках с ЧПУ. Обеспечение требуемой точности размеров, точности взаимного положения поверхностей не вызывает технологических трудностей и могут быть выполнены на станках нормальной точности.

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		44

Анализ обрабатываемости материала детали

Шестерня изготовлена из стали 18ХГТ ГОСТ 4543-71 [14]. Сталь 18ХГТ легированная конструкционная качественная сталь, предназначенная для изготовления деталей, работающих на больших скоростях и высоких удельных давлениях при наличии ударных нагрузок в условиях повышенного износа: зубчатые колеса, валы, шестерни, червяки, кулачковые муфты, втулки, валики, пальцы, шаровые пальцы, шкворни.

Сталь цементируемая, после цементации деталь подвергается закалке и отпуску, что обеспечивает твердую поверхность и мягкую сердцевину и позволяет работать детали на изгиб.

Химический состав материала детали представлен в таблице 3.1

Таблица 3.1 – Химический состав материала детали

Марка материала	С	Si	Mn	Cr	Ti	S %		P %		Cu %	
						не более					
18ХГТ	0,17-0,23	0,17-0,37	0,80-1,10	1,00-1,30	0,03-0,09	0,025	0,035	0,035		0,20	

Механические свойства материала детали в состоянии поставки представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Механические свойства материала детали в состоянии поставки

Марка материала	σ_T , МПа	σ_B , МПа	δ , %	ψ , %	a_n , Нм/см ²	Твёрдость, НВ не более
18ХГТ	430	700	18	55	80	217

Режимы термической обработки и механические свойства стали после термообработки представлены в таблицах 3.3 и 3.4.

Таблица 3.3 – Режимы термообработки детали

Марка материала	Термический режим	Охлаждающая среда	Твердость, HRC
Газовая цементация	950-970	Воздух	
Закалка	840-860	Масло	56...63
Отпуск	200-220	Воздух	сердцевина 30...45

Таблица 3.4 – Механические свойства материала детали после термообработки

Марка материала	σ_T , МПа	σ_B , МПа	δ , %	ψ , %	a_n , Н·м/см ²
18ХГТ	850	1000	9	50	80

Вывод: Считаю деталь технологичной, т.к. материал детали обладает хорошей обрабатываемостью давлением и резанием, и при осуществлении штамповки, термической и механической обработки затруднений не возникает. Материал удовлетворяет всем предъявленным требованиям и обеспечивает нормальную работоспособность детали в узле. Деталь не имеет поверхностей, труднодоступных для обработки и не требует использования сложного режущего инструмента.

3.3 Анализ метода получения заготовки

Выбор метода получения исходной заготовки определяется типом производства, экономическими факторами и техническими возможностями производства. В результате анализа было рассмотрено 3 возможных метода получения заготовки:

- 1) литьё в кокиль;
- 2) горячая объемная штамповка;
- 3) токарно-механическая обработка проката круглого сечения;

Рассмотрим каждый метод в отдельности:

1) кокиль – металлическая форма, которая заполняется расплавом под действием гравитационных сил. Сущность литья в кокиль состоит в применении металлических материалов для изготовления многократно используемых литейных форм. Для производства этой формы необходим материал, рабочие чертежи и собственно ее изготовление. Эти факторы требуют дополнительных затрат времени и средств производства. Для изготовления мелкой серии зубчатых колес выполнение специальной литейной формы нецелесообразно и экономически не выгодно. Принято решение отказаться от использования данного метода производства детали.

2) изготовление на кривошипно-горячештамповочном прессе. К достоинствам данного метода можно отнести: 1) большую точность поковки, по сравнению с ковкой на молотах; 2) меньшие припуски на дальнейшую обработку; 3) лёгкую автоматизацию. Процессу штамповки на прессах присущи недостатки: 1) окалина вдавливается в тело поковки, для предотвращения этого необходимо проводить малоокислительный или безокислительный нагрев или полную очистку заготовки от окалины; 2) из-за невысокой скорости деформирования время контакта металла с инструментом больше, чем на молотах, поэтому имеет место переохлаждение поверхности заготовки, что приводит к худшему заполнению полости штампа; 3) несколько выше стоимость изготовления деталей таким методом.

									Лист
									47
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ				

3) токарная обработка металла предполагает использование специальных станков и режущего инструмента (резцы, сверла, развертки и др.), посредством которого с детали снимается слой металла требуемой величины. Однако, при анализе токарно-механической обработки выяснилось, что при изготовлении мелкой серии зубчатых колес из проката круглого сечения большая часть материала заготовки уйдет в стружку. Такой способ экономически невыгоден в данном случае, так как количество шестерен довольно небольшое.

Вывод: наиболее рациональным методом получения приводных шестерен мелкой серии является токарная обработка проката трубы. Данная шестерня изготовлена из стали 18ХГТ ГОСТ4543-71 имеет простую конфигурацию без отверстия [14]. В качестве заготовки выбираем сортовой прокат горячекатанной трубы по ГОСТ 2590-2006 [13].

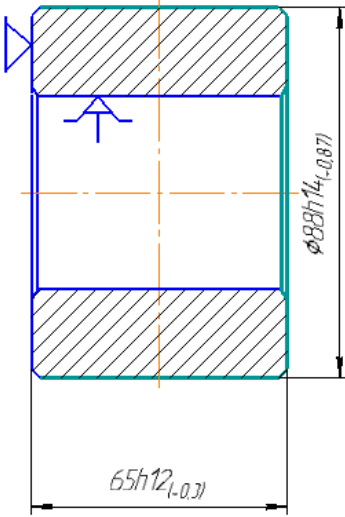
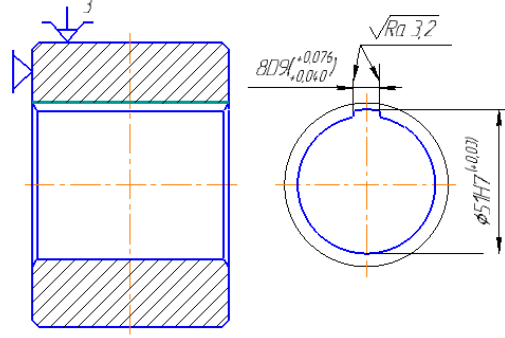
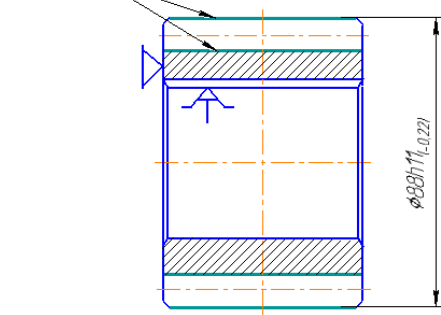
					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		48

3.4 Технологический процесс обработки детали

Таблица 3.5 – Технологический процесс обработки детали [9]

№ операции	Наименование операции	Операционный эскиз	Оборудование
000	Отрезная		Отрезной круглопильный полуавтомат.
005	Токарная с ЧПУ.		16К20Ф3

Продолжение таблица 3.5

010	Токарная с ЧПУ.	<p style="text-align: center;">$\sqrt{Ra\ 6,3}$</p> 	16К20Ф3
015	Протяжка шпоночного паза	<p style="text-align: center;">$\sqrt{Ra\ 16}$</p> 	Электромеханический протяжной станок 7СП1600
020	Зубофрезерн.	<p style="text-align: center;">$m=4,5\ z=17$</p> <p style="text-align: center;">$\sqrt{Ra\ 3,2}$</p> 	Зубофрезерный станок 5к32а
025	Закалка ТВЧ		Установка ТВЧ

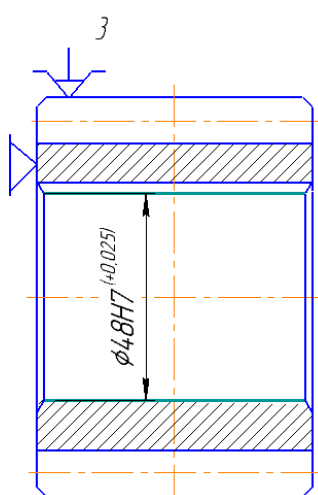
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ

Лист

50

Продолжение таблица 3.5

030	Внутреннее шлифование		Круглошлифовальн. станок ОШ-525Ф3
035	Контрольная		

3.5 Контроль готовой детали

Таблица 3.6 – Контроль готовой детали

№	Группа контролируемых параметров	Средства измерения
1	<p>Размеры:</p> <p>Диаметральный $\varnothing 48H7^{(+0,025)}$</p> <p>Диаметральный $\varnothing 88h11$</p> <p>Линейный 8 D9(+0,76)</p> <p>Линейный 65 h12(-0,3)</p> <p>Линейный 51h7(-0,18)</p> <p>Угловой 12°</p>	<p>ШЦК-I-150-0,02 ГОСТ 166-89</p> <p>ШЦК-I-150-0,02 ГОСТ 166-89</p> <p>ШЦК-I-150-0,02 ГОСТ 166-89</p> <p>ШЦ-II-250-0,05 ГОСТ 166-89</p> <p>ШГЦ-200-0,01 ГОСТ 162-90</p> <p>Угломер типа 1-2 ГОСТ 5378 -88</p>
2	<p>Шероховатость:</p> <p>Ra0,8; Ra3,2; Ra6,3</p>	<p>Профилометр TR-220</p> <p>ГОСТ 19300—86</p>
3	<p>Допуск формы:</p> <p>Параллельность</p> <p>Перпендикулярность</p> <p>Цилиндричность</p> <p>Осевое биение</p> <p>Радиальное биение</p>	<p>НИ 50-160 0,001 ГОСТ 868-82</p> <p>УЛП-0-160 ГОСТ 3749-77</p> <p>НИ 50-160 0,001 ГОСТ 868-82</p> <p>УИЦ-15 ГОСТ 22267-76</p> <p>ИЧ-10 ГОСТ 577-68</p>

3.6 Возможный брак при изготовлении детали

1) большая погрешность профиля зуба

Причина брака: Плохое качество фрезы, отклонение угла профиля зубьев, неточность шага, неточность посадочного отверстия.

Предотвращение: Проверить точностные параметры фрезы и при необходимости заменить её.

2) несимметричность шпоночного паза

Причина брака: Износ, повреждение или неточность оправки для протяжки шпоночного паза, либо самой протяжки.

Предотвращение: Проверка протяжки и оправки, с последующей заменой.

3) отклонение круглости отверстия

Причина брака: Получается при биении шпинделя, вследствие неравномерной выработки его подшипников или неравномерно износа его шеек.

Предотвращение: Проверка подшипников шпинделя и их замена.

4) задиры поверхности отверстия

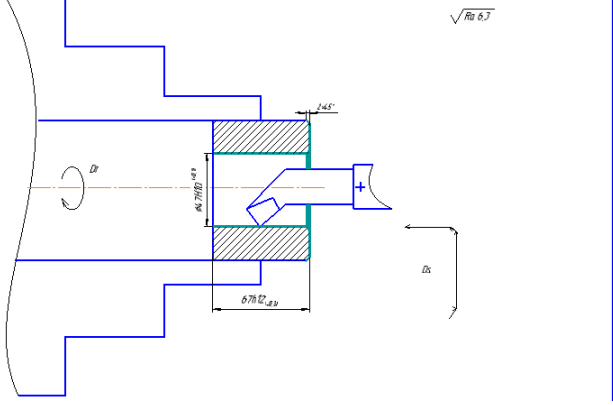
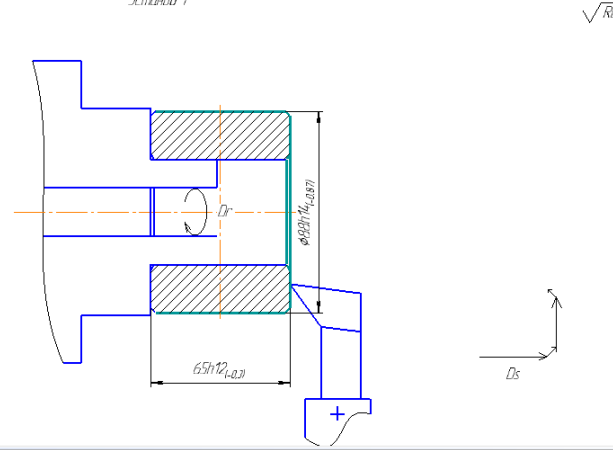
Причина брака: Вибрация шлифовального станка. Некачественный шлифовальный круг. Плохое крепление детали относительно вращающегося инструмента.

Предотвращение: Устранение вибрации станка. Улучшенная затяжка детали на станке. Замена шлифовального круга.

3.7 Режимы резания и нормы времени

Для определения значений режимов резания была использована следующая справочная литература: «Режимы резания для токарных и сверлильно – расточных станков с ЧПУ». Справочник. 2-е изд./Под ред. В.И. Гузеева. М: Машиностроение, 2007. 368с. «Режимы резания на работы, выполняемые на шлифовальных и доводочных станках с ручным управлением и полуавтоматах». Справочник. Челябинск: Изд. АТОКСО, 2007. 384с

Таблица 3.7 – Контроль готовой детали [8]

Наименование операции, расчёт	Схема обработки
<p>Растачивание</p> <p>$t=2$ мм</p> <p>$D=88$ мм</p> <p>$S=0,66$ мм/об.</p> <p>$V=121$ м/мин.</p> $n = \frac{V \cdot 1000}{\pi \cdot d};$ $n = \frac{121 \cdot 1000}{3,14 \cdot 88} = \frac{427,94 \text{ об}}{\text{мин}}$ $T_o = \frac{l}{n \cdot S};$ $T_o = \frac{95}{427,94 \cdot 0,66} = 0,33 \text{ мин}$	
<p>Точение</p> <p>$t=2$ мм</p> <p>$D=88$ мм $S=0,66$ мм/об.</p> <p>$V=121$ м/мин.</p> $n = \frac{V \cdot 1000}{\pi \cdot d};$ $n = \frac{121 \cdot 1000}{3,14 \cdot 88} = \frac{427,94 \text{ об}}{\text{мин}}$ $T_o = \frac{l}{n \cdot S};$ $T_o = \frac{75}{427,94 \cdot 0,66} = 0,26 \text{ мин}$	

Продолжение таблицы 3.7

Протяжка шпоночного паза

$$h = \frac{51 - 48}{2} = 1,5 \text{ мм}$$

$$V = \frac{Cv}{T^m \cdot Sz^{Xv}};$$

$$V = \frac{5}{240^{0,87} \cdot 0,1^{1,4}} = 1,07 \text{ м/мин}$$

S=0,3мм

T=240мм (стойкость резца)

L=50мм

Sz=0,1 (значение из 0,05...0,2)

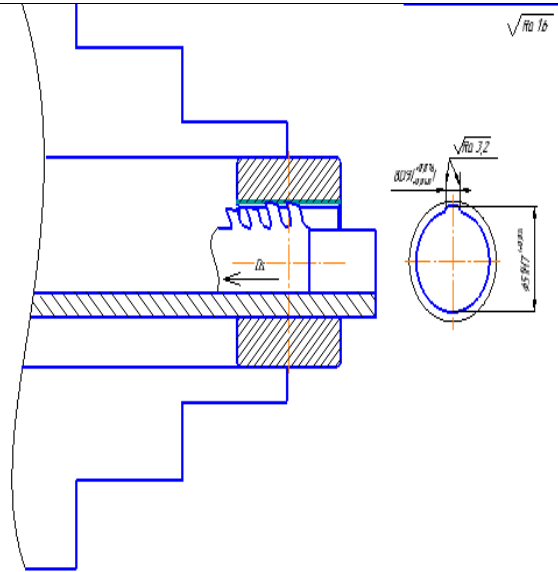
Cv=5; m=0,9; Xv=1,8(значения для Сталь18ХГ)

$$T_o = \frac{h \cdot l \cdot n \cdot k}{1000 \cdot V \cdot Sz \cdot q};$$

где, n=1,2; k=1,5 коэффициенты по длине протяжки и ходу станка, q – количество зубьев протяжки в зацеплении.

$$T_o = \frac{1,5 \cdot 50 \cdot 1,2 \cdot 1,5}{1000 \cdot 1,07 \cdot 0,1 \cdot 10};$$

$$T_o = 0,17 \text{ мин}$$



Продолжение таблицы 3.7

Внутренне шлифование

$$n_3 = 2150 \text{ об/мин}$$

$$t = 1 \text{ мм}$$

$$d_{кр} = 40 \text{ мм}$$

$$V_{осн} = 4,55 \text{ м/мин}$$

$$S_{2x} = 0,005 \text{ мм/дв. ход}$$

$$n_k = \frac{V \cdot 1000}{\pi \cdot d} = \frac{4550}{3,14 \cdot 48};$$

$$n_k = 33,5 \text{ об/мин}$$

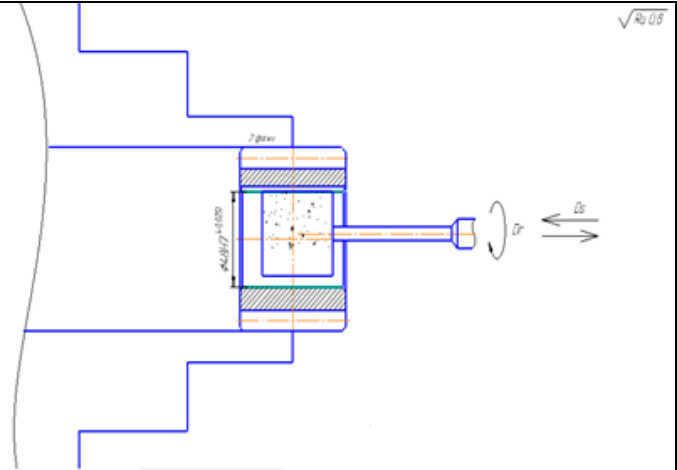
(табличные данные для данного диаметра внутренней поверхности шлифования)

$$T_o = \frac{2(0,5 \cdot d_{кр} + l_d) \cdot 2\Pi}{V_{осн} \cdot S_{2x} \cdot K_{2Sx} \cdot K_{V_{осн}}};$$

где 2Π - двойной припуск, $d_{кр}$ - диаметр шлиф. круга, K_{2Sx} и $K_{V_{осн}}$ - табличн. коэф.

$$T_o = \frac{2(0,5 \cdot 40 + 65) \cdot 0,05}{4550 \cdot 0,005 \cdot 0,97 \cdot 1,0};$$

$$T_o = 0,38 \text{ мин}$$



Вывод по разделу

В процессе выполнения данного раздела были составлены анализы служебного назначения детали и ее технологичности, а также анализ методов получения заготовки. Из последнего анализа выяснено, что наиболее целесообразным решением будет изготовление детали на КГШП. Был разработан технологический процесс обработки детали. Был рассмотрен возможный брак детали. Рассчитаны режимы резания и нормы времени для четырех операций. Результатом, стало заключение о том, что все

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ

Лист

56

технологические операции выполняются, поэтому деталь можно считать технологичной.

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		57

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Волновые зубчатые передачи позволяют осуществлять большие передаточные отношения в одной ступени. При этом обладают высоким КПД. Преимущества волновой передачи:

- 1) волновые передачи позволяют осуществлять большие передаточные отношения в одной ступени;
- 2) волновые передачи имеют меньшую массу, меньшие габариты, обеспечивают более высокую кинематическую точность, работают с меньшим шумом;
- 3) герметичные волновые передачи передают вращение в герметизированные полости с химической агрессивной и радиоактивной средой, в полости с высоким давлением и глубоким вакуумом.

В ходе работы был проведен расчет механизма вращения поворотной платформы автокрана КС-45717К (шасси КАМАЗ-53228/65111 6х6), которая обеспечивает непрерывный и длительный режим работы. Выполнены следующие задачи: Проведен кинематический и силовой расчет механизма вращения поворотной платформы. Представлены проектировочный и проверочный расчет волнового редуктора. Предложенная в работе конструкция значительно уменьшила габариты и массу, повысила нагрузочный режим, обеспечила удобство компоновки, бесшумность и плавность работы механизма вращения.

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		58

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин: Справочное пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцев – 3-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1986 – 400 с
- 2 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 5-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1998 – 447 с
- 3 Устиновский, Е.П. Детали машин и основы конструирования: текст лекций / Е.П. Устиновский, Ю.А. Шевцов, Е.В. Вайчулис; под ред. Е.П. Устиновского. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010 – 305 с
- 4 Устиновский Е.П. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: компьютерное учебное пособие с программами расчёта передач. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005–192с
- 5 Землянский Ю.М. Основы конструирования деталей и сборочных единиц передач: Учебное пособие к курсовому проектированию по деталям машин. – Челябинск: ЧВАИ, 2003 – 96 с
- 6 Сохрин, П.П. Разработка рабочих чертежей деталей передач: компьютеризированное учебное пособие с программой расчета комплекса для контроля передач зацеплением / П.П. Сохрин, Е.В. Вайчулис, Е.П. Устиновский, Ю.А. Шевцов; под ред. Е.П. Устиновского. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011 – 97 с
- 7 Иванов, М.Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е, доп. и перераб. М., «Высш. школа», 1976 – 399 с
- 8 ГОСТ 2.105 – 95 «Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам», 1995 – 32 с
- 9 ГОСТ 2.104–2006 «Единая система конструкторской документации. Основные надписи», 2006 – 9 с
- 10 ГОСТ 21354-87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность., 1989 – 129 с

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		59

11 ГОСТ 9563–60 Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули., 1994 – 4 с

12 ГОСТ 2893-82 Подшипники качения. Канавки под упорные пружинные кольца. Кольца упорные пружинные. Размеры., 1998 – 8 с

13 ГОСТ 2590–2006 Прокат сортовой стальной горячекатаный круглый. Сортамент., 2010 – 10 с

14 ГОСТ 4543–71 Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. 2008 – 39 с

15 СТО ЮУрГУ 04–2008 Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению, 2008 – 56 с

16 URL: <https://gidraros.ru/product/310-4-112-00-06-gidromotor/> (дата обращения: 20.05.2020)

17 URL: <http://www.teormach.ru/lect14.htm> (дата обращения: 16.04.2020)

					23.03.02.2020.045.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		60