

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Факультет
промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта
.....
(наименование)

Кафедра
«Транспортные машины»
.....
(наименование)

Специальность

23.05.01 «Наземные транспортно-
технологические средства»
.....
(код и наименование)

Специализация

«Автомобили и тракторы»
.....
(наименование)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ
на тему

**Транспортное средство повышенной проходимости с бесступенчатой
трансмиссией**

Студент группы 15МН1

.....
(подпись, дата)

Яшин Владислав Валерьевич
.....
(ФИО полностью)

Руководитель работы:
к.т.н., профессор

.....
(подпись, дата)

Чуфистов Е.А.
.....
(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер:
к.т.н., доцент

.....
(подпись, дата)

Жук А.П.
.....
(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от *10 июня 2020 г. № 9а*)

Заведующий кафедрой:
д.т.н., профессор

.....
(подпись, дата)

Салмин В.В.
.....
(фамилия, инициалы)

Работа защищена с отметкой _____ (протокол заседания ГЭК от _____ 2020 г. № _____)

Секретарь ГЭК:
к.т.н., доцент

.....
(подпись, дата)

Жук А.П.
.....
(фамилия, инициалы)

Пенза 2020

ФГБОУ ВО «ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
Факультет машиностроения и транспорта
Кафедра «Транспортные машины»

«Утверждаю»
Заведующий кафедрой «ТМ»
профессор _____ В.В. Салмин
подпись
« 28 » ноября 2019 г.

ЗАДАНИЕ
на дипломное проектирование

Студенту группы 15МН1 Политехнического института, очной формы обучения по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Яшину Владиславу Валерьевичу

Руководитель проекта: *к.т.н., профессор кафедры «ТМ» Е.А. Чуфистов*

Время дипломного проектирования: *с 28.11.2019 г. по 24.05.2020 г.*

Место преддипломной практики: *ИП Зиновьев*

Тема проекта: *Транспортное средство повышенной проходимости с бесступенчатой трансмиссией*

Тема утверждена приказом ПГУ № 1285/о от 28.11.2019 г.

Техническое задание на проект (назначение устройства, условия применения, внешние воздействия, специальные требования и т.п.): *Выполнить проектирование вариаторной коробки передач полноприводного транспортного средства*

Объем и содержание основной части проекта

Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчетов, обоснований, описаний):

- *проведение патентных исследований;*
- *разработка компоновочной схемы коробки;*
- *кинематический расчет коробки;*
- *прочностной расчет коробки;*
- *разработка модели коробки;*
- *расчет на прочность и жесткость деталей;*
- *разработка технологического процесса изготовления детали;*
- *разработка инструкции по эксплуатации;*
- *вопросы безопасности жизнедеятельности.*
- *экономический расчет эффективности разработки.*

– **Графическая часть (перечень и содержание чертежей, плакатов)**

– структура дипломного проекта	1л А1
– патентно-информационное исследование	1л А1
– общий вид транспортного средства	1л А1
– чертеж общего вида коробки	2л А1
– детализовочные чертежи	4л А2
– чертеж заготовки	1л А2
– чертеж детали	1л А2
– технологические наладки изготовления детали	1л А1
– результаты моделирования	1л А1
– плакат исследования деталей	1 л А1

Литература:

–патенты по тематике дипломного проекта;
–Артёмов, И.И. Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы. Курсовое и дипломное проектирование: методика и общие требования [Текст] / И.И. Артёмов, А.Б. Балакишин и др.– Пенза : ПГУ, 2004 г. – 256 с.

Консультанты и содержание дополнительных разделов (указывается конкретное содержание задания)

По конструкции устройства: «Бесступенчатая трансмиссия»

Консультант: к.т.н., профессор _____ Е.А. Чуфистов
подпись

По технологии: «Технологический процесс изготовления детали»

Консультант: к.т.н., профессор _____ Е.А. Чуфистов
подпись

По безопасности жизнедеятельности: «Мероприятия по безопасной эксплуатации транспортного средства»

Консультант: к.т.н., профессор _____ Е.А. Чуфистов
подпись

Дата выдачи задания: « 28 » ноября 2019 г.

Руководитель дипломного проекта: к.т.н., профессор _____ Е.А. Чуфистов
подпись

Задание к исполнению принял студент гр. 15МН1 _____ В.В. Яшин
подпись

« 28 » ноября 2019 г.

ФГБОУ ВО «ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
Факультет машиностроения и транспорта
Кафедра «Транспортные машины»

«УТВЕРЖДАЮ»

Руководитель ВКР

к.т.н., профессор ____ Е.А. Чуфистов
подпись

« 29 » ноября 2019 г.

**КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения дипломного проекта**

Наименование выполняемой работы	Срок исполнения		Отметка о выполнении (Подпись руководителя, консультанта)
	начало	окончание	
1	2	3	4
1. Получение задания на ДП, его уяснение и беседа с руководителем.	28.11.19	29.11.19	
2. Подбор и изучение патентов и литературы.	30.11.19	14.11.19	
3. Обоснование проекта. Разработка компоновочной схемы трансмиссии.	15.11.19	30.11.19	
4. Расчет параметров конструкции. Расчет деталей системы.	01.12.19	31.12.19	
5. Моделирование разработки.	01.01.20	14.01.20	
6. Чертеж общего вида автомобиля. Сборочный чертеж оси.	15.01.20	31.01.20	
7. Чертежи деталей системы.	01.02.20	14.02.20	
8. Плакат результатов моделирования. Исследование напряженно-деформированного состояния деталей	15.02.20	29.02.20	
9. Детализовка рабочих чертежей.	01.03.20	14.03.20	
10. Технологический процесс механической обработки детали.	15.03.20	31.03.20	
11. Влияние разработанной конструкции на окружающую среду и безопасность жизнедеятельности.	01.04.20	14.04.20	

1	2	3	4
12. Разработка инструкции по эксплуатации разработки.	15.04.20	30.04.20	
13. Окончательное оформление ПЗ и чертежей.	01.05.20	20.05.20	
14. Представление ПЗ и чертежей руководителю на просмотр и подпись.	21.05.20	22.05.20	
15. Получение отзыва руководителя проекта.	23.05.20	24.05.29	
16. Представление ДП нормоконтролёру	25.05.20	30.05.20	
17. Представление ДП рецензенту. Получение рецензии по дипломному проекту.	31.05.20	10.06.20	
18. Полное завершение всех работ и представление заведующему кафедрой на подпись ПЗ (совместно с чертежами, отзывом и рецензией).	11.06.20	17.06.20	
19. Подготовка к защите проекта.	18.06.20	19.06.20	
20. Защита дипломного проекта.	<i>по графику защит</i>		

Студент группы 15МН1 _____ В.В. Яшин

подпись

« 29 » ноября 2019 г.

UDC 629.113

*Yashin V.V. Off-road vehicle with continuously variable transmission:
Graduation project. - Penza: PSU, 2020 - 140 p., 17 ill., 15 tables.*

Keywords: patency, BOX, VARIATOR, DISCS, DETAILS, MANUFACTURING TECHNOLOGY, INSTRUCTIONS FOR USE, SAFETY OF LIFE, ECONOMIC CALCULATION.

In the graduation project, a CVT for a Niva Chevrolet car was designed. By using this type of box, you can increase the permeability of the vehicle by organizing a continuous flow of power. Development modeling is carried out, parameters are calculated. Calculation of the strength of parts in the Solid Works environment has been performed.

The technological process of manufacturing the variator cover is developed.

The issues of safe operation of the development are considered.

An instruction manual has been developed.

The economic calculation.

					<i>PSU 1.1-10.23.05.01.018001-PZ</i>			
<i>Chan</i>	<i>Sheet</i>	<i>N° docs</i>	<i>Signature</i>	<i>Data</i>	<i>Off-road vehicle with continuously variable transmission</i>	<i>Lit.</i>	<i>Sheet</i>	<i>Sheets</i>
<i>Developed.</i>	<i>Yashin</i>						<i>2</i>	<i>129</i>
<i>Checked.</i>	<i>Chufistov</i>					<i>The Department «TM groop 15MN1</i>		
<i>Review.</i>								
<i>N. contrl.</i>	<i>Zhuk</i>							
<i>Approved.</i>	<i>Salmin</i>							

УДК 629.113

Яшин В.В. Транспортное средство повышенной проходимости с бесступенчатой трансмиссией: Дипломный проект. – Пенза: ПГУ, 2020 – 140 с., 17 ил., 15 таблиц.

Ключевые слова: ПРОХОДИМОСТЬ, КОРОБКА, ВАРИАТОР, ДИСКИ, ДЕТАЛИРОВКА, ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ, ИНСТРУКЦИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ, БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ, ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.

В дипломном проекте спроектирована вариаторная коробка передач для автомобиля Нива Шевроле. За счет использования такого типа коробки можно увеличить проходимость транспортного средства за счет организации непрерывного потока мощности. Выполнено моделирование разработки, проведен расчет параметров. Выполнен расчет на прочность деталей в среде Солид Воркс.

Разработан технологический процесс изготовления крышки вариатора.

Рассмотрены вопросы безопасной эксплуатации разработки.

Разработана инструкция по эксплуатации.

Проведен экономический расчет.

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Транспортное средство повышенной проходимости с бесступенчатой трансмиссией</i>		
<i>Разраб.</i>	<i>Яшин</i>						
<i>Провер.</i>	<i>Чуфистов</i>						
<i>Реценз.</i>							
<i>Н. контр.</i>	<i>Жук</i>						
<i>Утверд.</i>	<i>Салмин</i>				<i>Кафедра «ТМ» группа 15МН1</i>		
					<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
					<i>д</i> <i>п</i>	<i>2</i>	<i>140</i>

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	6
1 ПАТЕНТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ ВАРИАТОРОВ	8
1.1 ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ.....	8
1.2 ФОРМИРОВАНИЕ ПРОГРАММЫ ИССЛЕДОВАНИЙ	21
1.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РУБРИК МПК И ИНДЕКСОВ УДК ИТР	21
1.4 УСТАНОВЛЕНИЕ ГЛУБИНЫ ПОИСКА.....	22
1.5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСТОЧНИКОВ ИНФОРМАЦИИ.....	22
1.6 ПАТЕНТНЫЙ ПОИСК.....	22
1.7 ВЫВОДЫ	25
2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ	27
2.1 ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ	27
2.1.1 ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБИЛЯ....	27
2.1.2 ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ....	28
2.2 ТЯГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБИЛЯ.....	29
2.2.1 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ В ТРАНСМИССИИ.....	29
2.2.2 ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ОТНОШЕНИЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ	29
2.2.3 СИЛА ТЯГИ НА КОЛЕСАХ.....	30
2.2.4 СКОРОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	31
2.2.5 ФАКТИЧЕСКИЕ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ	33
2.2.6 РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОГО ФАКТОРА.....	33
2.2.7 РАСЧЁТ УСКОРЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ	35
2.2.8 РАСЧЁТ ЗНАЧЕНИЙ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ ГРАФИКА ПУТИ РАЗГОНА	38
2.3 РАСЧЕТ ДИСКОВОГО ВАРИАТОРА.....	39
2.4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДИСКОВОГО ВАРИАТОРА	48
2.5 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ В SOLID WORKS.....	53
2.6 ВЫВОДЫ	60
3 РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ	62

3.1 КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДЕТАЛИ	62
3.2 АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ КОНСТРУКЦИИ	62
3.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПА ПРОИЗВОДСТВА	63
3.4 ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ЗАГОТОВКИ.....	67
3.5 РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО И ОПЕРАЦИОННОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ КРЫШКИ.....	69
3.5 ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА И СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЯ	70
3.6 РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ.....	71
3.7 РАСЧЕТ ТЕХНИЧЕСКИХ НОРМ ВРЕМЕНИ	79
3.8 ВЫВОДЫ	81
4 ВОПРОСЫ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ РАЗРАБОТКИ	82
4.1 ТРЕБОВАНИЯ К ЛЕГКОВЫМ АВТОМОБИЛЯМ С ПОЛНЫМ ПРИВОДОМ.....	83
4.2 ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО УПРАВЛЕНИЮ АВТОМОБИЛЕМ С ПОЛНОПРИВОДНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ	85
4.3 ВЫВОДЫ	86
5 ИНСТРУКЦИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЯ С ВАРИАТОРОМ.....	88
5.1 ВЫВОДЫ	92
6 ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	93
6.1 ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ПЛАН	93
6.2 РАСЧЕТ СЕБЕСТОИМОСТИ ПРОЕКТИРУЕМОГО УСТРОЙСТВА	95
6.3 РАСЧЕТ ОТПУСКНОЙ ЦЕНЫ	102
6.4 РАСЧЕТ ТОЧКИ БЕЗУБЫТОЧНОСТИ	102
6.5 ФИНАНСОВЫЙ ПЛАН.....	104
6.6 ВЫВОД.....	110
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	111
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	113
Приложение А (рекомендуемое) Патенты	
Приложение Б (обязательное) Спецификации	

Приложение В (обязательное) Маршрутные и операционные карты

Приложение Г (обязательное) Графическая часть дипломного проекта

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		5

Введение

Изобрели вариатор уже достаточно давно. Первые описания, напоминающие современные вариаторы можно найти в трудах Леонардо да Винчи. Первый патент на это изобретение был получен в конце девятнадцатого века. Но первые серийные машины с вариатором сошли только в середине двадцатого. Это были небольшие автомобили голландской фирмы DAF. Спустя несколько лет подразделение этой фирмы, которое производило легковые автомобили, было продано Вольво вместе с патентом на вариатор. Правда, существуют ограничения по мощности двигателя, поэтому вариаторной коробкой комплектуются главным образом небольшие автомобили.

Вариатор очень часто обозначают аббревиатурой CVT (continuously variable transmission), в переводе – постоянно изменяющаяся трансмиссия). Для водителя эта коробка мало чем отличается от автомата. Она имеет те же режимы переключения, только не имеет фиксированных передач. Для вариатора термин «передача» вообще не актуален. Можно сказать, что их бесконечное количество.

Достоинством данного типа по сравнению с механической будет постоянный поток крутящего момента, подаваемый на колеса.

Цель дипломного проекта: разработать конструкцию многодискового вариатора для полноприводного автомобиля Шевроле Нива.

Задачи проекта:

- 1 Патентный поиск по конструкциям многодисковых вариаторов.
- 2 Разработка компоновочной схемы конструкции.
- 3 Расчет параметров системы.
- 4 Создание 3Д модели деталей и узлов.
- 5 Расчет на прочность деталей и узлов.
- 6 Разработка сборочных и детализованных чертежей.
- 7 Разработка технологического процесса изготовления детали.
- 8 Разработка мероприятий по безопасности жизнедеятельности.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		6

9 Разработка инструкции по эксплуатации.

10. Экономическая оценка себестоимости конструкции.

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>7</i>

1 Патентные исследования в области вариаторов

1.1 Описание системы

Вариатор – отдельный агрегат или встроенный в машину узел для плавного изменения передаточного числа. Вариатор состоит из одной или нескольких бесступенчатых передач и устройств, обеспечивающих их функционирование. Основная характеристика вариатора – диапазон регулирования, то есть отношение наибольшего передаточного числа к наименьшему (обычно 3 – 6, реже 10 – 12) [16].

Вариатор обеспечивает оптимальный скоростной режим машины при различных условиях её работы. Например, на станке можно поддерживать наивыгоднейшую скорость резания на различных участках заготовки при обработке поверхностей вращения переменного радиуса. На эскалаторах метрополитена вариаторы служат для точной подгонки скоростей движения поручней и лестницы. Вариатор применяют в станках, машинах и механизмах текстильной, бумажной, химической промышленности, на транспорте. Распространённая конструкция – клиноремённый вариатор со встроенным электродвигателем. Применение вариаторов как бесступенчатых регуляторов скорости (при необходимости – с программным управлением) значительно возрастает в связи с возможностью использования их для автоматизации управления производственными процессами.

Вариатор CVT предоставляет водителю возможность выбора режимов движения, аналогичных обыкновенным автоматическим коробкам: P-R-N-D-L. При рычаге селектора, находящемся в этой прорези, водитель может пользоваться одним из шести зафиксированных передаточных чисел. Этот рычаг можно просто двигать вперед – назад для переключения на повышающую или понижающую передачу. Новая коробка передач предлагает водителю больше возможностей при выборе режима движения: спокойное, расслабленное при автоматическом режиме или более динамичное при ручном.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		8

Как и в автомобиле с "автоматом", педаль сцепления отсутствует. Нет необходимости отвлекаться на переключения передач, не нужно нарабатывать необходимую координацию: только педаль акселератора и тормоз. С технической точки зрения "автомат" повышает ресурс двигателя – резкие броски сцепления и прочие "несанкционированные" коллизии в трансмиссии отсутствуют. Разумеется, за это пришлось платить – сложностью устройства, его дороговизной, ростом расхода топлива, которым отличались автоматические гидромеханические трансмиссии (управляемые не электроникой) и, соответственно, количеством выбросов. Именно эти причины вот уже добрые полвека будоражат умы конструкторов, пытающихся создать трансмиссию, в которой бы не было моментов перехода со ступени на ступень, а передаточное число изменялось бы плавно.

Условия для работы двигателя в этом случае идеальны: практически постоянные обороты означают минимальный шум, расход топлива, токсичность и износ, поскольку отсутствие переходов с передачи на передачу уменьшает нагрузки и на двигатель, и трансмиссию.

CVT предпочтительней обычной автоматической трансмиссии, так как проще, экономичнее и совершеннее. Как и обыкновенная автоматическая коробка, CVT позволяет водителю не напрягаться выбирая передачи. Но вместо ее фиксированных передаточных чисел, CVT самостоятельно выбирает передачу из бесконечного их количества в соответствии с условиями движения и режимом, выбранным водителем.

Использование традиционной автоматической коробки ведет к повышенному расходу топлива вследствие потерь на внутреннее трение и скольжение в постоянно вращающихся частях планетарных редукторов, к тому же включение и выключение передач может вызывать такие же рывки, как при неудачном переключении передач в ручной трансмиссии.

В CVT планетарные редукторы и связывающие их элементы заменены двумя шкивами переменного диаметра, связанными сегментированным стальным ремнем. Один из шкивов является ведущим (приводимым во вращение

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		9

двигателем), а другой - ведомым, от которого идёт привод на колёса. Привод включается через электромагнитное сцепление. Система настроена на оптимальное использование режима работы двигателя и обеспечивает идеальную плавность при изменении передаточного числа.

Чтобы использовать больший крутящий момент двигателя, в новой CVT использован более широкий и крепкий стальной ремень, а система управления шкивами работает под более высоким давлением жидкости в магистрали. Привод ведущего шкива регулируется гидротрансформатором, сходным с обычными автоматическими трансмиссиями, вместо электромагнитного сцепления. Этот гидротрансформатор позволяет автомобилю, оснащённому новой CVT, медленно двигаться при отпущенной тормозной педали, что облегчает парковку и троганье на подъемах.

Как и все системы новой трансмиссии, блокировка гидротрансформатора, выполняющего роль сцепления, контролируется электроникой. Контрольный блок CVT управляет всеми ее функциями и узлами: гидротрансформатором, гидравлическим масляным насосом, собственно переключением передач, включая заднюю, а также ручным режимом работы.

Активизированный селектором, ручной режим выбирает одно из шести заранее запрограммированных передаточных чисел. Пять из них близки к передаточным числам обыкновенной ручной коробки передач, шестая - оптимально подобрана для экономичного движения на высокой скорости. Далее водитель переключает передачи простыми движениями селектора вперед - назад. Например, при включенной пятой передаче, что высвечивается на специальной шкале панели приборов, два движения селектора назад означают переход на третью передачу, одно вперед - на шестую.

В корпусе, в котором установлен планетарный ряд, включающий центральные внешние и внутренние фрикционные диски, охватывающие с обоих торцов промежуточные фрикционные диски, закрепленные на осях с возможностью их радиального перемещения на водиле, и прижатые к промежуточным дискам нажимные устройства, включающие упругие элементы

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		10

осевого действия, контактирующие с кольцевыми упорами, причем упругие элементы осевого действия, как минимум, одной группы центральных фрикционных дисков выполнены заодно с этими дисками в виде упругих дисков с дорожками качения на их поверхности, контактирующими с промежуточными дисками, в котором дорожки качения центральных фрикционных дисков расположены на их внутренней торцевой части и выполнены выпуклыми тороидальными, а зоны контакта упругих элементов осевого действия с кольцевыми упорами расположены на их периферийной кольцевой части, и кольцевые упоры выполнены с возможностью их перемещения в осевом направлении в корпусе, причем параметры центральных фрикционных дисков и упругих элементов осевого действия подобраны так, что сила прижима внешних центральных фрикционных дисков к промежуточным дискам прогрессивно возрастает с ростом передаточного отношения по сравнению с силой прижатия внутренних центральных фрикционных дисков к промежуточным фрикционным дискам.

Вариатор имеет несколько планетарных рядов, причем между рядами в зоне внешних центральных фрикционных дисков установлены промежуточные кольцевые упоры, а в зоне внутренних центральных фрикционных дисков и их упругих элементов установлены дистанционные кольца.

Вариатор в самом простом исполнении (созданный Вольво и поначалу использующийся концерном Субару) представляет собой движущий механизм, благодаря которому осуществляется передача вращения от одного узла к другому посредством промежуточного звена. Узлами выступают два шкива – колесики с ободом вокруг, внутри которого движется ремень. Промежуточным звеном – клиновым (разновидность приводного) ремень, соединяет между собой шкивы. Механизм получил название «клиноременный вариатор».

Крутящий момент непрерывно передаётся на колеса, также непрерывно происходит изменение передаточного отношения (при изменении оборотов двигателя, ремень либо натягивается, либо ослабляется).

Современный клиноременный вариатор (рисунок 1.1).

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		11

Принцип работы клиноременного вариатора

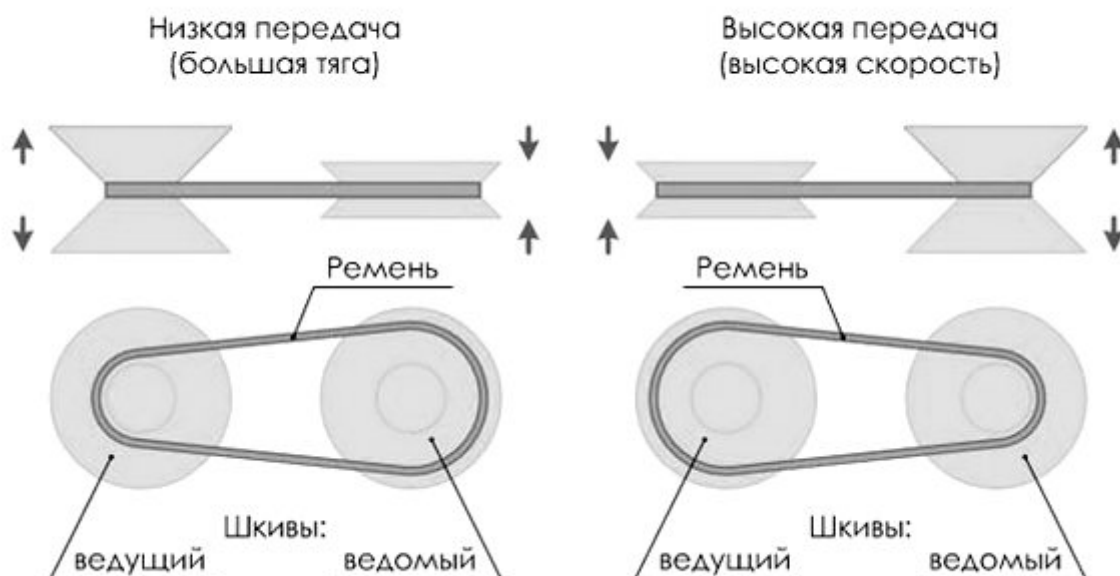


Рисунок 1.1 – Клиноременный вариатор

В современной конструкции КПП CVT применяются шкивы из сверхпрочного металла, а ремень – не эластичный жгут, а наборная лента из износостойкого металла (собирается из полосок, которые скрепляются между собой скобами). На ремень наносят специальное покрытие, защищающее от износа и проскальзывания.

Один из шкивов является ведущим. Он соединён с коленчатым валом двигателя (который служит преобразователем энергии, получаемой в результате сгорания топлива, в энергию вращения). Ведомый шкив соединен с колёсами авто. Шкивы имеют переменный диаметр (границы обода расходятся и сходятся, тогда ремень проходит уже не внутри, между ними, а поверх).

При небольшой скорости движения автомобиля диаметр ведущего шкива имеет минимальные значения, а ведомого – максимальные. При средней скорости диаметр одинаковый. При максимальной – размер ведущего увеличивается, а ведомого уменьшается. Изменяя размеры шкивов, изменяем передаточное число.

Механизмом «руководит» электронная система, опираясь на информацию с многочисленных датчиков (об оборотах вала, о вращении колес, сведения с самой трансмиссии).

Основные элементы вариатора.

Шкивы и ремень являются лишь частью конструкции современных вариаторов и называются клиноременной передачей. Строение CVT (бесступенчатой коробки передач) гораздо сложнее, в корпусе агрегата предусмотрено немало других элементов.

Крутящий момент от двигателя передается на первичный вал, а затем на ведущий шкив. В этом процессе может быть задействован гидравлический трансформатор (предусмотрен не во всех моделях). Гидротрансформатор отсоединяет трансмиссию от двигателя, через него передается усилие от вала к шкиву.

После гидротрансформатора усилие переходит на ремень, а с него на ведомый шкив. Далее при помощи планетарного редуктора момент переходит на вторичный вал. И машина движется вперед. Чтобы автомобиль двигался назад, запускается планетарный механизм или режим заднего хода (изменяет направление вращения вала).

В конструкции предусмотрен и дифференциал, который распределяет нагрузку по колёсам (на дифференциал крутящий момент передается от промежуточного вала).

Электронная система, которая руководит всеми процессами внутри CVT, считывает информацию с датчиков и изменяет режим работы CVT. Датчики установлены там, где можно быстро получить сведения о скорости вращения валов, о температуре рабочей жидкости, о положении селектора (ручки КПП). Электроника учитывает нагрузку на двигатель, скорость движения авто, положение педали газа и многое другое.

В некоторых моделях вариаторов предусмотрена возможность ручного переключения скоростей, ступенчато, как на АКПП. В других могут присутствовать лишь спецрежимы: «спортивный», «экономичный».

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		13

Все описанные элементы помещены в один корпус.

Диаметр шкива изменяется за счет перемещения дисков. Перемещение оказывается возможным благодаря давлению рабочей жидкости – масла (гидравлическая система). Но это утверждение справедливо лишь в отношении ведущего шкива. На ведомом диски перемещаются от натяжения ремня и за счет возвратной пружины.

Для CVT разработано специальное масло. Жидкость проявляет фрикционные свойства (помогает уменьшить силу трения и износ трущихся поверхностей) при своей рабочей температуре (60-70 градусов выше нуля).

При движении со скоростью более 150 км/ч масло перегревается (рабочая температура возрастает до +80 градусов). Перегрева допускать нельзя, он негативно сказывается на сроке службы вариатора (CVT). Охлаждают жидкость с помощью дополнительно установленного маслоохладителя (радиатор).

Необходимо следить за уровнем масла: если количество слишком уменьшится, ремень будет проскальзывать. И, чтобы не допустить засорения, менять жидкость необходимо каждые 60-150 000 км (раз в пять лет).

Иные типы вариаторов.

Существуют конструктивно различные типы вариаторов: клиноременный (самый распространенный), тороидный и цепной. Второй устанавливают на полноприводные и заднеприводные ТС. Последний – на тяжёлых машинах, поскольку он наиболее надежен.

Тороидальная вариаторная КПП.

Тороидальная коробка передач – более сложный механизм. В нём роль шкивов выполняют диски, вытянутые в форме конуса с одной стороны. Диски направлены друг к другу острыми концами. Тот, что расположен сверху – ведущий. Снизу – ведомый.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		14

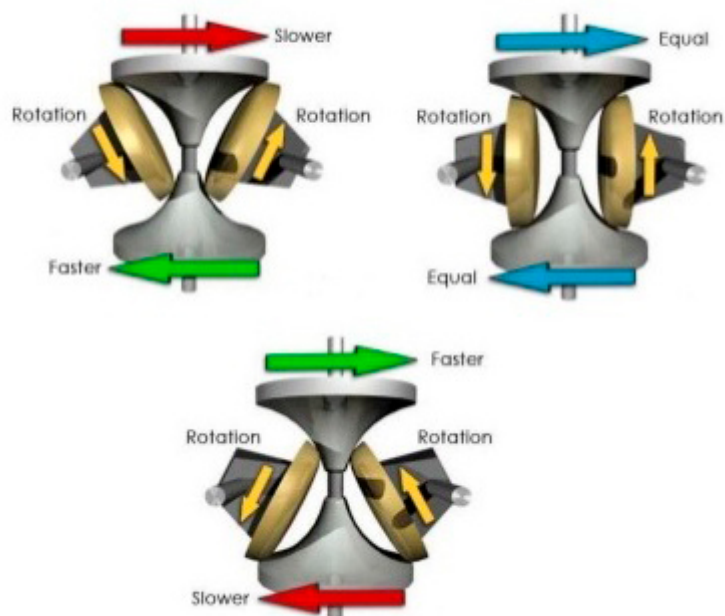


Рисунок 1.2 – Тороидальный вариатор

Роль ремня выполняют ролики. Они расположены по разные стороны между дисками. И движутся вдоль изгибов. Синхронно поднимаясь вверх, повышают передачу (скорость авто увеличивается, момент уменьшается). Когда опускаются к ведомому диску, передача понижается. Расположившись по середине, выдают прямую передачу. Усилие передается благодаря силе трения (трются между дисками ролики).

Ременный CVT применяется чаще, но тороидный надежнее. Однако, у него есть существенный недостаток: он не подлежит ремонту (при поломке приходится заменять на новый).

Цепная вариаторная КПП.

Цепной – это разновидность клиноременного, которая практически ни чем не отличается от «прототипа». В вариаторе лишь заменили ремень на стальную цепь. Такое устройство имеет вариатор под названием Multitronic, созданный концерном Audi. Отличается увеличенным сроком службы, повышенным уровнем прочности, цепной вариатор лучше выдерживает нагрузки. Поэтому его чаще используют на грузовых авто.

Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата

ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ

Лист

15



Рисунок 1.3 – Цепной вариатор

Широкого распространения цепная вариаторная КПП не получила, поскольку производит много шума (уровень слишком высокий).

В наши дни бесступенчатой трансмиссией оснащают большинство автомобилей японских и немецких брендов. Поскольку их производство обходится дешевле.

Ведущими мировыми производителями автоматических АКПП, включая вариаторы являются компании ZF, Aisin, Luk. Эти изготовители создают «автоматы» для автоконцернов из Японии, Европы и США. Например, концерн Ford использует продукцию фирмы ZF, а Luk поставляет комплектующие для вариаторов Subaru.

Также производство CVT наладили многие мировые автоконцерны на своих заводах. Их разработки запатентованы и производятся под собственными названиями. Некоторые из этих CVT действительно имеют уникальные особенности, сказывающиеся на эксплуатации узла. Сущность других не слишком отличается от изобретённого ранее.

Наиболее известные модели вариаторов:

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		16

японские – X-tronic (Nissan), Lineartronic (Subaru), Multimatic (Хонда), Multidrive (Тойота) – японские вариаторы менее «капризны», бесспорным лидером среди них является Multidrive (Тойота);

немецкие — Multitronic (Ауди), Autotronic (Mercedes-Benz);

американские – Ecotronic (Ford) и Durashift CVT (Dodge).

В нашей стране распространение получили следующие модели автомобилей с вариатором: Honda HR-V и Civic, Nissan Primera, модели Audi.

Особенности и отличия вариатора X-tronic Nissan

В автомобилях альянса Nissan- Renault устанавливают фирменные вариаторы X-tronic, выпускаемые дочерней фирмой Jatco: на кроссоверы Renault Каптур , Nissan X-trail и Qashqai и др.



Рисунок 1.4 – Клиноременный вариатор Nissan

Бесступенчатая трансмиссия (CVT) Nissan относится к типу клиноременных вариаторов, но является его доработанной версией. Причиной доработки послужило желание автоконцерна лишить вариатор его типичных недостатков.

Инженеры внесли изменения в устройство клиноременной передачи (изготовили более тонкие шкивы, снизили гибкость ремня). Степень надежности

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		17

вариатора увеличена за счёт снижения давления между ремнём и шкивами. Уменьшились на треть потери на трение. В результате внесённых изменений получилась более легкая КПП.

Главное новшество – дополнительная планетарная передача. В отличие от обычных CVT передаточное число X-tronic выше – повышено до 7,3/1.

X-tronic работает в паре с мощными двигателями, благодаря адаптивной электронной системе контроля вариатор «подстраивается» под любые дорожные условия. Отсюда и признание экспертов: бесступенчатая трансмиссия X-tronic – перспективная разработка, меняющая к лучшему общее представление о вариаторах.

В свою очередь водители в многочисленных положительных отзывах отмечают: CVT от Nissan работает тихо, автомобиль с ним плавно и стремительно быстро разгоняется, благодаря вариатору ощущение комфорта не покидает во время всей езды.

Но без минусов и здесь не обошлось: автомобиль с вариатором X-tronic пробуксовывает в сложных дорожных условиях (снег, грязь). И в случае поломки возникают всё те же сложности с ремонтом.

Lineartronic Subaru – один из самых надежных вариаторов.

С 1984 года компания Subaru стала использовать забытые со времён попыток Вольво вариаторы ECVT, существенно доработав их. Инженеры Субару оснастили CVT не эластичным ремнём, а набранным из металлических звеньев. Также механизм получил гидротрансформатор, датчики, электронную систему. В этой CVT менялся диаметр лишь у ведущего шкива. Эксперты были поражены – срок службы этого вариатора оказался в разы больше. А автоматический режим демонстрировал все преимущества АКПП. В один «прекрасный момент» концерн решил отказаться от ECVT, устанавливаемого на модели Justy, и разработал вариатор для Vivio, управляемый исключительно электроникой. Чуть позже инженеры Subaru попытались улучшить характеристики своего первого вариатора, новую модель назвали iCVT и установили её на автомобиль Pleo. Попытка установить iCVT на более мощные автомобили не увенчалась успехом.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		18

В 2009 появилась новая модель вариатора под названием Lineartronic, основанная на разработках известного производителя автозапчастей – компании LuK. Сегодня вариаторы Lineartronic от Subaru устанавливаются на модели марки: седаны Outback, Impreza, Legacy, компактвэн Exiga, кроссовер Forester.

На автомобилях с турбированными двигателями устанавливается модернизированная версия TR690, выпускаемого с 2009, а на остальные – новый вариатор TR580 (New Lineartronic). Версии CVT отличаются конструкцией и размерами.

CVT от Subaru считаются самыми надежными, поскольку в них вместо ремня используется цепь (относится к типу клиноцепных вариаторов). Компания LuK по сегодняшний день поставляет Subaru для вариатора Lineartronic цепь и направляющие. Цепь собрана из 900 пластинок, отличается гибкостью. С ней стало возможно использовать шкивы меньшего диаметра.

Из-за разницы между шириной шкивов CVT демонстрирует рекордное максимальное передаточное число – 6,32. Также меньший радиус изгиба позволил добиться снижения внутреннего напряжения, минимизировать риск деформации и трения частей цепи.

Плавный, но уверенный старт (даже при подъеме в гору) обеспечивает работа гидротрансформатора. Он в два раза увеличивает крутящий момент, идущий от двигателя, а затем (при отметке в 10 км/ч) блокируется (что исключает лишние энергетические потери).

При внушительном потенциале Lineartronic имеет компактные размеры: вся конструкция CVT значительно меньше ременного.

В корпус вариатора интегрирована система 4WD. «Электроника» позволяет распределять момент между осями, в зависимости от дорожных условий; обеспечивает устойчивость автомобиля и управляемость.

Электронный блок управления CVT вынесен за пределы вариатора, не подвержен вибрации, перепадам температуры, поэтому демонстрирует высокую надежность.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		19

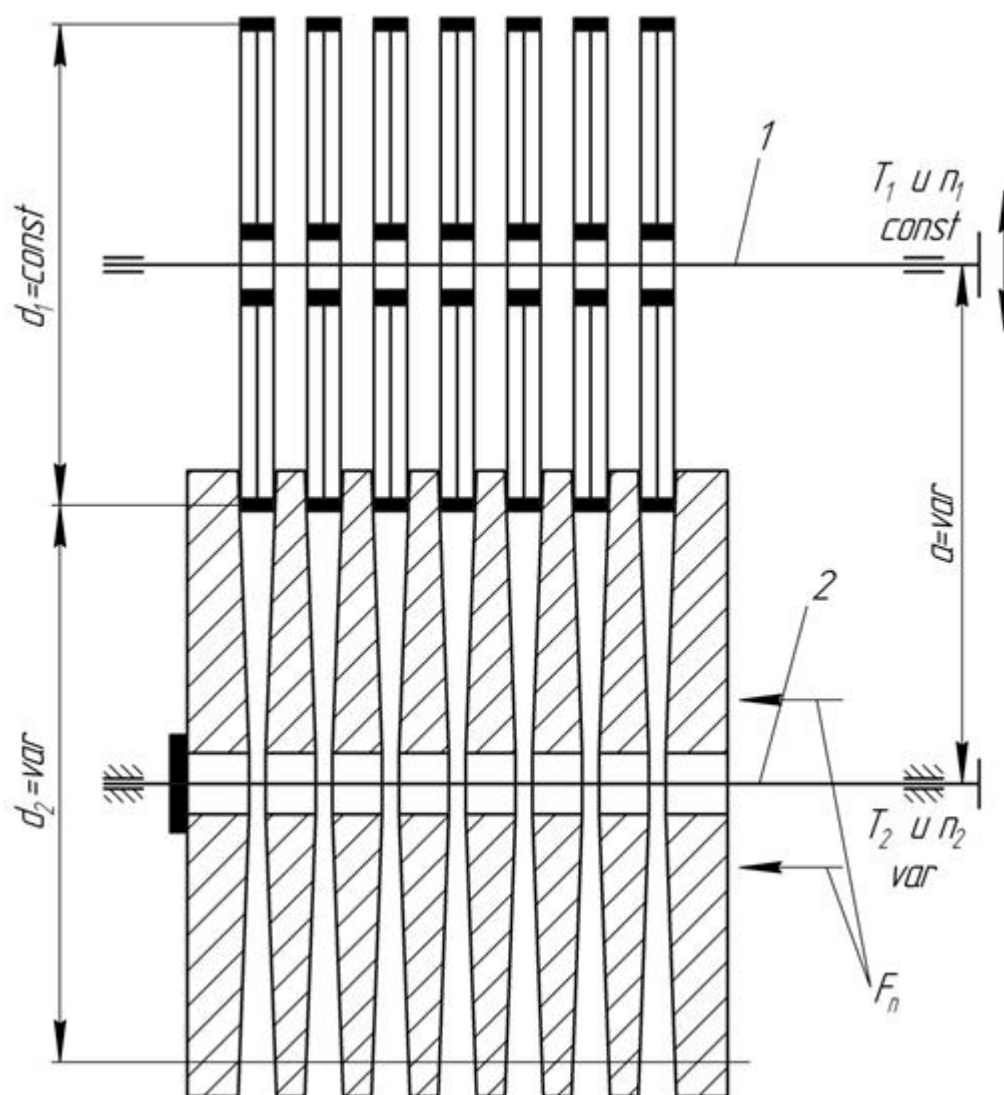


Рисунок 1.5 – Дисковый вариатор

В этих вариаторах момент передается за счет трения между набором ведущих и ведомых дисков. Изменения передаточного отношения достигают перемещением ведущего вала 1 относительно ведомого вала 2. При этом изменяется межосевое расстояние и рабочий диаметр.

Передаточное число:

Основной идеей конструкции дискового вариатора является увеличение числа точек контакта между фрикционными элементами. Это позволяет значительно снизить контактные давления, а вместе с этим и износ дисков. Значительно снижается и сила прижатия .

Прижатие осуществляют пружиной или шариковым зажимным устройством. Диски изготавливают из стали и закаливают до твердости (50...60 HRC). Вариатор работает в масле. Обильная смазка значительно уменьшает износ и делает работу вариатора устойчивой, независимой от случайных факторов, влияющих на трение. Снижение коэффициента трения при смазке в этих вариаторах компенсируют увеличением числа контактов.

1.2 Формирование программы исследований

Определение стран проверки.

Странами проверки выбираем Россию и другие ведущие технически развитые страны мира.

Выявление технических решений, используемых в объекте.

В исследуемой системе выделяем следующие виды технических решений:

- устройство в целом (общая компоновка, принципиальные схемы и другие конструктивные признаки объекта, его узлов, деталей и элементов);
- принцип работы устройства;
- материалы, используемые для изготовления отдельных элементов устройства;
- технология изготовления устройства;
- области возможного применения.

Все перечисленные виды технических решений включаем в патентный поиск.

1.3 Определение рубрик МПК и индексов УДК ИТР

Раздел F – МЕХАНИКА; ОСВЕЩЕНИЕ; ОТОПЛЕНИЕ; ДВИГАТЕЛИ И НАСОСЫ; ОРУЖИЕ и БОЕПРИПАСЫ; ВЗРЫВНЫЕ РАБОТЫ;

F 16 – Узлы и детали машин; общие способы и устройства, обеспечивающие нормальную эксплуатацию машин и установок; теплоизоляция вообще;

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		21

F 16 Н – Передачи;

F 16 Н 47/00 – Комбинации механической передачи с пневмогидравлическими муфтами или с пневмогидравлической передачей (совместное управление выключаемыми муфтами и передачами;

F 16 Н 47/04 – с механической передачей планетарного типа

Индекс УДК определяем по указателю к УДК: 629.113 - автомобильное оборудование и системы.

1.4 Установление глубины поиска

Наиболее прогрессивные технические решения в автомобиле повышенной проходимости сделаны в течение последних 10-30 лет. В этих пределах устанавливаем глубину поиска.

1.5 Определение источников информации

В качестве источников информации принимаем реферативный сборник «Изобретения стран мира», описания к авторским свидетельствам и патентам.

Сведения по разделу 1.5 заносим в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Регламент поиска

Предмет поиска ИТР	Страна поиска	Индексы МПК и УДК	Глубина поиска, лет	Источники информации
Бесступенчатая трансмиссия	Россия, Великобритания, США.	МПК F16 Н 47/04 УДК 629.113	30 лет (1985-2015)	Описания к авторским свидетельствам и патентам

1.6 Патентный поиск

Выбор патентно-технической документации, имеющей отношение к ИТР.

Сведения о технических решениях, имеющих отношение к ИТР, заносим в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 – Патентная документация, отобранная для анализа

Предмет поиска	Страна выдачи, вид и номер охранного документа, классификационный индекс	Автор, заявитель, дата приоритета, дата публикации, название	Сущность технического решения и цель его создания	Подлежит (не подлежит) детальному анализу	
				достигнутого уровня	патентной чистоты
Бесступенчатая коробка передач	Россия, патент №2 286 263, В60К 17/10 F16Н 47/04	Блинов Андрей Валерьевич, 18.04.2005, 27.10.2006, Бесступенчатая коробка передач Блинова А.В.	Изменение передаточного отношения бесступенчатой трансмиссии производится регулированием объемной подачи насоса. Технический результат заключается в расширении функциональных возможностей коробки передач за счет обеспечения ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала, прерывания крутящего момента на последнем, и регулировании объемной подачи насоса, входящего в механизм регулирования передаточного отношения коробки передач, а также увеличение ресурса коробки передач и обеспечения равномерного вращения ее выходного вала и увеличение КПД коробки передач.	да	да

Продолжение таблицы 1.2

Бесступенчатая трансмиссия	Россия, пат. № 2340473, B60K17/342, B60W10/00	Лопотов Вячеслав Александрович, Иванов Василий Александрович, Лопотов Вячеслав Александрович, 18.10.2006, 27.04.2008, Бесступенчатая трансмиссия транспортного средства	Отличительной особенностью бесступенчатой трансмиссии является то, что изменение передаточного отношения производится дистанционной блокировкой дифференциала. Это позволяет повысить возможность обеспечения бесступенчатого регулирования тяги на колесах в пределах большого диапазона передаточных чисел, устранить явление «циркуляции мощности», повысить унификацию агрегатов и узлов.	да	да
Бесступенчатая трансмиссия	США, Патент № US 6,251,038 B1,	Kouji Ishikawa, Takashi Imanishi, 18.10.1999, 26.06.2001 Бесступенчатая коробка передач	Сочетание тороидальной передачи и планетарной служат для повышения эффективности передачи и долговечность.	да	да

Бесступенчатая трансмиссия	Россия, Патент № RU 2140028 С1,	Гулина Н.В., 26.05.1998 20.10.1999, МНОГОДИСКОВЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ ВАРИАТОР	содержат грузы между отбуртованными дисками и соответствующими связями, расположенные в клиновых кольцевых зазорах с одной или с двух торцевых сторон упругих элементов, а также нажимные устройства, как минимум внешних отбуртованных дисков, содержат кольцевые герметизированные камеры между отбуртованными дисками и соответствующими связями, соединенные с источником текучей среды под давлением.		
----------------------------	---------------------------------	--	--	--	--

1.7 Выводы

Наиболее эффективным для полноприводной машины будет дисковый вариатор. Он выполнен по так называемой планетарной схеме. Между внутренними центральными дисками, выполненными с торообразными рабочими поверхностями, зажаты несколько конических дисков-сателлитов, подвижно закрепленных осями на водиле. Эти же сателлиты зажаты и между внешними центральными дисками, имеющими такую же торовую рабочую поверхность. Таким образом, сателлиты контактируют одновременно и с внешними, и с внутренними центральными дисками, причем с каждым в 12-ти точках. Итого – 24 точки контактов в отличие от одной точка, как в других вариаторах. Следовательно, во столько же раз возрастает мощность вариаторов. Из-за малого угла конусности сателлитов зажим их между внешними и внутренними дисками силой в несколько тонн не дает ощутимой нагрузки на центральные подшипники – это огромное преимущество.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		25

Энергия в механических передачах «теряется» при обкате, провороте одной детали о другую. При этом чуть-чуть сминается металл, сдавливаются смазка, нагружаются подшипники. Если эти детали, в данном случае диски вариатора, сделать неподвижными относительно друг друга, тогда и потерь не будет. Но этого не возможно добиться в обычных передачах, а в планетарных, при передаточном отношении, равном единице, весь механизм крутится как один кусок железа, и КПД составляет 100 %. Если передаточное отношение близко к единице, то КПД достигает почти 100 %. Высочайший КПД – преимущество планетарной схемы.

Смазка вариатора. Из-за смазки падает коэффициент трения, и она только вредит фрикционным вариаторам, передающим усилие трением. Но при быстром, кратковременном и сильном сдавливании смазка, особенно специальная, «стекленеет» и начинает передавать большие усилия. Коэффициент трения как бы повышается, вместо того чтобы падать. Это называется эффектом Баруса. К тому же такая «остекленевшая» смазка не позволяет дискам касаться друг друга и изнашиваться. Долговечность таких дисковых вариаторов огромна.

Недостатком технического решения, взятого за прототип (патент № RU 2140028) является то, что при выполнении фрикционных дисков заодно с упругими элементами осевого действия большое значение приобретает форма выполнения дорожки качения, по которой осуществляется контакт центральных фрикционных дисков с промежуточными фрикционными дисками. Дело в том, что упругий элемент осевого действия, в том числе выполненный заодно с фрикционным диском, при деформации прогибается и сильно изменяет угловое положение дорожки качения. При традиционном выполнении дорожки качения конической формы изгиб силового элемента может привести к кромочному контакту и повреждению фрикционных дисков. Кроме того, в вариаторе-прототипе не предусмотрены приспособления для осуществления точных предварительных деформаций упругих элементов осевого действия, от которых зависят силы нажима этих элементов на фрикционные диски.

Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата

ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ

Лист

26

2 Конструкторская часть

2.1 Тяговый расчет автомобиля

2.1.1 Внешняя скоростная характеристика автомобиля

Требуемая максимальная мощность двигателя. Требуемую максимальную мощность $P_{me}^{треб}$ двигателя определяют из условия энергетического обеспечения максимальной скорости, т.е. из баланса мощности:

$$P_{me}^{треб} = (F_{\psi} + F_w) v_{a \max} / (\eta_{mp} k_c), \quad (2.1)$$

где F_{ψ} – сила дорожного сопротивления;

F_w – сила сопротивления воздуха;

$v_{a \max}$ – максимальная скорость автомобиля;

η_{mp} – КПД трансмиссии на режиме движения с максимальной скоростью, для полноприводных автомобилей с механической трансмиссией – $\eta_{mp} = 0.88 \dots 0.95$;

k_c – коэффициент, учитывающий потери мощности в воздухоочистителе, глушителе, радиаторе, компрессоре и вспомогательных агрегатах – $k_c = 0.75 \dots 0.95$, принимаем $\eta_{mp} = 0.9$, $k_c = 0.85$.

Силы дорожного сопротивления и воздуха:

$$F_{\psi} = G_a \cdot \psi_v, \quad (2.2)$$

$$F_w = C_x \cdot A \cdot q_v, \quad (2.3)$$

где G_a – вес автомобиля;

ψ_v – коэффициент дорожного сопротивления на максимальной скорости.

По заданию:

$$\psi_v = 0.025;$$

C_x – коэффициент обтекаемости, принимаем $C_x = 0.3$;

A – площадь лобового сечения автомобиля;

q_v – скоростной напор.

$$G_a = m_a \cdot g, \quad (2.4)$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		27

где m_a – полная масса автомобиля;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$

Полная масса легкового автомобиля равна:

$m_a = 1115 \text{ кг}$.

$G_a = 1555 \cdot 9,81 = 15205,5 \text{ Н}$.

$A = 2,2 \text{ м}^2$.

Требуемая максимальная мощность

$$P_{e(va \max)} = \frac{(0.278 \cdot 15205,5 \cdot 0.025 + 0.0107 \cdot 0.45 \cdot 1.25 \cdot 2.2 \cdot 37^2) \cdot 37 \cdot 10^{-3}}{0.8 \cdot 0.7864} = 58,8 \text{ кВт}.$$

2.1.2 Построение внешней скоростной характеристики

Значения мощности P_{ei} при различных значениях n_{ei} частот вращения коленчатого вала можно рассчитать по эмпирической формуле

$$P_{ei} = P_{me} \cdot \left[C_1 \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_{e(Pme)}} \right) + C_2 \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_{e(Pme)}} \right)^2 - \left(\frac{n_{ei}}{n_{e(Pme)}} \right)^3 \right] \quad (2.5)$$

где C_1, C_2 – коэффициенты, зависящие от вида камеры сгорания;

$n_{e(Pme)}$ – частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности.

В случае карбюраторного двигателя $C_1 = C_2 = 1$.

Крутящий момент на коленчатом валу (таблица 3.1):

$$T_{ei} = 9554 \frac{P_{ei}}{n_{ei}} \quad (2.6)$$

Результаты расчета P_{ei} , T_{ei} , представлены в таблице 2.1. По полученным значениям строим графики внешней скоростной характеристики в системе координат P_{ei} , T_{ei} , n_{ei} .

Таблица 3.1 – Внешняя скоростная характеристика

n_{ei} , мин ⁻¹	P_{ei} , кВт	T_{ei} , Нм
400	4,654	111,168
800	9,81	117,161
1200	15,325	122,013
1600	21,055	125,724
2000	26,856	128,202
2400	32,586	129,719
2800	38,101	130,005
3200	43,257	129,149
3600	47,911	127,151
4000	51,92	124,011
4400	55,14	119,73
4800	57,429	114,307
5200	58,642	107,743
5600	58,636	100,037
6000	57,267	91,189

2.2 Тяговая характеристика автомобиля

2.2.1 Передаточное отношение в трансмиссии

Передаточное отношение главной передачи $U_0 = 4,3$

2.2.2 Передаточные отношения коробки передач

Передаточное отношение низшей передачи.

1 условие: Преодоление максимального дорожного сопротивления.

$$(F_{k \max} \geq F_{\psi \max})$$

$$U_I \geq \frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot r_k}{T_{e \max} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp}}, \quad (2.7)$$

где $\psi_{\max}$ – максимальный коэффициент дорожного сопротивления;

$T_{e \max}$ – максимальный крутящий момент на коленчатом валу;

$$U_I \geq \frac{0.5 \cdot 15205,5 \cdot 0.330}{130,041 \cdot 4,3 \cdot 0.9} = 5,608.$$

2 условие: Трогание с места без пробуксовывания. ($F_{k \max} \leq F_{k\varphi}$)

$$U_I \leq \frac{\varphi \cdot G_\varphi \cdot r_k}{T_{e \max} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp}}, \quad (2.8)$$

где $\varphi=0.8$ – коэффициент сцепления;

$$G_\varphi = m \cdot G_a, \quad (2.9)$$

где G_φ – сцепной вес,

$m=0.5$ – коэффициент распределения весов;

$$G_\varphi = G_a = 15205.5H \quad (2.10)$$

$$U_I \leq \frac{0.8 \cdot 15205.5 \cdot 0.330}{130,041 \cdot 4,3 \cdot 0.9} = 8,974.$$

3 условие: Обеспечение минимальной скорости движения (условие маневрирования). $V_{a \min} \leq [V_a]$.

Исходя из удобства маневрирования принимают $[V_a]=0,56 \dots 1,4$ м/с ($2 \dots 5$) км/ч;

Принимаю $[V_a]=1$ м/с.

Тогда:

$$U_I \geq \frac{0.377 \cdot r_k \cdot n_{eyst}}{U_0 \cdot V_{a \min}}, \quad (2.11)$$

где n_{eyst} – устойчивая частота вращения коленчатого вала;

$$U_I \geq \frac{0.377 \cdot 0.330 \cdot 400}{4,3 \cdot 1} = 3,215.$$

Анализируя полученные значения, принимаем $U_{кпа1} = 3,67$;

$U_{кпа2} = 2.1$; $U_{кпа3} = 1.36$; $U_{кпа4} = 1$; $U_{кпа5} = 0,82$.

Передаточные отношения в раздаточной коробке: $U_{вп} = 1.2$; $U_{нп} = 2.135$

2.2.3 Сила тяги на колесах

Сила тяги на колесах определяется выражением:

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		30

$$F_K = \frac{T_{e \max} \cdot U_{KPi} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_{mp} \cdot \kappa_c}{r_\kappa}, \quad (2.12)$$

где U_{KPi} – передаточное отношение коробки передач (таблица 2.2).

Тогда

-на первой передаче:

$$F_{K1} = T_{e \max} \cdot U_{KPi1} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_{mp} \cdot \kappa_c / r_\kappa \quad (2.13)$$

-на второй передаче:

$$F_{K2} = T_{e \max} \cdot U_{KPi2} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_{mp} \cdot \kappa_c / r_\kappa \quad (2.14)$$

-на третьей передаче:

$$F_{K3} = T_{e \max} \cdot U_{KPi3} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_{mp} \cdot \kappa_c / r_\kappa \quad (2.15)$$

-на четвертой передаче:

$$F_{K4} = T_{e \max} \cdot U_{KPi4} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_{mp} \cdot \kappa_c / r_\kappa \quad (2.16)$$

-на пятой передаче:

$$F_{K5} = T_{e \max} \cdot U_{KPi5} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_{mp} \cdot \kappa_c / r_\kappa \quad (2.17)$$

Результаты расчета приведены в таблицах 2.2, 2.3

2.2.4 Скорость автомобиля

Скорость автомобиля на каждой передаче определяется выражением:

$$V_a = \frac{0,102 \cdot n_e \cdot r_\kappa}{U_{KPi} \cdot U_{ГП}} \text{ м/с} \quad (2.18)$$

Тогда:

– на первой передаче:

$$V_{a1} = 0,102 \cdot n_e \cdot r_\kappa / U_{KPi1} \cdot U_{ГП} \quad (2.19)$$

– на второй передаче:

$$V_{a2} = 0,102 \cdot n_e \cdot r_\kappa / U_{KPi2} \cdot U_{ГП} \quad (3.20)$$

– на третьей передаче:

$$V_{a3} = 0,102 \cdot n_e \cdot r_\kappa / U_{KPi3} \cdot U_{ГП} \quad (2.21)$$

– на четвертой передаче:

$$V_{a4} = 0,102 \cdot n_e \cdot r_k / U_{кп4} \cdot U_{гп} \quad (2.22)$$

– на пятой передаче:

$$V_{a5} = 0,102 \cdot n_e \cdot r_k / U_{кп5} \cdot U_{гп} \quad (3.23)$$

Результаты расчета приведены в таблицах 3.2, 3.3.

Таблица 2.2 – Скорость автомобиля и сила тяги на колесах (повышенная передача в раздаточной коробке)

V_{a1} , м/с	$F_{k1}, Н$	V_{a2} , м/с	$F_{k2}, Н$	V_{a3} , м/с	$F_{k3}, Н$	V_{a4} , м/с	$F_{k4}, Н$	V_{a5} , м/с	$F_{k5}, Н$
0,717	5103,529	1,253	2920,275	1,936	1891,226	2,632	1390,607	3,21	1140,298
1,435	5378,687	2,507	3077,723	3,871	1993,192	5,265	1465,582	6,42	1201,777
2,152	5601,434	3,76	3205,18	5,807	2075,736	7,897	1526,276	9,63	1251,547
2,869	5771,77	5,014	3302,648	7,742	2138,857	10,529	1572,689	12,841	1289,605
3,586	5889,695	6,267	3370,125	9,678	2182,557	13,162	1604,821	16,051	1315,954
4,304	5955,208	7,521	3407,612	11,613	2206,835	15,794	1622,673	19,261	1330,592
5,021	5968,311	8,774	3415,11	13,549	2211,69	18,426	1626,243	22,471	1333,519
5,738	5929,003	10,028	3392,617	15,484	2197,124	21,059	1615,532	25,681	1324,736
6,455	5837,284	11,281	3340,135	17,42	2163,135	23,691	1590,54	28,891	1304,243
7,173	5693,153	12,535	3257,663	19,355	2109,724	26,323	1551,268	32,102	1272,04
7,89	5496,612	13,788	3145,2	21,291	2036,891	28,956	1497,714	35,312	1228,126
8,607	5247,659	15,042	3002,748	23,226	1944,637	31,588	1429,88	38,522	1172,501
9,324	4946,295	16,295	2830,305	25,162	1832,96	34,22	1347,764	41,732	1105,167
10,042	4592,521	17,549	2627,873	27,097	1701,86	36,853	1251,368	44,942	1026,122
10,759	4186,335	18,802	2395,45	29,033	1551,339	39,485	1140,691	48,152	935,366

Таблица 2.3 – Скорость автомобиля и сила тяги на колесах (пониженная передача в раздаточной коробке)

V_{a1} , м/с	$F_{k1}, Н$	V_{a2} , м/с	$F_{k2}, Н$	V_{a3} , м/с	$F_{k3}, Н$	V_{a4} , м/с	$F_{k4}, Н$	V_{a5} , м/с	$F_{k5}, Н$
0,403	9080,028	0,705	5195,656	1,008	3364,806	1,48	2474,122	1,804	2028,78
0,806	9569,58	1,409	5475,781	2,176	3546,22	2,959	2607,515	3,609	2138,162
1,209	9965,884	2,114	5702,55	3,264	3693,08	4,439	2715,5	5,413	2226,71
1,613	10268,94	2,818	5875,96	4,352	3805,384	5,918	2798,076	7,217	2294,423
2,016	10478,74 8	3,523	5996,014	5,439	3883,133	7,398	2855,245	9,022	2341,301
2,419	10595,30 8	4,227	6062,711	6,527	3926,327	8,877	2887,005	10,826	2367,344
2,822	10618,62	4,932	6076,05	7,615	3934,966	10,357	2893,357	12,63	2372,553
3,225	10548,68 4	5,636	6036,032 2	8,703	3909,049	11,836	2874,301	14,434	2356,927
3,628	10385,5	6,341	5942,657	9,791	3848,578	13,316	2829,837	16,239	2320,466
4,031	10129,06 8	7,045	5795,925	10,879	3753,551	14,795	2759,964	18,043	2263,171
4,435	9779,388	7,75	5595,835	11,967	3623,969	16,275	2664,683	19,847	2185,04

4,838	9336,46	8,454	5342,389	13,055	3459,833	17,754	2543,995	21,652	2086,076
5,241	8800,284	9,159	5035,585	14,143	3261,141	19,234	2397,897	23,456	1966,276
5,644	8170,859	9,864	4675,424	15,23	3027,893	20,713	2226,392	25,26	1825,642
6,047	7448,187	10,568	4261,905	16,318	2760,091	22,193	2029,479	27,065	1664,173

2.2.5 Фактические силы сопротивления движению

$$F_K = F_\psi + F_\omega, \quad (2.24)$$

где F_ψ – силы сопротивления шина – дорога;

$$F_\psi = \psi \cdot G_a, \quad (2.25)$$

– силы сопротивления воздуху (значения в таблице 2.2).

$$F_V = A \cdot C_x \cdot \rho \cdot V_a \cdot 0.0385 \quad (2.26)$$

Результаты расчета приведены в таблицах 2.4, 2.5 (2.4 – для пониженной, 2.5 – для повышенной передачи в раздаточной коробке).

Таблица 2.4 – скорость автомобиля
и силы сопротивления

$V_a, м/с$	$F_1, Н$
3,21	386,514
6,42	405,643
9,63	437,524
12,841	482,158
16,051	539,544
19,261	609,683
22,471	692,575
25,681	788,219
28,891	896,615
32,102	1017,765
35,312	1151,666
38,522	1298,32
41,732	1457,727
44,942	1629,886
48,152	1814,798

Таблица 2.5 – скорость автомоби-
ля и силы сопротивления

$V_a, м/с$	$F_2, Н$
1,804	382,152
3,609	388,195
5,413	398,267
7,217	412,367
9,022	430,496
10,826	452,654
12,63	478,84
14,434	509,055
16,239	543,299
18,043	581,572
19,847	623,873
21,652	670,203
23,456	720,561
25,26	774,949
27,065	833,365

2.2.6 Расчет динамического фактора

$$D = \frac{F_K - F_\omega}{G_a}; \quad (2.27)$$

где F_K – сила тяги на колесах автомобиля;

G_a – вес автомобиля;

Тогда

– на первой передаче:

$$D_1 = (F_{K1} - F_{\omega 1})/G_a \quad (2.28)$$

– на второй передаче:

$$D_2 = (F_{K2} - F_{\omega 2})/G_a \quad (2.29)$$

– на третьей передаче:

$$D_3 = (F_{K3} - F_{\omega 3})/G_a \quad (2.30)$$

– на четвертой передаче:

$$D_4 = (F_{K4} - F_{\omega 4})/G_a \quad (2.31)$$

– на пятой передаче:

$$D_5 = (F_{K5} - F_{\omega 5})/G_a \quad (2.32)$$

Результаты расчета приведены в таблицах 2.6, 2.7.

Таблица 2.6 – Динамический фактор (повышенная передача в раздаточной коробке)

$V_{a1},$ м/с	D_1	$V_{a2},$ м/с	D_2	$V_{a3},$ м/с	D_3	$V_{a4},$ м/с	D_4	$V_{a5},$ м/с	D_5
0,717	0,336	1,253	0,192	1,936	0,124	2,632	0,091	3,21	0,075
1,435	0,354	2,507	0,202	3,871	0,13	5,265	0,095	6,42	0,077
2,152	0,368	3,76	0,21	5,807	0,135	7,897	0,098	9,63	0,079
2,869	0,379	5,014	0,216	7,742	0,138	10,529	0,099	12,841	0,078
3,586	0,387	6,267	0,22	9,678	0,14	13,162	0,098	16,051	0,076
4,304	0,391	7,521	0,222	11,613	0,14	15,794	0,097	19,261	0,072
5,021	0,391	8,774	0,221	13,549	0,138	18,426	0,093	22,471	0,067
5,738	0,389	10,028	0,219	15,484	0,135	21,059	0,088	25,681	0,06
6,455	0,382	11,281	0,214	17,42	0,13	23,691	0,082	28,891	0,052
7,173	0,372	12,535	0,208	19,355	0,124	26,323	0,074	32,102	0,042
7,89	0,359	13,788	0,199	21,291	0,116	28,956	0,064	35,312	0,03
8,607	0,342	15,042	0,188	23,226	0,106	31,588	0,053	38,522	0,017
9,324	0,322	16,295	0,175	25,162	0,095	34,22	0,041	41,732	0,002
10,04 2	0,298	17,549	0,16	27,097	0,082	36,853	0,027	44,942	-0,015
10,75 9	0,271	18,802	0,143	29,033	0,068	39,485	0,012	48,152	-0,033

Таблица 2.7 – Динамический фактор (пониженная передача в раздаточной коробке)

$V_{a1},$	D_1	$V_{a2},$	D_2	$V_{a3},$	D_3	$V_{a4},$	D_4	$V_{a5},$	D_5
-----------	-------	-----------	-------	-----------	-------	-----------	-------	-----------	-------

м/с		м/с		м/с		м/с		м/с	
0,403	0,597	0,705	0,342	1,008	0,221	1,48	0,163	1,804	0,133
0,806	0,629	1,409	0,36	2,176	0,233	2,959	0,171	3,609	0,14
1,209	0,655	2,114	0,375	3,264	0,242	4,439	0,178	5,413	0,145
1,613	0,675	2,818	0,386	4,352	0,249	5,918	0,183	7,217	0,149
2,016	0,689	3,523	0,394	5,439	0,254	7,398	0,186	9,022	0,151
2,419	0,697	4,227	0,398	6,527	0,256	8,877	0,187	10,826	0,151
2,822	0,698	4,932	0,399	7,615	0,256	10,357	0,186	12,63	0,15
3,225	0,693	5,636	0,396	8,703	0,254	11,836	0,183	14,434	0,147
3,628	0,682	6,341	0,389	9,791	0,249	13,316	0,179	16,239	0,142
4,031	0,665	7,045	0,379	10,879	0,242	14,795	0,173	18,043	0,136
4,435	0,642	7,75	0,366	11,967	0,233	16,275	0,164	19,847	0,128
4,838	0,613	8,454	0,348	13,055	0,221	17,754	0,154	21,652	0,118
5,241	0,578	9,159	0,328	14,143	0,206	19,234	0,143	23,456	0,107
5,644	0,536	9,864	0,304	15,23	0,19	20,713	0,129	25,26	0,094
6,047	0,488	10,568	0,276	16,318	0,171	22,193	0,113	27,065	0,08

2.2.7 Расчёт ускорения автомобиля

Ускорение автомобиля при разгоне определяется выражением:

$$a = \frac{(D - \psi) \cdot g}{\delta} \quad (2.33)$$

$$\delta = (1,04 + 0,05) \cdot U_{\text{кпн}}^2 \quad (2.34)$$

где δ – коэффициент, учитывающий все вращающиеся массы автомобиля;

ψ – коэффициент, дорожного сопротивления при движении с максимальной скоростью;

$$\psi = 0,025;$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

– на первой передаче:

$$a_1 = \frac{(D_1 - \psi) \cdot g}{\delta_1}; \quad (2.35)$$

$$\delta_1 = (1,04 + 0,05 \cdot 3,67^2) = 2,01;$$

– на второй передаче:

$$a_2 = \frac{(D_2 - \psi) \cdot g}{\delta_2}; \quad (2.36)$$

$$\delta_2 = (1,04 + 0,05 \cdot 2,10^2) = 1,358;$$

– на третьей передаче:

$$a_3 = \frac{(D_3 - \psi) \cdot g}{\delta_3} ; \quad (2.37)$$

$$\delta_3 = (1,04 + 0,05 \cdot 1,36^2) = 1,173 ;$$

– на четвертой передаче:

$$a_4 = \frac{(D_4 - \psi) \cdot g}{\delta_4} ; \quad (2.38)$$

$$\delta_4 = (1,04 + 0,05 \cdot 1^2) = 1,112 .$$

– на пятой передаче:

$$a_5 = \frac{(D_5 - \psi) \cdot g}{\delta_5} ; \quad (2.39)$$

$$\delta_5 = (1,04 + 0,05 \cdot 0,82^2) = 1,088 .$$

Таблица 2.8 – Время, скорость и ускорение автомобиля (Повышенная передача в раздаточной коробке)

$V_{a1},$ м/с	$a_1,$ м/с ²	t_1, c	$V_{a2},$ км/ч	$a_2,$ м/с ²	t_2, c	$V_{a3},$ км/ч	$a_3,$ м/с ²	t_3, c	$V_{a4},$ м/с	$a_4,$ м/с ²	t_4, c	$V_{a5},$ м/с	$a_5,$ м/с ²	$t_5,$ с
0,717	1,516	0	1,253	1,207		1,936	0,83		2,632	0,584		3,21	0,447	
1,435	1,604	1,05	2,507	1,28		3,871	0,882		5,265	0,62		6,42	0,472	
2,152	1,675	1,519	3,76	1,338		5,807	0,921		7,897	0,643		9,63	0,483	
2,869	1,729	1,965	5,014	1,382		7,742	0,947		10,52 9	0,652		12,84 1	0,479	
3,586	1,766	2,395	6,267	1,409		9,678	0,959		13,16 2	0,648		16,05 1	0,46	
4,304	1,786	2,814	7,521	1,422		11,61 3	0,959		15,79 4	0,631		19,26 1	0,427	
5,021	1,789	3,226	8,774	1,42		13,54 9	0,945		18,42 6	0,601		22,47 1	0,38	
5,738	1,775	3,636	10,02 8	1,402		15,48 4	0,918		21,05 9	0,558		25,68 1	0,318	
6,455	1,744	4,047	11,28 1	1,369		17,42	0,877		23,69 1	0,501		28,89 1	0,242	
7,173	1,695	4,463	12,53 5	1,321	7,304	19,35 5	0,824	13,83 8	26,32 3	0,431		32,10 2	0,151	98, 43 2

Таблица 2.8 (продолжение)

$V_{a1},$ м/с	$a_1,$ м/с ²	t_1, c	$V_{a2},$ км/ч	$a_2,$ м/с ²	t_2, c	$V_{a3},$ км/ч	$a_3,$ м/с ²	t_3, c	$V_{a4},$ м/с	$a_4,$ м/с ²	t_4, c	$V_{a5},$ м/с	$a_5,$ м/с ²	t_5, c
7,89	1,63	4,888	13,78 8	1,258	8,255	21,29 1	0,757	16,16 1	28,95 6	0,347	28,77 4	35,31 2	0,045	115 ,13
8,607	1,548	5,328	15,04 2	1,18	9,246	23,22 6	0,677	18,66	31,58 8	0,251	34,54 1	38,52 2	- 0,075	148 ,54 8
9,324	1,449	5,789	16,29 5	1,086	10,29 6	25,16 2	0,584	21,41 5	34,22	0,141	41,44 5	41,73 2	- 0,209	- 75, 368
10,04 2	1,332	6,278	17,54 9	0,978	11,42 4	27,09 7	0,477	24,54 9	36,85 3	0,018	50,42 4	44,94 2	- 0,358	- 98, 472
10,75 9	1,199	6,804	18,80 2	0,854	13,33 8	29,03 3	0,357	28,27 4	39,48 5	- 0,118	64,13 4	48,15 2	- 0,521	- 110 ,02 9

Таблица 2.9 – Время, скорость, ускорение (пониженная передача в раздаточной коробке)

$V_{a1},$ м/с	$a_1,$ м/с ²	t_1, c	$V_{a2},$ м/с	$a_2,$ м/с ²	t_2, c	$V_{a3},$ м/с	$a_3,$ м/с ²	t_3, c	$V_{a4},$ м/с	$a_4,$ м/с ²	t_4, c	$V_{a5},$ м/с	$a_5,$ м/с ²	t_5, c
0,403	1,366	0	0,705	1,519		1,008	1,317		1,48	1,065		1,804	0,89	
0,806	1,443	0,918	1,409	1,607		2,176	1,369		2,959	1,131		3,609	0,946	
1,209	1,505	1,345	2,114	1,678		3,264	1,46		4,439	1,182		5,413	0,989	
1,613	1,552	1,752	2,818	1,732		4,352	1,507		5,918	1,219		7,217	1,018	
2,016	1,585	2,144	3,523	1,769		5,439	1,538		7,398	1,242		9,022	1,033	
2,419	1,603	2,526	4,227	1,789		6,527	1,554		8,877	1,251		10,82 6	1,035	
2,822	1,607	2,902	4,932	1,792		7,615	1,553		10,35 7	1,245		12,63	1,024	
3,225	1,595	3,275	5,636	1,778		8,703	1,537		11,83 6	1,225		14,43 4	0,999	
3,628	1,569	3,65	6,341	1,747		9,791	1,505		13,31 6	1,191		16,23 9	0,961	
4,031	1,529	4,029	7,045	1,699	6,644	10,87 9	1,457	10,89 6	14,79 5	1,142	19,82 3	18,04 3	0,909	62, 40 4
4,435	1,474	4,416	7,75	1,634	7,252	11,96 7	1,393	11,98 9	16,27 5	1,079	21,70 9	19,84 7	0,844	65, 27 3
4,838	1,404	4,815	8,454	1,551	7,881	13,05 5	1,313	13,12 4	17,75 4	1,002	23,69	21,65 2	0,766	68, 33 4
5,241	1,319	5,232	9,159	1,452	8,539	14,14 3	1,217	14,32	19,23 4	0,91	25,80 4	23,45 6	0,674	71, 66 7
5,644	1,22	5,672	9,864	1,336	9,236	15,23	1,105	15,59 8	20,71 3	0,804	28,10 5	25,26	0,568	75, 39 6

6,047	1,106	6,144	10,56 8	1,203	10,39 6	16,31 8	0,978	19,32 3	22,19 3	0,684	61,90 4	27,06 5	0,449	79, 71 7
-------	-------	-------	------------	-------	------------	------------	-------	------------	------------	-------	------------	------------	-------	----------------

2.2.8 Расчёт значений для построения графика пути разгона

$$S = \int_{t_1}^{t_2} V dt ; \quad (2.40)$$

$$S_0 = \sum \Delta t \frac{V_i + V_{i+1}}{2} ; \quad (2.41)$$

Результаты в таблицах 2.10 и 2.11.

Таблица 2.10 – Скорость и путь автомобиля при разгоне (повышенная передача в раздаточной коробке)

$V_{аср}$, км/ч	S , м	$V_{аср}$, км/ч	S , м
0,717	0	16,295	70,795
1,435	0,377	17,549	88,482
2,152	0,881	18,802	105,68
2,869	1,682	19,355	120,867
3,586	2,761	21,291	163,718
4,304	4,113	23,226	214,51
5,021	5,738	25,162	275,838
5,738	7,647	27,097	351,667
6,455	9,857	28,956	448,991
7,173	12,394	31,588	603,035
7,89	15,294	34,22	793,852
8,607	18,609	36,853	1065,68
9,324	22,408	39,485	1516,767
10,042	26,788	32,102	2717,854
12,535	31,885	35,312	3293,547
13,788	42,618	38,522	4419,941
15,042	55,67		

Таблица 2.11 – Скорость и путь автомобиля при разгоне (пониженная передача в раздаточной коробке)

$V_{аср}$, км/ч	S , м	$V_{аср}$, км/ч	S , м
0,403	0	9,864	36,215
0,806	0,185	10,879	47,251
1,209	0,443	11,967	58,58
1,613	0,853	13,055	71,548
2,016	1,407	14,143	86,507
2,419	2,1	15,23	103,895
2,822	2,934	14,795	158,597
3,225	3,912	16,275	186,913

3,628	5,044	17,754	217,686
-------	-------	--------	---------

Таблица 2.11 (продолжение)

$V_{аср}, км/ч$	$S, м$	$V_{аср}, км/ч$	$S, м$
4,031	6,343	19,234	253,661
4,435	7,825	20,713	296,218
4,838	9,515	18,043	971,302
5,241	11,446	19,847	1070,222
5,644	13,655	21,652	1173,374
7,045	16,235	23,456	1296,434
7,75	20,092	25,26	1446,048
8,454	24,743	27,065	1633,326
9,159	30,073		

2.3 Расчет дискового вариатора

В многодисковых вариаторах на ведомом валу (рисунок 2.1) располагается пакет отбуртованных дисков с конической рабочей поверхностью шириной b и постоянным средним радиусом r_2 . В промежутки между отбуртованными дисками входят конические диски ведущих пакетов с переменным радиусом r_1 [16].

Передача выполняется многопоточной: с одним центральным пакетом контактирует одновременно от трех до шести периферийных пакетов дисков.

Регулирование скорости вращения ведомого вала достигается изменением межосевого расстояния. При этом диски имеют возможность осевого перемещения. Необходимое нажатие дисков осуществляется осевым воздействием на крайние фланцевые диски центрального пакета. Отличительная особенность многодисковых вариаторов – многократность фрикционного контакта. Значительное количество параллельно работающих фрикционных пар, достигающее в крупных типоразмерах до 150 и более, позволяет существенно улучшить условия их работы, а именно: уменьшить контактные давления и интенсивность удельных сил трения; резко снизить удельные мощности трения даже при сравнительно низких значениях геометрического КПД; применить

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		39

смазку (при этом снижение коэффициента трения восполняется многоконтakтностью и не вызывает повышения контактных давлений или габаритных размеров передачи) [9].

Перпендикулярное расположение начальной контактной линии к направлению окружной скорости дисков в сочетании с малой кривизной рабочих поверхностей способствует надежному образованию тонких разделительных пленок смазки на площадках контакта, что существенно уменьшает износ и нагревание фрикционных пар.

Исследованием установлено, что взаимодействие фрикционных тел в многодисковом вариаторе происходит в условиях жидкостного трения при наличии между ними масляной прослойки толщиной в несколько, микрометров. И только при работе на малых радиусах конусных дисков, чему соответствуют передача максимальных крутящих моментов, наибольшие контактные напряжения и приведенная кривизна рабочих поверхностей, указанное трение при возможных перегрузках становится граничным [16].

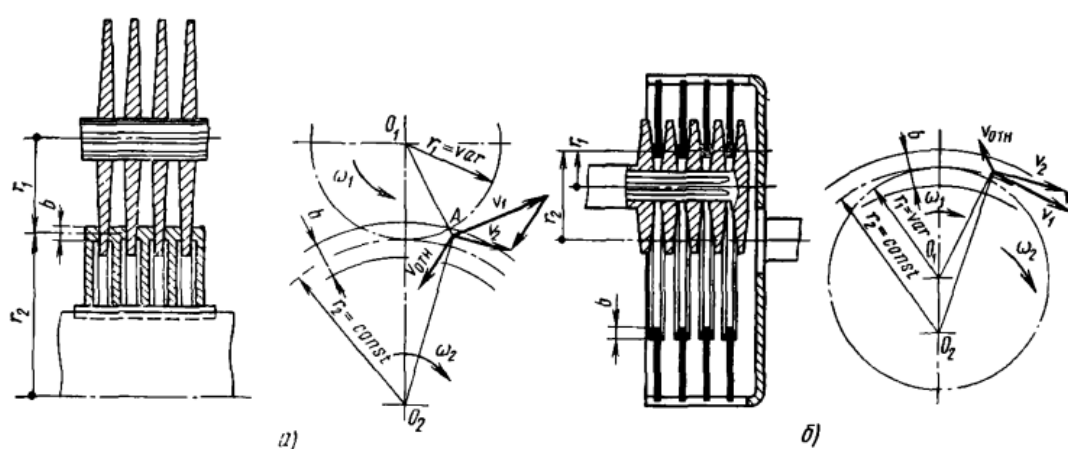


Рисунок 2.1 – Схема взаимодействия фрикционных дисков передачи: а – с наружным касанием; б – с внутренним касанием

Относительно небольшие нагрузки в контакте и наличие разделительной масляной пленки делают значительное геометрическое скольжения неопасным.

Подвергнутые термообработке до твердости HRC 56 – 60 фрикционные диски оказываются весьма износостойкими и долговечными [16].

Согласно данным японских исследователей за 6000 ч работы износ конических дисков не превышает 2 мкм, а отбуртованных – 6 мкм. Ими предложены следующие зависимости для определения массового износа δ (мг) фрикционных дисков для конических дисков, изготовленных из высокоуглеродистой стали с присадкой хрома, марганца и повышенным содержанием вольфрама [16]:

$$\delta = 0,9\sqrt[3]{T}, \quad (2.42)$$

Для отбуртованных дисков [16]:

$$\delta = 0,9\sqrt[3]{T}, \quad (2.43)$$

где T – время работы передачи.

Благодаря перечисленным особенностям многодисковые вариаторы способны передавать значительные мощности (до 250 кВт) при относительно ненапряженной работе каждой контактной зоны. Так, в передаче на 37 кВт, имеющей шесть пакетов по десять дисков в каждом из них, мощность передается 120 зонами контакта. Поскольку коническая форма дисков допускает большие скорости вращения (до 4500 об/мин), то на каждую контактную площадку приходится всего лишь [16]:

$$M = 974 \frac{N}{n} \frac{1}{r}, \quad (2.44)$$

Для рассматриваемого автомобиля:

$$M = 974 \frac{N}{n} \frac{1}{r} = 974 \frac{60}{4500} \frac{1}{120} = 0,108 \text{ кгс м} = 1,059 \text{ Нм}.$$

Даже при учете погрешностей изготовления, вследствие которых не все диски одновременно в полной мере контактируют, требуются незначительные прижимные силы. Это способствует получению минимальных размеров площадок контакта дисков, что улучшает геометрический КПД передачи.

Осевые силы в многодисковом вариаторе замыкаются на валу; подшипники и корпус оказываются разгруженными от этих сил.

Многодисковые вариаторы могут выполняться с наружным касанием дисков, когда пятно контакта располагается между осями вращения (рисунок 2.1,

а), и с внутренним касанием дисков, когда оси вращения их расположены по одну сторону от пятна контакта (рисунок 2.1, б) [16]. Вследствие малой конусности дисков протяженность контактного пятна a в направлении вращения дисков оказывается значительной. Так, в передаче с внешним касанием длина a при номинальной нагрузке в 3 раза больше ширины рабочего пояса b .

Передачи с внутренним касанием дисков в отличие от передач с внешним касанием имеют меньшее скольжение в контактном пятне. Это объясняется расположением вершин конусов по одну сторону от зоны контакта, а также более благоприятным расположением векторов скоростей по площади контактного пятна, что особенно важно в наиболее удаленных точках от начальной линий касания.

На рисунке 2.1, а и б вектор $V_{отн}$ характеризует скорость относительного скольжения в произвольной точке А контактного пятна. Сравнение показывает, что при внутреннем контакте вектор $v_{отп}$ меньше, чем при внешнем. Поэтому передача с внутренним касанием имеет более высокий КПД. Однако в передаче с внутренним контактом удастся получить меньший диапазон регулирования в одной ступени, а сама передача при нескольких промежуточных пакетах дисков конструктивно более сложна.

В результате стремления повысить геометрический КПД многодискового фрикционного вариатора появилась показанная на рисунке 2.2 схема многодисковой передачи с плоскими дисками. Между плоскими дисками этой передачи в специальных кронштейнах размещены разделенные сепараторами шарики, которые движутся по круговым траекториям, вследствие чего устраняется большая доля потерь от геометрического скольжения. Регулирование скорости достигается перемещением сепараторов с шариками, т. е. изменением эксцентриситета e . В отличие от других фрикционных вариаторов эта передача допускает регулирование скорости в неподвижном состоянии и обеспечивает широкий диапазон регулирования, начиная с частоты вращения ведомого вала, равной нулю. Применение таких вариаторов целесообразно при небольших мощностях (до 1 кВт) [9].

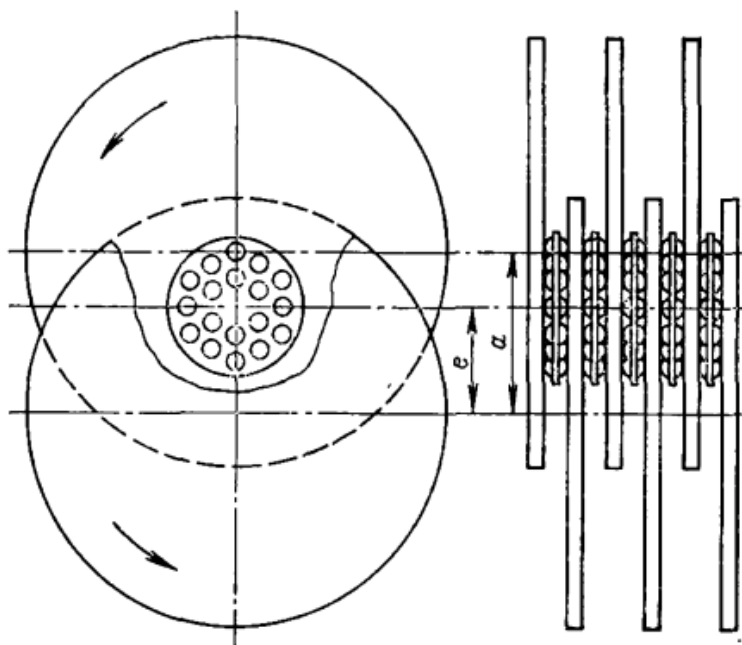


Рисунок 2.2 – Схема многодисковой фрикционной передачи с плоскими дисками

Преимущественное распространение получила схема вариатора с внешним контактом конических дисков, схема с внутренним контактом применяется в основном в комбинации со схемой с внешним контактом в двухступенчатых передачах.

Схема с внешним контактом дисков выполняется в двух основных модификациях: с ведущим центральным и ведомым периферийным пакетами; с ведущими периферийными пакетами и центральным ведомым пакетом. В обеих модификациях ведущими звеньями являются конические диски, а ведомыми — отбуртованные.

Для вариаторов на передаваемую мощность до 55 кВт можно рекомендовать трехпакетную систему периферийных дисков. При трех пакетах улучшается теплоотвод, упрощается сборка вариаторов, а габаритные размеры их оказываются вполне приемлемыми. Для более крупных типоразмеров могут применяться четырех- и шестипакетные системы. При этом следует иметь в виду, что при трех пакетах все диски нагружаются вполне определенно и примерно равномерно, чего не будет при четырех- и шестипакетных системах. Как

показывают испытания шестипакетных вариаторов, в передаче нагрузки одновременно участвует примерно 70% всех дисков. Остальные диски вследствие их разнотолщинности либо не передают нагрузку, либо нагружены не в полной мере. Несмотря на это, крупные типоразмеры вариаторов следует выполнять с шестью пакетами [16].

Количество дисков в пакетах целесообразно выбирать возможно большим, так как это позволяет существенно разгрузить каждую фрикционную пару. С целью увеличения диапазона регулирования диаметр периферийных шлицевых валиков желательно выполнять минимальным. При большом количестве дисков в пакете валики могут оказаться недостаточно прочными вследствие значительного расстояния между опорами. Кроме того, с увеличением количества дисков в пакете повышается неравномерность их прижатия по длине пакета вследствие потерь на трение в шлицевом соединении, а также возрастает перемещение дисков центрального пакета при вдвигании в него периферийных дисков, а это создает дополнительные трудности при разработке кулачкового нажимного устройства.

Оптимальное число конических дисков z_d в пакете и ориентировочный диаметр шлицевых валиков под них можно установить по графику на рисунке 2.3

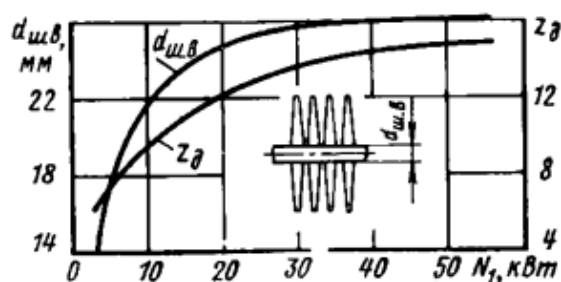


Рисунок 2.3 – Число конических дисков в периферийном пакете и ориентировочный диаметр шлицевых валов в зависимости от мощности N .

Приведенным на графике значениям $d_{ш}$ в (средняя серия) соответствуют допускаемые напряжения кручения $[\tau]$ 50 – 150 кгс/см² (меньшие значения для малых типоразмеров, большие – для вариатора $N = 55$ кВт). Окончательно

размеры шлицевых валиков и материал для них определяются расчетом на совместное действие изгиба и кручения после того, как выявится их конструкция.

По предварительно установленному диаметру валиков определяют минимальный расчетный радиус конического диска (рисунок 2.4).

$$r_{1min} = \frac{d_{шв}}{2} + \frac{b}{2} + \Delta_1, \quad (2.45)$$

где b – ширина рабочего пояса отбуртованного диска;

$d_{шв}$ – зазор между отбуртованным диском и шлицевым валиком при минимальном межосевом, расстоянии.

$$r_{1min} = \frac{d_{шв}}{2} + \frac{b}{2} + \Delta_1 = \frac{433}{2} + \frac{26}{2} + 3 = 233 \text{ мм.}$$

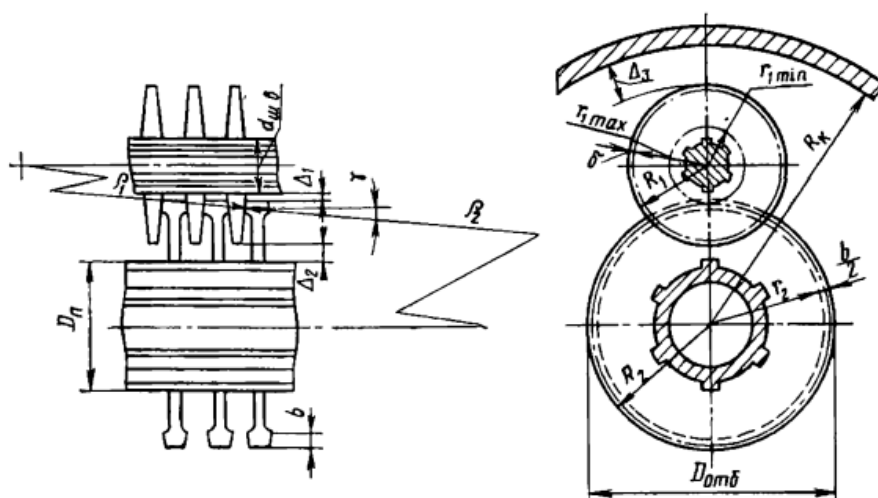


Рисунок 2.4 – Расчетная схема определения контактных напряжений и геометрических параметров фрикционных дисков

Здесь ориентировочно можно принять $\Delta_1 \approx 2 \dots 3$ мм и $b \approx 0,06 d_{шв}$.

Максимальный расчетный радиус конического диска [16]:

$$r_{1max} = Dr_{1min}, \quad (2.45)$$

$$r_{1max} = Dr_{1min} = 1,5 \cdot 233 = 350 \text{ мм.}$$

наружный его радиус:

$$R_1 = r_{1max} + \delta, \quad (2.46)$$

где $\delta = b/2 + (2 \dots 3)$ мм.

$$R_1 = r_{1max} + \delta = 350 + 3 = 353 \text{ мм.}$$

Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата

ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ

Лист

45

Внешний диаметр отбуртованного диска можно принять по графику в зависимости от мощности N_1 (рисунок 2.5).

Расчетный радиус r_2 этого диска [16]:

$$r_2 = \frac{D_{отб}}{2} - \frac{b}{2} - r', \quad (2.47)$$

где r' – радиус закругления бурта, принимаемый примерно $b/2$.

Размер $D_{отб}$ следует принимать из графика на рисунке 2.5 по шкале моментов M_1 .

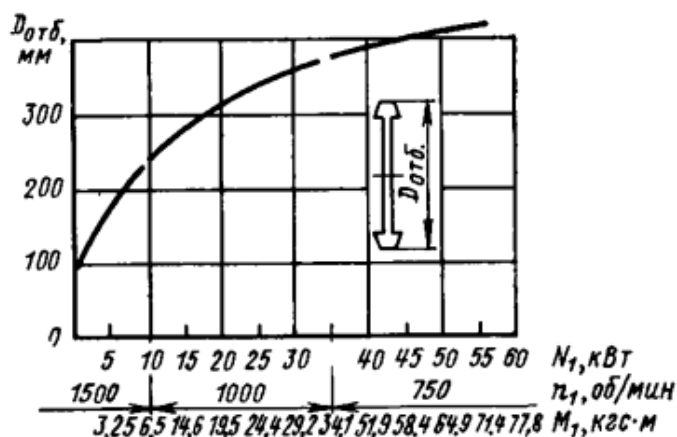


Рисунок 2.5 – Зависимость диаметра $D_{отб}$ от мощности N_1

$$r_2 = \frac{450}{2} - \frac{26}{2} - 13 = 199 \text{ мм.}$$

$$R_1 = r_{1\max} + \delta, \quad (2.45)$$

$$R_1 = 350 + 3 = 353 \text{ мм.}$$

Диаметр посадочной поверхности отбуртованного диска:

$$D_{\Pi} = D_{отб} + d_{шв} - 2(R_1 - \Delta_1 + \Delta_2) \quad (2.46)$$

где Δ_2 – зазор между коническим диском и выходным валом при минимальном межосевом расстоянии, принимаемый 2..3 мм.

$$D_{\Pi} = 450 + 433 - 2(353 - 3 + 3) = 177 \text{ мм.}$$

При определении угла конусности дисков следует учитывать, что его уменьшение увеличивает пятно контакта под нагрузкой, в результате чего контактные давления снижаются.

Одновременно с этим сокращается осевое перемещение дисков центрального пакета, а следовательно, упрощается разработка нажимного устройства. Однако с уменьшением угла конустности возрастают потери на геометрическое скольжение вследствие растягивания полосы касания в направлении движения дисков; КПД вариатора понижается.

Ширину рабочего пояска предварительно можно принимать $b = 0,1$, где $r_{1\min}$ – минимальный рабочий радиус, конических дисков.

$$b = \frac{367 \cdot 10^3 F_{\Pi}}{[\sigma]_H^2 \rho} \quad , \quad (2.47)$$

где F_{Π} – сила прижатия дисков;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение;

$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ – приведенный радиус кривизны.

$$b = \frac{367 \cdot 10^3 \cdot 0,25}{[15,1]_H^2 0,5} = 0,8 \text{ мм.}$$

Окружная сила, передаваемая одной фрикционной парой:

$$F_{tx} = \frac{M'_x}{2 \cdot z_d \cdot r_{1x}} \eta_{фп} \quad , \quad (2.48)$$

здесь M'_x – момент, передаваемый одним пакетом ведущих дисков.

$$F_{tx} = \frac{M_{1x}}{z_{\Pi}} \cdot \eta_{зп} \quad , \quad (2.49)$$

где M_{1x} – момент на ведущем валу вариатора; z_{Π} – число периферийных пакетов; z_d – число конических дисков в пакете; $\eta_{фп}$ – КПД фрикционной передачи.

$$F_{tx} = \frac{130}{2} \cdot 0,87 = 57 \text{ Н.}$$

В нажимное устройство входит также параллельно работающая с кулачками пружина, которая обеспечивает предварительное поджатие дисков в моменты пуска и выбирает зазоры в сочленениях для устранения ударов.

Пружина подбирается на силу $F_{\text{пруж}}$, составляющую 1/4 1/3 общей силы нажатия F дисков, и:

$$F_{\text{пруж}} = (0,25..0,35)F \quad , \quad (2.50)$$

Меньшее значение $F_{\text{пруж}}$ при работе на большем радиусе конических дисков, большее – на минимальном радиусе. Сила:

$$F = F_{\text{кул}} + F_{\text{пруж}} = F_{\text{п}} Z_{\text{п}}, \quad (2.51)$$

где $F_{\text{п}}$ – сила нажатия, приходящаяся на один пакет конических дисков; $Z_{\text{п}}$ – число пакетов конических дисков.

$$F = 57 \cdot 3 = 171 \text{ Н.}$$

$$F_{\text{пруж}} = (0,3)F = 0,3 \cdot 171 = 51,3 \text{ Н.}$$

2.4 Проектирование дискового вариатора

Был спроектирован многодисковый вариатор, представленный на рисунке 2.6.

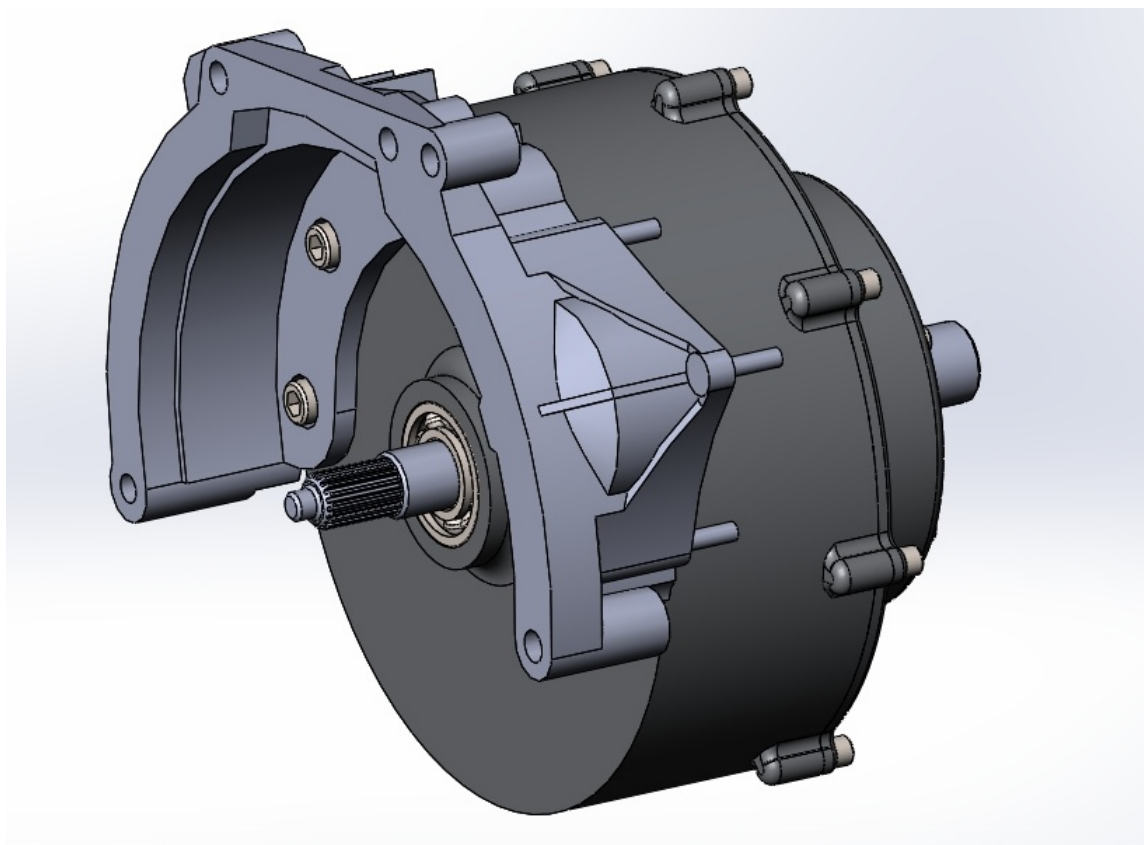


Рисунок 2.6 – Внешний вид вариатора

Составные части представлены на рисунке 2.7.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		48

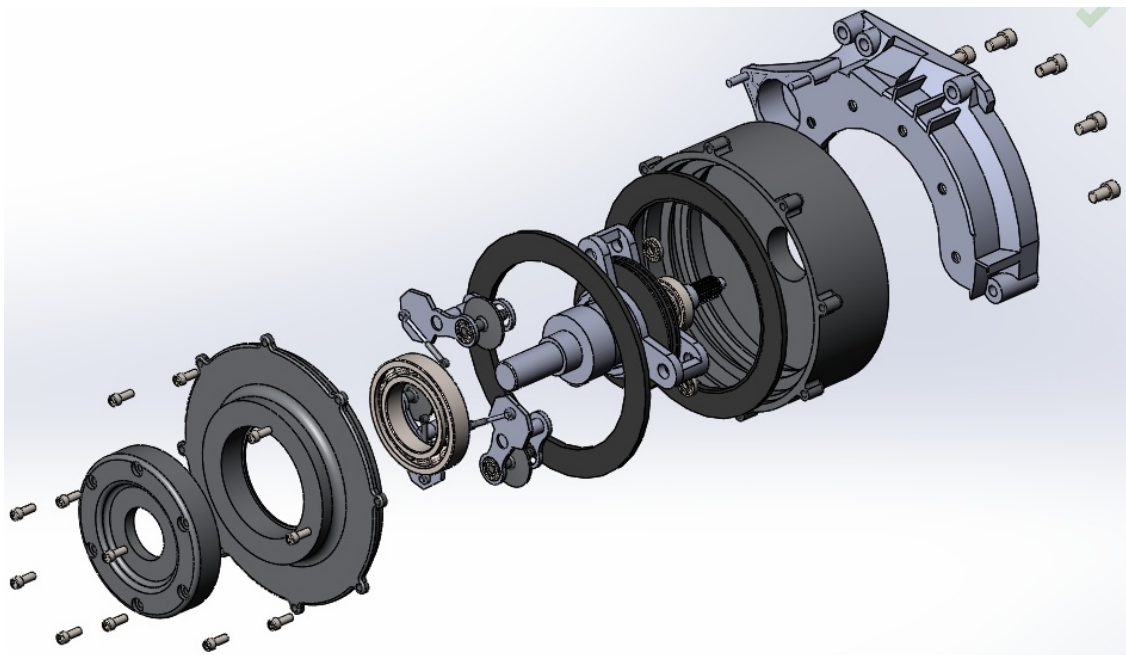


Рисунок 2.7 – Составные части вариатора

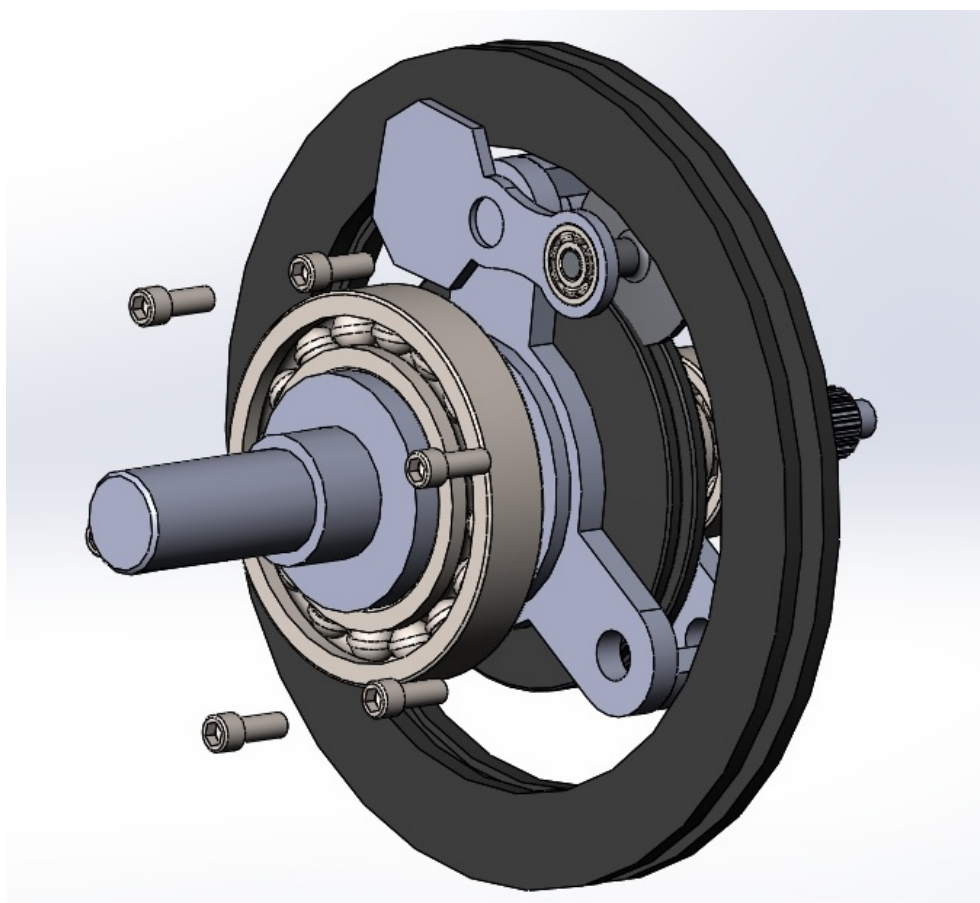


Рисунок 2.8 – Конструкция вариатора

Чертеж в разрезе представлен на рисунке 2.9.

Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата

ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ

Лист

49

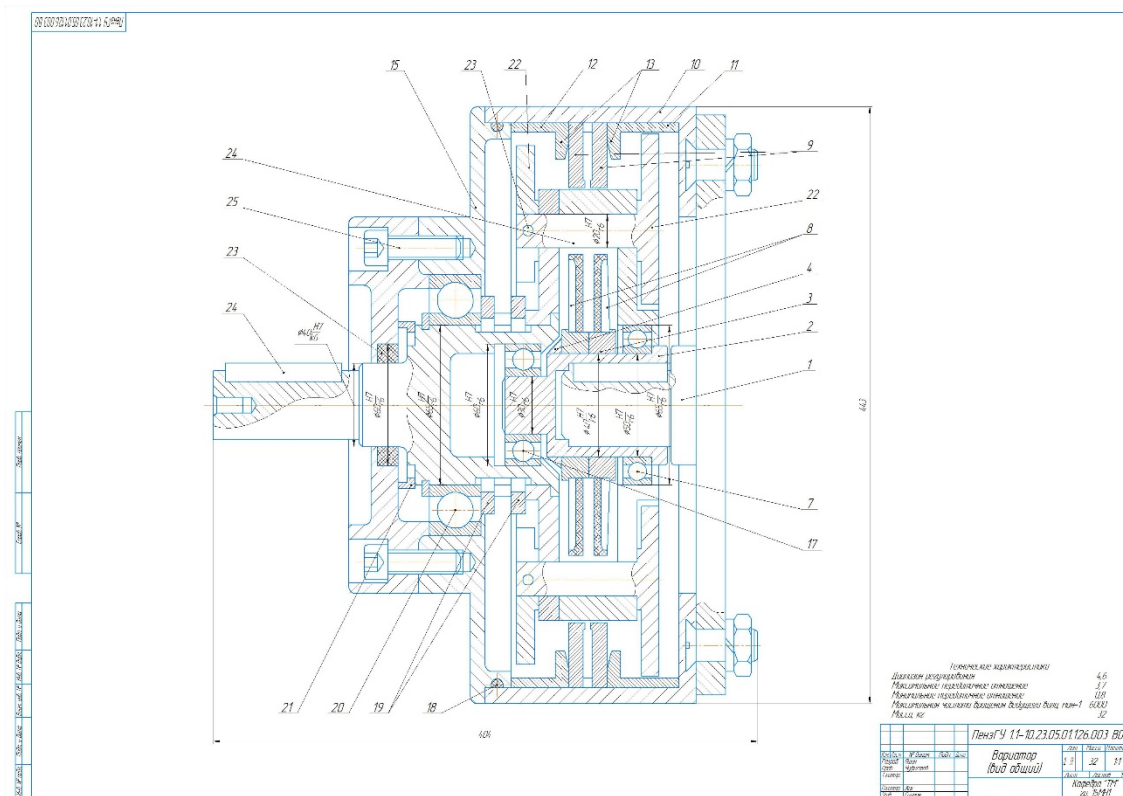


Рисунок 2.9 – Конструкция вариатора

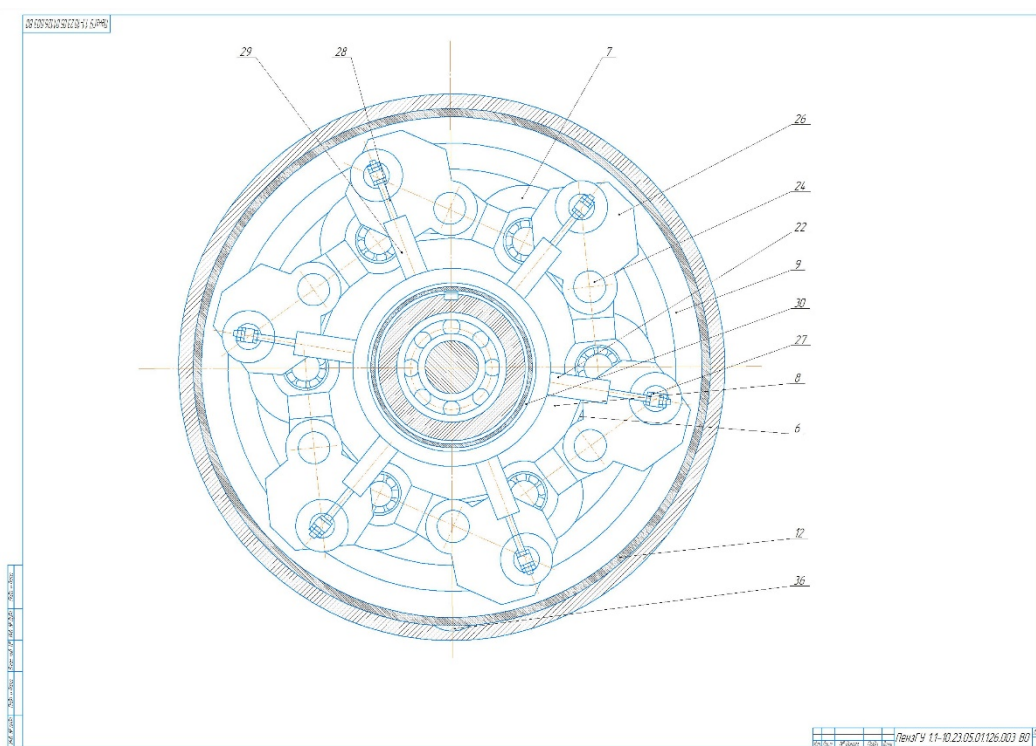


Рисунок 2.10 – Конструкция вариатора

Дисковый планетарный вариатор содержит ведущий (быстроходный) центральный вал 1. На валу 1 посажена с возможностью ограниченного осевого перемещения и передачи крутящего момента (на шпонке) втулка 2, на которой с помощью упоров 3 и гайки 4, а также фасонной шпонки 5 посажены центральные внутренние фрикционные диски 6, прижатые к промежуточным фрикционным дискам 7 с помощью упругих элементов осевого действия, выполненных в виде тарельчатых пружин 8, упирающихся в борта упоров 3, при этом диски 6 посажены на втулке 2 с возможностью их осевого перемещения в пределах, допустимых осевой упругостью пружин 8. Внешние центральные фрикционные диски 9, играющие одновременно роль силовых элементов осевого действия – дисковых пружин, контактирующие с промежуточными фрикционными дисками 7, посажены в корпусе 10 с помощью втулок 11 и 12 с упорами 13 на них, а между дисками 9 может находиться замкнутое или незамкнутое кольцо 14, определяющее осевое расстояние между основаниями дисков 9. Крайняя часть втулки 12 контактирует с торцевой крышкой 15 корпуса 10, и, таким образом, основания дисков 9 зажаты между крышкой 15, упором 13 втулки 11, упором 13 втулки 12 и корпусом 10. Крышка 15 крепится к корпусу 10 с помощью болтов 16, расположенных по торцам крышки 15 и корпуса 10 по окружности. Втулки 11 и 12 контактируют с дисками 9 своими упорами 13, при этом кольцевых зон контакта 17 упора 13 с диском 9 может быть как одна, так и несколько, отстающих друг от друга как в радиальном, так и в осевом положении. При изменении передаточного отношения вариатора происходит радиальное перемещение дисков 7, которое вызывает упругое угловое перемещение в продольных радиальных плоскостях (прогиб) дисков 9. Это угловое перемещение дисков 9 приводит к их контакту с упорами 13 на все более удаленных от центра зонах – отдельных колец 17 или тороидальной выпуклой поверхности, что приводит к прогрессивному повышению осевой жесткости дисков 9 как силовых элементов осевого действия с повышением передаточного отношения вариатора, что и требуется для оптимизации прижима дисков 7 и 9. Внутренние фрикционные диски 6 контактируют с промежуточными дисками 7 по дорожкам

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		51

качения на дисках 6, могущим иметь как коническую, так и выпуклую тороидальную поверхность. Внешние же фрикционные диски 9, выполненные в виде силовых элементов осевого действия - дисковых пружин, имеют дорожки качения обязательно выпуклой тороидальной формы, так как при радиальном перемещении промежуточных фрикционных дисков 7 диски 9 получают угловое перемещение в продольных радиальных плоскостях, и зоны контакта дорожек качения 19 с дисками 7 при различных угловых перемещениях дисков 9 и радиальных перемещениях дисков 7 занимают различное положение на дорожках качения 19, что благоприятно сказывается на износе последних.

Работа устройства начинается с минимального передаточного отношения, которое обычно составляет примерно 1,3, то есть частота вращения вала в это число раз меньше частоты вращения вала 1. При этом крутящий момент от вала 1 через шпонку или иное соединение для передачи крутящего момента передается на втулку 2, сидящую на валу 1 с возможностью ограниченного осевого перемещения, а с втулки 2 - на упоры 3 и внутренние центральные фрикционные диски 6, соединенные шпонкой 5 с втулкой 2 с возможностью осевого перемещения на ней при работе устройства в пределах упругости пружин 8. Диски 6 прижаты с промежуточными фрикционными дисками 7 с двух сторон тарельчатыми пружинами 8, упирающимися своими основаниями в борта на упорах 3, поджатых друг к другу гайкой 4 на втулке 2, и при вращении передают крутящий момент на диски 7, посаженные на оси 20, закрепленные с возможностью осевого перемещения в подшипниках 21, сидящих на поворотных рычагах 22, в свою очередь, закрепленных на оси 24, посаженной с возможностью поворота на водиле 25. При вдвигании и выдвигании дисков 7, зажатых между дисками 6, что необходимо для изменения передаточного отношения вариатора и что достигается подачей текучей среды под давлением в цилиндры 29 (рисунок 2.10) и снятием давления, штоки 28 перемещают оси 27 и поворотные рычаги 22, а последние вдвигают и выдвигают диски 7 в осевом направлении. При снятии давления пружины возвращают штоки в исходное положение. Текучая среда подается в цилиндры через трубопровод, коллекторы и систему каналов в валу.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		52

При этом диски 6 перемещаются в осевом направлении по втулке 2 с передачей крутящего момента. Диски 7 находятся также во фрикционном контакте с дисками 9, одновременно играющими роль внешних фрикционных дисков и силовых элементов осевого действия - дисковых пружин. Прижим же дисков 7 к дискам 6, обеспечиваемый тарельчатыми пружинами 8, остается примерно постоянным при осевом перемещении дисков 6, что также требуется по условиям работы вариатора. Этот прижим намного меньше максимального прижима дисков 9 к дискам 7 и существенно менее опасен с точки зрения износа дорожек качения. Эффективным с точки зрения КПД и износа является такой прижим, когда при минимальном передаточном отношении вариатора сила прижима внешних фрикционных дисков 9 к промежуточным 7 прогрессивно возрастает с ростом передаточного отношения вариатора по сравнению с силой прижима к ним внутренних фрикционных дисков, а при максимальном передаточном отношении сила прижима дисков 9 к дискам 7 примерно вдвое больше, чем дисков 6 к дискам 7. К тому же смазка вариатора, особенно специальным вариаторным маслом (например, Сантотрак-50 производства США или ВТМ-1 отечественного производства), полностью разделяет поверхности трения, намного уменьшая износ дорожек качения.

2.5 Расчет на прочность деталей в Solid Works

Наиболее нагруженными элементами в данной конструкции будут являться корпусные детали: корпус вариатора и кронштейн крепления к двигателю. На рисунке 2.11 представлена модель корпуса главной передачи.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		53

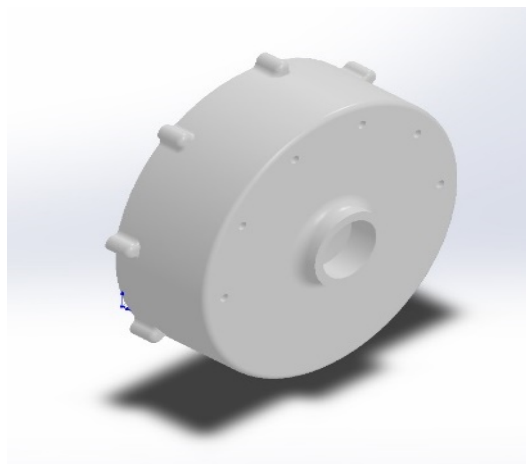


Рисунок 2.11 – Корпус вариатора

Свойства исследования представлены в таблице 2.12.

Таблица 2.12 – Свойства исследования

Параметр	Значение
Имя исследования	Статический анализ 1
Тип анализа	Статический анализ
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Тепловой эффект:	Вкл
Термический параметр	Включить тепловые нагрузки
Температура при нулевом напряжении	298 Kelvin
Включают эффекты давления жидкости из SolidWorks Flow Simulation	Выкл
Тип решающей программы	FFEPlus
Влияние нагрузок на собственные частоты:	Выкл
Мягкая пружина:	Выкл
Инерционная разгрузка:	Выкл
Несовместимые параметры связи	Автоматические
Большие перемещения	Выкл
Вычислить силы свободных тел	Вкл
Трение	Выкл
Использовать адаптивный метод:	Выкл
Система единиц измерения:	СИ (MKS)
Длина/Перемещение	mm
Температура	Kelvin
Угловая скорость	Рад/сек
Давление/Напряжение	N/m ²

Информация о наложенной сетке представлена в таблице 2.13.

Таблица 2.13 – Информация о наложенной сетке

Параметр	Значение
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение:	Стандартная сетка
Автоматическое уплотнение сетки:	Выкл
Включить автоциклы сетки:	Выкл
Точки Якобиана	4 Точки
Размер элемента	23,28 mm
Допуск	1,16 mm
Качество сетки	Высокая
Всего узлов	22315
Всего элементов	11464
Максимальное соотношение сторон	64,015
% элементов с соотношением сторон < 3	87,9
% элементов с соотношением сторон > 10	0,497
% искаженных элементов (Якобиан)	0
Время для завершения сетки (hh:mm:ss):	00:00:08

Сетка на модели представлена на рисунке 2.12.

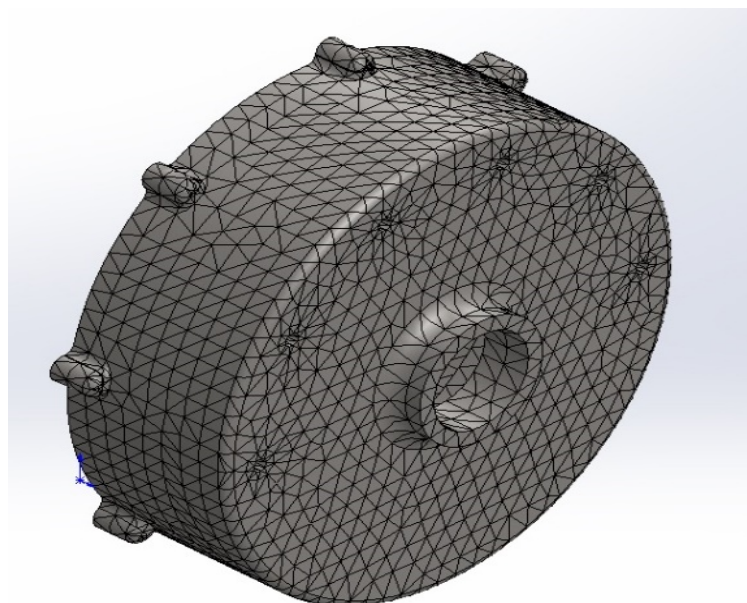


Рисунок 2.12 – Наложённая на модель сетка

Эпюра распределения напряжений представлена на рисунке 2.13.

Имя модели: Корпус вращателя
 Имя исследования: Статический анализ 16 (По умолчанию-)
 Тип эпюры: Статический анализ узловое напряжение Напряжения1

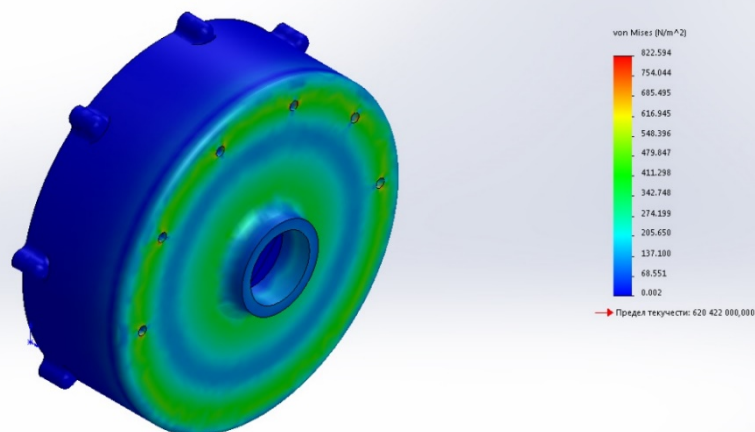


Рисунок 2.13 – Эпюра распределения напряжений

Эпюра рапс распределения перемещений представлена на рисунке 2.14.

Имя модели: Корпус вращателя
 Имя исследования: Статический анализ 16 (По умолчанию-)
 Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение1

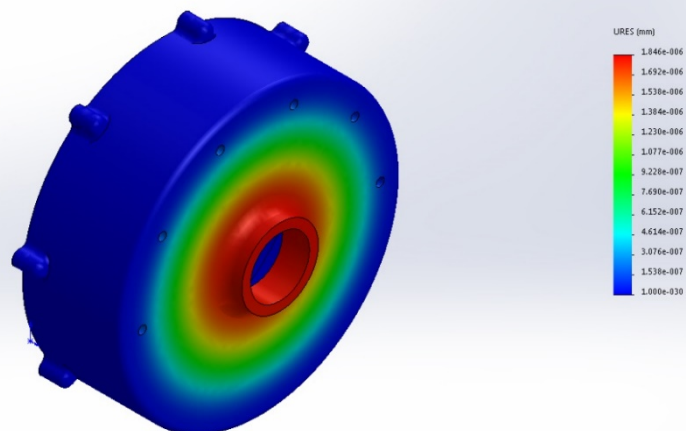


Рисунок 2.14 – Эпюра распределения перемещений

Эпюра распределения деформаций представлена на рисунке 2.15.

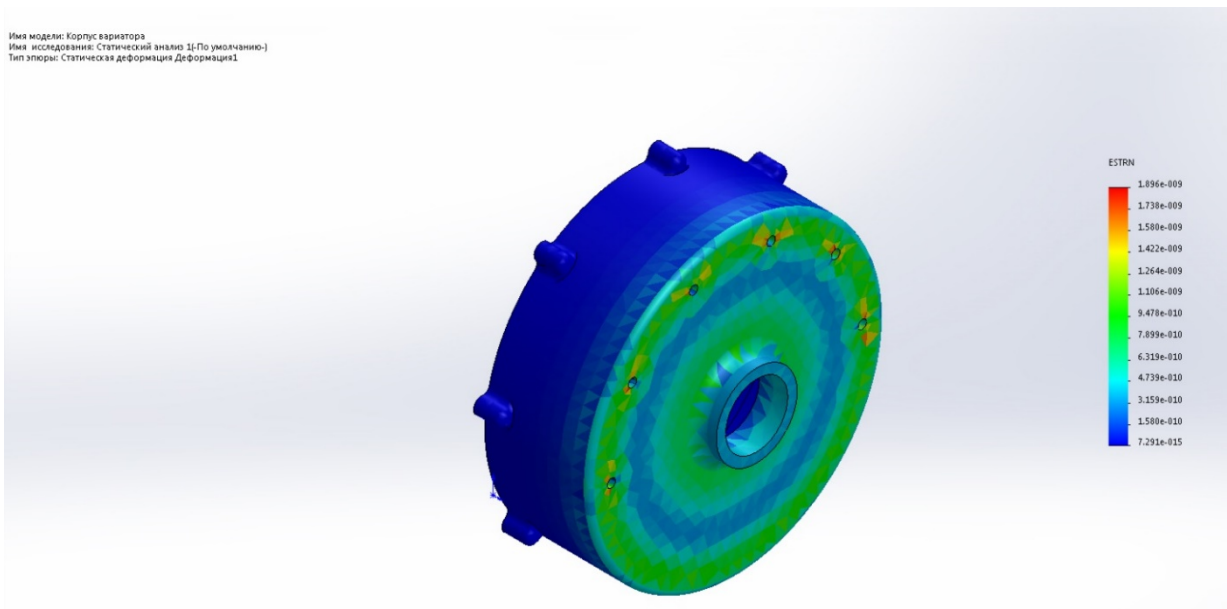


Рисунок 2.15 – Эпюра распределения деформаций

На рисунке 2.16 представлена модель кронштейна.

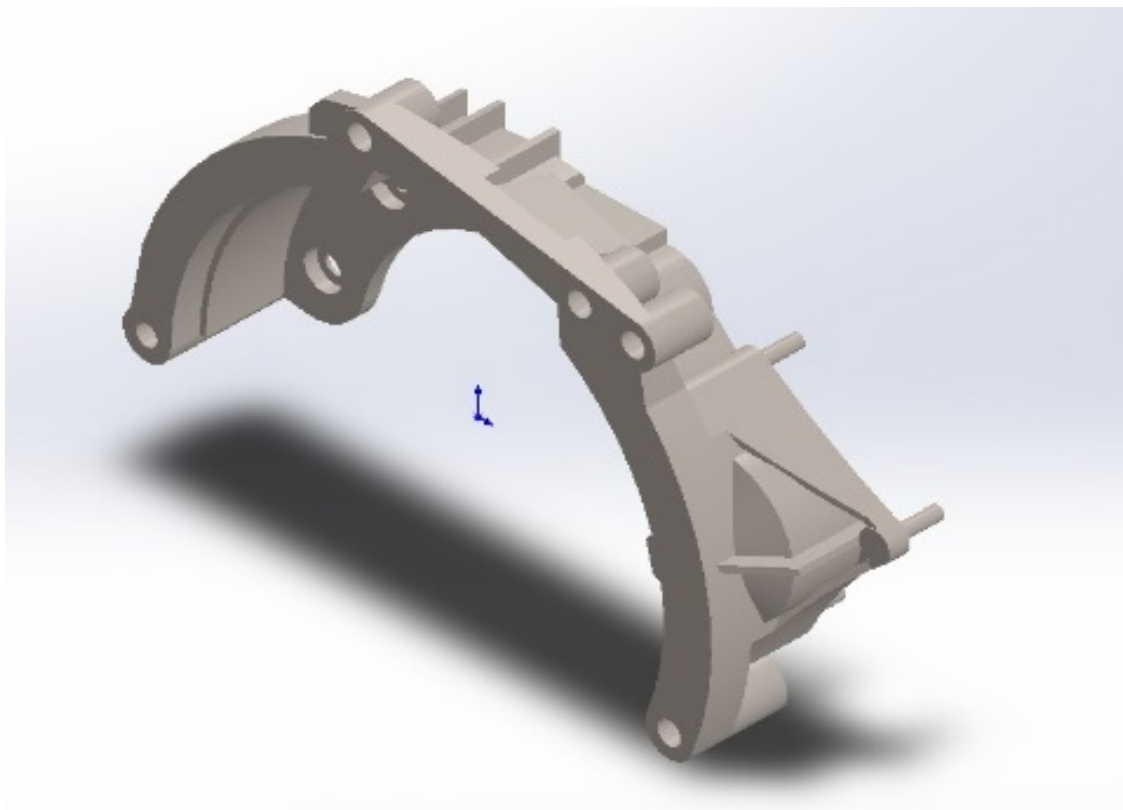


Рисунок 2.16 – Модель кронштейна

Свойства исследования представлены в таблице 2.14.

Таблица 2.14 – Свойства исследования

Параметр	Значение
Имя исследования	Статический анализ 1
Тип анализа	Статический анализ
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Тепловой эффект:	Вкл
Термический параметр	Включить тепловые нагрузки
Температура при нулевом напряжении	298 Kelvin
Включают эффекты давления жидкости из SolidWorks Flow Simulation	Выкл
Тип решающей программы	FFEPlus
Влияние нагрузок на собственные частоты:	Выкл
Мягкая пружина:	Выкл
Инерционная разгрузка:	Выкл
Несовместимые параметры связи	Автоматические
Большие перемещения	Выкл
Вычислить силы свободных тел	Вкл
Трение	Выкл
Использовать адаптивный метод:	Выкл
Система единиц измерения:	СИ (MKS)
Длина/Перемещение	mm
Температура	Kelvin
Угловая скорость	Рад/сек
Давление/Напряжение	N/m ²

Наложенная на модель сетка представлена на рисунке 2.14.

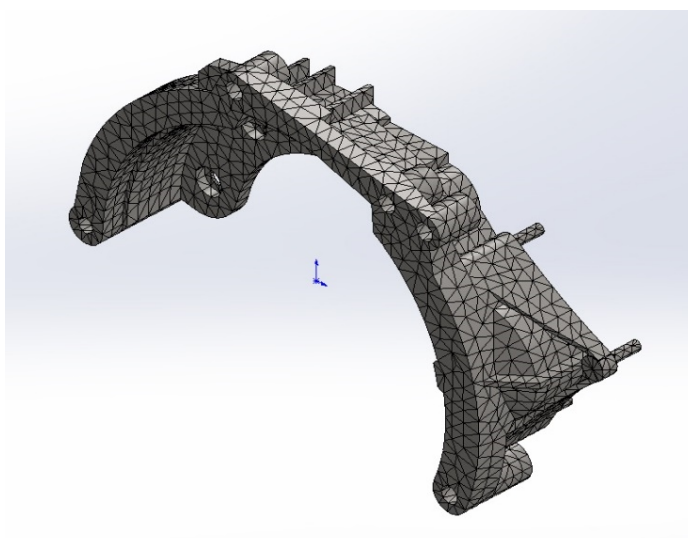


Рисунок 2.14 –Наложенная на модель сетка

Информация о наложенной сетке представлена в таблице 2.15

Таблица 2.15 – Информация о наложенной сетке

Параметр	Значение
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение:	Стандартная сетка
Автоматическое уплотнение сетки:	Выкл
Включить автоциклы сетки:	Выкл
Точки Якобиана	4 Точки
Размер элемента	67,3017 mm
Допуск	3,36509 mm
Качество сетки	Высокая
Всего узлов	35134
Всего элементов	18160
Максимальное соотношение сторон	44,141
% элементов с соотношением сторон < 3	30,8
% элементов с соотношением сторон > 10	3,19
% искаженных элементов (Якобиан)	0
Время для завершения сетки (hh:mm:ss):	00:00:10

Эпюра распределения напряжений представлена на рисунке 2.15.

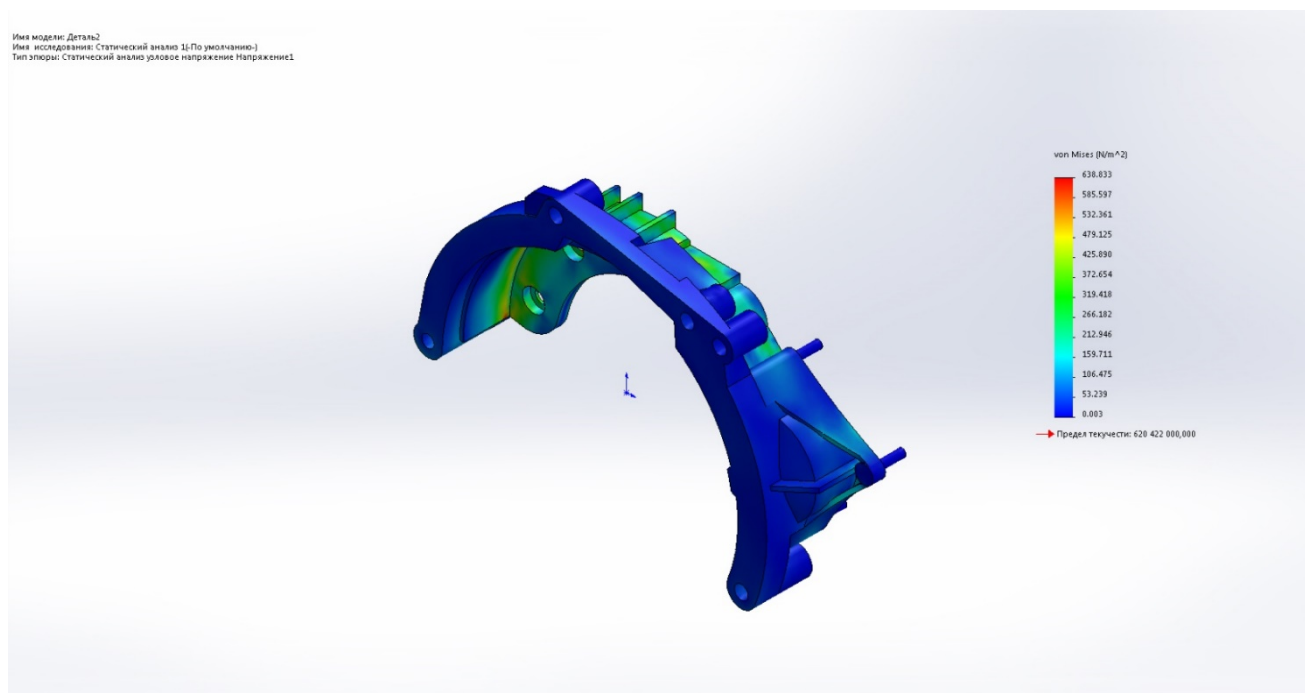


Рисунок 2.15 – Эпюра распределения напряжений

Эпюра рапс распределения перемещений представлена на рисунке 2.16.

Имя модели: Деталь2
 Имя исследования: Статический анализ 16 (По умолчанию)
 Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение1
 Шкала деформации: 5.16249e+007

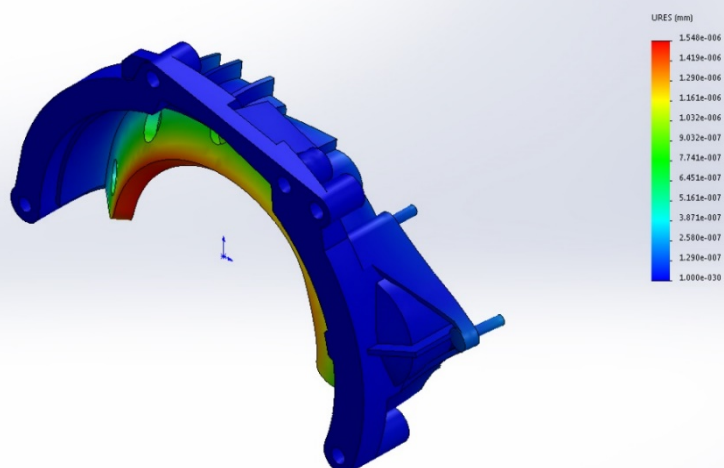


Рисунок 2.16 – Эпюра распределения перемещений

Эпюра рапсделения деформаций представлена на рисунке 2.17.

Имя модели: Деталь2
 Имя исследования: Статический анализ 16 (По умолчанию)
 Тип эпюры: Статическая деформация Деформация1

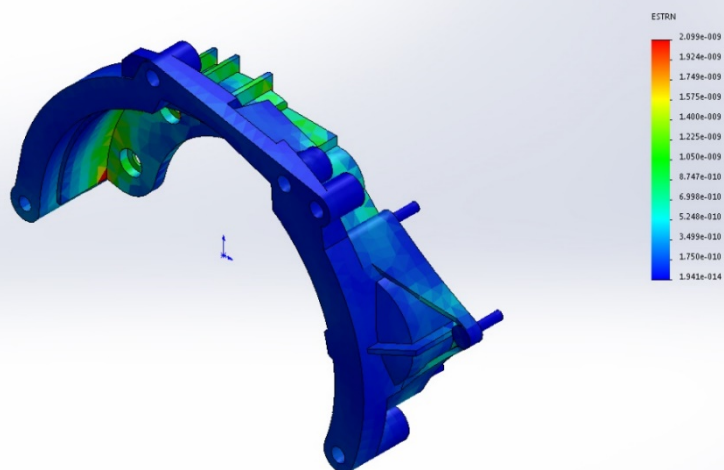


Рисунок 2.17 – Эпюра распределения деформаций

2.6 Выводы

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		60

Был выполнен расчет динамических и мощностных показателей транспортного средства для определения крутящего момента, необходимого для передачи через вариатор. Проведено описание разработки. Выполнен расчет геометрических и силовых параметров вариатора. Проведено моделирование разработки и расчет деталей на прочность.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		61

3 Разработка технологического процесса изготовления детали

3.1 Краткая характеристика детали

Крышка – деталь привода механизма вариатора, в котором движение передается и преобразуется за счет зацепления зубьев. Конструктивно «Крышка» представляет собой диск с центральным отверстием.

Со стороны торца в детали имеется фигурная выточка на глубину 24 мм. Восемь сквозных отверстия диаметром 17 мм обеспечивают фиксацию крышки в процессе эксплуатации.

«Крышка» изготовлен из стали Сталь 45 ГОСТ 1050-2013, после термообработки Н-3-0 эта сталь будет иметь твердость HRC 30-35.

3.2 Анализ технологичности конструкции

В условиях серийного производства, заготовку данной детали экономически целесообразно изготовить поковкой, благодаря которой достигается большая экономия материала, а сокращение припусков на обработку уменьшает трудоемкость механической обработки благодаря более высоким режимам резания и исключению черновых операций. Кроме того, такая заготовка позволяет использовать при механической обработке станков с ЧПУ.

С точки зрения механической обработки деталь достаточно технологична.

Наружные поверхности можно проходными и прорезными резцами, имеются хорошие базовые поверхности для первоначальных операций.

Жесткость детали допускает получение высокой точности обработки.

Это позволяет сохранить единство технологических баз на протяжении всей дальнейшей обработки.

Изготовление фланца из стали 45 позволяет производить закалку ТВЧ.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		62

3.3 Определение типа производства

Каждый тип производства в машиностроении характеризуется своими параметрами: степенью специализации оборудования, квалификацией работающего персонала, организацией производства, видом режущего и мерительного инструмента. Поэтому прежде чем приступить к проектированию технологического процесса и средств его оснащения, необходимо определить тип производства.

Мелкосерийное производство характеризуется применением не поточной организацией производства.

Среднесерийное производство характеризуется применением как универсального, так и специального оборудования и инструмента, сравнительно высоким разрядом работающих, не поточной организацией производства.

Крупносерийное производство характеризуется применением специального оборудования и инструмента, невысоким разрядом работающих, поточной организацией производства.

Основная характеристика типа производства.

Согласно ГОСТ 14.004-83, основной характеристикой типа производства является коэффициент закрепления операций K_{30} , который определяется по формуле

$$K_{30} = \frac{\sum O}{\sum P},$$

где $\sum O$ – число всех операций, выполняемых на участке в течении месяца;

$\sum P$ – число рабочих мест.

Коэффициент K_{30} в соответствии с ГОСТ 3.1108-83 принимают равным:

для МСП – свыше 20 до 40 включительно;

для ССП – свыше 10 до 20 включительно;

для КСП – свыше 1 до 10 включительно;

для МП – принимают равным 1.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		63

Методика определения типа производства.

По заданной годовой программе выпуска изделия определяют программу запуска изделия N_3 по формуле

$$N_3 = \frac{N_B \cdot 100}{100 - \alpha},$$

где N_B – программа выпуска изделия, шт, $N_B = 10000$ шт;

α – процент, учитывающий брак, $\alpha = 1\%$.

$$N_3 = \frac{10000 \cdot 100}{100 - 1} = 10101 \text{ шт.}$$

Определяют количество оборудования m_p (шт) на каждую операцию по формуле

$$m_p = \frac{N_B \cdot T_{шт}}{60 \cdot F_d \cdot \eta_{зн}},$$

где N_B – годовой выпуск, шт;

$T_{шт}$ – штучное время выполнения основных операций, мин;

F_d – действительный годовой фонд работы оборудования, ч.;

$\eta_{зн}$ – нормативный коэффициент загрузки, $\eta_{зн} = 0,8$.

Штучное время определяют по формуле

$$T_{шт} = T_o \cdot \psi_k,$$

где T_o – основное время, мин;

ψ_k – коэффициент уточнения, $\psi_k = 1,84$.

$$F_d = F_H \cdot S \cdot \left(1 - \frac{f}{100}\right),$$

где F_H – номинальный фонд времени работы оборудования, ч, $F_H = 1992$ ч;

S – число рабочих смен в сутки, $S = 1$;

f – процент потерь времени в связи с ремонтом оборудования и регламентируемыми перерывами, $f = (8-10)\%$.

$$F_d = 1992 \cdot 1 \cdot \left(1 - \frac{10}{100}\right) = 1793 \text{ ч.}$$

Определяют фактическую нагрузку рабочего места по формуле

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		64

$$\eta_{зф} = \frac{m_p}{p},$$

где Р – принятое количество станков, шт.

Производят донагрузку станков до нормативного коэффициента:

$$O_i = \frac{\eta_{зн}}{\eta_{зф}}.$$

Рассчитывают $K_{зо}$ и определяют тип производства.

Основное время при точении определяют по формуле

$$T_o = 0,00017 \cdot l \cdot d,$$

где l – длина обрабатываемой поверхности, мм;

d – диаметр обрабатываемой поверхности, мм.

Основное время при шлифовании определяют по формуле

$$T_o = 0,0001 \cdot l \cdot d,$$

где l – длина обрабатываемой поверхности, мм;

d – диаметр обрабатываемой поверхности, мм.

Основное время при подрезке определяют по формуле

$$T_o = 0,0002 \cdot (D^2 \cdot d^2),$$

где D – начальный диаметр обрабатываемой поверхности, мм;

d – конечный диаметр обрабатываемой поверхности, мм.

Основное время при сверлении определяют по формуле

$$T_o = 0,00052 \cdot l \cdot d \cdot n,$$

где l – длина обрабатываемой поверхности, мм;

d – диаметр обрабатываемой поверхности, мм;

n – количество обрабатываемых поверхностей.

Расчет основного и штучного времени для основных операций.

Основное время выполнения токарной обработки фланца с одной стороны включает время:

- подрезки торца диаметром 612 мм,

$$T_{o1} = 0,00002 \cdot 612^2 = 7,49 \text{ мин};$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		65

- точение поверхности диаметром 531 мм на длине 23,5 мм,

$$T_{o2}=0,00017 \cdot 531 \cdot 23,5=2,12 \text{ мин};$$

- точение поверхности диаметром 335 мм на длине 47,5 мм,

$$T_{o3}=0,00017 \cdot 335 \cdot 47,5=2,7 \text{ мин};$$

- подрезка торца,

$$T_{o4}=0,00002 \cdot (335^2 - 245^2)=1,1 \text{ мин};$$

$$T_o=T_{o1}+T_{o2}+T_{o3}+T_{o4}$$

$$T_o=7,47+2,12+2,7+1,1=13,39 \text{ мин},$$

$$T_{шт}=13,39 \cdot 1,84=24,63 \text{ мин}.$$

Основное время сверления отверстия диаметром 17 мм на длину 14 мм равно:

$$T_o=0,00052 \cdot 17 \cdot 14 \cdot 8=0,99 \text{ мин},$$

$$T_{шт}=0,99 \cdot 1,84=1,82 \text{ мин}.$$

Расчет коэффициента закрепления операций.

Необходимое количество станков m_p на каждую операцию равно:

- токарных

$$m_{p1}=\frac{10101}{60 \cdot 1793 \cdot 0,8} \cdot 24,36=2,86;$$

- сверлильных

$$m_{p2}=\frac{10101}{60 \cdot 1793 \cdot 0,8} \cdot 1,82=0,21;$$

Фактический коэффициент загрузки станков.

Дозагружают станки аналогичными операциями до нормативного коэффициента

$$O_1=\frac{\eta_{зн}}{\eta_{зф}}=\frac{0,8}{0,95}=0,84$$

$$O_2=\frac{0,8}{0,21}=3,8$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		66

Все результаты заносим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Дозагрузка операций

№ п/п	Операция	T _{шт} , мин	m _p , шт	P	η _{зф}	O
015	Токарная	24,36	2,86	3	0,95	0,84
030	Сверлильная	1,82	0,21	1	0,21	3,8
	Итого:			ΣP=4		ΣO=4,64

Рассчитывают коэффициент закрепления операции:

$$K_{30} = \frac{\sum O}{\sum P} = \frac{4,64}{4} = 1,16$$

Полученное значение $1 < K_{30} < 10$, следовательно, при $N_B = 10000$ производство крупносерийное.

3.4 Обоснование выбора заготовки

Важным условием рациональной технологии является максимальное приближение формы заготовки к форме готовой детали. Выбор заготовки во многом определяет технологию механической обработки детали. На выбор метода получения заготовки оказывает влияние материал детали, ее назначение и технические требования на изготовление – объем и серийность выпуска, форма поверхностей и размеры детали.

Оптимальный метод получения заготовки определяется на основании всестороннего анализа названных факторов.

Изготавливают методом поковки из стали 40Х. детали из этой стали применяют для работы в среднем напряжении. Эта сталь хорошо обрабатывается, что является одним из важных свойств материала, хорошо подвергается термической обработке во всех режимах и является прочным конструкционным материалом.

из, качественной конструкционной углеродистой стали марки 45 ГОСТ 1050-88. Это сталь с повышенной прочностью, вязкостью и прокаливаемостью. Она предназначена для изготовления вал-шестерней, коленчатых и распределительных валов, шпинделей, кулачков и др. нормализованных, улучшаемых и подвергаемым поверхностной термообработке деталей, от которых требуется повышенная прочность.

Таблица 3.2 – Химический состав, %

C	Si	Mn	Cr	Ni	P	Cu.	S
0,42÷0,5	0,17÷0,37	0,5÷0,8	≤ 0,25	≤ 0,25	≤ 0,035	≤ 0,25	≤ 0,4

Термообработка:

Первая закалка на воздухе, ToC – 880...950 оС

Вторая закалка, ToC – 870 оС

Среда охлаждения – масло

Отпуск:

Температура, оС – 200 оС

Среда охлаждения – воздух или вода

Таблица 3.3 – Механические свойства

σт, кгс/мм ²	σв, кгс/мм ²	δв, %	ψ, %	Ан, Кгс*н/см ²
39,5	62	17	45	5,9

Технологические свойства:

Температура ковки, С: начала 1250, конца 700. Сечения до 400мм охлаждаются на воздухе

Свариваемость – трудносвариваемая. Способ сварки: ручная дуговая и контактно-точечная. Необходим подогрев и последующая термообработка;

Обрабатываемость резанием – в горячекатаном состоянии при HB 170...179, σв=64 кгс/мм²;

Коэффициент обрабатываемости, Kv (материал резца)

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		68

$K_v=1$ – твердый сплав

$K_v=1$ – быстрорежущая сталь;

Флокеночувствительность - малочувствительна

Склонность к отпускной хрупкости: не склонна.

Выбрать заготовку – значит установить способ ее получения, наметить припуски на обработку каждой поверхности. При выборе способа получения заготовки необходимо стремиться к максимальному приближению формы и размеров заготовки к параметрам готовой детали и снижению трудоемкости заготовительных операций. Одним из критериев оценки правильности выбора метода получения заготовки детали является коэффициент использования материала:

$$K_{и.м.} = \frac{m_d}{m_z} = \frac{48,3}{66,8} = 0,72,$$

где m_z – масса заготовки,

m_d – масса детали.

Расчет показал, что выбранный метод получения заготовки является целесообразным, а, значит, может быть использован на производстве.

3.5 Разработка технологического и операционного процесса изготовления Крышки

На основе анализа чертежей детали и заготовки назначаем структуру технологического процесса.

Операция 005. Заготовительная.

Операция 010. Термическая.

Производится термическая обработка фланца с целью снятия внутренних напряжений.

Операция 015. Токарная с ЧПУ.

Токарная формование базы. Точить: торец, цилиндрическую поверхность.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		69

В качестве баз используется поверхность отверстия 2, торец 1.

Осуществляется на токарном станке с ЧПУ мод. 1Н65Ф3.

Операция 020. Токарная с ЧПУ.

Точить: торец, цилиндрическую поверхность, точить по контуру.

В качестве баз используется наружная поверхность, торец.

Осуществляется на токарном станке с ЧПУ мод. 1Н65Ф3.

Операция 025. Токарная с ЧПУ.

Точить: расточить выточку, точить по контуру, расточить отверстие.

В качестве баз используется наружная поверхность, торец.

Осуществляется на токарном станке с ЧПУ мод. 1Н65Ф3.

Операция 030. Токарная с ЧПУ.

Точить: расточить отверстие.

В качестве баз используется наружная поверхность, торец.

Осуществляется на токарном станке с ЧПУ мод. 1Н65Ф3.

Операция 035. Вертикально-фрезерная с ЧПУ

Фрезеровать по контуру

Сверлить 8 отверстий $\varnothing 17$ мм.

В качестве баз используется торец, внешняя цилиндрическая поверхность.

Осуществляется на вертикально-фрезерном станке FSS350MR.

Операция 040. Термообработка 28...32 HRC₃.

Закалка. Отпуск.

Операция 045. Моечная.

Производится отмывка детали от СОЖ и эмульсии.

Операция 050. Контрольная.

Производится контроль поверхности и размеров детали, полученных на предыдущих операциях.

3.5 Обоснование выбора режущего инструмента и средств измерения

Операции 015, 030. Токарные с ЧПУ.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		70

Для выполнения операций точения и растачивания целесообразно выбирать резцы, оснащенные пластинами из сплава Т15К6.

В зависимости от выполняемого перехода, выбирают резцы проходные отогнутые для обработки по контуру; расточные для растачивания выточек и отверстий.

Операция 035. Вертикально-фрезерная с ЧПУ.

Фреза концевая $\varnothing 20$ P6M5 ГОСТ1672-71

Сверление сквозных отверстий диаметром 17 мм можно выполнить спиральным сверлом диаметром 17 мм.

Сверло 2300-0208 ГОСТ 20902-77.

Все выбранные инструменты для механической обработки крышки приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Инструменты для механической обработки

Операция	Режущий инструмент
015, 020, 025, 030	Резец 2112-0031 ГОСТ 188871-73
	Резец 2112-0015 Т15К6 ГОСТ 18880-73
030	Сверло 2300-0208 $\varnothing 17$ ГОСТ 10902-77
	Фреза концевая $\varnothing 20$ P6M5 ГОСТ1672-71

3.6 Расчет режимов резания

Глубина резания t , при черновой обработке (предварительной) назначаем по возможности максимальную глубину резания t , равную всему припуску на обработку или большей части его; при чистовой (окончательной) обработке - в зависимости от размеров и шероховатости обработанной поверхности [3].

Подача S : при черновой обработке выбираем максимально возможную подачу, исходя из жесткости и прочности системы СПИД, мощности привода станка, прочности твердосплавной пластинки и других ограничивающих

факторов; при чистовой обработке - в зависимости от требуемой точности и шероховатости обработанной поверхности.

Скорость резания V : рассчитываем по эмпирическим формулам, установленным для каждого вида обработки [3], которые имеют общий вид

$$V_{тб} = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y}.$$

Значения коэффициента C_v и показателей степени, содержащихся в этих формулах, так же, как и периода стойкости T инструмента, применяемого для данного вида обработки, приведены в таблицах для каждого вида обработки. Вычисленная скорость резания учитывает конкретные глубины резания, подачи и стойкости и действительна при определенных табличных значениях других факторов. Поэтому для получения действительного значения скорости резания V с учетом конкретных упомянутых факторов вводится поправочный коэффициент K_v . Тогда действительная скорость резания

$$V = V_{тб} K_v,$$

где K_v - произведение ряда коэффициентов. Важнейшими из них, общими для всех видов обработки, являются:

Операция 015 Токарная с ЧПУ.

Переход 1. Точить поверхность выдерживая размер $\varnothing 355_{-0,44}$

Глубина резания $t = 3$ мм

Подача $S = 0,25$ мм/об

Скорость резания

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v,$$

Где T – период стойкости инструмента, $T = 60$ мин.

Значение коэффициента C_v и степени выбираем из таблицы 17, стр. 269(1);

$C_v = 420$, $x = 0,15$, $y = 0,20$, $m = 0,20$.

K_v – поправочный коэффициент на скорость резания

$$K_v = K_{MV} \cdot K_{nV} \cdot K_{UV},$$

$$K_{MV} = K_{\Gamma} \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_v}$$

где $K_{\Gamma}=0,8$; $n_v=1$ (т.2 с. 262 [1] т. 2).

$K_{nv}= 0,8$ (т.5, с 263 [1] т. 2),

$K_{nv}= 1$ (т.6 с. 263 [1] т. 2).

$$K_{MV} = 0,8 \cdot \left(\frac{750}{950} \right)^1 = 0,63$$

$$K_v = 0,63 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,505$$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 3^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,505 = 104,6 \text{ м / мин}$$

Частота вращения шпинделя

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 104,6}{3,14 \cdot 355} = 61,3 \text{ мин}^{-1}$$

Определяем силу резания

$$P_Z = 10 C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p$$

$C_p=204$; $x=1$; $y=0,75$; $n=0$ (таб. 22 с 273 [1] т2)

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\varphi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}$$

где $K_{\varphi p}; K_{\gamma p}; K_{\lambda p}$ - коэффициенты, учитывающие геометрические параметры резца (передний угол, угол в плане, угол наклона режущей кромки, радиус при вершине);

K_{mp} - коэффициент, учитывающий марку обрабатываемого материала.

$$K_{Mp} = \left(\frac{\sigma_B}{750} \right)^{n_v}$$

где $n_v=0,75$ (т.9 с. 264 [1] т. 2).

$$K_{Mp} = \left(\frac{950}{750} \right)^{0,75} = 1,19$$

$$K_{\varphi p} = 0,89; K_{\gamma p} = 1; K_{\delta p} = 1; K_{rp} = 0,87 \text{ (таб. 23 с 275 [1] т2)}$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		73

$$K_p = 1,19 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,87 = 0,92$$

$$P_z = 10 \cdot 204 \cdot 3^1 \cdot 0,25^{0,75} \cdot 104,6^0 \cdot 0,92 = 1357 \text{ Н}$$

Определяем мощность, необходимую для резания

$$N_{рез} = \frac{P_z V}{1020 \cdot 60} = \frac{1357 \cdot 104,6}{1020 \cdot 60} = 3,9 \text{ кВт}$$

$$N_{рез} < N_{ст-ка} = 3,8 < 20$$

Основное время обработки

$$T_o = \frac{L}{S_M} \cdot i,$$

где $L = l + l_{вр}$,

l – длина обрабатываемой поверхности $l = 660 \text{ мм}$

$l_{вр}$ – величина врезания $l = 3 \text{ мм}$

S_M – минутная подача

$$S_M = S \cdot n = 0,25 \cdot 61,3 = 15,325 \text{ мм/мин}$$

$$T_o = \frac{66 + 3}{15,325} = 4,5 \text{ мин}$$

Операция 020 Токарная с ЧПУ.

Переход 1. Подрезать торец на диаметре $\varnothing 531 \text{ мм}$ в размер $86_{-0,25} \text{ мм}$ и фаску $2,6 \times 45^\circ \text{ мм}$.

Глубина резания $t = 3 \text{ мм}$

Подача $S = 0,25 \text{ мм/об}$

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v,$$

$C_v = 420$, $x = 0,15$, $y = 0,20$, $m = 0,20$.

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 3^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,505 = 104,6 \text{ м / мин}$$

Частота вращения шпинделя

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 104,5}{3,14 \cdot 544} = 61,3 \text{ мин}^{-1}$$

Определяем силу резания

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		74

$$P_Z = 10 C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p$$

$C_p=204$; $x=1$; $y=0,75$; $n=0$ (таб. 22 с 273 [1] т2)

$$K_p = 0,92$$

$$P_Z = 10 \cdot 204 \cdot 3^1 \cdot 0,25^{0,75} \cdot 104,6^0 \cdot 0,92 = 1037 \text{ Н}$$

Определяем мощность, необходимую для резания

$$N_{рез} = \frac{P_Z V}{1020 \cdot 60} = \frac{1037 \cdot 104,6}{1020 \cdot 60} = 2,5 \text{ кВт}$$

$$N_{рез} < N_{ст-ка} = 2,5 < 20$$

Основное время обработки

$$T_O = \frac{L}{S_M} \cdot i,$$

где $L = l + l_{вр}$,

l – длина обрабатываемой поверхности $l = 38 \text{ мм}$

$l_{вр}$ – величина врезания $l = 3 \text{ мм}$

S_M – минутная подача

$$S_M = S \cdot n = 0,25 \cdot 61,3 = 15,325 \text{ мм/мин}$$

$$T_O = \frac{38 + 3}{15,325} = 2,7 \text{ мин}$$

Операция 025 Токарная с ЧПУ.

Переход 1. Расточить отв. Ø500мм в размер $24 \pm 0,1 \text{ мм}$, отв. Ø320мм

Глубина резания $t = 3 \text{ мм}$

Подача $S = 0,25 \text{ мм/об}$

Скорость резания

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v,$$

где T – период стойкости инструмента, $T = 60 \text{ мин}$.

Значение коэффициента C_v и степени выбираем из таблицы 17, стр. 269(1);

$$C_v = 420, x = 0,15, y = 0,20, m = 0,20.$$

K_v – поправочный коэффициент на скорость резания

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		75

$$K_V = K_{MV} \cdot K_{nV} \cdot K_{UV},$$

$$K_{MV} = K_{\Gamma} \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_V}$$

где $K_{\Gamma}=0,8$; $n_V=1$ (т.2 с. 262 [1] т. 2).

$K_{nV}= 0,8$ (т.5, с 263 [1] т. 2),

$K_{UV}= 1$ (т.6 с. 263 [1] т. 2).

$$K_{MV} = 0,8 \cdot \left(\frac{750}{950} \right)^1 = 0,63$$

$$K_V = 0,63 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,505$$

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 3^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,505 = 104,6 \text{ м / мин}$$

Частота вращения шпинделя

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 104,6}{3,14 \cdot 500} = 64 \text{ мин}^{-1}$$

Определяем силу резания

$$P_Z = 10 C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p$$

$C_p=204$; $x=1$; $y=0,75$; $n=0$ (таб. 22 с 273 [1] т2)

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\varphi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}$$

где $K_{\varphi p}$; $K_{\gamma p}$; $K_{\lambda p}$ - коэффициенты, учитывающие геометрические параметры резца (передний угол, угол в плане, угол наклона режущей кромки, радиус при вершине);

K_{mp} - коэффициент, учитывающий марку обрабатываемого материала.

$$K_{Mp} = \left(\frac{\sigma_B}{750} \right)^{n_V}$$

где $n_V=0,75$ (т.9 с. 264 [1] т. 2).

$$K_{Mp} = \left(\frac{950}{750} \right)^{0,75} = 1,19$$

$$K_{\varphi p} = 0,89; K_{\gamma p} = 1; K_{\delta p} = 1; K_{rp} = 0,87 \text{ (таб. 23 с 275 [1] т2)}$$

$$K_p = 1,19 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,87 = 0,92$$

$$P_z = 10 \cdot 204 \cdot 3^1 \cdot 0,25^{0,75} \cdot 70^0 \cdot 0,92 = 1237 \text{ Н}$$

Определяем мощность, необходимую для резания

$$N_{рез} = \frac{P_z V}{1020 \cdot 60} = \frac{1237 \cdot 74,5}{1020 \cdot 60} = 3,5 \text{ кВт}$$

$$N_{рез} < N_{ст-ка} = 3,5 < 20$$

Основное время обработки

$$T_o = \frac{L}{S_M} \cdot i,$$

где $L = l + l_{вр}$,

l – длина обрабатываемой поверхности $l = 69,5 \text{ мм}$

$l_{вр}$ – величина врезания $l = 3 \text{ мм}$

S_M – минутная подача

$$S_M = S \cdot n = 0,25 \cdot 70 = 17,5 \text{ мм/мин}$$

$$T_o = \frac{69,5 + 3}{17,5} \cdot 3 = 4,14 \text{ мин}$$

Операция 030 Токарная с ЧПУ.

Переход 1 Расточить отв. Ø245 мм в размер $61,5 \pm 0,1 \text{ мм}$.

Глубина резания $t = 3 \text{ мм}$

Подача $S = 0,25 \text{ мм/об}$

Скорость резания

$$V = \frac{420}{60^{0,2} \cdot 8^{0,15} \cdot 0,25^{0,2}} \cdot 0,505 = 108,5 \text{ м / мин}$$

Частота вращения шпинделя

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 108,5}{3,14 \cdot 245} = 81 \text{ мин}^{-1}$$

Определяем силу резания

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		77

$$P_z = 10 C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p$$

$$P_z = 10 \cdot 204 \cdot 3^1 \cdot 0,1^{0,75} \cdot 71^0 \cdot 0,92 = 995 \text{ Н}$$

Определяем мощность, необходимую для резания

$$N_{рез} = \frac{P_z V}{1020 \cdot 60} = \frac{995 \cdot 107,5}{1020 \cdot 60} = 2,9 \text{ кВт}$$

$$N_{рез} < N_{ст-ка} = 2,9 < 20$$

Основное время обработки

$$T_o = \frac{L}{S_M} \cdot i,$$

где $L = l + l_{вр}$,

l – длина обрабатываемой поверхности $l = 8 \text{ мм}$

$l_{вр}$ – величина врезания $l = 3 \text{ мм}$

S_M – минутная подача

$$S_M = S \cdot n = 0,1 \cdot 71 = 7,1 \text{ мм/мин}$$

$$T_o = \frac{8 + 3}{7,1} = 1,6 \text{ мин}$$

Операция 035 Вертикально-фрезерная с ЧПУ

Позиция 2. Сверлить 8 отверстий $\varnothing 17 \text{ мм}$.

Назначаем период стойкости инструмента $T = 25 \text{ мин}$.

Выбираем подачу $S_t = 0,1 \text{ мм/об}$ (т.25, с 277 [1] т. 2)

Скорость резания определяем по формуле

$$V = \frac{14,7 \cdot 17^{0,25}}{25^{0,125} \cdot 0,1^{0,55}} \cdot 0,98 = 25 \text{ м/мин}$$

Определяем частоту вращения шпинделя n (мин⁻¹)

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 25}{3,14 \cdot 18} = 500 \text{ мин}^{-1}$$

Определяем осевую силу резания $P_o(\text{Н})$

$$P_o = 10 \cdot 42,7 \cdot 18^1 \cdot 0,1^{0,8} \cdot 0,66 = 957 \text{ Н}$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		78

Определяем величину крутящего момента на шпинделе ($M_{кр}$)

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,021 \cdot 18^2 \cdot 0,4^{0,8} \cdot 1,15 = 4,6 \text{ Нм}$$

Определяем эффективную мощность резания (N кВт)

$$N_{эф} = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{4,6 \cdot 125}{9750} = 0,4$$

$$N_{эф} < N_{ст} = 0,4 < 14$$

Определяем основное (машинное) время

$$T_{O4} = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i = \frac{22}{500 \cdot 0,1} \cdot 8 = 3,7 \text{ мин}$$

где $L = l + l_1 = 19 + 3 = 21 \text{ мм}$.

$l_1 = 3 \text{ мм}$ – длина перебега сверла.

3.7 Расчет технических норм времени

Штучное время на операцию по обработке определяется по формуле

$$T_{шт} = T_o + T_v + T_{тех} + T_{орг} + T_{отд},$$

где T_o – основное время на операцию, мин;

T_v – вспомогательное время, мин;

$T_{тех}$ – время на техническое обслуживание, мин;

$T_{орг}$ – время на организационное обслуживание, мин;

$T_{отд}$ – время на отдых, мин.

Основное время на каждую из операций технологического процесса обработки фланца солнечной шестерни равно:

Операция 015 $T_o = 4,5 \text{ мин}$.

Операция 020 $T_o = 2,7 \text{ мин}$

Операция 025 $T_o = 4,14 \text{ мин}$

Операция 030 $T_o = 1,6 \text{ мин}$.

Операция 035 $T_o = 3,7 \text{ мин}$.

Вспомогательное время определяется по формуле

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		79

$$T_{\text{в}} = T_{\text{вус}} + T_{\text{впер}} + T_{\text{визм}},$$

где $T_{\text{вус}}$ – вспомогательное время на установку и снятие детали, мин;

$T_{\text{впер}}$ – вспомогательное время, связанное с переходом, мин;

$T_{\text{визм}}$ – вспомогательное время на измерение и контроль, мин.

Операция 015

$$T_{\text{вус}} = 0,37 \text{ мин}$$

$$T_{\text{впер}} = 0,6 \text{ мин}$$

$$T_{\text{визм}} = 0,12 \text{ мин}$$

$$T_{\text{в}} = 0,37 + 0,6 + 0,12 = 1,09 \text{ мин.}$$

Операция 020

$$T_{\text{вус}} = 0,32 \text{ мин}$$

$$T_{\text{впер}} = 0,5 \text{ мин}$$

$$T_{\text{визм}} = 0,13 \text{ мин}$$

$$T_{\text{в}} = 0,32 + 0,5 + 0,13 = 0,950 \text{ мин.}$$

Операция 025

$$T_{\text{вус}} = 0,23 \text{ мин}$$

$$T_{\text{впер}} = 0,03 \text{ мин}$$

$$T_{\text{визм}} = 0,1 \text{ мин}$$

$$T_{\text{в}} = 0,23 + 0,03 + 0,1 = 0,36 \text{ мин.}$$

Операция 030

$$T_{\text{вус}} = 0,23 \text{ мин}$$

$$T_{\text{впер}} = 0,08 \text{ мин}$$

$$T_{\text{визм}} = 0,14 \text{ мин}$$

$$T_{\text{в}} = 0,23 + 0,08 + 0,14 = 0,45 \text{ мин.}$$

$$\text{Операция 035 } T_{\text{оп}} = 0,18 + 0,36 = 0,54 \text{ мин}$$

Время на техническое и организационное обслуживание определяется в процентах от $T_{\text{оп}}$. Согласно данных для различных типов станков $T_{\text{тех}} + T_{\text{орг}}$ равно

$$\text{Операция 015 } T_{\text{тех}} + T_{\text{орг}} = \frac{5,5 \cdot 2,93}{100} = 0,161 \text{ мин}$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		80

$$\text{Операция 020 } T_{\text{тех}} + T_{\text{орг}} = 5,5 \cdot 3,32 / 100 = 0,182 \text{ мин}$$

$$\text{Операция 025 } T_{\text{тех}} + T_{\text{орг}} = 5,5 \cdot 0,54 / 100 = 0,024 \text{ мин}$$

$$\text{Операция 030 } T_{\text{тех}} + T_{\text{орг}} = 5,5 \cdot 0,76 / 100 = 0,036 \text{ мин}$$

Время на отдых и личные потребности определяется в процентах от $T_{\text{оп}}$.

Согласно данных для различных типов станков $T_{\text{отд}}$ равно:

$$\text{Операция 015 } T_{\text{отд}} = 4 \cdot 2,93 / 100 = 0,117 \text{ мин}$$

$$\text{Операция 020 } T_{\text{отд}} = 4 \cdot 3,32 / 100 = 0,133 \text{ мин}$$

$$\text{Операция 025 } T_{\text{отд}} = 4 \cdot 0,54 / 100 = 0,024 \text{ мин}$$

$$\text{Операция 030 } T_{\text{отд}} = 4 \cdot 0,76 / 100 = 0,034 \text{ мин}$$

Подготовительно-заключительное время для различных типов станков $T_{\text{пз}}$ равно:

$$\text{Операция 015 } T_{\text{пз}} = 25 \text{ мин}$$

$$\text{Операция 020 } T_{\text{пз}} = 25 \text{ мин}$$

$$\text{Операция 025 } T_{\text{пз}} = 25 \text{ мин}$$

$$\text{Операция 030 } T_{\text{пз}} = 25 \text{ мин}$$

$$\text{Операция 035 } T_{\text{пз}} = 20 \text{ мин}$$

Штучное время по операциям равно

$$\text{Операция 015 } T_{\text{шт}} = 4,5 + 0,111 + 0,05 + 0,117 = 4,8 \text{ мин.}$$

$$\text{Операция 020 } T_{\text{шт}} = 2,7 + 0,011 + 0,013 + 0,024 = 2,748 \text{ мин.}$$

$$\text{Операция 025 } T_{\text{шт}} = 4,14 + 0,126 + 0,56 + 0,133 = 4,959 \text{ мин.}$$

$$\text{Операция 030 } T_{\text{шт}} = 1,6 + 0,023 + 0,013 + 0,034 = 1,67 \text{ мин.}$$

$$\text{Операция 035 } T_{\text{шт}} = 3,7 + 0,023 + 0,013 + 0,034 = 3,77 \text{ мин.}$$

3.8 Выводы

Выполнено проектирование технологического процесса.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		81

4 Вопросы безопасной эксплуатации разработки

К трансмиссии предъявляется ряд требований, как в плане безопасной эксплуатации, так и в плане экологии. К экологическим требованиям можно отнести подтекание технологических жидкостей из коробки передач и попадания в почву. Чтобы этого избежать, необходимо периодически проверять состояние корпуса на наличие трещин и манжетных уплотнений. В данном разделе рассматриваются мероприятия, проводимые для обеспечения безопасности при изготовлении и эксплуатации трансмиссии.

Опасные факторы:

- Вращающиеся части приводов и шарниров равных угловых скоростей в процессе работы могут нанести травму.
- На корпус КПП, ведущий и ведомые валы, действует динамическая нагрузка, что увеличивает вероятность усталостной поломки и разрушения механизма. Что может привести к травмированию.
- Значительный вес механизма обуславливает возможность травм при снятии с автомобиля.
- Присутствие в коробке передач трущихся поверхностей приводит к нагреву корпусных деталей.

Таблица 4.1 – Анализ безопасности разрабатываемого объекта.

Наименование фактора и его характеристика	Нежелательные последствия	Причины проявления опасностей
1	2	3
Опасные факторы		
1. Подвижные элементы – при изготовлении деталей используются станки с режущим инструментом.	Получение травмы рабочего от металлорежущего инструмента.	Нарушение техники безопасности. Отсутствие защитного оборудования.

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3
2. Электричество – используется для работы электроинструмента и освещения рабочих мест.	Поражение рабочих электрическим током. Возгорание, пожар, который может привести к ожогам и жертвам.	Нарушение пожарной безопасности, техники безопасности. Некачественная изоляция проводов.
3. Пожароопасные вещества и материалы – Используются при изготовлении ремня вариатора и уплотнительных манжет.	Возникновение пожаров и как следствие ожоги, жертвы и отравления продуктами горения.	Нарушение требований пожарной безопасности. Отсутствие вентиляции.
Вредные факторы		
1. Едкие и токсичные твердые и жидкие вещества – присутствуют на химическом производстве резинотехнических изделий.	Ухудшение самочувствия, нарушение дыхания.	Недостаточная производительность системы вентиляции.
2. Шум и вибрации – возникают в процессе эксплуатации вариатора и в цехах при изготовлении.	Нарушение слуха, повышенная утомляемость, сонливость.	Недостаточная шумоизоляция, Высокий износ механизмов вариатора.

4.1 Требования к легковым автомобилям с полным приводом

Для установки разрабатываемой трансмиссии подходят автомобили малого и особо малого класса с рабочим объемом двигателя не менее 1300 кубических

сантиметров. При этом автомобиль должен обладать динамическими качествами, обеспечивающими безопасное движение с полной загрузкой в городских и загородных условиях без помех для других участников дорожного движения. Для установки трансмиссии на лонжеронах кузова должны быть изготовлены проушины для крепления кронштейнов коробки передач. В то же время мощность двигателя на тонну полностью загруженного автомобиля должна быть не ниже 40 л.с.

Допускаются любые виды компоновочных схем, при этом общая длина автомобиля не должна превышать 4700 мм, высота – не более 1800 мм. Допускается использование выдвижных крыш, которые не выходят за габариты автомобиля.

Наименьший радиус поворота автомобиля не должен превышать 5,5 м. Он должен быть устойчив при движении на сухой асфальтированной дороге и не испытывать явление заноса при резком повороте. На автомобиле должны быть две независимые тормозные системы: рабочая, с разделенными контурами на заднюю и переднюю ось; стояночная, выполняющая роль аварийной. Автомобиль должен оборудоваться передними и задними дисковыми тормозами.

Шины должны соответствовать техническим требованиям и выдерживать нагрузку при полностью загруженном автомобиле. Запрещается установка шин на одну ось с разным рисунком протектора. Автомобили со снаряженной массой более 450 кг, должны иметь передачу заднего хода. Допускается изготовление кузовов любых конструкций: закрытый, со съемным верхом и другие. Материалы для изготовления кузова, должны обеспечивать его прочность и надежность. В местах воздействия высоких температур (двигатель, глушитель, система охлаждения) не допускается использование горючих неметаллических материалов. Кузов должен иметь аккуратный, аэродинамичный внешний вид и покрыт несмываемой краской и лаком. Выступающие наружу части панелей и деталей автомобиля должны быть выполнены с радиусами скруглений не менее 5 мм. Автомобиль должен быть оборудован внешними световыми приборами в соответствии с ГОСТ 8769-75.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		84

Допускается установка трансмиссии только на двухосные четырехколесные малолитражные автомобили. Число мест для городского автомобиля не более пяти. Рулевое управление может применяться реечного или редукторного типа с передаточным отношением не менее 10 к 1, для автомобилей с полной массой более 800 кг.

4.2 Требования безопасности и рекомендации по управлению автомобилем с полноприводной трансмиссией

При эксплуатации автомобиля запрещается:

- использовать прицеп с автомобилем, снаряженная масса которого меньше полной массы прицепа;
- движение со скоростью более разрешенной;
- эксплуатировать автомобиль с неисправным электрооборудованием;
- эксплуатировать автомобиль с неисправными тормозами;
- включение задней передачи при неполной остановке;
- резкие трогания и остановки
- нагружать автомобиль с превышением разрешенной полной массы;
- оставлять автомобиль уклоне, если под колеса не подложены противооткатные упоры и не включен ручной (стояночный) тормоз.

Рекомендации по управлению автомобилем с [12]:

- Не допускайте превышения оборотов двигателя при начале движения.
- Не превышайте разрешенную максимальную скорость движения автомобиля.
- Учитывайте, что при буксировке прицепа или другого неисправного автомобиля кузов, тормоза, трансмиссия и шасси испытывают повышенные нагрузки и напряжения.
- Не допускается резко отпускать педаль сцепления при начале движения.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		85

- Помните, что повышение массы, а также повышение сопротивления качению и сопротивления воздуха, вызывают увеличенный расхода топлива.
- Если при движении начинается раскачивание кузова, следует уменьшить скорость, а при возможности – остановиться и перераспределить размещение груза.
- Немедленно снижайте скорость, если заметили малейшее влияние кузова автомобиля. Ни в коем случае не пробуйте погасить влияние ускорением движения автомобиля.
- Буксировать автомобиль с неисправной тормозной системой разрешается только на жесткой сцепке.
- Чтобы тормозить двигателем, перед уклоном дороги нужно снизить нажатие на педаль подачи топлива.
- Помните, что при повышенной нагрузке система охлаждения и двигатель могут перегреваться.
- Если при высоких температурах воздуха придется преодолевать длительный подъем, внимательно следите за показаниями указателя температуры охлаждающей жидкости.
- При движении с полной нагрузкой, рекомендуется увеличить давление в шинах.
- Следите за своевременной замене масла, в противном случае может произойти износ механизмов.
- Избегайте резкого трогания с места, разгона и торможения.
- Избегайте резких поворотов и перестроений
- В дальних поездках, останавливаясь для отдыха, обязательно съезжайте с дорожной поверхности.

4.3 Выводы

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		86

Влияние данной разработки на окружающую среду будет выражаться, в снижении загрязнения за счет буксования колес и истирания резины и порчи поверхности земли вследствие буксования.

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		87

5 Инструкция по эксплуатации автомобиля с вариатором

Становящиеся все более популярными вариаторные коробки на автомобилях имеют одну из важнейших особенностей – бесступенчатая смена крутящего момента, то есть водителю не требуется переключать самостоятельно передачи, как это делается на авто с МКПП, или ощущать небольшие рывки при смене передачи, которые бывают у авто с АКПП.

Что касается самого управления вариатором, то оно практически не отличается от управления коробкой-автоматом, но особенность бесступенчатой смены момента вносит свои коррективы в управление. Есть определенные нюансы, которые следует учитывать при управлении автомобилем с вариаторной коробкой передач.

Общая инструкция по управлению вариатором достаточно проста: чтобы начать движение нужно всего лишь перевести селектор КПП, который пришел на смену рычагу МКПП, и нажимая на педаль газа, начать движение. Во время движения, если не выбран ручной режим управления, никаких действий с селектором выполнять больше не надо. Режимы вариатора определяются исходя из технических условий эксплуатации.

Определенные режимы работы вариатора, выбираются путем перевода селектора в положения, каждое из которых обозначено буквами и значками.

Движение вперед.

«D» – движение вперед. Перевод селектора в положение с этим обозначением указывает на то, что автомобиль будет двигаться вперед. Именно этот режим и является основным при движении. При этом вариатор сам будет менять передаточное число, ориентируясь на обороты двигателя, а электронные системы будут следить как за работой вариатора, так и двигателя, чтобы обеспечить максимальную эффективность их работы.

Движение задним ходом.

«R» – движение задним ходом. Конструкция вариатора такова, что реверсного движения ведомого вала, передающего вращение на ведущие колеса,

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		88

у него нет. Поэтому в конструкцию были включены дополнительные механизмы. При переводе селектора в это положение, механизмы заднего хода включаются в работу.

Во избежание поломок, переводить селектор в данное положение можно только после полной остановки авто. В некоторых моделях для перевода селектора в положение «R» нужно нажать клавишу, установленную на селекторе, при этом нажать на нее возможно будет только после полной остановки. Этим обеспечивается исключение возможности включения заднего хода без обездвиживания авто, что является дополнительной защитой вариатора.

Нейталь.

«N» – нейтраль. При таком положении селектора силовая установка отключена от КПП. Используется это положение при длительной остановке, к примеру, в пробке. Также этот режим используется для запуска силовой установки. В целом, это обычная нейтральная передача, которая имеется во всех видах КПП. Однако не рекомендуется каждый раз при остановке, особенно краткосрочной, переводить селектор в данное положение.

Парковка.

«P» – парковка. Данное положение селектора приводит к тому, что ведомый вал вариатора блокируется штифтом, исключая возможность самопроизвольного движения авто.

Применять этот режим нужно только при постановке авто на стоянку. Часто, чтобы исключить возможность случайного включения данного положения, помимо нажатия на клавишу на селекторе, нужно еще выжать педаль тормоза, а также затянуть ручник, после чего только селектор станет в данное положение. Снятие селектора с этого положения тоже сопровождается данными действиями, выполненными в обратном порядке.

Ручное управление.

«+», «-» – повышение и понижение передачи. Поскольку в вариаторе передач как таковых нет, то для удобства водителей применяется ручной режим переключения. Но данный режим является лишь эмулятором – вариатор может

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		89

менять передаточное число на определенные значения, что имитирует ступенчатую коробку. То есть ступенчатое изменение крутящего момента вроде и есть, и его можно менять, кратковременно переводя селектор в «+» или «-», тем самым создавая иллюзию переключения передач, но оно является лишь условным. К тому же, полностью добиться соответствия работы вариатора как ступенчатой коробки не получится – электронные системы все равно будут следить за оборотами двигателя и при надобности самостоятельно изменять передаточное число. Делается это для того, чтобы защитить от перегрузок сам вариатор.

Дополнительные режимы.

Многие модели, укомплектованные вариатором, имеют дополнительные режимы работы коробки передач, которые подстраивают её под определенные условия движения.

«S» – режим спорт. Он обеспечивает более резвое поведение авто при нажатии на педаль. Этот режим предназначен для вождения в интенсивном режиме. Но все сводится к тому, что вариатор меняет передаточное число более медленно, что обеспечивает большую тягу при увеличении оборотов двигателя.

«E» – эконом, он же «Эко». Данный режим является полной противоположностью режима «спорт». Вариатор подстраивается так, что обеспечивается максимальное взаимодействие двигателя с коробкой для минимального потребления топлива.

«L» – режим сложных условий эксплуатации. При переводе селектора в данное положение вариатор обеспечивает максимальное передаточное число, то есть тягу на ведущих колесах. Предназначен для движения по бездорожью, буксировке прицепа и т. д.

Нюансы пользования вариатором.

Теперь о нюансах вождения авто, оснащенного вариаторной коробкой. Первое и одно из главных условий – не начинать движение на авто сразу после запуска двигателя, особенно это касается зимнего периода.

Начало движения.

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		90

При длительной стоянке все масло стекает в поддон коробки передач, а поскольку низкие температуры делают масло более вязким, то начало движения сразу после запуска приведет к тому, что элементы вариатора будут работать без смазки. В результате это способствует их интенсивному износу. Поэтому после запуска следует дать время, чтобы масло под давлением попало на все смазываемые поверхности.

Примерно то же касается и перевода положения в «N» при краткосрочных остановках. При переходе на этот режим давление масла в вариаторе снижается, а после быстрого переключения в режим «D» и начала движения, масло не успеет в нужном количестве поступить к трущимся поверхностям. Поэтому лучше при остановке на светофоре не трогать селектор и оставлять его в положении «D», поскольку вариатор рассчитан на работу в таком режиме и при остановке.

Особенности при маневрировании и прохождении поворотов.

Нужно учитывать, что вариатор реагирует на повышение оборотов двигателя. То есть, вначале водитель увеличивает акселератором обороты, на что и реагирует данная КПП. В зависимости от выбранного режима вариатор будет реагировать соответственно, но на эту реакцию ему нужно некоторое время.

При совершении обгона в первую очередь нужно учитывать этот фактор – добавить обороты коленчатого вала, а после уже начинать совершать маневр.

То же касается и при прохождении поворотов, нужно на педаль нажимать в момент начала поворота руля, тогда КПП отреагирует правильно и непредвиденных последствий не будет.

Транспортировка.

Транспортировка прицепов или буксировка других авто для вариатора крайне не желательна, поскольку она значительно увеличивает нагрузку на трансмиссию, и как следствие – усиленный ее износ. Допускается только транспортировка прицепов с полным весом до 1 тонны.

Не стоит часто использовать авто с вариатором на пересеченной местности. То есть, многие кроссоверы и внедорожники с вариатором хоть и являются автомобилями с повышенной проходимостью, но особо на проходимость их не

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		91

стоит особо рассчитывать – они больше являются городскими авто, чем «покорителями бездорожья».

Буксирование.

Есть и нюансы, касающиеся буксировки авто с вариаторами. Допускается буксировать такое авто на жесткой или гибкой сцепке только при работающем силовом агрегате и нейтральном положении селектора. Если таковых условий нет, то буксировка производится только путем частичной погрузки авто (обязательно должны быть вывешены ведущие колеса) или эвакуатором.

При движении по бездорожью не допускается использования принципа раскачки, поскольку возможно возникновение перегрева вариатора.

5.1 Выводы

Разработанная инструкция позволяет обеспечить работоспособность весь срок службы конструкции автомобиля с бесступенчатой трансмиссией.

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		92

6 Экономический расчет

6.1 Производственный план

Уровень затрат на проектирование устройства определяется исходя трудоемкости и продолжительности опытно-конструкторских работ, исходные данные для расчета приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Опытно-конструкторские работы по разработке нового устройства

Этапы конструкторской подготовки производства	Исполнитель	Трудоемкость, чел.дн	Длительность, дн.
Разработка технического задания	Вед.инженер конструктор	10	5
Изготовление эскизного проекта	конструктор	17	17
Изготовление технического проекта	конструктор	16	16
Изготовление рабочего проекта	конструктор	14	14
Отладка опытного образца	Вед.инженер конструктор	22	11
Стендовые испытания	Вед.инженер конструктор	24	12
Испытания на надежность	конструктор	5	5
Эксплуатационные испытания	конструктор	13	13
Доработка устройства	Вед.инженер конструктор	20	10
Итого:	Вед.инженер Конструктор		38 103

Затраты на проектирование устройства рассчитываются по формуле:

$$C_{\text{пр}} = Z_0 + Z_{\text{д}} + O_{\text{с}} + N_{\text{р}}, \text{ где}$$

(6.1)

Z_0 – основная заработная плата, рублей;

$Z_{\text{д}}$ – дополнительная заработная плата, рублей;

$O_{\text{с}}$ – отчисления в фонд социального страхования, рублей;

$N_{\text{р}}$ – накладные расходы, рублей.

Основная заработная плата конструкторов, занятых разработкой нового устройства, рассчитывается по следующей формуле:

$$З_0 = З_m \cdot d/D, \text{ где} \quad (6.2)$$

$З_m$ – заработная плата за месяц: конструктора – 10000 рублей, ведущего инженера – 14000 рублей;

D – количество рабочих дней в месяце, 22 дней;

d – количество рабочих дней необходимых для проектирования нового устройства, (конструктора – 142 дней, ведущего инженера – 60 дней);

$$З_0 = \frac{14000 \cdot 38}{22} + \frac{10000 \cdot 103}{22} = 35500 \text{ рублей.}$$

Дополнительная заработная плата по конструкторскому отделу рассчитывается исходя из соотношения 20% к $З_0$,

$$З_d = 35500 \cdot 0,2 = 7100 \text{ рублей} \quad (6.3)$$

Отчисления в фонд социального страхования – это нормативные отчисления, установленные законодательством РФ, включающие отчисления в Государственный пенсионный фонд, Государственный фонд медицинского страхования и Фонд социального страхования. Общая сумма отчислений составляет 30% от фонда заработной платы, т.е. ($З_0 + З_d$),

$$Ос = (35500 + 7100) \cdot 0,30 = 11076 \text{ рублей.}$$

Накладные расходы включают в себя затраты предприятия связанные с проведением конструкторских работ по разработке новых товаров, такие как: затраты на сопутствующие материалы и комплектующие, затраты связанные с обслуживанием процесса разработки, затраты на заработную плату административно-управленческого персонала предприятия и т.д. Сумма накладных расходов определяется как 125% от основной заработной платы.

$$Нр = 35500 \cdot 1,25 = 44375 \text{ рублей.}$$

Таким образом, затраты на проектирование нового устройства составляют:

$$Спр = 35500 + 7100 + 11076 + 44375 = 98051 \text{ рублей.}$$

6.2 Расчет себестоимости проектируемого устройства

Себестоимость товара – это стоимостная оценка затраченных на производство и реализацию продукции производственных ресурсов.

Производственная себестоимость нового устройства представляет собой стоимостную оценку общих затрат цеха на производство продукции, и определяется точным методом на основе нормативов использованных материалов и трудовых затрат.

$$C_{\Pi} = M + \Pi_{\Pi} + Z_o + Z_d + Z_{вл} + C_o + I_H + P_{\Pi P} + P_{ох}, \text{ где} \quad (6.4)$$

M – затраты на основные материалы, рублей;

Π_{Π} – затраты на покупные полуфабрикаты, рублей;

Z_o – основная заработная плата производственных рабочих, рублей;

Z_d – дополнительная заработная плата, рублей;

$Z_{вл}$ – вознаграждения за выслугу лет производственных рабочих, рублей;

C_o – отчисления в фонд социального страхования, рублей;

I_H – затраты, связанные с износом спецоснастки и инструмента, рублей;

$P_{\Pi P}$ – общепроизводственные расходы, рублей;

$P_{ох}$ – общехозяйственные расходы, рублей;

Расчет затрат на основные материалы производится по следующей формуле:

$$M = Ц_m \cdot Q_m \cdot \left(1 + \frac{K_{тзр}}{100} - \frac{K_{вот}}{100} \right), \text{ где} \quad (6.5)$$

$Ц_m$ – оптовая цена материала i -го вида, рублей;

Q_m – норма расхода материала i -го вида, килограммы, метры;

$K_{тзр}$ – коэффициент транспортно-заготовительных расходов, %;

$K_{вот}$ – коэффициент возвратных отходов, %;

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		95

Таблица 6.2 – Расчет затрат на основные материалы

Номер и наименование деталей	Наименование материалов	Норма расхода, кг.	Средняя цена за ед. изм., рублей	Сумма, рублей
1	2	3	4	5
Картер главной передачи	ВЧ42-12	61	8,5	518,50
Вал ведущей	40Х	5,79	13,73	79,50
Шестерня ведущая коническая	30ХГТ	5,25	18,68	98,07
Фланец ведущей шестерни	ст. 45	4	12,35	49,40
Крышка стакана подшипников ведущей конической шестерни	АК9М2	0,87	30,9	26,88
Шестерня ведомая коническая	30ХГТ	12,98	18,68	242,47
Чашка дифференциала левая	40Х	7,42	13,73	101,88
Стакан подшипников ведущей конической шестерни	КЧ 35-10	5,42	9,34	50,62
Чашка дифференциала правая	40Х	5,85	13,73	80,32
Стакан подшипников ведущей цилиндрической шестерни	КЧ 35-10	5,37	9,34	50,16
Крышка стакана подшипников ведущей цилиндрической шестерни	АК9М2	0,8	30,9	24,72
Втулка распорная	ст. 45	0,21	12,35	2,59
Шайба упорная	ст. 45	0,39	12,35	4,82
Гайка подшипника дифференциала	КЧ35-10	1,22	9,34	22,79
Стопор гайки подшипника дифференциала	Ст.20	0,058	11,97	1,39
Звездочка наружная	20ХНМ	6,61	17,8	117,66
Звездочка внутренняя	20ХНМ	5,33	17,8	94,87
Сухарь	30ХГТ	0,05	17,85	21,42
Шестерня ведущая цилиндрическая	30ХГТ	11,33	18,68	211,64

Продолжение таблицы 6.2

1	2	3	4	5
Шестерня ведомая цилиндрическая	ЗОХГТ	20,31	18,68	379,39
Гайка фланца	ст. 35 Л	0,38	12,07	4,59
ИТОГО:				
Транспортно-заготовительные расходы		3%	109,18	2183,67
Возвратные отходы		2%	43,67	
ВСЕГО:				2205,51

$$M = 2183,67 \cdot \left(1 + \frac{3}{100} - \frac{2}{100}\right) = 2205,51 \text{ рублей.}$$

Затраты на покупные изделия и полуфабрикаты определяются по следующей формуле:

$$П_{и} = Ц_{и} \cdot n_{и} \cdot \left(1 + \frac{К_{мзр}}{100}\right), \quad (6.6)$$

где $Ц_{и}$ – оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, рублей;

$Н_{и}$ – количество покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, штук.

Таблица 6.3 – Расчет затрат на покупные комплектующие и полуфабрикаты

Наименование полуфабрикатов	Количество	Средняя цена за 1 шт, рублей	Сумма, рублей
Подшипник 7214А	4	120	480
Подшипник 102210 К1	1	60	60
Подшипник 102409 М	1	70	70
Подшипник 27310 НУ1	1	65	65
Подшипник 27311	1	100	100
Болт М10	16	0,65	10,4
Шайба 10.ОТ	16	0,13	2,08
Болт М14	16	0,78	12,48
Гайка М14	16	0,31	4,96
Манжета	1	22	22
ИТОГО:			826,92
Транспортно-заготовительные расходы			24,81
ВСЕГО:			851,73

$$Пл = 826,92 \cdot \left(1 + \frac{3}{100}\right) = 851,73 \text{ рублей.}$$

Основная заработная плата производственных рабочих определяется по формуле:

$$З_о = З_т \cdot \left(1 + \frac{К_{прем}}{100}\right), \text{ рублей} \quad (6.7)$$

где $З_т$ – тарифная з/п, рублей, которая рассчитывается по формуле:

$$З_т = С_{рi} \cdot T_i, \text{ рублей} \quad (6.8)$$

$С_{рi}$ – часовая тарифная ставка, рублей;

T_i – трудоемкость выполнения операции, час.;

$К_{прем}$ – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве.

Данные, необходимые для расчета основной заработной платы производственных рабочих приведены в таблице 6.4.

Таблица 6.4 – Данные для расчета заработной платы

Виды операций	Разряд работы	Трудоемкость н/час.	Часовая тарифная ставка, рублей	Тарифная з/п, рублей
Механическая обработка деталей	4	9,99	67,9	272,73
Термическая обработка деталей	4	10,4	72	291,20
Слесарно-сборочные	5	1,23	73,2	36,41
Итого:				600,34
Премияльные доплаты	35%			210,12
Основная з/п				810,45

$$З_о = 600,34 \cdot \left(1 + \frac{35}{100}\right) = 810,45 \text{ рублей.}$$

Дополнительная заработная плата производственных рабочих рассчитывается исходя из соотношения 40% к $З_о$,

$$З_д = 0,4 \cdot З_о = 810,45 \cdot 0,4 = 324,18 \text{ рублей} \quad (6.9)$$

Вознаграждения за выслугу лет для производственных рабочих составляют 9% от их основной заработной платы, таким образом:

$$З_{вл} = З_о \cdot 0,09 = 810,45 \cdot 0,09 = 72,94 \text{ рублей.}$$

Отчисления в фонд социального страхования составляют 30% от фонда заработной платы производственных рабочих, таким образом

$$С_о = (З_о + З_д + З_{вл}) \cdot 0,30 = (810,45 + 324,18 + 72,94) \cdot 0,34 = 314 \text{ рублей.}$$

Расчет статьи затрат Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования выполняется по формуле:

$$С_{сод.обор} = З_о \cdot K_{об} = 810,45 \cdot 2,6 = 2107,17 \text{ рублей,}$$

где $З_о$ – основная заработная плата производственных рабочих;

$E_{обор}$ – коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования, %.

Затраты, связанные с износом производственной спецодежды и инструмента, рассчитываются в процентном отношении от уровня основной заработной платы производственных рабочих. С учетом специфики функционирования предприятий автомобилестроения, данная статья затрат составляет 57,1% от основной заработной платы производственных рабочих, таким образом:

$$И_н = З_о \cdot 0,571 = 810,45 \cdot 0,571 = 462,77 \text{ рублей.}$$

Общепроизводственные расходы – затраты направляются на покрытие расходов связанных с управлением, обслуживанием и содержанием цехов и других производственных помещений общепроизводственного назначения, составляют 250% от основной заработной платы, таким образом:

$$P_{пр} = З_о \cdot 2,5 = 810,45 \cdot 2,5 = 2026,12 \text{ рублей.}$$

Общехозяйственные расходы – затраты направляются на покрытие расходов по управлению предприятием в целом, содержанию и обслуживанию основных фондов общехозяйственного назначения, составляют 170% от основной заработной платы, таким образом:

$$P_{ох} = З_о \cdot 1,7 = 810,45 \cdot 1,7 = 1377,76 \text{ рублей.}$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		99

Согласно выше произведенным расчетам производственная себестоимость нового устройства составит:

$$C_{\Pi} = 2205,51 + 851,73 + 810,45 + 324,18 + 72,94 + 314 + 462,77 + 2026,12 + 1377,76 = 8385,43 \text{ рублей}$$

Полная себестоимость нового устройства рассчитывается по следующей формуле:

$$CC = C_{\Pi P} + C_{\Pi} + P_{OH\Pi} + P_K \quad (6.10)$$

где $C_{\Pi P}$ – затраты на проектирование нового устройства;

C_{Π} – производственная себестоимость нового устройства, рублей;

$P_{OH\Pi}$ – расходы на подготовку и освоение производства, рублей;

P_K – коммерческие расходы предприятия, рублей.

Затраты на проектирование нового устройства распределяются пропорционально на весь плановый годовой выпуск продукции (1000 шт.), в целях сокращения срока окупаемости инвестиций в разработку нового товара до одного года.

$$C_{\Pi P} = \frac{98051}{1000} = 98,05 \text{ рублей.}$$

Расходы на подготовку и освоение производства включают в себя затраты некапитального характера: на совершенствование технологии, переналадку оборудования, изготовление спецоснастки и т.д. Расходы на подготовку и освоение производства, включаемые в себестоимость одной единицы изделия, составляют 30% от его производственной себестоимости, таким образом:

$$P_{OH\Pi} = C_{\Pi} \cdot 0,3 = 8385,43 \cdot 0,3 = 5315,63 \text{ рублей.}$$

Коммерческие расходы – это затраты на реализацию продукции, составляют 5% от производственной себестоимости, таким образом:

$$P_K = C_{\Pi} \cdot 0,05 = 8385,43 \cdot 0,05 = 419,27 \text{ рублей.}$$

Полная себестоимость нового устройства составит:

$$CC = 8385,43 + 141,87 + 2515,63 + 419,27 = 11462,2 \text{ рублей.}$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		100

Полная калькуляция себестоимости нового устройства представлена в таблице 6.5.

Таблица 6.5 – Калькуляция себестоимости проектируемого устройства

Наименование показателей	Обозначение	Сумма, рублей	Удельный вес от полной себестоимости, %
Сырье и материалы за вычетом возвратных отходов	M	2205,51	20,51
Покупные комплектующие и полуфабрикаты	$\Pi_{и}$	851,73	7,92
Основная заработная плата производственных рабочих	$З_o$	810,45	7,54
Дополнительная заработная плата	$З_d$	324,18	3,01
Вознаграждения за выслугу лет	$З_{вл}$	72,94	0,68
Отчисления на социальные нужды	Ссоц.н.	314	2,92
Расходы на инструмент и оснастку	I_H	462,77	4,30
Общепроизводственные расходы	$P_{пп}$	1823,52	16,95
Общехозяйственные расходы	$P_{ох}$	996,86	9,27
Производственная себестоимость	$C_{п}$	8385,43	77,96
Условные затраты на проектирование изделия	$C_{пр}$	141,87	1,32
Расходы на подготовку и освоение производства	$P_{онп}$	2515,63	23,39
Затраты на содержание оборудования	$C_{со}$	2107,17	18,38
Коммерческие расходы	P_k	419,27	3,89
Полная себестоимость	CC	13569,37	100,00

6.3 Расчет отпускной цены

Оптовая цена нового устройства, цена предприятия, определяется по формуле

$$Ц_o = CC + П \quad (6.11)$$

где CC – полная себестоимость, рублей;

$П$ – процент желаемой прибыли, составляющей 25% от всех затрат (полной себестоимости нового устройства);

$$П = 13569,37 \cdot 0,25 = 3392,3 \text{ рублей.}$$

$$Ц_o = 13569,37 + 3392,3 = 16961,67 \text{ рублей.}$$

Свободная отпускная цена нового устройства определяется по формуле

$$Ц_{co} = Ц_o + НДС \quad (6.12)$$

где $НДС$ – налог на добавленную стоимость составляет 18% от цены предприятия, тогда:

$$НДС = 0,18 \cdot 16961,67 = 3053 \text{ рублей.}$$

$$Ц_{co} = 16961,67 + 3053 = 20014,67 \approx 20100 \text{ рублей.}$$

Свободная отпускная цена базового устройства составляет 20100 рублей

6.4 Расчет точки безубыточности

Определение переменных затрат.

Математическая формула безубыточности

$$Ц_{отп} V_{год} = З_{пост} + З_{перем.уд} V_{год}, \quad (6.13)$$

где $Ц_{отп}$ – цена продукции;

$V_{год}$ – объем производства; $V_{год} = 15000$ шт;

$З_{пост}$ – постоянные издержки;

$З_{перем.уд}$ – переменные удельные издержки.

Определение переменных затрат:

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		102

На единицу изделия:

$$З_{\text{перем}} = М + \Pi_{\text{и}} + З_{\text{о}} + З_{\text{д}} + З_{\text{вл}} + С_{\text{соц}} + \text{Ин} \quad (6.14)$$

$$З_{\text{перем}} = 2205,51 + 851,73 + 810,45 + 324,18 + 72,94 + 314 + 462,77 = 5041,58 \text{ рублей.}$$

На годовую программу:

$$З_{\text{перем год}} = З_{\text{перем}} \cdot V$$

$$(6.15)$$

$$З_{\text{перем год}} = 5041,58 \cdot 1000 = 5041580 \text{ рублей.}$$

Определение постоянных затрат.

На единицу изделия:

$$З_{\text{пост. уд}} = С_{\text{со}} + Р_{\text{пр}} + Р_{\text{ох}} + С_{\text{проект}} + Р_{\text{онп}} + Р_{\text{к}} \quad (6.16)$$

$$З_{\text{пост. уд.}} = 2107,17 + 1823,52 + 996,86 + 141,78 + 2515,63 + 419,27 = 8004,23 \text{ рублей}$$

на годовую программу выпуска изделия:

$$З_{\text{пост. н}} = З_{\text{пост. уд}} \cdot V = 8004,23 \cdot 1000 = 8004230 \text{ рублей.}$$

Расчет полной себестоимости годовой программы выпуска:

$$С_{\text{полн год}} = С_{\text{полн}} \cdot V \quad (6.20)$$

$$С_{\text{полн год}} = 13569,37 \cdot 1000 = 13569370 \text{ рублей.}$$

Расчет выручки от реализации изделия:

$$В_{\text{р}} = Ц_{\text{со}} \cdot V \quad (6.21)$$

$$В_{\text{р}} = 20100 \cdot 1000 = 20100000 \text{ рублей.}$$

Расчет маржинального дохода:

$$Д_{\text{марж}} = В_{\text{р}} - З_{\text{перем}} \quad (6.22)$$

$$Д_{\text{марж}} = 20100000 - 5041580 = 15058420 \text{ рублей.}$$

Расчет критического объема продаж

$$V_{\text{крит}} = З_{\text{пост год}} / (Ц_{\text{со}} - З_{\text{перем}}) \quad (6.22)$$

$$V_{\text{крит}} = 8004230 / (20100 - 5041,58) = 530 \text{ штук.}$$

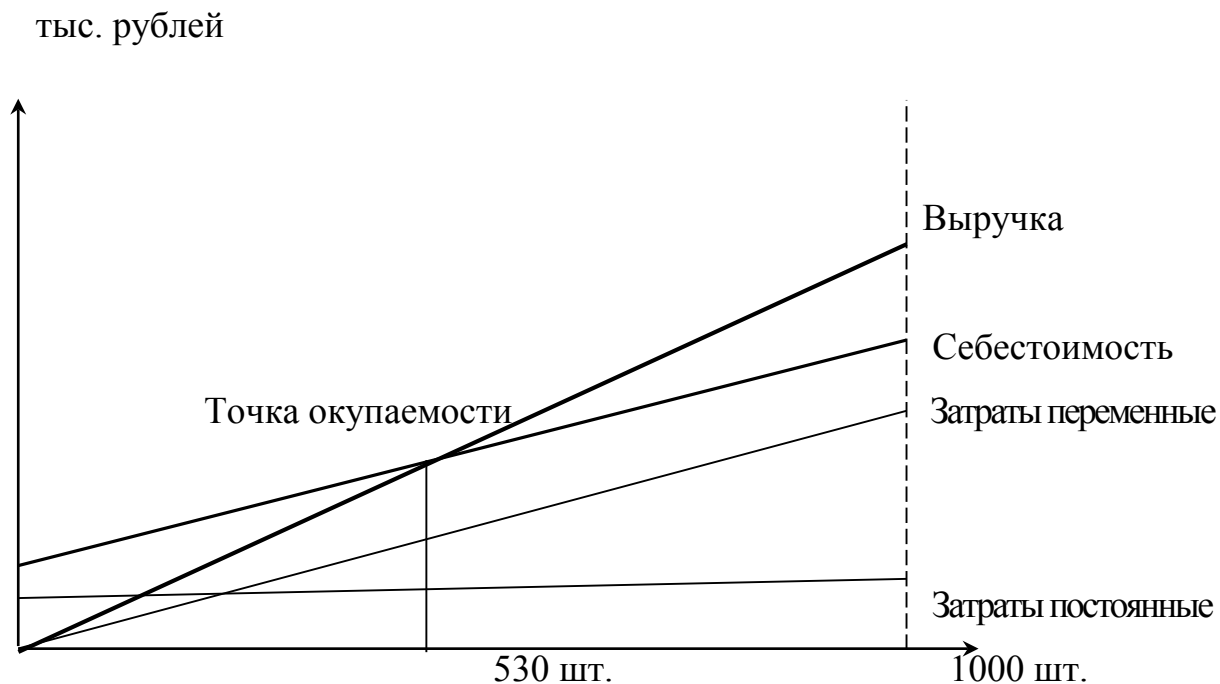


Рисунок 6.1 – Определение точки окупаемости проекта

6.5 Финансовый план

Экономическая целесообразность любого инвестиционного проекта определяется по показателю новая приведенная стоимость, или чистая приведенная стоимость ЧДС.

Чистый дисконтированный доход ЧДД определяется по формуле:

$$\text{ЧДД} = \sum_{i=1}^n \frac{D_i - K_i}{(1 + d)^i} \quad (6.23)$$

где: D_i – доходы в i -ом году, в. рублей;

K_i – затраты в i -ом году, в рублей;

i –текущий год жизненного цикла проекта;

d – ставка дисконта, в %;

n –жизненный цикл инвестиционного проект, в годах.

Доходы за весь срок производства могут быть определены как сумма чистой прибыли плюс амортизационные отчисления.

Далее вычисляем сумму чистой прибыли. Для этого сначала необходимо

вычислить выручку по годам.

Срок работы данного проекта определяем в 5 лет.

Следовательно, объем продукции увеличивается равномерно с каждым годом на:

$$\Delta = (V_{\text{макс}} - A_{\text{крит}}) / (n - 1), \quad (6.24)$$

где $V_{\text{макс}} = V_{\text{год}}$ – максимальный объем продукции, шт;

$A_{\text{крит}}$ – критический объем продаж, шт;

n – количество лет, с учетом предпроизводственной подготовки.

$$\Delta = (1000 - 530) / (6 - 1) = 94 \text{ шт.}$$

Выручка по годам составит:

$$\text{Выручка}_i = C_{\text{отп}} V_{\text{прод},i}, \quad (6.25)$$

где $V_{\text{прод},i} = A_{\text{крит}} + \Delta$ – объем продаж в i – году;

$C_{\text{отп},n}$ – отпускная цена;

$$V_{\text{прод},1} = 530 + 94 = 624;$$

$$V_{\text{прод},2} = 624 + 94 = 718;$$

$$V_{\text{прод},3} = 718 + 94 = 812;$$

$$V_{\text{прод},4} = 812 + 94 = 906;$$

$$V_{\text{прод},5} = 906 + 94 = 1000;$$

$$Br1 = 20100 \cdot 624 = 12542400 \text{ рублей.}$$

$$Br2 = 20100 \cdot 718 = 14431800 \text{ рублей.}$$

$$Br3 = 20100 \cdot 812 = 16321200 \text{ рублей.}$$

$$Br4 = 20100 \cdot 906 = 18210600 \text{ рублей.}$$

$$Br5 = 20100 \cdot 1000 = 20100000 \text{ рублей.}$$

Далее необходимо определить переменные и постоянные затраты по годам.

Переменные затраты по годам:

$$З_{\text{перем},i} = З_{\text{перем},\text{уд}} V_{\text{прод},i} \quad (6.26)$$

где $З_{\text{перем},\text{уд},n}$ – переменные затраты на единицу изделия;

$V_{\text{прод},i}$ – объем продаж в i –ом году.

$$З_{\text{перем},1} = 5041,58 \cdot 624 = 3145945,92 \text{ рублей;}$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		105

$З_{перем\ 2}=5041,58 \cdot 718= 3619854,44$ рублей;

$З_{перем\ 3}=5041,58 \cdot 812= 4093762,96$ рублей;

$З_{перем\ 4}=5041,58 \cdot 906=4567671,48$ рублей;

$З_{перем\ 5}=5041,58 \cdot 1000= 5041580$ рублей.

Постоянные затраты по годам:

$$З_{пост.i}=З_{пост.уд}V_{прод.i} \quad (6.27)$$

где $З_{пост.уд}$ – постоянные затраты на единицу изделия;

$V_{прод.i}$ – объем продукции.

$З_{пост. н} = З_{пост. уд} \cdot V = 8004,23 \cdot 1000 = 8004230$ рублей.

Полная себестоимость по годам составит:

$$C_{пол.i}=З_{перем.i}+З_{пост.i} \quad (6.28)$$

где $З_{перем.i}$ – переменные затраты;

$З_{пост.i}$ – постоянные затраты.

$C_{пол.1}=3145945,92 +8004230=11150175,92$ рублей.

$C_{пол.2}=3619854,44 +8004230=11624084,44$ рублей.

$C_{пол.3}=4093762,96 +8004230=12097992,96$ рублей.

$C_{пол.4}=4567671,48 +8004230=12571901,48$ рублей.

$C_{пол.5}=5041580+8004230=13045810$ рублей.

Налогооблагаемая прибыль по годам:

$$Пр_{обл.i}=Выручка_i - C_{пол.} \quad (6.29)$$

где $Выручка_i$ – выручка по годам;

$C_{пол.i}$ – полная себестоимость по годам.

$Пр_{обл.1}=12542400 -11150175,92 =1392224,08$ рублей;

$Пр_{обл.2}=14431800-11624084,44=2807715,56$ рублей;

$Пр_{обл.3}=16321200-12097992,96 =4223207,04$ рублей;

$Пр_{обл.4}=18210600 -12571901,48 =5638698,52$ рублей;

$Пр_{обл.5}=20100000 -13045810 =7054190$ рублей.

Налог на прибыль – 24% от налогооблагаемой прибыли по годам:

$$Н_{пр.i}=Пр_{обл.i} \cdot 0,24 \quad (6.30)$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		106

$$H_{np1}=1392224,08 \cdot 0,24=334133,7792 \text{рублей};$$

$$H_{np2}=2807715,56 \cdot 0,24=673851,7344 \text{рублей};$$

$$H_{np3}=4223207,04 \cdot 0,24=1013569,6896 \text{рублей};$$

$$H_{np4}=5638698,52 \cdot 0,24=1353287,6448 \text{рублей};$$

$$H_{np5}=7054190 \cdot 0,24=1693005,6 \text{рублей}.$$

Прибыль чистая по годам:

$$Pr_{ч.i}=Pr_{обл.i}-H_{np.i} \quad (6.31)$$

где $Pr_{обл.i}$ – налогооблагаемая прибыль по годам;

$H_{np.i}$ – налог на прибыль.

$$Pr_{ч1}=1392224,08-334133,7792=1058090,3008 \text{рублей}.$$

$$Pr_{ч2}=2807715,56-673851,7344=2133863,8256 \text{рублей}.$$

$$Pr_{ч3}=4223207,04-1013569,6896=3209637,3504 \text{рублей}.$$

$$Pr_{ч4}=5638698,52-1353287,6448=4285410,8752 \text{рублей}.$$

$$Pr_{ч5}=7054190-1693005,6=5361184,4 \text{рублей}.$$

Определим расходы на амортизацию оборудования.

Годовая амортизация:

$$Am=C_{ст} \cdot N_a, \quad (6.32)$$

где $C_{ст}$ – стоимость станков;

N_a – норма амортизационных отчислений; $N_a=10\%$.

Таблица 6.6 – Стоимость станков

Производственное оборудование	Количество	Первоначальная стоимость, тыс.руб-лей	Сумма, тыс. рублей
Токарный станок	8	750	6000
Фрезерный станок	2	777	1554
Шлифовальный станок	2	330	660
Итого			8214

$$Am=8214000 \cdot 0,1=821400 \text{рублей}$$

Тогда совокупный годовой поток (накопленное сальдо) составит:

$$D_i=Pr_{ч.i.n}+Am \quad (6.33)$$

где $Pr_{ч.и.п}$ – прибыль чистая по годам;

Am – амортизация.

$$D_1 = 1058090,3008 + 821400 = 1879490,3 \text{ рублей.}$$

$$D_2 = 2133863,8256 + 821400 = 2955263,8256 \text{ рублей.}$$

$$D_3 = 3209637,3504 + 821400 = 4031037,3504 \text{ рублей.}$$

$$D_4 = 4285410,8752 + 821400 = 5106810,8752 \text{ рублей.}$$

$$D_5 = 5361184,4 + 821400 = 6182584,4 \text{ рублей.}$$

Затраты на производство изделий мы учли выше. Дополнительных капиталовложений не требуется, поскольку производство будем осуществлять уже на имеющемся оборудовании.

Таким образом

$$ЧДД = \sum_{i=1}^n \frac{D_i - K_i}{(1+d)^i} = (D_1 \cdot K_{d1} + D_2 \cdot K_{d2} + D_3 \cdot K_{d3} + D_4 \cdot K_{d4} + D_5 \cdot K_{d5}) = \sum_{i=1}^n TDD_i \quad (6.34)$$

где: $K_d = \frac{1}{(1+d)^i}$ – коэффициент дисконтирования, учитывающий фактор времени.

Тогда дисконтированные денежные потоки будут определены следующим образом:

$$TDD_1 = 1879490,3 \cdot 0,8929 = 1678196,62 \text{ рублей;}$$

$$TDD_2 = 2955263,8256 \cdot 0,8 = 2364211,06 \text{ рублей;}$$

$$TDD_3 = 4031037,3504 \cdot 0,7143 = 2879369,98 \text{ рублей;}$$

$$TDD_4 = 5106810,87 \cdot 0,641 = 3273465,77 \text{ рублей;}$$

$$TDD_5 = 6182584,4 \cdot 0,4048 = 2502710,17 \text{ рублей.}$$

Чистый дисконтированный поток за расчетный период рассчитывается по формуле:

$$ЧДД_t = \sum TDD_{ti}, \quad (6.35)$$

где TDD_{ti} – текущий дисконтированный поток.

$$\begin{aligned} ЧДД &= -2424698 + 1678196,62 + 2364211,06 + 2879369,98 + 3273465,77 + 2502710,17 \\ &= 10273254,62 \text{ рублей} \end{aligned}$$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		108

Расчет потребности в капиталовложениях составляет:

$$K = C_{\text{нст}} + C_{\text{пр}} + KB, \quad (6.36)$$

где $C_{\text{нст}}$ – стоимость недостающих станков, необходимых для производства, рублей;

$C_{\text{пр}}$ – затраты на проектирование, рублей;

KB – капиталовложения в оборотные фонды, рублей.

$$KB = C_{\text{П}} \cdot V_{\text{прод.}i}, \quad (6.37)$$

$KB = 2326,647 \cdot 1000 = 2326647$ рублей.

Так как для изготовления нового механизма мы не используем другие станки, кроме уже имеющихся, то их стоимость мы не учитываем.

$K = C_{\text{пр}} + KB = 98051 + 2326647 = 2424698$ рублей.

Индекс доходности ($ИД$) проекта составляет:

$$ИД = \frac{(1678196,62 + 2364211,06 + 2879369,98 + 3273465,77 + 2502710,17)}{2424698} = 3.35$$

Рассчитанное значение $ИД = 3,35$ больше единицы, следовательно, инвестиционный проект считается эффективным и экономически обоснованным.

Средняя рентабельность разработки рассчитывается по формуле:

$$РП = \frac{ИД}{T} \cdot 100 \%, \quad (6.38)$$

где: $ИД$ – индекс доходности проекта;

T – жизненный цикл проекта.

Средняя рентабельность разработки составит:

$$РП = \frac{3.35}{5} \cdot 100 \% = 67 \%$$

Срок окупаемости инвестиционного проекта ($T_{\text{ок}}$) – это период времени, который потребуется для возмещения инвестиций. $T_{\text{ок}}$ определяют с учетом дисконтирования, путем суммирования ежегодных поступлений до определенного периода, в котором они превзойдут первоначальные расходы денежных средств.

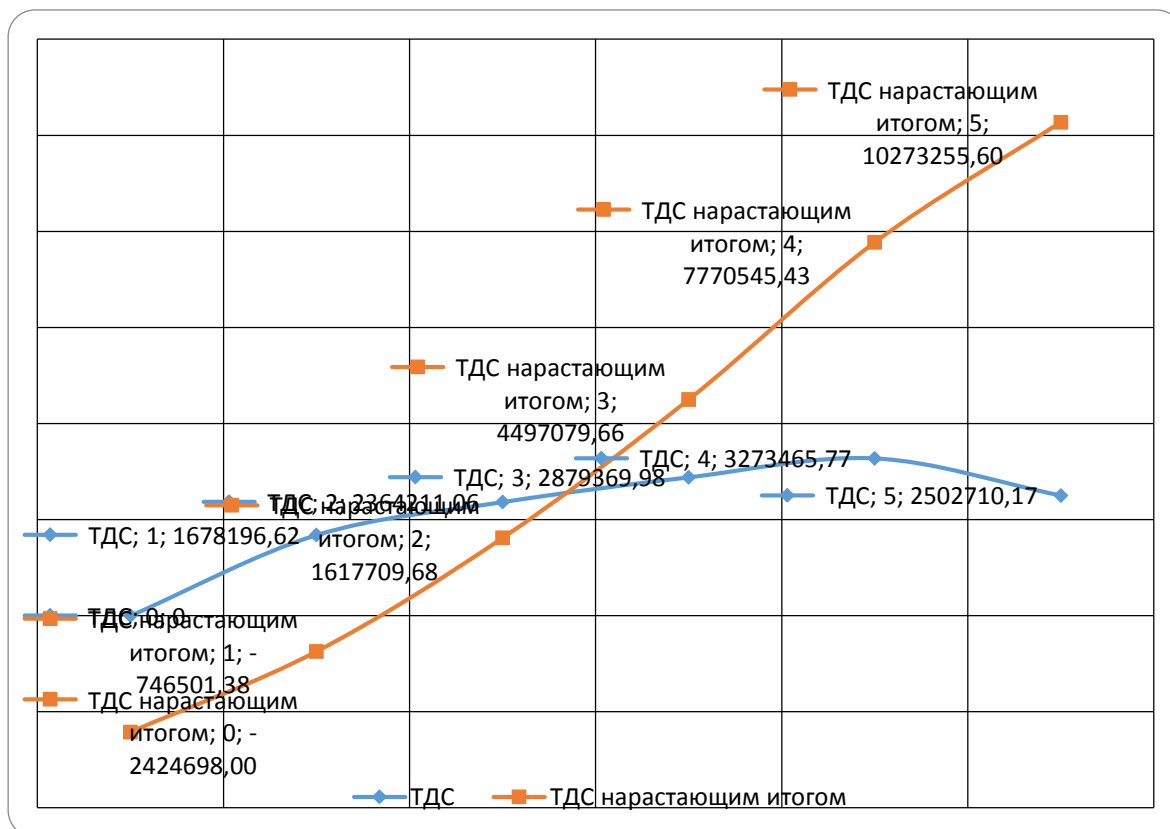


Рисунок 6.2 – Определение срока окупаемости проекта

Как видно из графика, значение T_{OK} составляет 1,2 года.

Таблица 6.7 – Обобщенные технико-экономические показатели проекта

Показатель	Значение
Капитальные вложения, рублей	2424698
Индекс доходности	3,35
Чистая дисконтированная стоимость, рублей	10273254,62
Срок окупаемости, лет	1,2

6.6 Вывод

Проект является рентабельным с индексом доходности больше единицы и сроком окупаемости в 1,2 года.

Заключение

Наиболее эффективным для полноприводной машины будет дисковый вариатор. Он выполнен по так называемой планетарной схеме. Между внутренними центральными дисками, выполненными с торообразными рабочими поверхностями, зажаты несколько конических дисков-сателлитов, подвижно закрепленных осями на водиле. Эти же сателлиты зажаты и между внешними центральными дисками, имеющими такую же торовую рабочую поверхность. Таким образом, сателлиты контактируют одновременно и с внешними, и с внутренними центральными дисками, причем с каждым в 12-ти точках.

Недостатком технического решения, взятого за прототип (патент № RU 2140028) является то, что при выполнении фрикционных дисков заодно с упругими элементами осевого действия большое значение приобретает форма выполнения дорожки качения, по которой осуществляется контакт центральных фрикционных дисков с промежуточными фрикционными дисками. Дело в том, что упругий элемент осевого действия, в том числе выполненный заодно с фрикционным диском, при деформации прогибается и сильно изменяет угловое положение дорожки качения. При традиционном выполнении дорожки качения конической формы изгиб силового элемента может привести к кромочному контакту и повреждению фрикционных дисков. Кроме того, в вариаторе-прототипе не предусмотрены приспособления для осуществления точных предварительных деформаций упругих элементов осевого действия, от которых зависят силы нажима этих элементов на фрикционные диски.

Был выполнен расчет динамических и мощностных показателей транспортного средства для определения крутящего момента, необходимого для передачи через вариатор. Проведено описание разработки. Выполнен расчет геометрических и силовых параметров вариатора. Проведено моделирование разработки.

Выполнена разработка технологического процесса изготовления детали крышка.

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		111

Выполнена оценка влияния разработки на окружающую среду. Можно сказать однозначно что за счет отсутствия провалов в передачи мощности, присущих автомобилям с традиционными коробками передач, будет происходить экономия топлива

Разработана инструкция по эксплуатации разработки.

Проект является рентабельным с индексом доходности больше единицы и сроком окупаемости в 1,2 года.

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		112

Список литературы

1. Амбарцумян, В.В. Экологическая безопасность автомобильного транспорта [Текст]/ В.В. Амбарцумян, В.Б. Носов, В.И. Тагасов М.: ООО Издательство «НАУЧТЕХЛИТИЗДАТ», 1999. – 86 с.
2. Артемов, И.И. Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы. Курсовое и дипломное проектирование: методика и общие требования [Текст]: Учебное пособие/ И.И. Артемов, А.Б. Балакшин, А.А. Грабовский.-Пенза.: Информационно-издательский центр ПГУ, 2004.-226с.
- 3.Беляев, Н.М. Соппротивление материалов. 15-е издание, перераб. [Текст] М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1976. – 608 с.
4. Брянский, Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей. [Текст] // – М.: Машиностроение. 1983. - 176 с., ил.
5. Горбацевич, А.Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения: [Учебное пособие для машиностроит. спец. вузов]. 4-е изд. перераб. и доп. [Текст]/ А.Ф. Горбацевич, В.А. Шкред М.: Выш. шк., 1983. – 256 с.
6. Гуревич, А.М. Тракторы и автомобили. [Текст] / Гуревич А.М., Сорокин Е.М. – М.: Колос, 1978.- 479с.
- 7.Гусаков, Н.В. «Конструкция автомобиля. Шасси». [Текст]/Н.В. Гусаков, И.Н. Зверев, А.Л. Карунин – М.: 2002 – 256 с.
8. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – 7-е изд., испр. [Текст]/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – М.: Высш. шк., 2001. – 447 с.
9. Есипенко, Я.И. Механические вариаторы скорости [Текст] / Я.И. Есипенко, М.: Выш. шк., 1961. – 218 с.
10. Колчин, А.И. Расчеты автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов/ А.И. Колчин, В.П. Демидов - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк. 2002. – 496 с.

11. Левицкий, В.С. Машиностроительное черчение: Учеб. для студентов высших технических учебных заведений [Текст]/ В.С. Левицкий – М.: Высш. шк., 1988. – 351с.

12. Лукин, П. П. Конструирование и расчёт автомобиля, [Текст]/ П.П. Лукин и д.р./ М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.

13. Маталин, А.А. Технология машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты ». [Текст]/ – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1985. – 496с.

14. Павлов, В.В. Проектировочные расчеты транспортных средств специального назначения: учебное пособие [Текст] / В.В. Павлов. – М. ; МАДИ, 2014. – 116 с.

15. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин: Учеб. пособие. – 2-е изд., доп. [Текст] /– Пенза: Из-во Пенз. гос. ун-та, 2002. – 164с.

16. Пронин, Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) [Текст]/ Пронин, Б.А., Ревков Г.А. –М. Машиностроение, 1980.-320с.

17. Редькин, М.Г. Плавающие колесные и гусеничные машины [Текст] : / М.Г. Редькин. – М. Воениздат, 1966. – 200 с.

18. Смерницкий, Е.К. «Экономические показатели промышленности». [Текст] 2–е издание, перераб. и доп. – М.: Экономика. 1980. – 432с.

19. Старобиский, Р.Н. Борьба с шумом и вибрацией на автомобильном транспорте: Учебное пособие. [Текст]/ Старобиский Р.Н., Фесина М.И. Куйбышев: КуАИ, 1987.-70с.

20. Степанов, А.П. Конструирование и расчет павающих машин. [Текст] : / А.П. Степанов. – М. ; Машиностроение, 1983. – 200 с.

21. Тур, Е.Я. Устройство автомобиля [Текст] / Е.Я. Тур, К.Б. Серебряков – М. : Машиностроение, 1990. – 137 с.

22. Уханов, А.П. Теория автомобиля в упражнениях и задачах: Учебное пособие для вузов [Текст] /А.П. Уханов, И.И. Артемов, О.Ф. Пшеничный; под

					ПГУ 11-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		114

общ. ред. А.П. Уханова. Пенза: Информационно-издательский цент Пенз. гос. ун-та, 2002. – 278 с.

23. Безопасность труда. Производственная безопасность: учеб. пособие [Текст]/ Л.Л. Никифоров, В.В. Персиянов. – М.: МГУПБ, 2011. – 257 с.

24. Детали машин: Атлас конструкций. Уч. пособие для машиностроительных вузов [Текст]/ В.Н. Беляев, И.С. Богатырев, А.В. Буланже и др.; Под ред. д-ра техн. наук проф. Д.Н. Решетова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 379с.

25. Допуски и посадки. Справочник в 2 ч.Ч1[Текст]/Под. Ред. В.Г. Мягкова. – 5-е изд., перера. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд – ие. 1978. – 544с.

26. Допуски и посадки. Справочник в 2 ч.Ч2[Текст]/Под. Ред. В.Г. Мягкова. – 5-е изд., перера. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд – ие. 1978. – 545-1032с.

27. Комментарии к ГОСТ Р 51709-2001 «Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и .исходы проверки» //Мороз С.М. – Москва: НИИЛТ. 2001.-248 с.

28. Конструкция автомобиля. Шасси. [Текст]/Под общ. ред. А.Л. Карунина – М.: МАМИ, 2000. – 528с.

29. Механические конструкции колёсных и гусеничных машин – М.: Машиностроение, 1962. – 342с.

30. Метлюк, Н.Ф.. Автушко В.П. Динамика пневматических п гидравлических приводов автомобилей. [Текст] // – М: Машиностроение, 1980. - 231 с.

31. Многоцелевые гусеничные и колесные машины: Конструкция: Учеб. для вузов [Текст] / .И. Гладов, А.В. Вихров, В.В, Кувшинов, В.В, Павлов. – М : Транспорт, 2001. – 272с.

32. Обработка металлов резанием: Справочник технолога [Текст] / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Бойм и др.; Под общ. ред. А.А. Панова. – М.: Машиностроение. 1988. – 736с.

					<i>ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		115

33. Основы организации охраны труда на предприятии [Текст]/ Под общ. ред. Ю.С. Рысина. Нижний Новгород: Вента-2, 1998.- 86с.

34. Проектирование полноприводных колесных машин: в 2 Т. Учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др. [Текст] / Под ред. А.А. Полунгяна. – М : Издательство МГТУ им Н.Э. Баумана, 2000 – 640с.

35. Прочность и долговечность автомобиля. Под ред. Б.В. Гольда. [Текст] // – М. : Машиностроение, 1974. 328 с., ил.

36. Сварные конструкции. Расчет и проектирование: Учебник для вузов[Текст]/ Г.А. Николаев, В.А. Винокуров-М.: Высш. шк., 1990. – 446 с.

37. Смирнов, Н.Н. Вопросы ремонтпригодности машин. [Текст] // – М. : Знание. 1970.

38. Справочник технолога-машиностроителя. В 2 т. Т.1[Текст]/ Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М : Машиностроение, 1986 – 656с.

39. Справочник инженера-экономиста автомобильного транспорта // Голованенко С.Л.. - 3-е изд., перераб. и доп. [Текст] // – Киев: Техника. 1991. - 351 с.

40. Технологическая документация на единичные процессы изготовления изделий в автоматизированном производстве: Учебное пособие [Текст]/ В.А. Скрыбин, А.Г. Схиртладзе, В.О. Соколов. – Пенза : Из-во Пенз. гос. ун-та, 1995. – 250с.

41. Технология и оборудование контактной сварки: Учебник для машиностроительных вузов/ Б.Д. Орлов, А. А. Чакалев, Ю.В.Дмитриев и др.- 2-е издание, перераб. и доп. [Текст] – М.: Машиностроение, 1986. - 352с.

42. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов //Под ред. Кузнецова Е.С. М.; Транспорт, 1991. - '113 с.

43. Федотов, А.И. Повышение эффективности работы антиблокировочных систем при колебаниях портальной нагрузки на колесах автомобиля. Дисс... каид. гсхн. наук: 05,05.03. М.: МАМИ, 1986.

44. Финлькевич, П.С. Теория автомобиля. [Текст] // – М.г Маштиз. 1963. - 239 с.

					<i>ПГУ 11-10.23.05.01.018.001-ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		116

45. Экономическое обоснование дипломных проектов (бизнес-планирование): методические указания к выполнению экономического раздела дипломного проекта для студентов технических специальностей / И.А. Сергеева, С.С. Солдатова, Ю.Ю. Частухина – Пенза : Из-во Пенз. гос. ун-та, 2011. – 63 с.

46. ГОСТ 15878-79 – Контактная сварка. Соединения сварные. Конструктивные элементы и размеры.- М.: Издатель-ство стандартов, 1984.- 9с.

47. Электронный ресурс [режим доступа <http://avtomotoklyb.ru>.

48. Электронный ресурс [режим доступа <http://carnote.info>.

49. Электронный ресурс [режим доступа <http://www.autoshcool.ru>.

50. Электронный ресурс [режим доступа]:<http://www.weldcom.ru>, свободный.

51. Sampson Active roll control of articulated heavy vehicles. // Churchill College, Sep. 2000/ 298 p.

52. Spindler W. Wege und Querschleunigungen bei der Kurvenfahr von Kraftzeugen//Automobil-Technische Zeitschrift. – 1965. – Nr 7.

53. Sicherheit durch Oleifwende // Strassen und Tiefbau. – 2008. – № 10. P. 33.

54. Sporleder W. Sicherung von Arbeitsstellen an Straben //Bd: Baumashinendienst. – 2001. – № 9. – S. 96.

Приложение А
(рекомендуемое)
Патенты

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		118



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 2005111361/11, 18.04.2005

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
18.04.2005

(45) Опубликовано: 27.10.2006 Бюл. № 30

(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: SU 1369928 A1, 30.01.1988. SU 1194715
A, 07.02.1987. RU 2016295 C1, 15.07.1994. RU
2240933 C2, 27.11.2004. GB 1333485 A,
10.10.1973. DE 4206023 A, 16.09.1993.

Адрес для переписки:

346779, Ростовская обл., Азовский р-н, с.
Кулешовка-1, а/я 8, А.В. Блинову

(72) Автор(ы):

Блинов Андрей Валерьевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

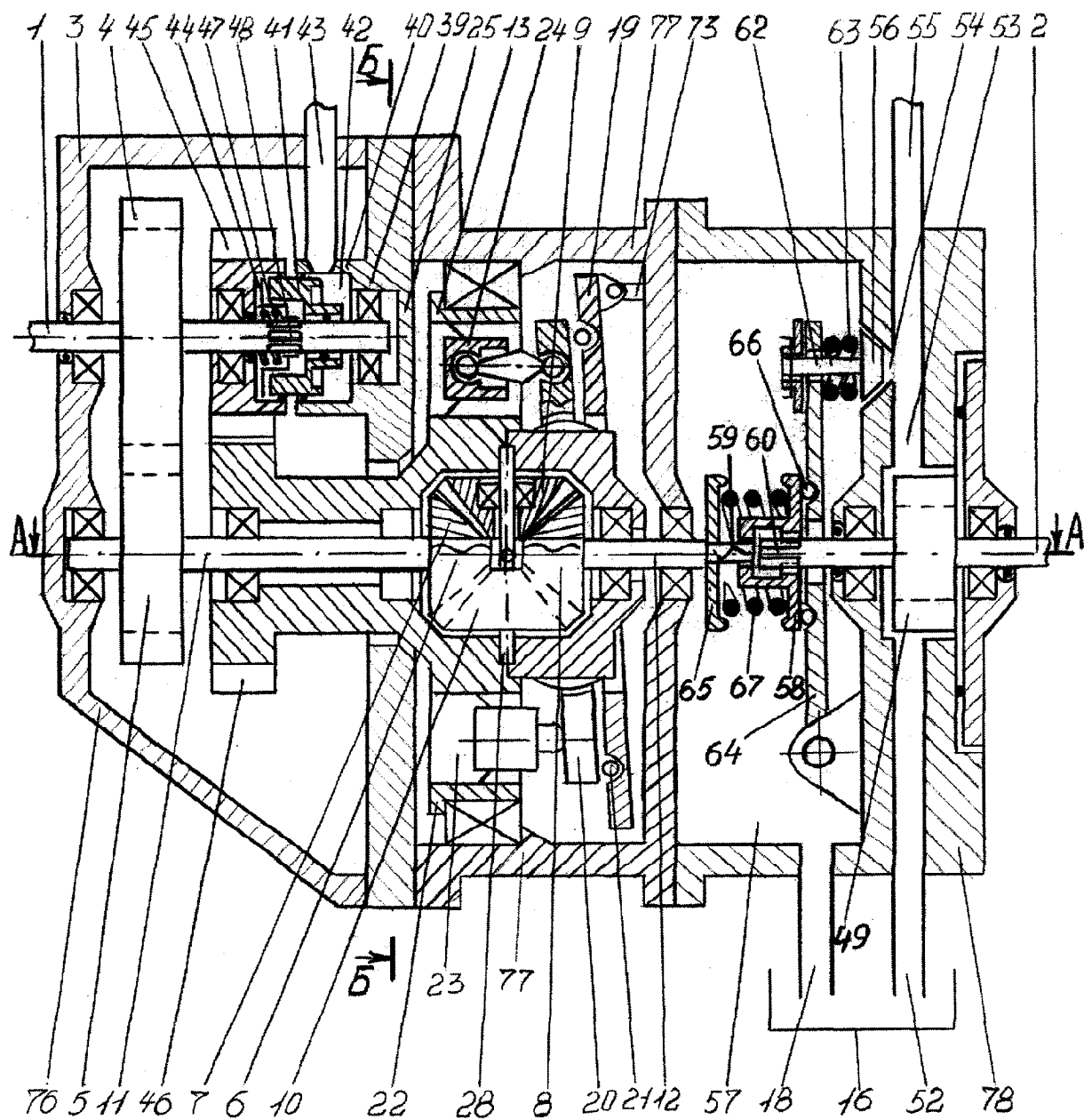
Блинов Андрей Валерьевич (RU)

(54) БЕССТУПЕНЧАТАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ БЛИНОВА А.В.

(57) Реферат:

Изобретение относится к машиностроению и станкостроению, а более конкретно к бесступенчатым коробкам передач, и может быть использовано в транспортных средствах и станках, а также в различных машинах и механизмах. Бесступенчатая коробка передач содержит ведущий и выходной валы и корпус, в котором размещены ведущая и ведомая шестерни постоянного зацепления, дифференциал с соосными шестернями, кинематически связанными друг с другом через сателлиты и снабженными соосными полуосями, и механизм регулирования передаточного отношения коробки передач, который включает аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой с вращающимся рабочим органом, нагнетающей линией и всасывающей линией, соединенной с емкостью, заполненной рабочей жидкостью. В нагнетающей линии насоса установлен регулируемый перепускной дроссель, выход которого соединен сливной линией с упомянутой емкостью. Вращающийся рабочий орган насоса выполнен в виде блока рабочих цилиндров с размещенными в них плунжерами,

каждый из которых кинематически связан с наклонной шайбой, дифференциал размещен внутри блока рабочих цилиндров аксиально-поршневого насоса с соосным расположением его ведущей и ведомой шестерен и упомянутого блока, и имеет, по меньшей мере, одну пару сателлитов, закрепленных с возможностью вращения в блоке рабочих цилиндров аксиально-поршневого насоса, при этом ведущая шестерня постоянного зацепления соединена с ведущим валом, а ведомая шестерня постоянного зацепления соединена с ведущей шестерней дифференциала. Технический результат заключается в расширении функциональных возможностей коробки передач за счет обеспечения ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала, прерывания крутящего момента на последнем, и регулирования объемной подачи насоса, входящего в механизм регулирования передаточного отношения коробки передач, а также увеличение ресурса коробки передач и обеспечении равномерного вращения ее выходного вала и увеличение КПД коробки передач. 21 з.п. ф-лы, 4 ил.



Фиг. 1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY,
PATENTS AND TRADEMARKS

(51) Int. Cl.

B60K 17/10 (2006.01)**F16H 47/04** (2006.01)(12) **ABSTRACT OF INVENTION**(21), (22) Application: **2005111361/11, 18.04.2005**(24) Effective date for property rights: **18.04.2005**(45) Date of publication: **27.10.2006 Bull. 30**

Mail address:

**346779, Rostovskaja obl., Azovskij r-n, s.
Kuleshovka-1, a/ja 8, A.V. Blinovu**

(72) Inventor(s):

Blinov Andrej Valer'evich (RU)

(73) Proprietor(s):

Blinov Andrej Valer'evich (RU)(54) **CONTINUOUSLY-VARIABLE TRANSMISSION**

(57) Abstract:

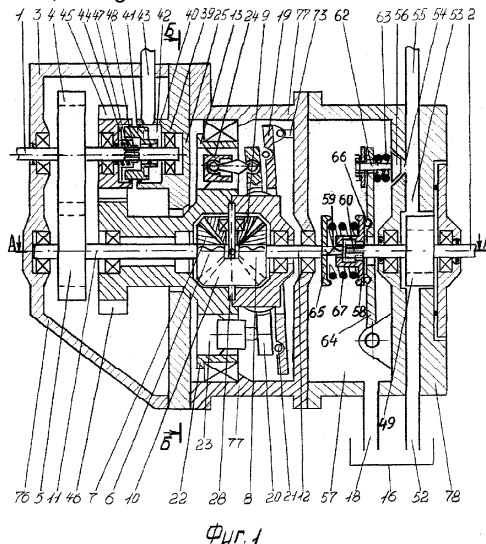
FIELD: mechanical engineering and machine-tool building.

SUBSTANCE: invention can be used in vehicles and machine tools, different machines and mechanisms. Proposed continuously-variable transmission contains drive and output shafts and case accommodating drive and drive and driven constant-mesh gears, differential with coaxial gears mechanically engaging through planet pinions and provided with coaxial axle-shafts, and gear ratio changer including axial-plunger pump with inclined plate with rotary working member, pressure line and suction line connected with reservoir filled with working liquid. Adjustable bypass restrictor is installed in pressure line of pump. Output of restrictor is connected with said reservoir by drain line. Rotary working member of pump is made in form of block of working cylinders accommodating plungers, each being mechanically coupled with inclined plate. Differential is arranged inside working cylinder block of axial-plunger pump with coaxial arrangement of drive and driven gears and said block, and it has at least one pair of planet pinions installed for rotation in cylinder block of axial-plunger pump. Constant-mesh drive gear is connected with drive shaft, and constant-mesh driven gear is connected with drive gear of differential. Invention is aimed at enlarging

functional capabilities of transmission owing to provision of limitation of speed of rotation and braking of output shaft, interruption of torque on shaft and control of delivery of pump included into gear ratio changer of transmission and increase of service life and provision of uniform rotation of output shaft and increase of efficiency of transmission.

EFFECT: enlarged operating capabilities, increased efficiency of transmission.

22 cl, 4 dwg



Фиг. 1

Изобретение относится к машиностроению и станкостроению, а более конкретно к бесступенчатым коробкам передач, и может быть использовано в транспортных средствах и станках, а также в различных машинах и механизмах.

Известна бесступенчатая коробка передач, содержащая установленные в корпусе соосные ведущий и выходной валы, связывающий их механизм регулирования частоты вращения и крутящего момента на выходном валу, механизм заднего хода, муфту сцепления и систему управления (см. авт. св. СССР №1369928, кл. В 60 К 17/04).

Недостатком известной коробки передач является сложность конструкции, изготовления и управления, а также низкие ресурс и надежность, обусловленные повышенным механическим износом деталей механизма фрикционного зацепления. Кроме того, в указанной коробке передач отсутствует возможность автоматического регулирования скорости вращения выходного вала в зависимости от величины крутящего момента на нем, что сужает функциональные возможности коробки передач. Вместе с тем КПД указанной коробки передач снижается вследствие затрат мощности на поддержание давления в системе гидроцилиндра.

Наиболее близким техническим решением, выбранным в качестве прототипа, является бесступенчатая коробка передач, содержащая ведущий и выходной валы и корпус, в котором размещены ведущая и ведомая шестерни постоянного зацепления, дифференциал с соосными шестернями, кинематически связанными друг с другом через сателлиты, и снабженными соосными полуосями, механизм переключения направления вращения выходного вала и механизм регулирования передаточного отношения коробки передач, включающий насос с вращающимся рабочим органом, нагнетающей линией и всасывающей линией, соединенной с емкостью, заполненной рабочей жидкостью, и установленный в нагнетающей линии насоса регулируемый перепускной дроссель, выход которого соединен сливной линией с упомянутой емкостью, при этом вращающийся рабочий орган насоса кинематически связан с дифференциалом, а ведомая шестерня постоянного зацепления кинематически связана с выходным валом (см. патент RU №2188351, кл. F 16 Н 47/04, приоритет от 25.09.2000 г., опубл. 27.08.2002 г.).

Известная коробка передач содержит два дифференциальных механизма, два шестеренных насоса и большое количество шестерен, что обуславливает сложность конструкции, большую металлоемкость и большие габариты указанной коробки передач. Другим недостатком известной коробки передач является отсутствие в ней механизма ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала, механизма прерывания крутящего момента на указанном валу и механизма регулирования объемной подачи шестеренных насосов, что ограничивает функциональные возможности коробки передач. Вместе с тем, для работы шестеренных насосов характерна большая пульсация давления на их выходе, способная вызывать гидроудары, передающиеся на шестерни и валы всей коробки передач, что снижает ресурс последней и вызывает неравномерность вращения выходного вала. Кроме того, для шестеренных насосов характерны большие обратные утечки по зубьям шестерен, что приводит к проскальзыванию (прокручиванию) выходного вала и потере КПД коробки передач. Большая разница диаметров в парах шестерен 2 и 3, 17 и 18 вызывает большую нагрузку на зубья указанных шестерен, что снижает их ресурс.

Технической задачей, для решения которой служит предлагаемое изобретение, является упрощение конструкции и снижение металлоемкости коробки передач, обеспечение возможности ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала, прерывания крутящего момента на выходном валу и регулирования объемной подачи насоса, входящего в механизм регулирования передаточного отношения коробки передач, а также снижение пульсации давления и обратных утечек на выходе указанного насоса и уменьшение разницы диаметров шестерен коробки передач.

Техническим результатом, получаемым при практическом использовании предлагаемого изобретения, является упрощение изготовления и ремонта и снижение веса, габаритов и стоимости коробки передач за счет упрощения ее конструкции и снижения металлоемкости,

расширение функциональных возможностей коробки передач за счет обеспечения возможности ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала, прерывания крутящего момента на последнем и регулирования объемной подачи насоса, входящего в механизм регулирования передаточного отношения коробки передач, а также

увеличение ресурса коробки передач и обеспечение равномерного вращения ее выходного вала за счет снижения пульсации давления на выходе указанного насоса, увеличение КПД коробки передач за счет снижения обратных утечек на выходе насоса и повышение ресурса шестерен коробки передач за счет снижения нагрузки на их зубьях путем уменьшения разницы диаметров указанных шестерен.

Для решения поставленной технической задачи в предлагаемой бесступенчатой коробке передач, содержащей ведущий и выходной валы и корпус, в котором размещены ведущая и ведомая шестерни постоянного зацепления, дифференциал с соосными шестернями, кинематически связанными друг с другом через сателлиты и снабженными соосными полуосями, и механизм регулирования передаточного отношения коробки передач, включающий насос с вращающимся рабочим органом, нагнетающей линией и всасывающей линией, соединенной с емкостью, заполненной рабочей жидкостью, и установленный в нагнетающей линии насоса регулируемый перепускной дроссель, выход которого соединен сливной линией с упомянутой емкостью, при этом вращающийся рабочий орган насоса кинематически связан с дифференциалом, а ведомая шестерня постоянного зацепления кинематически связана с выходным валом, в отличие от прототипа, насос механизма регулирования передаточного отношения коробки передач выполнен аксиально-поршневым с наклонной шайбой, гидрораспределителем и вращающимся рабочим органом, выполненным в виде блока рабочих цилиндров с размещенными в них плунжерами, каждый из которых кинематически связан с наклонной шайбой, дифференциал размещен внутри блока рабочих цилиндров аксиально-поршневого насоса с соосным расположением его ведущей и ведомой шестерен и упомянутого блока, и имеет, по меньшей мере, одну пару сателлитов, закрепленных с возможностью вращения в блоке рабочих цилиндров аксиально-поршневого насоса, при этом ведущая шестерня постоянного зацепления соединена с ведущим валом, а ведомая шестерня постоянного зацепления соединена с ведущей шестерней дифференциала. Аксиально-поршневой насос может быть снабжен вращающимся диском, опирающимся на наклонную шайбу, а гидрораспределитель указанного насоса может быть выполнен торцевым и установлен со стороны шестерен постоянного зацепления, при этом плунжеры аксиально-поршневого насоса шарнирно соединены с упомянутым вращающимся диском. Ведущая шестерня постоянного зацепления закреплена на ведущем валу, ведомая шестерня постоянного зацепления закреплена на полуоси ведущей шестерни дифференциала, а в нагнетающей или сливной линии установлен подпорный дроссель.

Перепускной дроссель может быть выполнен в виде золотника с кольцевой проточкой, размещенного в гильзе, в которой выполнены входное и выходное боковые окна и торцевое окно, и снабжен управляющей линией, сообщающей торцевое окно гильзы золотника с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, при этом в гильзе установлена пружина сжатия, прижимающая золотник в сторону торцевого окна гильзы с сообщением входного и выходного окон последней через кольцевую проточку золотника при отсутствии давления в управляющей линии.

Коробка передач может быть снабжена механизмом переключения направления вращения выходного вала и механизмом ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала, при этом входящие в коробку передач механизмы снабжены управляющим гидрораспределителем.

Конец ведущего вала, входящий в корпус, снабжен опорой, закрепленной на торцовом гидрораспределителе аксиально-поршневого насоса, а механизм переключения направления вращения выходного вала включает управляющий гидроцилиндр, закрепленный на внешней стороне упомянутого торцевого гидрораспределителя коаксиально с ведущим валом и снабженный размещенным в нем поршнем с осевым

отверстием для прохода ведущего вала, поршневой полостью, расположенной между поршнем и торцевым гидрораспределителем аксиально-поршневого насоса, и управляющей линией, сообщающей поршневую полость через управляющий гидрораспределитель со сливной линией или с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, фрикционный диск с шлицами на его осевом отверстии, установленный соосно на ведущем валу с возможностью осевого перемещения и взаимодействия с поршнем управляющего гидроцилиндра и находящиеся в зацеплении друг с другом ведущую и ведомую шестерни, первая из которых установлена на ведущем валу между ведущей шестерней постоянного зацепления и фрикционным диском с возможностью взаимодействия с последним и свободного проворачивания относительно ведущего вала, а вторая закреплена на блоке рабочих цилиндров аксиально-поршневого насоса, при этом фрикционный диск снабжен пружиной, поджимающей его к поршню управляющего гидроцилиндра, в ведущей шестерне упомянутого механизма со стороны фрикционного диска выполнена внутренняя осевая проточка с буртиком, в которой установлена пружина фрикционного диска, упирающаяся с одной стороны в буртик упомянутой проточки, а с другой - в торец фрикционного диска, участок ведущего вала, расположенный в зоне осевого перемещения фрикционного диска, выполнен с выступающими шлицами с возможностью их сцепления с шлицами фрикционного диска при взаимодействии последнего с ведущей шестерней упомянутого механизма, а пружина фрикционного диска выполнена с возможностью отжатия последнего от торца ведущей шестерни упомянутого механизма при соединении поршневой полости управляющего гидроцилиндра со сливной линией и с возможностью сцепления торца фрикционного диска с торцом ведущей шестерни упомянутого механизма при соединении поршневой полости управляющего гидроцилиндра с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса. При этом опора входящего в корпус конца ведущего вала может быть размещена внутри управляющего гидроцилиндра механизма переключения направления вращения выходного вала между поршневой полостью указанного гидроцилиндра и торцевым гидрораспределителем аксиально-поршневого насоса.

Конец полуоси ведомой шестерни дифференциала выполнен с проточкой, концы полуосей ведущей и ведомой шестерен дифференциала и концы выходного вала установлены в закрепленных на корпусе опорах, а механизм ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала размещен в корпусе, кинематически соединяет полуось ведомой шестерни дифференциала с выходным валом с обеспечением их соосного положения и включает шестеренный насос с ведущей и ведомой шестернями, первая из которых закреплена на выходном валу между его опорами в корпусе, всасывающей линией, соединенной с емкостью, заполненной рабочей жидкостью, и с нагнетающей линией, имеющей два отвода, один из которых сообщается через перепускной клапан с внутренней полостью корпуса, сообщающейся со сливной линией, а второй перекрывается управляющим гидрораспределителем или соединяется последним со сливной линией, и муфту сцепления, установленную между аксиально-поршневым и шестеренным насосами соосно с полуосью ведомой шестерни дифференциала и выходным валом и выполненную с осевым отверстием, один конец которого имеет червячное подвижное соединение с концом полуоси ведомой шестерни дифференциала, а второй - шлицевое - подвижно размещенным в корпусе концом выходного вала, при этом во втором отводе нагнетающей линии шестеренного насоса установлен подпорный дроссель, упомянутый перепускной клапан установлен параллельно оси выходного вала и снабжен осевым штоком, пружиной, установленной на указанном осевом штоке, и размещенным в корпусе между муфтой сцепления и шестеренным насосом управляющим рычагом, у которого один конец шарнирно соединен с корпусом, средняя часть взаимодействует с упомянутой муфтой сцепления и выполнена с отверстием для свободного прохода через него ведущего вала, а второй конец выполнен с отверстием, в которое свободно входит конец осевого штока перепускного клапана, пружина перепускного клапана установлена между затвором последнего и управляющим рычагом,

на полуось ведомой шестерни дифференциала установлен упорный диск с упором в буртик проточки указанной полуоси, муфта сцепления выполнена с наружной проточкой со стороны упорного диска и снабжена пружиной, установленной на указанную муфту с упором одного торца в упорный диск, а второго - в буртик проточки упомянутой муфты.

5 Управляющий гидрораспределитель механизмов коробки передач выполнен четырехпозиционным и подключен к нагнетающей линии аксиально-поршневого насоса, нагнетающей линии шестеренного насоса, сливной линии, управляющей линией управляющего гидроцилиндра механизма переключения направления вращения выходного вала и управляющей линией перепускного дросселя, при этом в нейтральном положении
10 коробки передач, исключающем вращение выходного вала, управляющий гидрораспределитель занимает позицию, в которой он сообщает со сливной линией нагнетающую линию аксиально-поршневого насоса, нагнетающую линию шестеренного насоса, управляющую линию перепускного дросселя и управляющую линию упомянутого гидроцилиндра, в положении коробки передач, соответствующем рабочему вращению
15 выходного вала, управляющий гидрораспределитель занимает позицию, в которой он сообщает управляющую линию перепускного дросселя с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, а нагнетающую линию шестеренного насоса и управляющую линию упомянутого гидроцилиндра - со сливной линией, в положении коробки передач, соответствующем обратному вращению выходного вала, управляющий
20 гидрораспределитель занимает позицию, в которой он сообщает управляющую линию упомянутого гидроцилиндра с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, а нагнетающую линию шестеренного насоса и управляющую линию перепускного дросселя - со сливной линией, и в положении коробки передач, соответствующем стояночному торможению выходного вала, управляющий гидрораспределитель занимает позицию, в
25 которой он перекрывает нагнетающую линию шестеренного насоса и сообщает со сливной линией нагнетающую линию аксиально-поршневого насоса, управляющую линию перепускного дросселя и управляющую линию упомянутого гидроцилиндра.

Регулируемый перепускной дроссель механизма регулирования передаточного отношения коробки передач снабжен дополнительной управляющей линией,
30 сообщаемой с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, а указанный механизм регулирования передаточного отношения снабжен устройством переключения с режима автоматического регулирования на ручное, выполненным в виде двухпозиционного гидрораспределителя, через который нагнетающая линия шестеренного насоса и управляющие линии перепускного дросселя подключены к четырехпозиционному
35 управляющему гидрораспределителю механизмов коробки передач, и устройством ручного регулирования упомянутого передаточного отношения, выполненным в виде трехпозиционного гидрораспределителя, который подключен к сливной линии и через который дополнительная управляющая линия перепускного дросселя подключена к упомянутому двухпозиционному гидрораспределителю, при этом в режиме
40 автоматического регулирования передаточного отношения двухпозиционный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он перекрывает дополнительную управляющую линию перепускного дросселя и сообщает через четырехпозиционный гидрораспределитель нагнетающую линию шестеренного насоса со сливной линией, а управляющую линию перепускного дросселя с нагнетающей линией аксиально-поршневого
45 насоса, а в режиме ручного регулирования передаточного отношения двухпозиционный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он перекрывает нагнетающую линию шестеренного насоса и управляющую линию перепускного дросселя и сообщает через четырехпозиционный гидрораспределитель дополнительную управляющую линию перепускного дросселя с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, а
50 трехпозиционный гидрораспределитель имеет нейтральную позицию, в которой он перекрывает дополнительную управляющую линию перепускного дросселя, позицию увеличения передаточного отношения, в которой дополнительная управляющая линия перепускного дросселя сообщается с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса

через двухпозиционный и четырехпозиционный гидрораспределители, и позицию снижения передаточного отношения, в которой дополнительная управляющая линия перепускного дросселя сообщается со сливной линией.

Регулируемый перепускной дроссель может быть снабжен устройством регулирования скорости перемещения его золотника, выполненным в виде регулировочного дросселя, установленного в управляющей линии перепускного дросселя. При этом золотник перепускного дросселя может быть снабжен механическим, или гидравлическим, или пневматическим, или электрическим, или электронным управлением. Вместе с тем, указанный золотник может быть снабжен приводом с программным управлением.

Коробка передач может быть снабжена механизмом прерывания крутящего момента на выходном валу, выполненным в виде двухпозиционного подпружиненного гидрораспределителя, подключенного к сливной линии, управляющей линии перепускного дросселя и управляющей линии управляющего гидроцилиндра механизма переключения направления вращения выходного вала, при этом в выключенном положении упомянутого механизма прерывания крутящего момента указанный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он перекрывает все подключенные к нему линии, а во включенном положении упомянутого механизма прерывания крутящего момента указанный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он соединяет со сливной линией управляющую линию перепускного дросселя и управляющую линию гидроцилиндра.

Наклонная шайба аксиально-поршневого насоса может быть снабжена механизмом регулирования угла ее наклона, а дифференциал может быть выполнен коническим или планетарным. На выходе сливной линии может быть установлен теплообменник, а в качестве емкости с рабочей жидкостью может служить внутренняя полость корпуса.

Изобретение поясняется чертежами, на которых изображены:

- на фиг.1 - бесступенчатая коробка передач, продольный разрез;
- на фиг.2 - разрез А-А на фиг.1;
- на фиг.3 - разрез Б-Б на фиг.1;
- на фиг.4 - гидравлическая система коробки передач.

Бесступенчатая коробка передач содержит ведущий 1 (фиг.1) и выходной 2 валы и корпус 3, в котором размещены ведущая 4 и ведомая 5 шестерни постоянного зацепления, дифференциал 6 с соосными ведущей 7 и ведомой 8 шестернями, кинематически связанными друг с другом через сателлиты 9 и 10, и снабженными соосными полуосями 11 и 12, и механизм регулирования передаточного отношения коробки передач, включающий аксиально-поршневой насос 13 с нагнетающей линией 14 (фиг.2) и всасывающей линией 15, соединенной с емкостью 16, заполненной рабочей жидкостью, и установленный в нагнетающей линии 14 регулируемый перепускной дроссель 17, выход которого соединен сливной линией 18 с емкостью 16. Аксиально-поршневой насос 13 включает наклонную шайбу 19, вращающийся диск 20, опирающийся через подшипник 21 на наклонную шайбу 19, вращающийся рабочий орган в виде блока 22 рабочих цилиндров 23 с размещенными в них плунжерами 24, каждый из которых шарнирно соединен с вращающимся диском 20, и установленный со стороны шестерен 4 и 5 торцевой гидрораспределитель 25 с серповидным входным окном 26 (фиг.2 и 3), сообщаемым с всасывающей линией 15, и серповидным выходным окном 27, сообщаемым с нагнетающей линией 14. Возможны также и другие варианты исполнения аксиально-поршневого насоса 13, например, с вращающейся наклонной шайбой 19, с наклонным расположением рабочих цилиндров 23, с иными типами гидрораспределителя и др. (см., например, книгу: Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. М., Машиностроение, 1971, стр.166-204).

При этом дифференциал 6 размещен внутри блока 22 аксиально-поршневого насоса 13 с соосным расположением его ведущей 7 и ведомой 8 шестерен и блока 22, ведущая шестерня 4 постоянного зацепления закреплена на ведущем валу 1, ведомая шестерня 5 постоянного зацепления закреплена на полуоси 11 ведущей шестерни 7 дифференциала 6, который имеет, по меньшей мере, одну пару сателлитов 9 и 10, установленных на общей

оси 28, каждый конец которой закреплен в блоке 22 аксиально-поршневого насоса. Через сателлиты 9 и 10 и их ось 28 блок 22 аксиально-поршневого насоса 13 кинематически связан с дифференциалом 6, ведомая шестерня 8 которого кинематически связана с выходным валом 2.

- 5 Перепускной дроссель 17 может быть выполнен, например, в виде золотника 29 (фиг.4) с кольцевой проточкой 30, размещенного в гильзе 31, в которой выполнены входное 32 и выходное 33 боковые окна и торцевое окно 34, и при этом может быть снабжен управляющей линией 35, сообщающей торцевое окно 34 гильзы 31 с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13 или со сливной линией 18. Кольцевая проточка 30
- 10 золотника 29 выполнена с возможностью периодического сообщения входного 32 и выходного 33 окон гильзы 31, в гильзе 31 установлена пружина сжатия 36, прижимающая золотник 29 в сторону торцевого окна 34 гильзы 31 с сообщением входного 32 и выходного 33 окон последней при отсутствии давления в управляющей линии 35. В нагнетающей 14 или сливной 18 линии установлен подпорный дроссель 37,
- 15 обеспечивающий заданное минимальное давление в нагнетающей линии 14, необходимое для работы гидросистемы коробки передач.

- Помимо механизма регулирования передаточного отношения коробка передач снабжена также механизмом переключения направления вращения выходного вала 2 и механизмом ограничения скорости вращения и стояночного торможения указанного вала. Указанные
- 20 механизмы могут быть снабжены управляющим гидрораспределителем 38 (фиг.4). При этом конец ведущего вала 1, входящий в корпус 3, снабжен опорой 39, закрепленной на торцевом гидрораспределителе 25 аксиально-поршневого насоса 13, а механизм переключения направления вращения выходного вала 2 включает управляющий гидроцилиндр 40, закрепленный на внешней стороне торцевого гидрораспределителя 25
- 25 коаксиально с ведущим валом 1 и снабженный размещенным в нем поршнем 41 с осевым отверстием для прохода ведущего вала, поршневой полостью 42, расположенной между поршнем 41 и торцевым гидрораспределителем 25, и управляющей линией 43, сообщающей поршневую полость 42 через управляющий гидрораспределитель 38 со сливной линией 18 или с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13,
- 30 фрикционный диск 44 с шлицами на его осевом отверстии, установленный соосно на ведущем валу 1 с возможностью осевого перемещения и взаимодействия с поршнем 41 управляющего гидроцилиндра 40, и находящиеся в зацеплении друг с другом ведущую 45 и ведомую 46 шестерни, первая из которых установлена на ведущем валу 1 между ведущей шестерней 4 постоянного зацепления и фрикционным диском 44 с возможностью
- 35 взаимодействия с последним и свободного проворачивания относительно ведущего вала 1, а вторая закреплена на блоке 22 аксиально-поршневого насоса 13. При этом фрикционный диск 44 снабжен пружиной 47, поджимающей его к поршню 41 управляющего гидроцилиндра 40, в ведущей шестерне 45 со стороны фрикционного диска 44 выполнена внутренняя осевая проточка с буртиком, в которой установлена пружина 47 фрикционного
- 40 диска 44, упирающаяся с одной стороны в буртик упомянутой проточки, а с другой - в торец фрикционного диска 44, участок ведущего вала 1, расположенный в зоне осевого перемещения фрикционного диска 44, выполнен с выступающими шлицами 48, входящими в зацепление с шлицами фрикционного диска 44, а пружина 47 фрикционного диска 44 выполнена с возможностью отжатия последнего от торца ведущей шестерни 45 при
- 45 соединении поршневой полости 42 управляющего гидроцилиндра 40 со сливной линией 18 и с возможностью сцепления торца фрикционного диска 44 с торцом ведущей шестерни 45 при соединении поршневой полости 42 управляющего гидроцилиндра 40 с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13. Опора 39 конца ведущего вала 1 может быть размещена внутри управляющего гидроцилиндра 40 между поршневой полостью 42
- 50 последнего и торцевым гидрораспределителем 25 аксиально-поршневого насоса 13.

Конец полуоси 12 ведомой шестерни 8 дифференциала выполнен с проточкой, концы полуосей 11 и 12 дифференциала 6 и концы выходного вала 2 установлены в закрепленных на корпусе 3 опорах, а механизм ограничения скорости вращения и

стояночного торможения выходного вала 2 размещен в корпусе 3, кинематически соединяет полуось 12 ведомой шестерни 8 дифференциала 6 с выходным валом 2 с обеспечением их соосного положения и включает шестеренный насос 49 с ведущей 50 (фиг.2) и ведомой 51 шестернями, первая из которых закреплена на выходном валу 2

5 между его опорами в корпусе 3, всасывающей линией 52, соединенной с емкостью 16, и с нагнетающей линией 53, имеющей два отвода 54 и 55, первый из которых сообщается через перепускной клапан 56 с внутренней полостью 57 корпуса 3, сообщаемой со сливной линией 18, а второй перекрывается управляющим гидрораспределителем 38 или соединяется последним со сливной линией 18, и муфту сцепления 58, установленную
10 между аксиально-поршневым 13 и шестеренным 49 насосами соосно с полуосью 12 ведомой шестерни 8 дифференциала и выходным валом 2 и выполненную с осевым отверстием, один конец которого имеет червячное подвижное соединение 59 с концом полуоси 12 дифференциала 6, а второй - шлицевое подвижное соединение 60 с размещенным в корпусе 3 концом выходного вала 2, при этом в отводе 55 нагнетающей
15 линии 53 шестеренного насоса 49 установлен подпорный дроссель 61 (фиг.4), блокирующий вращение выходного вала 2 в нейтральном положении коробки передач.

Перепускной клапан 56 установлен параллельно оси выходного вала 2 и снабжен осевым штоком 62, пружиной 63, установленной на осевом штоке 62, и размещенным в корпусе 3 между муфтой сцепления 58 и шестеренным насосом 49 управляющим рычагом
20 64, у которого один конец шарнирно соединен с корпусом 3, средняя часть взаимодействует с муфтой 58 и выполнена с отверстием для свободного прохода через него ведущего вала 2, а второй конец выполнен с отверстием, в которое свободно входит конец осевого штока 62, пружина 63 установлена между затвором перепускного клапана 56 и управляющим рычагом 64, на полуось 12 дифференциала 6 установлен упорный диск 65
25 с упором в буртик проточки указанной полуоси, муфта сцепления 58 выполнена с наружной проточкой со стороны упорного диска 65, опирается на управляющий рычаг 64 через подшипник 66 и снабжена пружиной 67, установленной на указанную муфту с упором одного торца в упорный диск 65, а второго - в буртик проточки муфты 58.

Управляющий гидрораспределитель 38 выполнен четырехпозиционным, подключен к
30 нагнетающей линии 14 аксиально-поршневого насоса 13, отводу 55 нагнетающей линии 53 шестеренного насоса 49, сливной линии 18, управляющей линии 43 управляющего гидроцилиндра 40 механизма переключения направления вращения выходного вала 2 и управляющей линии 35 перепускного дросселя 17 и может находиться в нейтральной позиции «Н», исключающей возможность вращения выходного вала 2, в позиции рабочего
35 вращения «РВ» выходного вала 2, в позиции обратного вращения «ОВ» и в позиции стояночного торможения «СТ» указанного вала. При использовании предлагаемой коробки передач в транспортных средствах и станочных приводах позиция «РВ» гидрораспределителя 38 соответствует прямому ходу, а позиция «ОВ» - заднему ходу. При этом управляющий гидрораспределитель 38 выполнен с возможностью сообщения
40 нагнетающей линии 14 аксиально-поршневого насоса 13, нагнетающей линии 53 шестеренного насоса 49, управляющей линии 35 перепускного дросселя 17 и управляющей линии 43 управляющего гидроцилиндра 40 со сливной линией 18 в нейтральной позиции «Н» гидрораспределителя 38, с возможностью сообщения управляющей линии 35 перепускного дросселя 17 с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13, а
45 нагнетающей линии 53 шестеренного насоса 49 и управляющей линии 43 управляющего гидроцилиндра 40 - со сливной линией 18 в позиции «РВ» гидрораспределителя 38, соответствующей рабочему вращению выходного вала 2, с возможностью сообщения управляющей линии 43 управляющего гидроцилиндра 40 с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13, а нагнетающей линии 53 шестеренного насоса 49 и
50 управляющей линии 35 перепускного дросселя 17 - со сливной линией 18 в позиции «ОВ» гидрораспределителя 38, соответствующей обратному вращению выходного вала 2, и с возможностью перекрытия отвода 55 нагнетающей линии 53 шестеренного насоса 49 и сообщения со сливной линией 18 нагнетающей линии 14 аксиально-поршневого насоса 13,

управляющей линии 35 перепускного дросселя 17 и управляющей линии 43 управляющего гидроцилиндра 40 в позиции «СТ» гидрораспределителя 38, соответствующей стояночному торможению выходного вала 2.

Для обеспечения возможности регулирования передаточного отношения коробки

5 передач в ручном и автоматическом режиме перепускной дроссель 17 снабжен дополнительной управляющей линией 68, сообщаемой с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13 через гидрораспределитель 38, а механизм регулирования передаточного отношения коробки передач снабжен устройством переключения с режима автоматического регулирования на ручное, выполненным в виде
10 двухпозиционного гидрораспределителя 69, через который нагнетающая линия 53 шестеренного насоса и управляющие линии 35 и 68 перепускного дросселя 17 подключены к гидрораспределителю 38, и устройством ручного регулирования передаточного отношения, выполненным в виде трехпозиционного гидрораспределителя 70, который
15 подключен к сливной линии 18 и через который дополнительная управляющая линия 68 перепускного дросселя 17 подключена к двухпозиционному гидрораспределителю 69. При этом в режиме автоматического регулирования передаточного отношения двухпозиционный гидрораспределитель 69 занимает позицию «А», в которой он перекрывает дополнительную управляющую линию 68 перепускного дросселя 17 и сообщает через четырехпозиционный гидрораспределитель 38 нагнетающую линию 53
20 шестеренного насоса со сливной линией 18, а управляющую линию 35 перепускного дросселя 17 с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13, а в режиме ручного регулирования передаточного отношения двухпозиционный гидрораспределитель 69 занимает позицию «Р», в которой он перекрывает отвод 55 нагнетающей линии 53 шестеренного насоса 49 и управляющую линию 35 перепускного дросселя 17 и сообщает
25 через четырехпозиционный гидрораспределитель 38 дополнительную управляющую линию 68 перепускного дросселя 17 с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13. Трехпозиционный гидрораспределитель 70 имеет нейтральную позицию «Н», в которой он перекрывает дополнительную управляющую линию 68 перепускного дросселя 17, позицию увеличения передаточного отношения «УПО», в которой дополнительная управляющая
30 линия 68 перепускного дросселя 17 сообщается с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13 через двухпозиционный 69 и четырехпозиционный 38 гидрораспределители, и позицию снижения передаточного отношения «СПО», в которой дополнительная управляющая линия 68 перепускного дросселя 17 сообщается со сливной линией 18.

35 Для обеспечения возможности регулирования скорости реагирования перепускного дросселя 17 на изменение давления в нагнетающей линии 14 аксиально-поршневого насоса 13 перепускной дроссель 17 снабжен устройством регулирования скорости перемещения его золотника 29, выполненным в виде регулировочного дросселя 71, установленного в управляющей линии 35 перепускного дросселя 17. Золотник 29
40 перепускного дросселя 17 может быть снабжен механическим, или гидравлическим, или пневматическим, или электрическим, или электронным управлением. Вместе с тем, для повышения уровня автоматизации работы предлагаемой коробки передач золотник 29 перепускного дросселя 17 может быть снабжен приводом с программным управлением (не показаны).

45 Коробка передач может быть снабжена механизмом прерывания крутящего момента на выходном валу 2, выполненным в виде двухпозиционного подпружиненного гидрораспределителя 72 (фиг.4), подключенного к сливной линии 18, управляющей линии 35 перепускного дросселя 17 и управляющей линии 43 управляющего гидроцилиндра 40, при этом в выключенном положении упомянутого механизма прерывания крутящего
50 момента гидрораспределитель 72 занимает закрытую позицию «З», в которой он перекрывает все подключенные к нему линии, а во включенном положении упомянутого механизма прерывания крутящего момента гидрораспределитель 72 занимает открытую позицию «О», в которой он соединяет со сливной линией 18 управляющую линию 35

перепускного дросселя 17 и управляющую линию 43 управляющего гидроцилиндра 40.

Для обеспечения возможности регулирования расходно-напорной характеристики аксиально-поршневого насоса 13 его наклонная шайба 19 может быть снабжена механизмом 73 регулирования угла ее наклона. В зависимости от необходимости дифференциал 6 может быть выполнен коническим, как показано на фиг.1, или планетарным. Для обеспечения возможности поддержания в требуемых пределах температуры рабочей жидкости, циркулирующей в гидросистеме коробки передач, на выходе сливной линии 18 установлен теплообменник 74, а для исключения возможности заедания и заклинивания гидрораспределителей и клапанов гидросистемы коробки передач на входе всасывающих линий 15 и 52 установлен фильтр 75.

Для удобства сборки и разборки коробки передач корпус 3 может быть выполнен из трех разъемных секций 76, 77 и 78, в первой из которых размещены шестерни 4 и 5 постоянного зацепления и механизм переключения направления вращения выходного вала 2, во второй - аксиально-поршневой насос 13 и дифференциал 6 и в третьей - механизм ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала 2. Возможен также вариант исполнения коробки передач, в котором в качестве емкости 16 с рабочей жидкостью служит внутренняя полость 57 корпуса 3, при этом внутренние полости секций 76-78 корпуса 3 могут сообщаться друг с другом. Гидрораспределители 38, 69 и 70 могут быть размещены в общем блоке 79 (фиг.4) и могут быть снабжены механическим, или гидравлическим, или пневматическим, или электрическим, или электронным управлением.

Коробка передач работает следующим образом.

В ее нейтральном положении гидрораспределители 38 и 70 находятся в позиции «Н», гидрораспределитель 69 в позиции «А» и гидрораспределитель 72 в позиции «З», перепускной дроссель 17 полностью открыт и рабочая жидкость свободно проходит по кольцевой проточке 30 золотника 29 из окна 32 в окно 33 гильзы 31 и далее в сливную линию 18, а вращение ведущего вала 1 передается через шестерни 4 и 5 и полуось 11 на дифференциал 6. При этом сателлиты 9 и 10 вращаются от шестерни 7 и вместе с ними вращается их ось 28 и связанный с последней блок 22 аксиально-поршневого насоса 13, а вращение выходного вала 2 и кинематически связанной с ним ведомой шестерни 8 дифференциала 6 блокируется шестеренным насосом 49 за счет создания в нагнетающей линии последнего давления с помощью подпорного дросселя 61. В позиции «Н» гидрораспределитель 38 сообщает со сливной линией 18 нагнетающую линию 14 аксиально-поршневого насоса 13, нагнетающую линию 53 шестеренного насоса 49, управляющую линию 35 перепускного дросселя 17 и управляющую линию 43 управляющего гидроцилиндра 40. Поскольку рабочая жидкость с выхода аксиально-поршневого насоса 13 свободно сливается через перепускной дроссель 17, гидрораспределитель 38 и сливную линию 18 в емкость 16, давление в нагнетающей линии 14 аксиально-поршневого насоса 13 низкое, вследствие чего блок 22 вращается без сопротивления со стороны нагнетающей линии 14, при этом фрикционный диск 44 отжат пружиной 47 от шестерни 45, вследствие чего вращение с ведущего вала 1 не передается на шестерню 46.

Для перевода коробки передач с нейтрального режима на режим рабочего вращения выходного вала 2 гидрораспределитель 38 плавно переводят в позицию «РВ» с сохранением прежних позиций остальных гидрораспределителей. В позиции «РВ» гидрораспределитель 38 сообщает управляющую линию 35 перепускного дросселя 17 с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13 через гидрораспределитель 69, а нагнетающую линию 53 шестеренного насоса 49 и управляющую линию 43 управляющего гидроцилиндра 40 - со сливной линией 18. При этом весь поток рабочей жидкости, вырабатываемый аксиально-поршневым насосом 13 в нагнетающей линии 14, проходит только через перепускной дроссель 17 и подпорный дроссель 37. За счет гидравлического сопротивления последнего давление в нагнетающей линии 14 и связанной с ней управляющей линии 35 возрастает и золотник 29 под действием возрастающего давления в линии 35 перемещается, сжимая пружину 36 и перекрывая окна 32 и 33 гильзы 31. В

результате возрастает давление в нагнетающей линии 14 и вместе с ним возрастает сопротивление перемещению плунжеров 24 и вращению блока 22 аксиально-поршневого насоса 13, вследствие чего вращение сателлитов 9 и 10 передается на ведомую шестерню 8 дифференциала 6 и далее через полуось 12 и муфту 58 на выходной вал 2. Причем чем

5 выше давление в нагнетающей 14 и управляющей 35 линиях, тем больше степень перекрытия окон 32 и 33 гильзы 31 золотником 29 и, соответственно, тем выше сопротивление вращению блока 22 и выше скорость вращения выходного вала 2. При максимальном давлении в линиях 14 и 35 происходит полное перекрытие окон 32 и 33 гильзы 31 золотником 29 и достигается максимальное число оборотов выходного вала 2.

10 Таким образом, после переключения гидрораспределителем 38 потока рабочей жидкости из нагнетающей линии 14 к перепускному дросселю 17 аксиально-поршневой насос 13 и дифференциал 6 коробки передач трансформируются в гидростатическую муфту зацепления, передающую вращение от ведущего вала 1 к выходному валу 2. При этом отношение числа оборотов выходного вала 2 к числу оборотов ведущего вала 1, а

15 также величина крутящего момента и, соответственно, мощности, передаваемых с ведущего вала 1 на выходной вал 2, определяется величиной гидравлического сопротивления дросселя 17. Причем чем больше величина гидравлического сопротивления дросселя 17, тем больше величина указанного отношения числа оборотов и меньше величина передаваемого через коробку передач крутящего момента и мощности. В свою

20 очередь, величина гидравлического сопротивления дросселя 17 определяется величиной объемного расхода протекающей через него жидкости, а также геометрической формой и площадью его проходного сечения, через которое дросселируется рабочая жидкость. С ростом объемного расхода жидкости через дроссель 17 и с уменьшением площади его проходного сечения гидравлическое сопротивление указанного дросселя повышается и,

25 напротив, с уменьшением объемного расхода жидкости через дроссель 17 и с увеличением площади его проходного сечения гидравлическое сопротивление указанного дросселя снижается. Таким образом, за счет подбора скорости вращения блока 22 и количества, диаметра и рабочего хода плунжеров 24 насоса 13, определяющих величину объемного расхода жидкости через дроссель 17, а также за счет подбора гидравлической

30 характеристики указанного дросселя (зависимости величины перепада давления на дросселе от величины объемного расхода проходящей через него жидкости) и подбора диаметра и количества зубьев шестерен 4 и 5 можно получить требуемое значение величины отношения числа оборотов выходного вала 2 к числу оборотов ведущего вала 1, а также величины крутящего момента и мощности, передаваемых с ведущего вала 1 на

35 выходной вал 2.

Величина давления в нагнетающей линии 14 аксиально-поршневого насоса 13, при которой происходит включение режима рабочего вращения выходного вала 2, регулируется путем изменения величины усилия начального сжатия пружины 36 золотника 29 за счет

40 изменения толщины регулировочной шайбы (не показана), устанавливаемой между пружиной 36 и золотником 29 или торцом гильзы 31. При необходимости увеличения величины указанного давления увеличивают толщину указанной шайбы и, соответственно, величину усилия начального сжатия пружины 36, а при необходимости снижения величины указанного давления уменьшают толщину указанной шайбы и, соответственно, величину усилия начального сжатия пружины 36.

45 Скорость реагирования перепускного дросселя 17 на изменение давления в нагнетающей линии 14 аксиально-поршневого насоса 13 регулируется с помощью регулировочного дросселя 71. При необходимости увеличения указанной скорости реагирования снижают гидравлическое сопротивление дросселя 71, что приводит к увеличению скорости перемещения золотника 29 в гильзе 31 и, как следствие, к

50 уменьшению времени перекрытия золотником 29 окон 32 и 33 гильзы 31, и наоборот, при необходимости снижения скорости реагирования перепускного дросселя 17 увеличивают гидравлическое сопротивление дросселя 71, что приводит к снижению скорости перемещения золотника 29 в гильзе 31 и, как следствие, к увеличению времени

перекрытия золотником 29 окон 32 и 33 гильзы 31.

Регулирование передаточного отношения коробки передач при рабочем вращении выходного вала 2 идет в автоматическом режиме до тех пор, пока гидрораспределитель 69 находится в позиции «А», в которой он перекрывает дополнительную управляющую линию 68 перепускного дросселя 17 и сообщает через четырехпозиционный гидрораспределитель 38 нагнетающую линию 53 шестеренного насоса со сливной линией 18, а управляющую линию 35 перепускного дросселя 17 с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13. При необходимости перевода механизма регулирования передаточного отношения коробки передач с автоматического режима на ручной гидрораспределитель 69 переводят в позицию «Р», в которой он перекрывает отвод 55 нагнетающей линии 53 шестеренного насоса 49 и управляющую линию 35 перепускного дросселя 17 и сообщает через четырехпозиционный гидрораспределитель 38 дополнительную управляющую линию 68 перепускного дросселя 17 с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13. При этом включается механизм ограничения скорости вращения выходного вала 2 с регулированием давления в нагнетающей линии 53 шестеренного насоса 49 с помощью перепускного клапана 56.

При этом скорость выходного вала 2 поддерживается в заданных пределах с помощью механизма ограничения скорости вращения указанного вала. С увеличением скорости вращения выходного вала 2 свыше заданного значения муфта сцепления 58 перемещается по червячному 59 и шлицевому 60 соединениям в сторону рычага 64 и, воздействуя на последний, закрывает перепускной клапан 56, что приводит к росту давления в нагнетающей линии 53 шестеренного насоса 49, вызывающему торможение ведущей шестерни 50 шестеренного насоса 49 и снижение скорости вращения выходного вала 2 до заданного уровня, после чего муфта сцепления 58 перемещается в сторону упорного диска 65, что сопровождается открытием перепускного клапана 56 и вращением выходного вала 2 со скоростью, соответствующей заданным пределам.

При необходимости увеличения передаточного отношения гидрораспределитель 70 плавно переводят из нейтральной позиции «Н» в позицию «УПО», в которой дополнительная управляющая линия 68 перепускного дросселя 17 сообщается с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13 через двухпозиционный 69 и четырехпозиционный 38 гидрораспределители, что сопровождается ростом давления в линиях 68 и 35 и, соответственно, перекрытием золотником 29 окон 32 и 33 гильзы 31, вызывающим увеличение давления в нагнетающей линии 14, вслед за которым возрастает сопротивление движению рабочей жидкости на выходе аксиально-поршневого насоса 13 и, соответственно, возрастает сопротивление перемещению его плунжеров 24, что приводит к повышению степени гидростатического сцепления аксиально-поршневого насоса 13 с ведомой шестерней 8 дифференциала 6 и, как следствие, - к росту скорости вращения выходного вала 2 и падению крутящего момента и мощности на указанном валу. В процессе перемещения гидрораспределителя 70 из позиции «Н» в позицию «УПО» объемный расход рабочей жидкости через дроссель 17 и, соответственно, гидравлическое сопротивление последнего растут и вместе с ними растет скорость вращения выходного вала 2 и падает крутящий момент и мощность на последнем. Максимальное значение скорости вращения выходного вала 2 и, соответственно, минимальное значение крутящего момента и мощности на указанном валу достигается в конце перемещения гидрораспределителя 70 в позицию «УПО».

При необходимости снижения передаточного отношения гидрораспределитель 70 плавно переводят в позицию «СПО», в которой дополнительная управляющая линия 68 перепускного дросселя 17 сообщается со сливной линией 18, что приводит к снижению давления в управляющей линии 35 и перемещению золотника 29 под действием пружины 36 в сторону его исходного положения с открытием окон 32 и 33 гильзы 31, что сопровождается падением давления в нагнетающей линии 14 и, соответственно, падением скорости вращения выходного вала 2 и ростом крутящего момента и мощности на последнем.

Для перевода коробки передач на режим обратного вращения выходного вала 2 гидрораспределитель 38 переводят в позицию «ОВ», при этом остальные гидрораспределители находятся в положении, показанном на фиг.4. В позиции «ОВ» гидрораспределитель 38 сообщает управляющую линию 43 гидроцилиндра 40 с нагнетающей линией 14 аксиально-поршневого насоса 13, а нагнетающую линию 53 шестеренного насоса 49 и управляющую линию 35 перепускного дросселя 17 - со сливной линией 18. При этом давление в управляющей линии 35, соединенной со сливной линией 18, падает и золотник 29 с помощью пружины 36 занимает положение, при котором окна 32 и 33 гильзы 31 сообщаются друг с другом через кольцевую проточку 30 золотника 29, пропуская рабочую жидкость из нагнетающей линии 14 в сливную линию 18. В связи с этим давление в нагнетающей линии 14 невысокое и блок 22 аксиально-поршневого насоса вращается свободно без сопротивления со стороны нагнетающей линии 14, а поршень 41 под действием давления, передаваемого в поршневую полость 42 гидроцилиндра 40 из управляющей линии 43, перемещается вместе с фрикционным диском 44 в сторону шестерни 45. В процессе перемещения фрикционного диска его шлицы движутся поступательно по шлицам 48 ведущего вала 1. Указанное совместное перемещение поршня 41 и фрикционного диска 44 заканчивается прижатием торца последнего к торцу шестерни 45, после чего вращение от вала 1 передается на шестерню 45 и от нее на шестерню 46, которая при своем вращении создает дополнительный крутящий момент на блоке 22 аксиально-поршневого насоса 13. При этом скорость вращения блока 22 и кинематически связанных с ним сателлитов 9 и 10 возрастает до такой степени, что изменяется направление вращения ведомой шестерни 8 дифференциала 6 и соединенного с ней выходного вала 2.

Величина давления в управляющей линии 43, при которой происходит включение режима обратного вращения выходного вала 2, регулируется путем изменения величины усилия начального сжатия пружины 47 за счет изменения толщины регулировочной шайбы (не показана), устанавливаемой между пружиной 47 и фрикционным диском 44 или шестерней 45. При необходимости увеличения величины указанного давления увеличивают толщину указанной шайбы и, соответственно, величину усилия начального сжатия пружины 47, а при необходимости снижения величины указанного давления уменьшают толщину указанной шайбы и, соответственно, величину усилия начального сжатия пружины 47. Путем подбора диаметра и количества зубьев шестерен 45 и 46 регулируется отношение числа оборотов ведущего 1 и выходного 2 валов при обратном вращении последнего.

Для перевода коробки передач на режим стояночного торможения выходного вала 2 гидрораспределитель 38 переводят в позицию «СТ», а остальные гидрораспределители оставляют в положении, показанном на фиг.4. В позиции «СТ» гидрораспределитель 38 перекрывает отвод 55 нагнетающей линии 53 шестеренного насоса 49 и сообщает со сливной линией 18 нагнетающую линию 14 аксиально-поршневого насоса 13, управляющую линию 35 перепускного дросселя 17 и управляющую линию 43 гидроцилиндра 40. При этом рабочая жидкость из нагнетающей линии 14 свободно сливается в емкость 16 через перепускной дроссель 17 и гидрораспределитель 38, вследствие чего давление в линии 14 находится на минимальном уровне, в связи с чем блок 22 аксиально-поршневого насоса 13 вращается свободно без сопротивления со стороны нагнетающей линии 14 и без передачи вращения с сателлитов 9 и 10 на ведомую шестерню 8 дифференциала 6. Вместе с тем, выходной вал 2 тормозится от возможного проворачивания внешними силами (возникающими, например, при расположении транспортного средства на спуске) с помощью ведущей шестерни 50 шестеренного насоса 49, вращение которой блокируется за счет перекрытия гидрораспределителем 38 отвода 55 нагнетающей линии 53 насоса 49.

Скорость торможения выходного вала 2 регулируется путем изменения величины усилия начального сжатия пружины 67 за счет изменения толщины регулировочной шайбы (не показана), устанавливаемой между пружиной 67 и упорным диском 65 или муфтой 58. При необходимости увеличения указанной скорости торможения увеличивают толщину

указанной шайбы и, соответственно, величину усилия начального сжатия пружины 67, а при необходимости снижения указанной скорости торможения уменьшают толщину указанной шайбы и, соответственно, величину усилия начального сжатия пружины 67.

Более плавная регулировка скорости торможения выходного вала 2 осуществляется путем

- 5 изменения величины усилия начального сжатия пружины 63 перепускного клапана 56 за счет изменения толщины регулировочной шайбы (не показана), устанавливаемой между пружиной 63 и рычагом 64 или затвором клапана 56. При необходимости более плавной регулировки скорости торможения выходного вала 2 уменьшают толщину указанной шайбы и, соответственно, величину усилия начального сжатия пружины 63, а при необходимости
- 10 более жесткой регулировки указанной скорости торможения увеличивают толщину указанной шайбы и, соответственно, величину усилия начального сжатия пружины 63.

- В случае необходимости прерывания крутящего момента на выходном валу 2 гидрораспределитель 72 переводят в позицию «О», в которой он соединяет со сливной линией 18 управляющую линию 35 перепускного дросселя 17 и управляющую линию 43
- 15 гидроцилиндра 40. При этом давление в управляющих линиях 35 и 43 падает, в результате чего золотник 29 и поршень 41 с фрикционным диском 44 перемещаются, соответственно, пружинами 36 и 47 в исходное положение, при котором кольцевая проточка 30 золотника 29 сообщает друг с другом окна 32 и 33 гильзы 31, а шестерня 45 выходит из зацепления с ведущим валом 1. В результате снижается давление в нагнетающей линии 14 и скорость
- 20 вращения блока 22 аксиально-поршневого насоса 13, вследствие чего прекращается передача вращения с сателлитов 9 и 10 на ведомую шестерню 8 дифференциала 6 и, соответственно, прекращается передача крутящего момента с ведущего вала 1 на выходной вал 2. При необходимости возобновления крутящего момента на выходном валу 2 гидрораспределитель 72 переводят в исходную закрытую позицию «З», в которой он
- 25 перекрывает все подключенные к нему линии.

- При необходимости снижения до заданного уровня температуры рабочей жидкости, циркулирующей в гидросистеме коробки передач, наряду с теплообменником 74 используются конструктивные меры: снижается объемная подача рабочей жидкости в нагнетающую линию 14 аксиально-поршневого насоса 13 за счет снижения рабочего хода
- 30 плунжеров 24 посредством уменьшения угла наклона наклонной шайбы 19 с помощью механизма 73, а также за счет снижения диаметра цилиндров 23 блока 22 и двойного снижения скорости вращения последнего по отношению к скорости вращения полуоси 11 дифференциала 6.

- Выполнение насоса механизма регулирования передаточного отношения коробки
- 35 передач в виде аксиально-поршневого насоса и размещение дифференциала внутри блока рабочих цилиндров указанного насоса с соосным расположением ведущей и ведомой шестерен дифференциала и указанного блока рабочих цилиндров и с закреплением сателлитов дифференциала в блоке рабочих цилиндров аксиально-поршневого насоса с возможностью вращения позволяет упростить конструкцию и снизить металлоемкость
- 40 коробки передач, снизить пульсацию давления и обратные утечки на выходе указанного насоса и уменьшить нагрузки на зубьях ведущей и ведомой шестерен постоянного зацепления за счет уменьшения разницы диаметров указанных шестерен. В свою очередь, упрощение конструкции и снижение металлоемкости коробки передач упрощает ее изготовление и ремонт и снижает вес, габариты и стоимость коробки передач, низкий
- 45 уровень пульсации выходного давления, свойственный аксиально-поршневым насосам, увеличивает ресурс коробки передач и обеспечивает равномерное вращение ее выходного вала, низкий уровень обратных утечек, свойственный аксиально-поршневым насосам, увеличивает КПД коробки передач, а уменьшение нагрузок на зубьях ведущей и ведомой шестерен постоянного зацепления повышает ресурс указанных шестерен. Входящий в
- 50 конструкцию предлагаемой коробки передач аксиально-поршневой насос 13 выполняет также функцию гидроамортизатора вращения ведущего 1 и выходного 2 валов, гасящего механические колебания вращения указанных валов, которые могут возникать при неравномерных нагрузках на последних.

Вместе с тем, введение в конструкцию коробки передач механизма ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала и механизма прерывания крутящего момента на последнем расширяет функциональные возможности коробки передач.

- 5 В отличие от применяемых в настоящее время механических и гидромеханических коробок передач предлагаемая коробка передач обладает одновременно достоинствами как механической, так и гидромеханической коробок передач, поскольку она имеет высокую надежность и долговечность и высокий КПД, что характерно для механических коробок передач, и обеспечивает возможность бесступенчатого регулирования передаточного отношения, что свойственно гидромеханическим коробкам передач. В связи с этим практическое использование предлагаемой коробки передач может обеспечить высокий технический и экономический эффект.

Формула изобретения

- 15 1. Бесступенчатая коробка передач, содержащая ведущий и выходной валы и корпус, в котором размещены ведущая и ведомая шестерни постоянного зацепления, дифференциал с соосными шестернями, кинематически связанными друг с другом через сателлиты и снабженными соосными полуосями, и механизм регулирования передаточного отношения коробки передач, включающий насос с вращающимся рабочим органом, нагнетающей линией и всасывающей линией, соединенной с емкостью, заполненной рабочей жидкостью, и установленный в нагнетающей линии насоса регулируемый перепускной дроссель, выход которого соединен сливной линией с упомянутой емкостью, при этом вращающийся рабочий орган насоса кинематически связан с дифференциалом, а ведомая шестерня постоянного зацепления кинематически связана с выходным валом, отличающаяся тем, что насос механизма регулирования передаточного отношения коробки передач выполнен аксиально-поршневым с наклонной шайбой, гидрораспределителем и вращающимся рабочим органом, выполненным в виде блока рабочих цилиндров с размещенными в них плунжерами, каждый из которых кинематически связан с наклонной шайбой, дифференциал размещен внутри блока рабочих цилиндров аксиально-поршневого насоса с соосным расположением его ведущей и ведомой шестерен и упомянутого блока и имеет, по меньшей мере, одну пару сателлитов, закрепленных с возможностью вращения в блоке рабочих цилиндров аксиально-поршневого насоса, при этом ведущая шестерня постоянного зацепления соединена с ведущим валом, а ведомая шестерня постоянного зацепления соединена с ведущей шестерней дифференциала.
- 35 2. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что аксиально-поршневой насос снабжен вращающимся диском, опирающимся на наклонную шайбу, а гидрораспределитель указанного насоса выполнен торцевым и установлен со стороны шестерен постоянного зацепления, при этом плунжеры аксиально-поршневого насоса шарнирно соединены с упомянутым вращающимся диском.
- 40 3. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что ведущая шестерня постоянного зацепления закреплена на ведущем валу, а ведомая шестерня постоянного зацепления закреплена на полуоси ведущей шестерни дифференциала.
4. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что в нагнетающей или сливной линии установлен подпорный дроссель.
- 45 5. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что регулируемый перепускной дроссель выполнен в виде золотника с кольцевой проточкой, размещенного в гильзе, в которой выполнены входное и выходное боковые окна и торцевое окно, и снабжен управляющей линией, сообщающей торцевое окно гильзы золотника с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, при этом в гильзе установлена пружина сжатия, прижимающая золотник в сторону торцевого окна гильзы с сообщением входного и выходного окон последней через кольцевую проточку золотника при отсутствии давления в управляющей линии.
- 50 6. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что она снабжена механизмом

переключения направления вращения выходного вала.

7. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что она снабжена механизмом ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала.

8. Коробка передач по пп.6 и 7, отличающаяся тем, что ее механизмы снабжены
5 управляющим гидрораспределителем.

9. Коробка передач по п.8, отличающаяся тем, что конец ведущего вала, входящий в корпус, снабжен опорой, закрепленной на торцевом гидрораспределителе аксиально-поршневого насоса, а механизм переключения направления вращения выходного вала включает управляющий гидроцилиндр, закрепленный на внешней стороне упомянутого
10 торцевого гидрораспределителя коаксиально с ведущим валом и снабженный размещенным в нем поршнем с осевым отверстием для прохода ведущего вала, поршневой полостью, расположенной между поршнем и торцевым гидрораспределителем аксиально-поршневого насоса, и управляющей линией, сообщающей поршневую полость
15 через управляющий гидрораспределитель со сливной линией или с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, фрикционный диск с шлицами на его осевом отверстии, установленный соосно на ведущем валу с возможностью осевого перемещения и взаимодействия с поршнем управляющего гидроцилиндра, и находящиеся в зацеплении друг с другом ведущую и ведомую шестерни, первая из которых установлена на ведущем валу между ведущей шестерней постоянного зацепления и фрикционным диском с
20 возможностью взаимодействия с последним и свободного проворачивания относительно ведущего вала, а вторая закреплена на блоке рабочих цилиндров аксиально-поршневого насоса, при этом фрикционный диск снабжен пружиной, поджимающей его к поршню управляющего гидроцилиндра, в ведущей шестерне упомянутого механизма со стороны фрикционного диска выполнена внутренняя осевая проточка с буртиком, в которой
25 установлена пружина фрикционного диска, упирающаяся с одной стороны в буртик упомянутой проточки, а с другой - в торец фрикционного диска, участок ведущего вала, расположенный в зоне осевого перемещения фрикционного диска, выполнен с выступающими шлицами с возможностью их сцепления с шлицами фрикционного диска при взаимодействии последнего с ведущей шестерней упомянутого механизма, а пружина
30 фрикционного диска выполнена с возможностью отжатия последнего от торца ведущей шестерни упомянутого механизма при соединении поршневой полости управляющего гидроцилиндра со сливной линией и с возможностью сцепления торца фрикционного диска с торцом ведущей шестерни упомянутого механизма при соединении поршневой полости управляющего гидроцилиндра с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса.

10. Коробка передач по п.9, отличающаяся тем, что опора входящего в корпус конца ведущего вала размещена внутри управляющего гидроцилиндра механизма переключения направления вращения выходного вала между поршневой полостью указанного гидроцилиндра и торцевым гидрораспределителем аксиально-поршневого насоса.

11. Коробка передач по п.8, отличающаяся тем, что конец полуоси ведомой шестерни дифференциала выполнен с проточкой, концы полуосей ведущей и ведомой шестерен дифференциала и концы выходного вала установлены в закрепленных на корпусе опорах, а механизм ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала размещен в корпусе, кинематически соединяет полуось ведомой шестерни
40 дифференциала с выходным валом с обеспечением их соосного положения и включает шестеренный насос с ведущей и ведомой шестернями, первая из которых закреплена на выходном валу между его опорами в корпусе, всасывающей линией, соединенной с емкостью, заполненной рабочей жидкостью, и с нагнетающей линией, имеющей два отвода, один из которых сообщается через перепускной клапан с внутренней полостью корпуса, сообщающейся со сливной линией, а второй перекрывается управляющим
45 гидрораспределителем или соединяется последним со сливной линией, и муфту сцепления, установленную между аксиально-поршневым и шестеренным насосами соосно с полуосью ведомой шестерни дифференциала и выходным валом и выполненную с осевым отверстием, один конец которого имеет червячное подвижное соединение с концом

полуоси ведомой шестерни дифференциала, а второй - шлицевое подвижное соединение с размещенным в корпусе концом выходного вала, при этом во втором отводе нагнетающей линии шестеренного насоса установлен подпорный дроссель, упомянутый перепускной клапан установлен параллельно оси выходного вала и снабжен осевым штоком, пружиной, установленной на указанном осевом штоке, и размещенным в корпусе между муфтой сцепления и шестеренным насосом управляющим рычагом, у которого один конец шарнирно соединен с корпусом, средняя часть взаимодействует с упомянутой муфтой сцепления и выполнена с отверстием для свободного прохода через него выходного вала, а второй конец выполнен с отверстием, в которое свободно входит конец осевого штока перепускного клапана, пружина перепускного клапана установлена между затвором последнего и управляющим рычагом, на полуось ведомой шестерни дифференциала установлен упорный диск с упором в буртик проточки указанной полуоси, муфта сцепления выполнена с наружной проточкой со стороны упорного диска и снабжена пружиной, установленной на указанную муфту с упором одного торца в упорный диск, а второго - в буртик проточки упомянутой муфты.

12. Коробка передач по п.9, или 10, или 11, отличающаяся тем, что управляющий гидрораспределитель выполнен четырехпозиционным и подключен к нагнетающей линии аксиально-поршневого насоса, нагнетающей линии шестеренного насоса, сливной линии, управляющей линии управляющего гидроцилиндра механизма переключения направления вращения выходного вала и управляющей линии перепускного дросселя, при этом в нейтральном положении коробки передач, исключающем вращение выходного вала, управляющий гидрораспределитель занимает позицию, в которой он сообщает со сливной линией нагнетающую линию аксиально-поршневого насоса, нагнетающую линию шестеренного насоса, управляющую линию перепускного дросселя и управляющую линию упомянутого гидроцилиндра, в положении коробки передач, соответствующем рабочему вращению выходного вала, управляющий гидрораспределитель занимает позицию, в которой он сообщает управляющую линию перепускного дросселя с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, а нагнетающую линию шестеренного насоса и управляющую линию упомянутого гидроцилиндра - со сливной линией, в положении коробки передач, соответствующем обратному вращению выходного вала, управляющий гидрораспределитель занимает позицию, в которой он сообщает управляющую линию упомянутого гидроцилиндра с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, а нагнетающую линию шестеренного насоса и управляющую линию перепускного дросселя - со сливной линией, и в положении коробки передач, соответствующем стояночному торможению выходного вала, управляющий гидрораспределитель занимает позицию, в которой он перекрывает нагнетающую линию шестеренного насоса и сообщает со сливной линией нагнетающую линию аксиально-поршневого насоса, управляющую линию перепускного дросселя и управляющую линию упомянутого гидроцилиндра.

13. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что перепускной дроссель снабжен дополнительной управляющей линией, сообщаемой с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, а механизм регулирования передаточного отношения коробки передач снабжен устройством переключения с режима автоматического регулирования на ручное, выполненным в виде двухпозиционного гидрораспределителя, через который нагнетающая линия шестеренного насоса и управляющие линии перепускного дросселя подключены к четырехпозиционному управляющему гидрораспределителю механизмов коробки передач, и устройством ручного регулирования упомянутого передаточного отношения, выполненным в виде трехпозиционного гидрораспределителя, который подключен к сливной линии и через который дополнительная управляющая линия перепускного дросселя подключена к упомянутому двухпозиционному гидрораспределителю, при этом в режиме автоматического регулирования передаточного отношения двухпозиционный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он перекрывает дополнительную управляющую линию перепускного дросселя и сообщает через четырехпозиционный гидрораспределитель нагнетающую линию шестеренного насоса со сливной линией, а

управляющую линию перепускного дросселя с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, а в режиме ручного регулирования передаточного отношения двухпозиционный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он перекрывает нагнетающую линию шестеренного насоса и управляющую линию перепускного дросселя и сообщает через
 5 четырехпозиционный гидрораспределитель дополнительную управляющую линию перепускного дросселя с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса, а трехпозиционный гидрораспределитель имеет нейтральную позицию, в которой он перекрывает дополнительную управляющую линию перепускного дросселя, позицию увеличения передаточного отношения, в которой дополнительная управляющая линия
 10 перепускного дросселя сообщается с нагнетающей линией аксиально-поршневого насоса через двухпозиционный и четырехпозиционный гидрораспределители, и позицию снижения передаточного отношения, в которой дополнительная управляющая линия перепускного дросселя сообщается со сливной линией.

14. Коробка передач по п.5, отличающаяся тем, что перепускной дроссель снабжен
 15 устройством регулирования скорости перемещения его золотника, выполненным в виде регулировочного дросселя, установленного в управляющей линии перепускного дросселя.

15. Коробка передач по п.5, отличающаяся тем, что золотник перепускного дросселя снабжен механическим, или гидравлическим, или пневматическим, или электрическим, или электронным управлением.

20 16. Коробка передач по п.5, отличающаяся тем, что золотник перепускного дросселя снабжен приводом с программным управлением.

17. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что она снабжена механизмом прерывания крутящего момента на выходном валу, выполненным в виде двухпозиционного подпружиненного гидрораспределителя, подключенного к сливной линии, управляющей
 25 линии перепускного дросселя и управляющей линии управляющего гидроцилиндра механизма переключения направления вращения выходного вала, при этом в выключенном положении упомянутого механизма прерывания крутящего момента указанный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он перекрывает все подключенные к нему линии, а во включенном положении упомянутого механизма
 30 прерывания крутящего момента указанный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он соединяет со сливной линией управляющую линию перепускного дросселя и управляющую линию гидроцилиндра.

18. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что наклонная шайба аксиально-поршневого насоса снабжена механизмом регулирования угла ее наклона.

35 19. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что дифференциал выполнен коническим.

20. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что дифференциал выполнен планетарным.

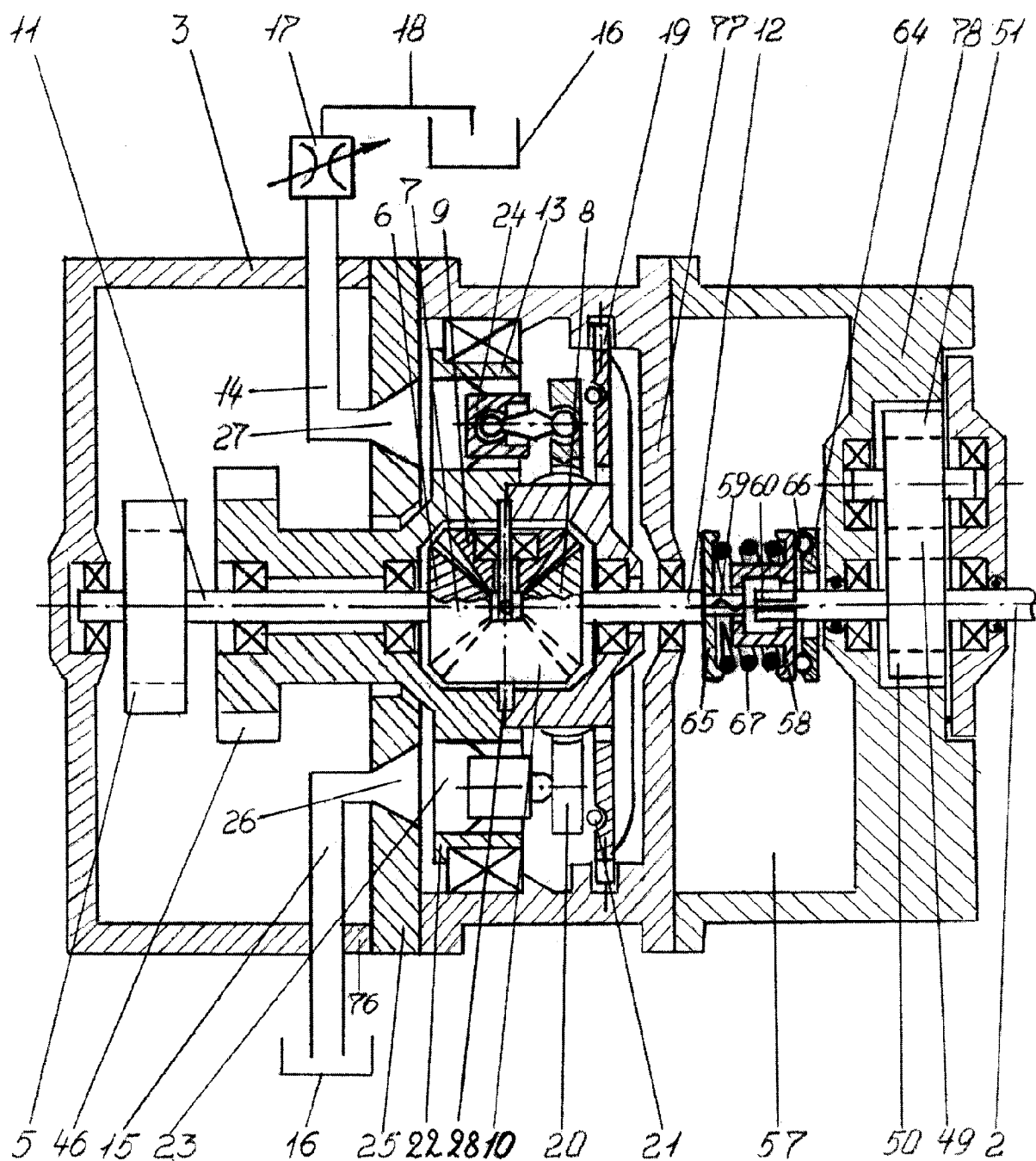
21. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что на выходе сливной линии
 40 установлен теплообменник.

22. Коробка передач по п.1, отличающаяся тем, что в качестве емкости с рабочей жидкостью служит внутренняя полость корпуса.

45

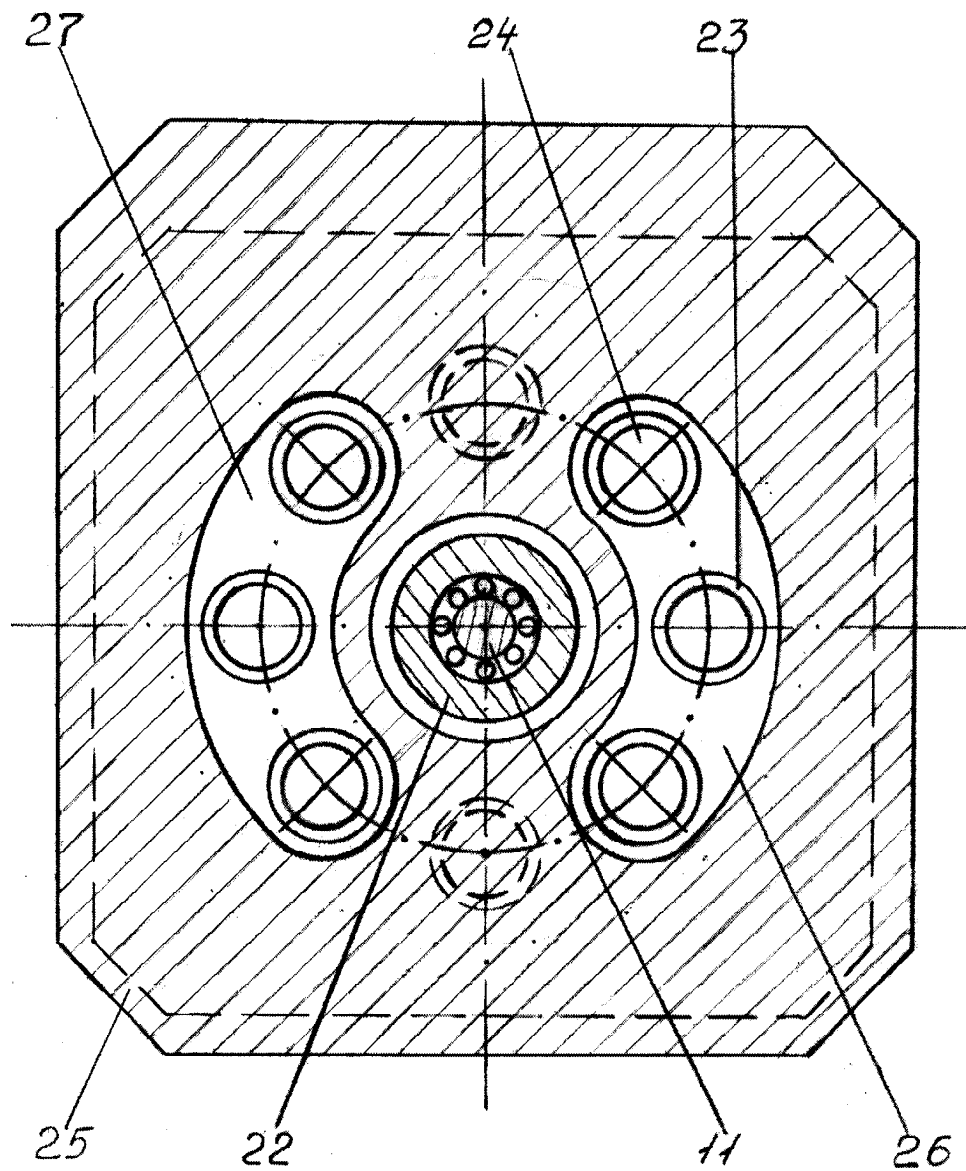
50

A-A

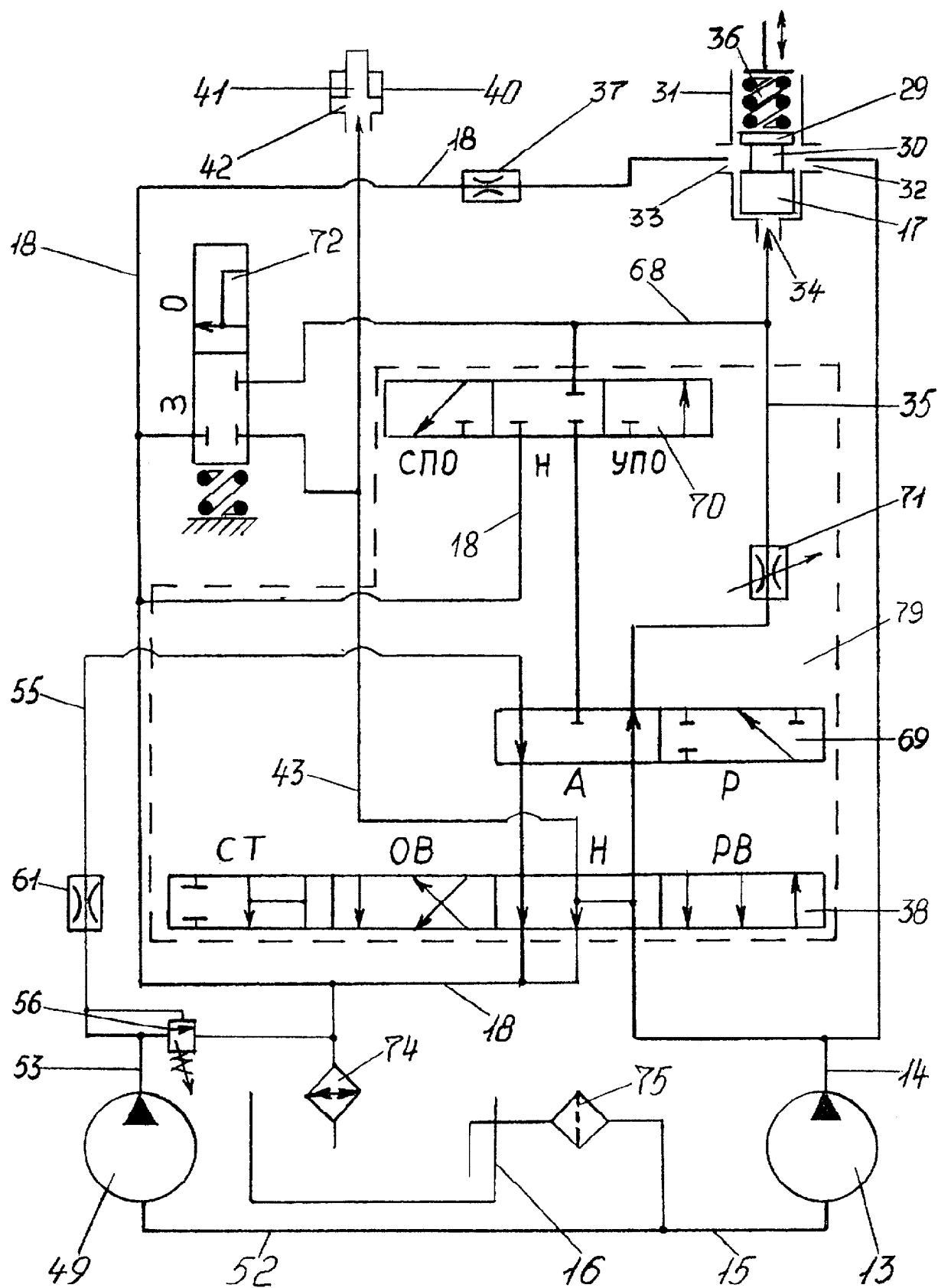


Фиг. 2

Б-Б



Фиг. 3



Фиг. 4



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 2008130823/11, 25.07.2008

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
25.07.2008

(45) Опубликовано: 27.03.2010 Бюл. № 9

(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: RU 2286263 C1, 27.10.2006. RU 2008104401
А, 15.08.2006. WO 9616283 A1, 30.05.1996.

Адрес для переписки:
346779, Ростовская обл., Азовский р-н, с.
Кулешовка-1, а/я 8, А.В. Блинову

(72) Автор(ы):

Блинов Андрей Валерьевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

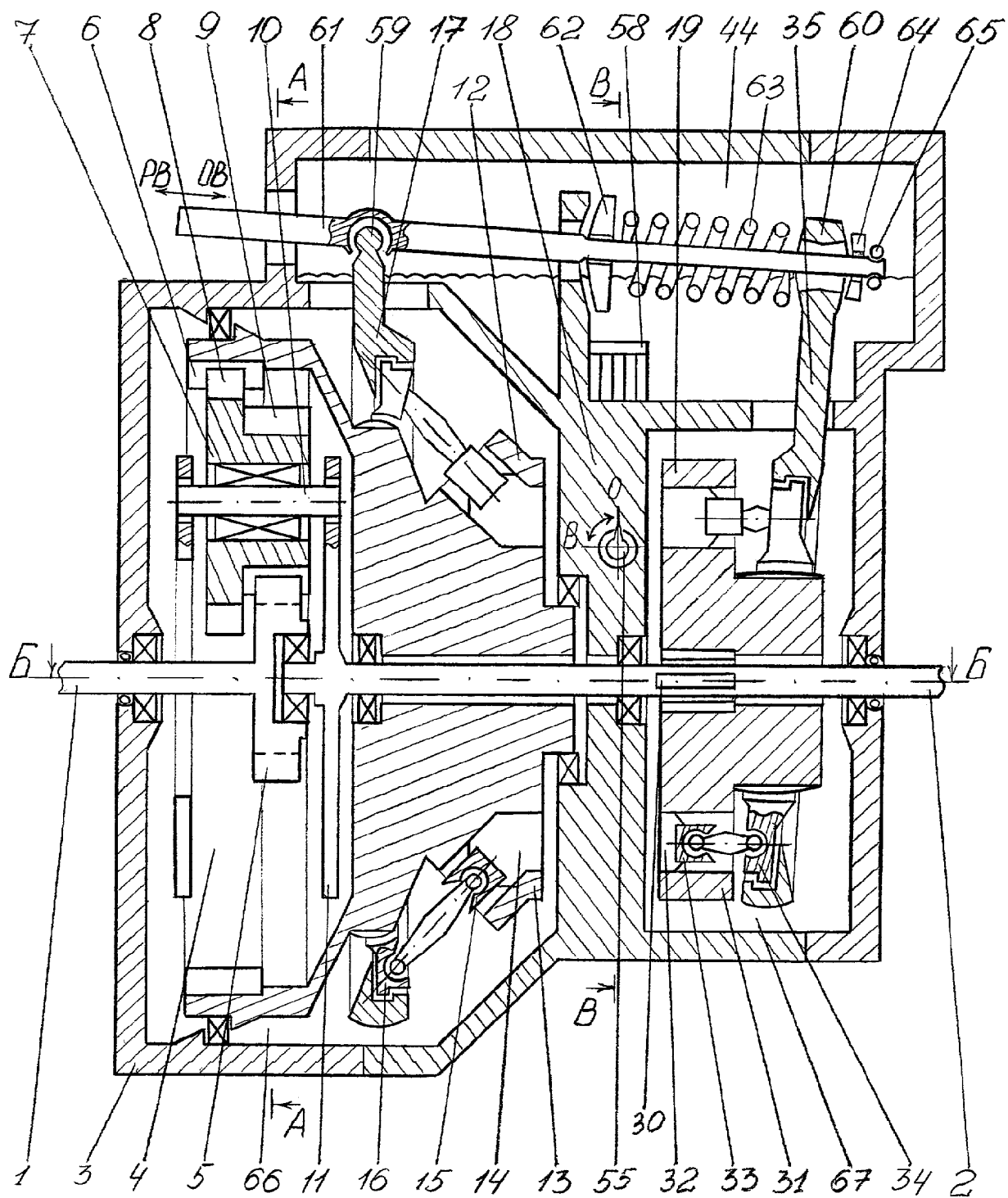
Блинов Андрей Валерьевич (RU)

(54) БЕССТУПЕНЧАТАЯ ТРАНСМИССИЯ

(57) Реферат:

Изобретение относится к бесступенчатым трансмиссиям и может быть использовано в транспортных средствах и станках. Бесступенчатая трансмиссия содержит ведущий (1) и выходной (2) валы и корпус (3), в котором размещены планетарная передача (4), механизм регулирования передаточного отношения, ограничения скорости вращения, стояночного торможения и переключения направления вращения выходного вала трансмиссии, включающий реверсный регулируемый гидронасос (12), соединенный с регулируемым гидромотором (19). Планетарная передача (4) содержит солнечную (5) и коронную (6) шестерни,

кинематически связанные друг с другом через пары (7) соосно соединенных сателлитов (8) и (9) разного диаметра. Каждая пара (7) одним сателлитом (8) входит в зацепление с коронной шестерней (6), а вторым сателлитом (9) входит в зацепление с солнечной шестерней (5) и закреплена с возможностью вращения общей осью (10) в водило (11). При этом планетарная передача (4) соединена ведущим звеном солнечной шестерней (5) с ведущим валом (1), водилом (11) соединена с выходным валом (2) и коронной шестерней (6) прикреплена к блоку (13) гидронасоса (12). Достигается упрощение управления, изготовления, ремонта и снижение веса, габаритов и стоимости трансмиссии. 10 з.п. ф-лы, 4 ил.



Фиг. 1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY,
PATENTS AND TRADEMARKS

(12) ABSTRACT OF INVENTION

(21), (22) Application: **2008130823/11, 25.07.2008**

(24) Effective date for property rights:
25.07.2008

(45) Date of publication: **27.03.2010 Bull. 9**

Mail address:

**346779, Rostovskaja obl., Azovskij r-n, s.
Kuleshovka-1, a/ja 8, A.V. Blinovu**

(72) Inventor(s):

Blinov Andrej Valer'evich (RU)

(73) Proprietor(s):

Blinov Andrej Valer'evich (RU)

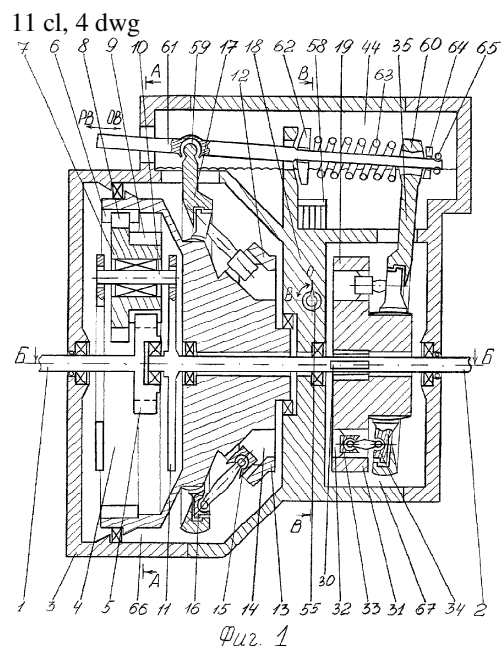
(54) STEPLESS TRANSMISSION

(57) Abstract:

FIELD: transport engineering.

SUBSTANCE: stepless transmission consists of driving (1) and output (2) shafts and of case (3) wherein following is arranged: planetary gear (4), mechanism of gear ratio regulation, of rotation rate limiting, of parking braking and of rotation direction switch of output shaft of transmission turning on adjustable reverse hydro-pump (12) coupled with regulated hydraulic motor (19). Planetary gear (4) contains sun (5) and crown (6) gears kinematically tied by means of pairs (7) of coaxially connected satellites (8) and (9) of different diametres. Each pair (7) with its one satellite (8) engages crown gear (6), while with another satellite (9) it engages sun gear (5) and is secured so, as to provide rotation with common axle (10) in carrier (11). Also planetary gear (4) is coupled with its driving link of sun gear (5) to driving shaft (1), with carrier (11) it is joined to output shaft (2) and with its crown gear (6) it is fastened to block (13) of hydraulic pump (12).

EFFECT: simplified steering, fabrication, and repair, also reduced weight, dimensions and cost of transmission.



Изобретение относится к машиностроению и станкостроению, а более конкретно к бесступенчатым трансмиссиям, и может быть использовано в транспортных средствах и станках, а также в различных машинах и механизмах.

Известный бесступенчатый реверсивный редуктор, содержащий ведущий и выходной валы и корпус, в котором размещены ведущая и ведомая шестерни постоянного зацепления, дифференциал с соосными шестернями, кинематически связанными друг с другом через сателлиты и снабженными соосными полуосями, и механизм регулирования передаточного отношения и переключения направления вращения выходного вала редуктора, включающий насос с вращающимся рабочим органом, нагнетающей линией и всасывающей линией, соединенной с емкостью, заполненной рабочей жидкостью, и установленный в нагнетающей линии насоса регулируемый перепускной дроссель, выход которого соединен сливной линией с упомянутой емкостью, при этом вращающийся рабочий орган насоса кинематически связан с дифференциалом, а ведомая шестерня постоянного зацепления кинематически связана с выходным валом (см. патент RU N 2188351, кл. F16H 47/04, приоритет от 25.09.2000 г. опубл. 27.08.2002 г.)

Известный редуктор содержит два дифференциальных механизма, два шестеренных насоса и большое количество шестерен, что обуславливает сложность конструкции, большую металлоемкость и большие габариты указанного редуктора. Другим недостатком известного редуктора является отсутствие механизма ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала, что ограничивает функциональные возможности редуктора. Вместе с тем, для работы шестеренных насосов характерна большая пульсация давления на их выходе, способная вызвать гидроудары, передающиеся на шестерни и валы всего редуктора, что снижает ресурс последнего и вызывает неравномерность вращения выходного вала. Кроме того, для шестеренных насосов характерны большие обратные утечки по зубьям шестерен, что приводит к проскальзыванию (прокручиванию) выходного вала и потере КПД редуктора. Большая разница диаметров в парах шестерен 2 и 3, 17 и 18 вызывает большую нагрузку на зубьях указанных шестерен, что снижает их ресурс.

Наиболее близким техническим решением, выбранным в качестве прототипа, является бесступенчатая коробка передач, содержащая ведущий и выходной валы и корпус, в котором размещены ведущая и ведомая шестерни постоянного зацепления, дифференциал с соосными шестернями, кинематически связанными друг с другом через сателлиты и снабженными соосными полуосями, механизм переключения направления вращения выходного вала, механизм ограничения скорости вращения и стояночного торможения выходного вала и механизм регулирования передаточного отношения коробки передач, включающий насос с вращающимся рабочим органом, нагнетающей линией и всасывающей линией, соединенной с емкостью, заполненной рабочей жидкостью, и установленный в нагнетающей линии насоса регулируемый перепускной дроссель, выход которого соединен сливной линией с упомянутой емкостью, при этом вращающийся рабочий орган насоса кинематически связан с дифференциалом, а ведомая шестерня постоянного зацепления кинематически связана с выходным валом (см. патент RU N 2286263, кл. F16H 47/04, приоритет от 18.04.2005 г. опубл. 27.10.2006 г.).

Недостатками известной коробки передач являются сложность управления, а также вследствие трения при включении повышенный износ фрикционного диска механизма переключения направления вращения выходного вала и нагрев рабочей жидкости в момент дросселирования.

Технической задачей, для решения которой служит предлагаемое изобретение, является упрощение управления и упрощение конструкции, а также снижение металлоемкости трансмиссии и увеличение ее ресурса и КПД за счет разделения силового потока на механическую и гидравлическую ветви.

Техническим результатом, получаемым при практическом использовании предлагаемого изобретения, является упрощение изготовления, ремонта и снижение веса, габаритов и стоимости трансмиссии за счет упрощения ее конструкции и снижения металлоемкости, а также упрощение ее управления и повышение ресурса и КПД данного изобретения за счет разделения силового потока на механическую и гидравлическую ветви.

Для решения поставленной технической задачи в предлагаемой бесступенчатой трансмиссии, содержащей ведущий и выходной валы и корпус, в котором размещены планетарная передача, которая кинематически связывает ведущий вал с выходным валом и механизм регулирования передаточного отношения, ограничения скорости вращения, стояночного торможения и переключения направления вращения выходного вала трансмиссии, включающий гидронасос, соединенный с гидромотором, каждый из которых связан с соответствующим звеном планетарной передачи, в отличие от прототипа планетарная передача может быть выполнена с солнечной и коронной шестернями, кинематически связанными друг с другом, например, через пары соосно соединенных сателлитов разного диаметра, каждая пара из которых одним сателлитом входит в зацепление с коронной шестерней, а вторым сателлитом входит в зацепление с солнечной шестерней и закреплена с возможностью вращения в водило, а также механизм регулирования передаточного отношения, ограничения скорости вращения, стояночного торможения и переключения направления вращения выходного вала трансмиссии выполнен реверсным и регулируемым гидронасосом с реверсным регулятором объема гидроподачи, вращающимся рабочим органом и, например, с общим гидрораспределителем, выполненным как одно целое с корпусом трансмиссии, размещенным между упомянутым гидронасосом и регулируемым гидромотором, и соединяющим одну линию реверсной гидроподачи гидронасоса одной общей гидролинией с одной линией гидропривода регулируемого гидромотора и другую линию реверсной гидроподачи гидронасоса соединяющий другой общей гидролинией с другой линией гидропривода регулируемого гидромотора; этот гидромотор выполнен с вышеуказанными линиями гидропривода, вращающимся рабочим органом, кинематически связанным с выходным валом и с регулятором рабочего объема гидропривода, а планетарная передача ведущим звеном кинематически связана с ведущим валом, одной степенью свободы кинематически связана с выходным валом и второй степенью свободы прикреплен к вращающемуся рабочему органу реверсного и регулируемого гидронасоса, при этом бесступенчатое регулирование передаточного отношения осуществляется изменениями рабочего объема гидроподачи реверсного и регулируемого гидронасоса и рабочего объема гидропривода регулируемого гидромотора.

Реверсный и регулируемый гидронасос и регулируемый гидромотор могут быть снабжены устройством стабилизации давления в общих гидролиниях, например, размещенным в корпусе общего гидрораспределителя и выполненным в виде двух клапанов, один из которых подключен к одной общей гидролинии, а другой подключен к другой общей гидролинии, каждый клапан из которых имеет обратный золотник, снабженный пружиной сжатия, установленной со стороны общей

гидролинии и поджимающий последний к торцу штуцера, который закреплен на упомянутом корпусе и имеет торцевое подпитывающее сквозное отверстие, соединенное с внутренней полостью корпуса, заполненной рабочей жидкостью, обратный золотник каждого клапана имеет торцевое сквозное отверстие с конусом со стороны общей гидролинии, в котором размещен предохранительный клапан, снабженный пружиной сжатия, прижимающей предохранительный клапан к конусу, и втулку, закрепленную в отверстие обратного золотника и имеющую сбросное торцевое сквозное отверстие, соединенное с указанной полостью, при разрезении одной из общих гидролиний обратный золотник этой гидролинии открывается, перепуская рабочую жидкость из указанной полости в общую гидролинию, а при чрезмерно высоком давлении в одной из общих гидролиний предохранительный клапан этой гидролинии открывается, перепуская рабочую жидкость из общей гидролинии в упомянутую полость.

Трансмиссия может быть снабжена механизмом разблокирования вращения выходного вала в режиме стояночного торможения трансмиссии, например размещенным в корпусе общего гидрораспределителя и выполненным в виде двухпозиционного гидрораспределителя, подключенного к общим гидролиниям реверсного и регулируемого гидронасоса и регулируемого гидромотора, а также соединенного с внутренней полостью корпуса, заполненной рабочей жидкостью, при этом в выключенном положении упомянутого механизма указанный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он перекрывает все подключенные к нему гидролинии, а во включенном положении упомянутого механизма указанный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он соединяет общие гидролинии с вышеуказанной полостью. На общих гидролиниях могут быть установлены теплообменники и в качестве полости, заполненной рабочей жидкостью, может служить отдельная от корпуса емкость.

Реверсный регулятор объема гидроподдачи реверсного и регулируемого гидронасоса может быть кинематически связан управляющей тягой с регулятором рабочего объема гидропривода регулируемого гидромотора, а указанная тяга, например, выполнена с проточкой со стороны регулируемого гидромотора с размещенным на данной проточке устройством для установления управляющей тяги в режим стояночного торможения трансмиссии, включающим упорный диск с упором в буртик указанной проточки и упором в торец общего гидрораспределителя, пружину сжатия, установленную на упомянутую тягу с упором одного торца в упорный диск, и другого торца в регулятор рабочего объема гидропривода, этот регулятор выполнен, например, со сквозным отверстием для свободного прохода через него управляющей тяги, а также упорную шайбу, установленную на упомянутую тягу с упором в регулятор рабочего объема гидропривода с противоположной стороны от пружины сжатия и закрепленную стопорным кольцом на управляющей тяге, при этом управление трансмиссией осуществляется перемещением управляющей тяги, которая одновременно изменяет углы отклонения кинематически связанных с ней реверсного регулятора объема гидроподдачи упомянутого гидронасоса и регулятора рабочего объема гидропривода указанного гидромотора, а пружина сжатия через общий гидрораспределитель, упорный диск, регулятор рабочего объема гидропривода упомянутого гидромотора и упорную шайбу устанавливает указанной тягой кинематически связанные с ней реверсный регулятор объема гидроподдачи упомянутого гидронасоса в положение нулевой гидроподдачи и регулятор рабочего объема гидропривода указанного гидромотора в положение максимального рабочего

объема гидропривода, которое соответствует режиму стояночного торможения трансмиссии. Реверсный регулятор объема гидроподдачи упомянутого гидронасоса с регулятором рабочего объема гидропривода указанного гидромотора могут быть снабжены механическим или гидравлическим, или пневматическим, или
 5 электрическим, или электронным управлением, вместе с тем, указанные регуляторы могут быть снабжены приводом с программным управлением.

Изобретение поясняется чертежами, на которых изображены:

- на фиг.1 - бесступенчатая трансмиссия, продольный разрез;
- 10 - на фиг.2 - разрез А-А на фиг.1;
- на фиг.3 - разрез Б-Б на фиг.1;
- на фиг.4 - разрез В-В на фиг.1;

Бесступенчатая трансмиссия содержит ведущий 1 (фиг.1) и выходной 2 валы и корпус 3, в котором размещены планетарная передача 4 (фиг.1 и 2), которая для
 15 изменения максимального передаточного отношения трансмиссии выполнена с солнечной 5 и коронной 6 шестернями, кинематически связанными друг с другом например, через пары 7 соосно соединенных сателлитов 8 и 9 разного диаметра, каждая пара 7 из которых одним сателлитом 8 входит в зацепление с коронной
 20 шестерней 6, а вторым сателлитом 9 входит в зацепление с солнечной шестерней 5 и закреплена с возможностью вращения, например, общей осью 10 в водило 11, а также реверсный и регулируемый гидронасос и регулируемый гидромотор механизма регулирования передаточного отношения, ограничения скорости вращения,
 25 стояночного торможения и переключения направления вращения выходного вала трансмиссии, выполненные, например, аксиально-поршневым гидронасосом 12 с вращающимся рабочим органом выполненным в виде блока 13 рабочих цилиндров 14 с размещенными в них плунжерами 15, каждый из которых шарнирно связан с наклонным диском 16, опирающимся на реверсный регулятор 17 объема гидроподдачи,
 30 отклоняющийся в две стороны от нулевой гидроподдачи и, например, с общим торцевым гидрораспределителем 18 (фиг.3), выполненным как одно целое с корпусом 3, размещенным между упомянутым гидронасосом 12 и, например, аксиально-поршневым гидромотором 19 и соединяющим одно серповидное окно 20 линии 21 реверсной гидроподдачи упомянутого гидронасоса 12 в одну общую
 35 гидролинию 22 с одной линией 23 серповидного окна 24 гидропривода указанного гидромотора 19, и другое серповидное окно 25 линии 26 реверсной гидроподдачи упомянутого гидронасоса 12 соединено в другую общую гидролинию 27 с другой линией 28 серповидного окна 29 гидропривода указанного гидромотора 19, а также аксиально-поршневой гидромотор 19 с вышеуказанными линиями гидропривода 23
 40 и 28, вращающимся рабочим органом, закрепленным, например, на шлицах 30 выходного вала 2 и выполненным в виде блока 31 рабочих цилиндров 32 с размещенными в них плунжерами 33, каждый из которых шарнирно связан с наклонным диском 34, опирающимся на регулятор 35 рабочего объема гидропривода,
 45 отклоняющийся от максимального до нулевого рабочего объема гидропривода, при этом планетарная передача 4 прикреплена к блоку 13 аксиально-поршневого гидронасоса 12 с соосным расположением ее солнечной 5 и коронной 6 шестерен, водила 11, а также ведущего 1 и выходного 2 валов, блока 31 аксиально-поршневого гидромотора 19 и упомянутого блока 13 и соединена ведущим звеном, например солнечной шестерней 5, с ведущим валом 1, одной степенью свободы, например водилом 11, соединена с выходным валом 2 и второй степенью свободы, например коронной шестерней 6, прикреплена к указанному блоку 13 аксиально-поршневого

гидронасоса 12. Возможны также и другие варианты исполнения аксиально-поршневых гидронасоса 12 и гидромотора 19, например, с вращающимися регуляторами 17 и 35 и с иными типами гидрораспределителя 18 и др. (см., например, книгу: Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. М.,
5 Машиностроение, 1971, стр.166-204).

Для предохранения аксиально-поршневого гидронасоса 12 и аксиально-поршневого гидромотора 19 от высокого давления и кавитации, создаваемых при больших нагрузках на ведущем 1 и выходном 2 валах, общие
10 гидролинии 22 и 27 (фиг.3) снабжены устройством стабилизации давления, размещенным в корпусе общего торцевого гидрораспределителя 18 и выполненным в виде двух клапанов 36 и 37 (фиг.4), один клапан 36 из которых подключен, например, через один отвод 38 к одной общей гидролинии 22, а другой клапан 37 подключен,
15 например, через другой отвод 39 к другой общей гидролинии 27, каждый из клапанов 36 и 37 имеет обратный золотник 40, снабженный пружиной сжатия 41, установленной со стороны отвода 38 или 39 и поджимающей указанный золотник 40 к торцу штуцера 42, который закреплен на упомянутом корпусе 18 и имеет сквозное торцевое подпитывающее отверстие 43, соединенное с внутренней полостью 44
20 корпуса 3, заполненной рабочей жидкостью, каждый обратный золотник 40 клапанов 36 и 37 имеет торцевое сквозное отверстие 45 с конусом со стороны отвода 38 или 39, в котором размещен, например, шаровый предохранительный клапан 46, снабженный пружиной сжатия 47, прижимающей предохранительный
25 клапан 46 к конусу, и втулку 48, закрепленную в отверстии 45 обратного золотника 40 и имеющую сквозное сбросное торцевое отверстие 49, соединенное с указанной полостью 44, при разрежении одной из общих гидролиний 22 или 27 обратный золотник 40 этой гидролинии открывается, перепуская рабочую жидкость из
30 указанной полости 44 в общую гидролинию 22 или 27, а при чрезмерно высоком давлении в одной из общих гидролиний 22 или 27 шаровый клапан 46 этой гидролинии открывается, перепуская рабочую жидкость из общей гидролинии 22 или 27 в упомянутую полость 44.

Для разблокирования вращения выходного вала 2 в режиме стояночного торможения трансмиссии она снабжена механизмом, размещенным в корпусе общего
35 торцевого гидрораспределителя 18 (фиг.4) и выполненным в виде двухпозиционного гидрораспределителя 50, подключенного, например, через перепускные отводы 51 и 52 к общим гидролиниям 22 и 27 аксиально-поршневого гидронасоса 12 и аксиально-поршневого гидромотора 19, а также соединенного, например, через перепускные
40 гидролинии 53 и 54 с внутренней полостью 44 корпуса 3, заполненной рабочей жидкостью, и имеющего золотник 55, на котором выполнены, например, два параллельных боковых сквозных отверстия 56 и 57, при этом в выключенном положении упомянутого механизма указанный золотник 55 гидрораспределителя 50 занимает позицию <О>, в которой он перекрывает все подключенные к нему
45 гидролинии, а во включенном положении упомянутого механизма указанный золотник 55 гидрораспределителя 50 занимает позицию <В>, в которой он соединяет общие гидролинии 22 и 27 через перепускные отводы 51 и 52, боковые сквозные отверстия 56 и 57 золотника 55 и перепускные гидролинии 53 и 54 с вышеуказанной
50 полостью 44. Для исключения возможности заедания и заклинивания клапанов 36 и 37, а также золотника 55 гидрораспределителя 50 на клапанах 36 и 37 и перепускных гидролиниях 53 и 54 может быть установлен фильтр 58. Для поддержания температуры рабочей жидкости, циркулирующей в трансмиссии в требуемых

пределах, на общих гидролиниях 22 и 27 могут быть установлены теплообменники (не показаны).

Для упрощения управления трансмиссией реверсный регулятор 17 (фиг.1) объема гидроподдачи аксиально-поршневого гидронасоса 12 и регулятор 35 рабочего объема гидропривода аксиально-поршневого гидромотора 19 связаны друг с другом через шарниры 59 и 60 управляющей тягой 61, которая выполнена с проточкой со стороны указанного гидромотора 19 с размещенным на данной проточке устройством установления упомянутой тяги 61 в режим стояночного торможения трансмиссии, включающим упорный диск 62, установленный на упомянутую тягу 61 с упором в буртик указанной проточки и упором в торец общего торцевого гидрораспределителя 18, пружину сжатия 63, установленную на упомянутую тягу 61 с упором одного торца в упорный диск 62 и другого торца в шарнир 60 регулятора 35 рабочего объема гидропривода упомянутого гидромотора 19, который выполнен со сквозным отверстием для свободного прохода через него управляющей тяги 61, а также упорную шайбу 64, установленную на упомянутую тягу 61 с упором в шарнир 60 указанного регулятора 35 с противоположной стороны от пружины сжатия 63 и закрепленную стопорным кольцом 65 на управляющей тяге 61, при этом управление трансмиссией осуществляется перемещением управляющей тяги 61, которая изменяет одновременно углы отклонения связанных с ней через шарниры 59 и 60 реверсного регулятора 17 объема гидроподдачи упомянутого гидронасоса 12 и регулятора 35 рабочего объема гидропривода указанного гидромотора 19, а пружина сжатия 63 через общий торцевой гидрораспределитель 18, упорный диск 62, шарнир 60 указанного регулятора 35 и упорную шайбу 64 устанавливает управляющей тягой 61 связанные с ней шарнирами 59 и 60 реверсный регулятор 17 объема гидроподдачи упомянутого гидронасоса 12 в положение нулевой гидроподдачи и регулятор 35 рабочего объема гидропривода указанного гидромотора 19 в положение максимального рабочего объема гидропривода, которое соответствует режиму стояночного торможения трансмиссии. В зависимости от необходимости реверсный регулятор 17 объема гидроподдачи упомянутого гидронасоса 12 с регулятором 35 рабочего объема гидропривода указанного гидромотора 19 могут быть снабжены механическим или гидравлическим, или пневматическим, или электрическим, или электронным управлением (не показаны), вместе с тем, указанные регуляторы 17 и 35 могут быть снабжены приводом с программным управлением (не показаны), а также выполнены в виде общего регулятора (не показаны).

Для изменения максимального передаточного отношения и направления вращения выходного вала 2 планетарная передача 4 может быть прикреплена солнечной 5 или коронной 6 шестернями или водилом 11 к блоку 13 аксиально-поршневого гидронасоса 12 с соосным расположением солнечной 5 и коронной 6 шестерен, водила 11 и упомянутого блока 13 и соединена солнечной 5 или коронной 6 шестернями или водилом 11 с ведущим валом 1, а также соединена солнечной 5 или короной 6 шестернями или водилом 11 с выходным валом 2 (не показаны).

Для удобства сборки и разборки трансмиссии корпус 3 может быть выполнен из двух разъемных секций 66 и 67, в первой из которых размещены планетарная передача 4 и аксиально-поршневой гидронасос 12, а во второй размещен аксиально-поршневой гидромотор 19, при этом внутренние полости секций 66 и 67 корпуса 3 сообщаются друг с другом и составляют общую внутреннюю полость 44. В качестве полости 44, заполненной рабочей жидкостью, может служить отдельная от корпуса 3 емкость (не показана).

Трансмиссия работает следующим образом.

В положении стояночного торможения выходного вала 2 пружина сжатия 63 через упорный диск 62, общий торцевой гидрораспределитель 18, шарнир 60 регулятора 35 рабочего объема гидропривода аксиально-поршневого гидромотора 19 и упорную шайбу 64 устанавливает управляющей тягой 61 связанные с ней шарнирами 59 и 60 реверсный регулятор 17 объема гидроподдачи аксиально-поршневого гидронасоса 12 в положение нулевой гидроподдачи и регулятор 35 рабочего объема гидропривода аксиально-поршневого гидромотора 19 в положение максимального рабочего объема гидропривода, обратные золотники 40 с шаровыми предохранительными клапанами 46 закрыты и золотник 55 гидрораспределителя 50 находится в позиции <О>. Вращение от ведущего вала 1 передается солнечной шестерне 5, парам 7 соосно соединенных сателлитов 8 и 9, коронной шестерне 6 и блоку 13 упомянутого гидронасоса 12, а водило 11, соединенное с выходным валом 2, на котором шлицами 30 закреплен блок 31 указанного гидромотора 19, при этом не вращается из-за того, что упомянутый гидронасос 12 имеет нулевую гидроподдачу, не перекачивая и не пропуская через себя рабочую жидкость, тем самым блокируя вращение блока 31 указанного гидромотора 19, имеющего максимальный рабочий объем гидропривода.

Для перевода трансмиссии с положения стояночного торможения в режим рабочего вращения выходного вала 2 управляющую тягу 61 плавно перемещают в сторону позиции <РВ>, при перемещении которой упорная шайба 64 через шарнир 60 регулятора 35 рабочего объема гидропривода аксиально-поршневого гидромотора 19, упорный диск 62 и общий торцевой гидрораспределитель 18 сжимает пружину сжатия 63, обратные золотники 40 с шаровыми предохранительными клапанами 46 закрыты и золотник 55 гидрораспределителя 50 находится в позиции <О>, указанная тяга 61 воздействует через шарниры 59 и 60, изменяя углы отклонения на реверсном регуляторе 17 объема гидроподдачи аксиально-поршневого гидронасоса 12, увеличивая объем гидроподдачи, а также на регуляторе 35 рабочего объема гидропривода аксиально-поршневого гидромотора 19 уменьшая рабочий объем гидропривода, что приводит к увеличению давления в одной из общих гидролиний 22 или 27, обеспечивающего вращение блока 31 указанного гидромотора 19, при этом на блоке 13 упомянутого гидронасоса 12 возникает реактивный момент и коронная шестерня 6, связанная с блоком 13, начинает замедлять вращение, а водило 11, соединенное с выходным валом 2, на котором шлицами 30 закреплен блок 31 указанного гидромотора 19, получает вращение через механическую и гидравлическую ветви. Чем больше гидроподдача упомянутого гидронасоса 12 и меньше рабочий объем указанного гидромотора 19, создаваемые перемещением управляющей тяги 61 в сторону позиции <РВ>, тем быстрее вращаются блок 31 указанного гидромотора 19 и связанные с ним водило 11 и выходной вал 2, и медленнее вращаются коронная шестерня 6 и связанный с ней блок 13 упомянутого гидронасоса 12. Максимальное передаточное отношение достигается при перемещении управляющей тяги 61 в сторону позиции <РВ>, которая устанавливает через шарниры 59 и 60 реверсный регулятор 17 объема гидроподдачи упомянутого гидронасоса 12 в положение максимального объема гидроподдачи и регулятор 35 рабочего объема гидропривода указанного гидромотора 19 в положение нулевого рабочего объема гидропривода, при этом указанный гидромотор 19 не пропускает через себя рабочую жидкость, создавая сопротивление перемещению плунжеров 15 и вращению блока 13 упомянутого гидронасоса 12, что приводит к остановке блока 13

упомянутого гидронасоса 12 и связанной с ним коронной шестерни 6, а вращение с ведущего вала 1 по механической ветви передается солнечной шестерне 5, парам 7 соосно соединенных сателлитов 8 и 9, водилу 11 на выходной вал 2.

Для перевода трансмиссии с положения стояночного торможения в режим
 5 обратного вращения выходного вала 2 управляющую тягу 61 плавно перемещают в сторону позиции <ОВ>, при перемещении которой упорный диск 62 через шарнир 60 регулятора 35 рабочего объема гидропривода аксиально-поршневого гидромотора 19 сжимает пружину сжатия 63, обратные золотники 40 с шаровыми
 10 предохранительными клапанами 46 закрыты и золотник 55 гидрораспределителя 50 находится в позиции <О>, указанная тяга 61 воздействует через шарнир 59, изменяя в обратную сторону угол отклонения на реверсном регуляторе 17 объема гидроподдачи аксиально-поршневого гидронасоса 12, тем самым реверсно увеличивая объем
 15 гидроподдачи, а перемещаясь через отверстие шарнира 60 регулятора 35 рабочего объема гидропривода аксиально-поршневого гидромотора 19, указанная тяга 61 не воздействует на последний, что приводит к увеличению давления в одной из общих гидролиний 22 или 27, обеспечивающего обратное вращение блока 31 указанного гидромотора 19, при этом на коронной шестерне 6 возникает реактивный момент и
 20 связанный с коронной шестерней 6 блок 13 начинает увеличивать вращение, а водило 11, соединенное с выходным валом 2, на котором шлицами 30 закреплен блок 31 указанного гидромотора 19, вращается в обратную сторону через механическую и гидравлическую ветви. Чем больше реверсная гидроподача упомянутого гидронасоса 12, создаваемая перемещением управляющей тяги 61 в
 25 сторону позиции <ОВ>, тем быстрее в обратную сторону вращаются блок 31 указанного гидромотора 19 и связанные с ним водило 11 и выходной вал 2, а также быстрее вращаются коронная шестерня 6 и связанный с ней блок 13 упомянутого гидронасоса 12. При отсутствии какого-либо физического воздействия на
 30 управляющей тяге 61 пружина сжатия 63 разжимается, устанавливая указанной тягой 61 связанные с ней шарнирами 59 и 60 реверсный регулятор 17 объема гидроподдачи упомянутого гидронасоса 12 и регулятор 35 рабочего объема гидропривода указанного гидромотора 19 в положение стояночного торможения выходного вала 2.

В случае необходимости разблокирования вращения выходного вала 2 в режиме
 35 стояночного торможения трансмиссии золотник 55 гидрораспределителя 50 переводят в позицию <В>, в которой он соединяет общие гидролинии 22 и 27 через перепускные отводы 51 и 52, боковые сквозные отверстия 56 и 57 золотника 55 и перепускные
 40 гидролинии 53 и 54 с внутренней полостью 44 корпуса 3, заполненной рабочей жидкостью, при соединении общих гидролиний 22 и 27 с внутренней полостью 44 во время вращения выходного вала 2, соединенного с водилом 11, на шлицах 30 которого закреплен блок 31 аксиально-поршневого гидромотора 19, рабочая жидкость, поступающая от указанного гидромотора 19, свободно циркулирует через
 45 внутреннюю полость 44 корпуса 3, тем самым разблокируя вращение блока 31 указанного гидромотора 19 и связанные с ним водило 11 и выходного вала 2. При необходимости возобновления блокирования выходного вала 2 золотник 55 гидрораспределителя 50 переводят в исходную закрытую позицию <О>, в которой он
 50 перекрывает все подключенные к нему гидролинии.

При соединении аксиально-поршневого гидронасоса 12 с аксиально-поршневым гидромотором 19, связанных между собой через планетарную передачу 4 и общие гидролинии 22 и 27, а также через реверсный регулятор 17 объема гидроподдачи,

соединенный через шарнир 59 управляющей тягой 61 с шарниром 60 регулятора 35 рабочего объема гидропривода, позволяет в момент рабочего и обратного вращения выходного вала 2 поддерживать скорость последнего в заданных управляющей тягой 61 пределах, потому что при перемещении управляющей тяги 61 с позиции
 5 стояночного торможения в позицию рабочего вращения <РВ> выходного вала 2 связанные с ней через шарниры 59 и 60 реверсный регулятор 17 объема гидроподачи упомянутого гидронасоса 12 с регулятором 35 рабочего объема гидропривода указанного гидромотора 19 совершают обратно пропорциональные изменения углов
 10 отклонения, а при перемещении управляющей тяги 61 с позиции стояночного торможения в позицию обратного вращения <ОВ> выходного вала 2, связанные с ней через шарниры 59 и 60, реверсный регулятор 17 объема гидроподачи изменяет угол отклонения в обратную сторону, а регулятор 35 рабочего объема гидропривода через шарнир 60 фиксируется пружиной сжатия 63 в положении максимального рабочего
 15 объема гидропривода.

Аксиально-поршневой гидронасос 12 может быть выполнен реверсным и регулируемым гидронасосом любого типа, а также аксиально-поршневой гидромотор 19 может быть выполнен регулируемым гидромотором любого типа.

20 Выполнение гидронасоса и гидромотора механизма регулирования передаточного отношения, ограничения скорости вращения, стояночного торможения и переключения направления вращения выходного вала трансмиссии в виде реверсного и регулируемого гидронасоса, соединенного линиями реверсной гидроподачи через общий гидрораспределитель с линиями гидропривода регулируемого гидромотора, и
 25 прикрепление планетарной передачи одной степенью свободы к вращающемуся рабочему органу указанного гидронасоса с соосным расположением ведущего звена и двух степеней свободы планетарной передачи и вращающегося рабочего органа указанного гидронасоса позволяет упростить конструкцию и снизить металлоемкость трансмиссии. В свою очередь, упрощение конструкции и снижение металлоемкости трансмиссии упрощает ее изготовление и ремонт, а также снижает вес, габариты и
 30 стоимость трансмиссии. Входящие в конструкцию предлагаемой трансмиссии реверсный и регулируемый гидронасос, соединенный линиями реверсной гидроподачи с линиями гидропривода регулируемого гидромотора, выполняют также функцию
 35 гидроамортизатора вращения ведущего и выходного валов, гасящие механические колебания вращения указанных валов, которые могут возникнуть при неравномерных нагрузках на последних, а благодаря управляющей тяге, кинематически связывающей реверсный регулятор объема гидроподачи упомянутого гидронасоса с регулятором
 40 рабочего объема гидропривода указанного гидромотора, вышеуказанная тяга упрощает управление трансмиссии, а также ограничивает скорость вращения выходного вала в заданных пределах. При этом силовой поток, поступающий на выходной вал, передается механической и гидравлической ветвями, что способствует расширению зоны высокого КПД, снижению нагрузки на гидравлическую и
 45 механическую ветви трансмиссии и повышению ее долговечности.

В отличие от применяемых в настоящее время механических и гидромеханических трансмиссий предлагаемая трансмиссия обладает одновременно достоинствами как механической, так и гидромеханической трансмиссий, поскольку она имеет высокую
 50 надежность и долговечность, а также высокий КПД, что характерно для механических трансмиссий, и обеспечивает возможность бесступенчатого регулирования передаточного отношения, что свойственно гидромеханическим трансмиссиям. В связи с этим практическое использование предлагаемой трансмиссии может

обеспечить высокий технический и экономический эффект.

Формула изобретения

5 1. Бесступенчатая трансмиссия, содержащая ведущий и выходной валы и корпус, в котором размещены планетарная передача, кинематически связывающая ведущий вал с выходным валом и механизм регулирования передаточного отношения, ограничения скорости вращения, стояночного торможения и переключения направления вращения выходного вала трансмиссии, включающий гидронасос, соединенный с
10 гидромотором, каждый из которых связан с соответствующим звеном планетарной передачи, отличающаяся тем, что гидронасос выполнен реверсным и регулируемым, с реверсным регулятором объема гидроподачи, вращающимся рабочим органом и с линиями реверсной гидроподачи, соединенными с линиями гидропривода регулируемого гидромотора, выполненного с вращающимся рабочим органом,
15 кинематически связанным с выходным валом и с регулятором рабочего объема гидропривода, а планетарная передача ведущим звеном кинематически связана с ведущим валом, одной степенью свободы кинематически связана с выходным валом и второй степенью свободы соединена с вращающимся рабочим органом реверсного и регулируемого гидронасоса с соосным расположением ее ведущего звена, при этом
20 бесступенчатое регулирование передаточного отношения осуществляется изменениями рабочего объема гидроподачи реверсного и регулируемого гидронасоса и рабочего объема гидропривода регулируемого гидромотора.

25 2. Трансмиссия по п.1, отличающаяся тем, что планетарная передача выполнена со сдвоенными сателлитами.

3. Трансмиссия по п.1, отличающаяся тем, что реверсный и регулируемый гидронасос и регулируемый гидромотор снабжены общим гидрораспределителем, размещенным между ними и соединяющим одну линию реверсной гидроподачи
30 гидронасоса в одну общую гидролинию с одной линией гидропривода гидромотора, и другую линию реверсной гидроподачи гидронасоса, соединяющий в другую общую гидролинию, с другой линией гидропривода гидромотора.

4. Трансмиссия по п.1, отличающаяся тем, что реверсный и регулируемый гидронасос и регулируемый гидромотор снабжены устройством стабилизации
35 давления в линиях гидроподачи и гидропривода, выполненным в виде обратных и предохранительных клапанов, подключенных к линиям гидроподачи и гидропривода, и соединенных с внутренней полостью корпуса, заполненной рабочей жидкостью, при разряжении одной из линий гидроподачи и гидропривода обратный клапан этих
40 гидролиний открывается, перепуская рабочую жидкость из внутренней полости в эти гидролинии, а при чрезмерно высоком давлении в одной из линий гидроподачи и гидропривода предохранительный клапан этих гидролиний открывается, перепуская рабочую жидкость из этих гидролиний в указанную полость.

5. Трансмиссия по п.1, отличающаяся тем, что она снабжена механизмом
45 разблокирования вращения выходного вала в режиме стояночного торможения трансмиссии, выполненным в виде двухпозиционного гидрораспределителя, подключенного к линиям гидроподачи и гидропривода реверсного и регулируемого гидронасоса и регулируемого гидромотора, а также соединенного с внутренней
50 полостью корпуса, заполненной рабочей жидкостью, при этом в выключенном положении механизма разблокирования вращения выходного вала двухпозиционный гидрораспределитель занимает позицию, в которой он перекрывает все подключенные к нему гидролинии, а во включенном положении двухпозиционный

гидрораспределитель занимает позицию, в которой он соединяет линии гидроподдачи и гидропривода с внутренней полостью корпуса.

6. Трансмиссия по любому из пп.3-5, отличающаяся тем, что механизм разблокирования вращения выходного вала в режиме стояночного торможения трансмиссии и устройство стабилизации давления в линиях гидроподдачи и гидропривода размещены в корпусе общего гидрораспределителя, при этом устройство стабилизации давления в линиях гидроподдачи и гидропривода выполнено в виде двух клапанов, один из которых подключен к одной общей гидролинии, а другой подключен к другой общей гидролинии, каждый клапан из которых имеет обратный золотник, снабженный пружиной сжатия, установленной со стороны общей гидролинии и поджимающей последний к торцу штуцера, который закреплен на корпусе общего гидрораспределителя и имеет торцевое подпитывающее сквозное отверстие, соединенное с внутренней полостью корпуса общего гидрораспределителя, заполненной рабочей жидкостью; обратный золотник каждого клапана имеет торцевое сквозное отверстие с конусом со стороны общей гидролинии, в котором размещен предохранительный клапан, снабженный пружиной сжатия, прижимающей последний к конусу, и втулку, закрепленную в отверстие обратного золотника, и имеющую сбросное торцевое сквозное отверстие, соединенное с указанной полостью, при разряжении одной из общих гидролиний обратный золотник этой гидролинии открывается, перепуская рабочую жидкость из указанной полости в общую гидролинию, а при чрезмерно высоком давлении в одной из общих гидролиний предохранительный клапан этой гидролинии открывается, перепуская рабочую жидкость из общей гидролинии во внутреннюю полость.

7. Трансмиссия по п.1 или 3, отличающаяся тем, что реверсный регулятор объема гидроподдачи реверсного и регулируемого гидронасоса кинематически связан управляющей тягой с регулятором рабочего объема гидропривода регулируемого гидромотора, а упомянутая тяга выполнена с проточкой со стороны гидромотора, с размещенным на данной проточке устройством для установления управляющей тяги в режим стояночного торможения трансмиссии, включающим упорный диск, установленный на упомянутую тягу с упором в буртик указанной проточки, и упором в торец гидрораспределителя, пружину сжатия, установленную на управляющую тягу с упором одного торца в упорный диск и другого торца в регулятор рабочего объема гидропривода гидромотора, регулятор выполнен со сквозным отверстием для свободного прохода через него управляющей тяги, а также упорную шайбу, установленную на управляющую тягу с упором в регулятор с противоположной стороны от пружины сжатия и закрепленную стопорным кольцом на управляющей тяге, при этом управление трансмиссией осуществляется перемещением управляющей тяги, которая изменяет одновременно углы отклонения кинематически связанных с ней реверсного регулятора объема гидроподдачи гидронасоса и регулятора рабочего объема гидропривода гидромотора, а пружина сжатия через общий гидрораспределитель, упорный диск, регулятор рабочего объема гидропривода гидромотора и упорную шайбу устанавливает управляющей тягой кинематически связанные с ней реверсный регулятор объема гидроподдачи гидронасоса в положение нулевой гидроподдачи и регулятор рабочего объема гидропривода гидромотора в положение максимального рабочего объема гидропривода, которое соответствует режиму стояночного торможения трансмиссии.

8. Трансмиссия по п.1, отличающаяся тем, что реверсный регулятор объема гидроподдачи реверсного и регулируемого гидронасоса с регулятором рабочего

объема гидропривода регулируемого гидромотора снабжены механическим, или гидравлическим, или пневматическим, или электрическим, или электронным управлением.

5 9. Трансмиссия по п.1, отличающаяся тем, что реверсный регулятор объема гидроподдачи реверсного и регулируемого гидронасоса с регулятором рабочего объема гидропривода регулируемого гидромотора снабжены приводом с программным управлением.

10 10. Трансмиссия по п.1, отличающаяся тем, что линии гидроподдачи и гидропривода реверсного и регулируемого гидронасоса и регулируемого гидромотора снабжены теплообменниками.

11. Трансмиссия по п.1, отличающаяся тем, что в качестве внутренней полости корпуса с рабочей жидкостью служит отдельная от корпуса емкость.

15

20

25

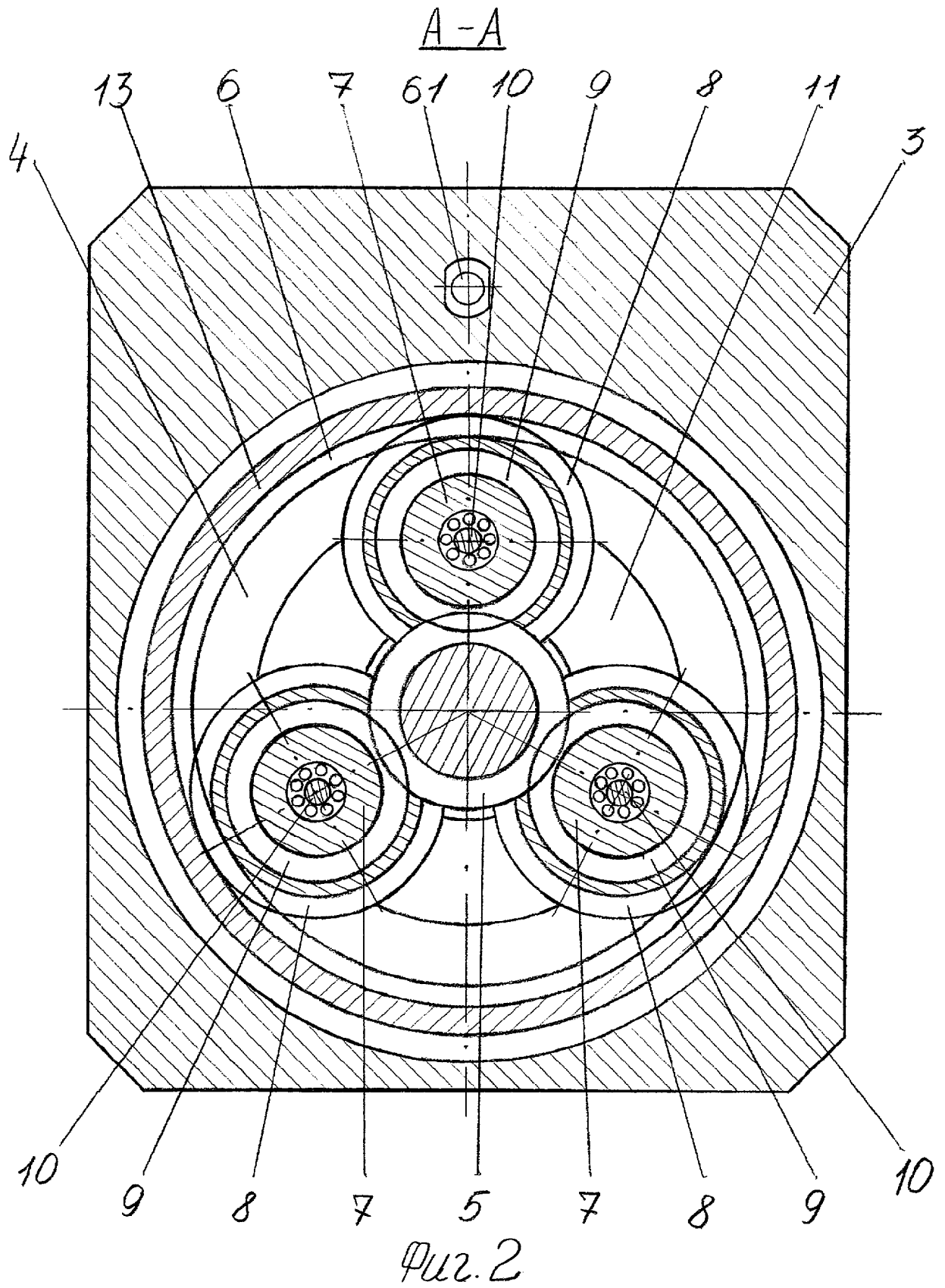
30

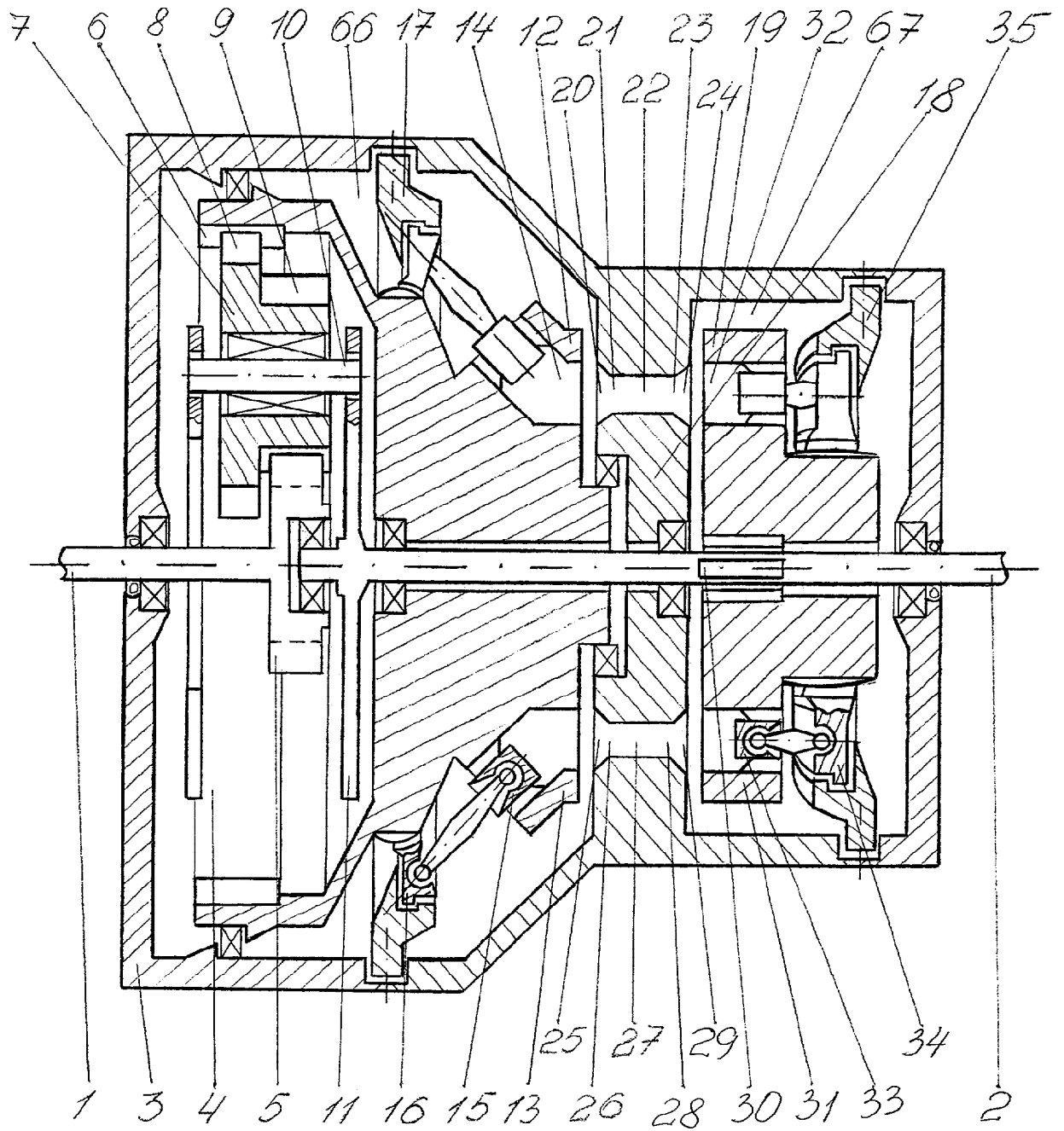
35

40

45

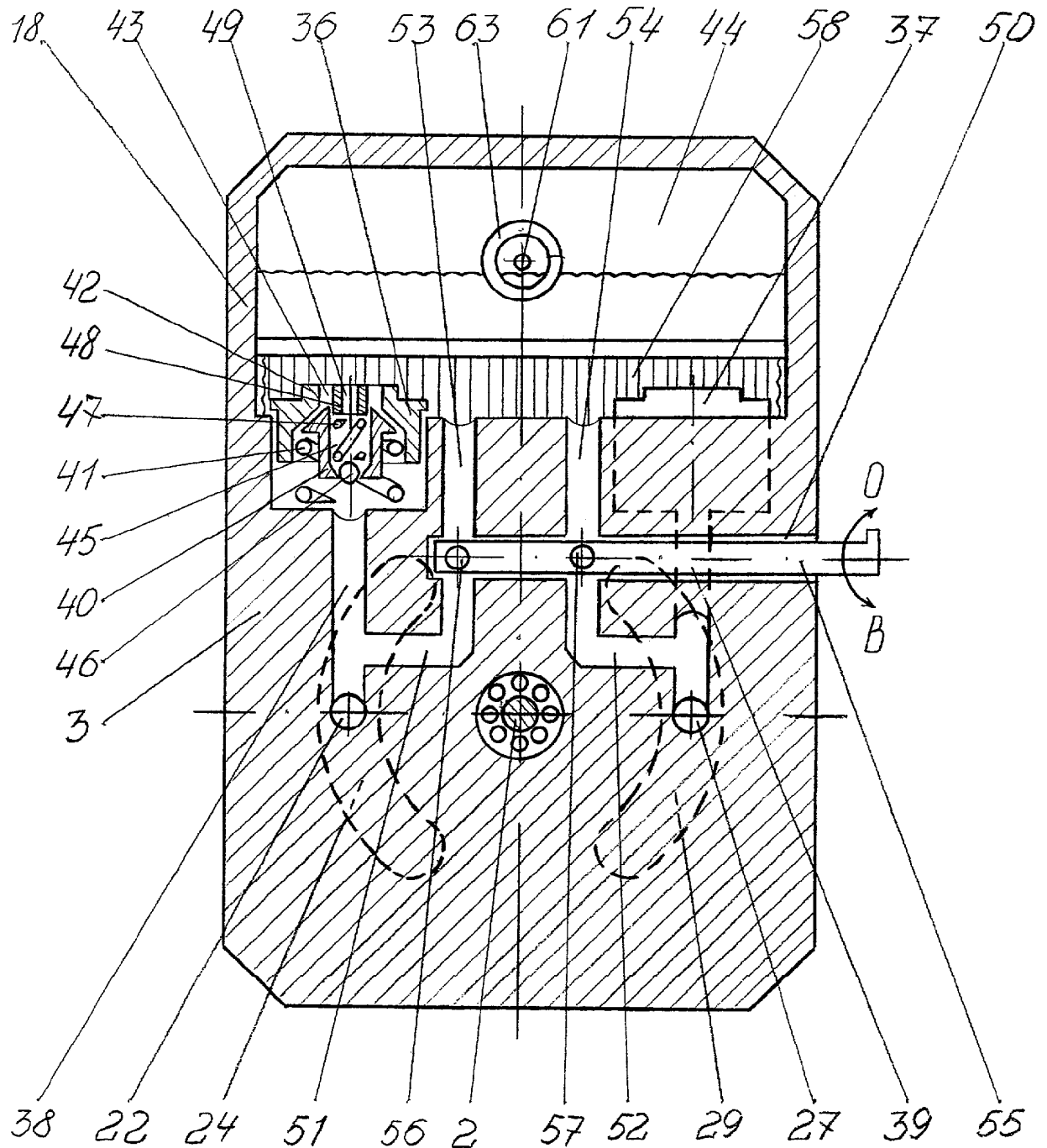
50





Фиг. 3

B-B



Фиг. 4

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ(12) **ЗАЯВКА НА ИЗОБРЕТЕНИЕ**(21), (22) Заявка: **2008104401/11, 15.08.2006**(30) Конвенционный приоритет:
15.08.2005 US 11/203.706(43) Дата публикации заявки: **10.10.2009** Бюл. № 28(85) Дата перевода заявки РСТ на национальную
фазу: **17.03.2008**(86) Заявка РСТ:
US 2006/031885 (15.08.2006)(87) Публикация РСТ:
WO 2007/022209 (22.02.2007)Адрес для переписки:
**117342, Москва, ул. Миклухо-Маклая, 65,
корп.4, кв.34, пат.пов. И.Л.Стояченко, рег.
№ 23**(71) Заявитель(и):
БОРГ-ВАРНЕР ИНК. (US)(72) Автор(ы):
МакКРЭРИ Поль Т. (US)(54) **БЕССТУПЕНЧАТАЯ ТРАНСМИССИЯ**

(57) Формула изобретения

1. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, содержащая:

первую солнечную шестерню, соединенную с источником энергии, причем указанная первая солнечная шестерня находится в зацеплении с по меньшей мере одной первой планетарной шестерней;

вторую солнечную шестерню, находящуюся в зацеплении с по меньшей мере одной второй планетарной шестерней, причем указанная первая планетарная шестерня соединена с указанной второй планетарной шестерней;

общее водило, соединяющее и удерживающее указанную по меньшей мере одну первую планетарную шестерню, находящуюся в зацеплении с указанной первой солнечной шестерней, указанную по меньшей мере одну вторую планетарную шестерню, находящуюся в зацеплении с указанной второй солнечной шестерней, и первую шестерню передней передачи;

гидравлическую систему, имеющую вторую шестерню передней передачи и выходную шестерню, причем указанная вторая шестерня передней передачи приводится в действие указанной первой шестерней передней передачи, при этом указанная гидравлическая система обеспечивает реактивный момент на указанной планетарной коробке передач; и

механизм переключения, размещенный на выходном валу с возможностью сдвига и выполненный с возможностью сцепления по выбору либо с указанной первой шестерней передней передачи с целью функционирования транспортного средства в направлении переднего хода, либо с указанной второй солнечной шестерней с целью функционирования указанного транспортного средства в направлении заднего хода, а также с возможностью нахождения в положении механической нейтрали, когда указанный механизм переключения не соединен ни с указанной первой шестерней передней передачи, ни с указанной второй солнечной шестерней.

2. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.1, отличающаяся тем, что сцепление указанного механизма переключения с указанной первой шестерней передней передачи обеспечивает передачу мощности через указанную первую солнечную шестерню, указанную по меньшей мере одну первую планетарную шестерню, находящуюся в зацеплении с указанной первой солнечной шестерней, указанное общее водило, указанную первую шестерню передней передачи и через указанный выходной вал.

3. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.1, отличающаяся тем, что сцепление указанного механизма переключения с указанной второй солнечной шестерней обеспечивает передачу мощности через указанную первую солнечную шестерню, указанную по меньшей мере одну первую планетарную шестерню, находящуюся в зацеплении с указанной первой солнечной шестерней, указанное общее водило, указанную по меньшей мере одну вторую планетарную шестерню, находящуюся в зацеплении с указанной второй солнечной шестерней, указанную вторую солнечную шестерню, указанный механизм переключения и через указанный выходной вал.

4. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.1, отличающаяся тем, что указанная механическая нейтраль дополнительно включает разъединение указанного механизма переключения с указанной первой шестерней передней передачи и указанной второй солнечной шестерней, тем самым обеспечивая отсоединение указанного выходного вала от указанной второй солнечной шестерни и указанной первой шестерни передней передачи.

5. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.1, отличающаяся тем, что мощность разделена между указанной гидравлической системой и указанной планетарной коробкой передач.

6. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.1, отличающаяся тем, что указанная гидравлическая система дополнительно содержит насос и мотор, при этом указанная гидравлическая система обеспечивает бесступенчатое изменение передаточного числа путем изменения угла указанного мотора относительно указанного насоса.

7. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.1, отличающаяся тем, что указанная гидравлическая система функционирует одинаково при функционировании указанной планетарной коробки передач как в указанном направлении переднего хода, так и в указанном направлении заднего хода.

8. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.1, отличающаяся тем, что указанная гидравлическая система передает крутящий момент на указанную выходную шестерню при сцеплении указанного механизма переключения с указанной первой шестерней передней передачи или с указанной второй солнечной шестерней, увеличивая тем самым выходную мощность указанной планетарной коробки передач.

9. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, содержащая:

первую солнечную шестерню, находящуюся в зацеплении с первым комплектом планетарных шестерен и установленную на первом валу;

вторую солнечную шестерню, находящуюся в зацеплении со вторым комплектом планетарных шестерен и установленную на втором валу;

водило, на котором установлены с возможностью свободного вращения указанный первый комплект планетарных шестерен и указанный второй комплект планетарных шестерен;

первую шестерню передней передачи, соединенную с указанным водилом и приводимую им в действие;

гидравлическую систему, приводимую в действие указанной первой шестерней передней передачи;

приводную шестерню, приводимую в действие указанной гидравлической системой и установленную на указанном втором валу для вращения с указанной второй солнечной шестерней; и

механизм переключения, выполненный с возможностью избирательного сцепления либо с указанной первой шестерней передней передачи с целью функционирования транспортного средства в направлении переднего хода, либо с указанной второй солнечной шестерней с целью функционирования указанного транспортного средства в направлении заднего хода, установленный с возможностью сдвига на выходном валу.

10. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.9, отличающаяся тем, что указанная гидравлическая система состоит из:

насоса, приводимого в действие указанной первой шестерней передней передачи, прокачивающего жидкость через указанную гидравлическую систему; и

мотора, приводимого в действие указанным насосом и приводящего в действие указанную приводную шестерню, увеличивая выходную мощность указанной планетарной коробки передач.

11. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.9, отличающаяся тем, что указанная планетарная коробка передач сообщает движение вперед указанному транспортному средству при передвижении указанного механизма переключения в первое положение.

12. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.9, отличающаяся тем, что указанная планетарная коробка передач сообщает движение назад указанному транспортному средству при передвижении указанного механизма переключения во второе положение.

13. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.9, отличающаяся тем, что направление переднего хода реализуется путем сцепления указанного механизма переключения с указанной первой шестерней передней передачи, передачи мощности и момента через указанную первую солнечную шестерню, указанный первый комплект планетарных шестерен, через указанное водило, через указанную первую шестерню передней передачи, через указанный механизм переключения и через указанный выходной вал.

14. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.9, отличающаяся тем, что указанное направление заднего хода реализуется путем сцепления указанного механизма переключения с указанной второй солнечной шестерней, передачи мощности и момента через указанную первую солнечную шестерню, указанный первый комплект планетарных

шестерен, указанное водило, через указанный второй комплект планетарных шестерен, указанную вторую солнечную шестерню, через указанный механизм переключения и на указанный выходной вал.

15. Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, по п.9, отличающаяся тем, что дополнительно включает механическую нейтраль, создаваемую при передвижении указанного механизма переключения в положение, в котором указанный механизм переключения не соединен ни с указанной первой шестерней передней передачи, ни с указанной второй солнечной шестерней, а указанный выходной вал отсоединен от указанной планетарной коробки передач и указанной гидравлической системы, в результате чего отсутствует передача мощности на указанный выходной вал.

16. Способ обеспечения бесступенчатого переключения передач в бесступенчатой трансмиссии, содержащий следующие шаги:

- обеспечение первой солнечной шестерни, устанавливаемой на первом валу;
- обеспечение второй солнечной шестерни, устанавливаемой на втором валу;
- обеспечение водила, имеющего первый комплект планетарных шестерен, находящихся в зацеплении с указанной первой солнечной шестерней, и второй комплект планетарных шестерен, находящихся в зацеплении с указанной второй солнечной шестерней, при этом каждая планетарная шестерня из указанного первого комплекта планетарных шестерен соединена с планетарной шестерней из указанного второго комплекта планетарных шестерен;
- обеспечение первой шестерни передней передачи, соединяемой с указанным водилом;
- обеспечение приводной шестерни, устанавливаемой на указанном втором валу;
- обеспечение механизма переключения, устанавливаемого с возможностью сдвига на выходном валу;
- обеспечение насоса, имеющего шестерню насоса, находящуюся в зацеплении с указанной первой шестерней передней передачи;
- обеспечение мотора, имеющего шестерню мотора, находящуюся в зацеплении с указанной приводной шестерней;
- сцепление указанного механизма переключения с указанной первой шестерней передней передачи путем передвижения указанного механизма переключения в первое положение;
- сцепление указанного механизма переключения с указанным вторым валом путем передвижения указанного механизма переключения во второе положение;
- обеспечение механической нейтрали путем расцепления указанного механизма переключения и указанного второго вала и расцепления указанного механизма переключения и указанной приводной шестерни.

17. Способ обеспечения бесступенчатого переключения передач в бесступенчатой трансмиссии по п.16, отличающийся тем, что дополнительно содержит следующие шаги:

- сцепление указанного механизма переключения с указанной первой шестерней передней передачи и
- передача мощности от указанного источника энергии на указанную входную шестерню, на указанный первый вал, на указанную первую солнечную шестерню, на указанный первый комплект планетарных шестерен, на указанное водило, на указанную первую шестерню передней передачи, через указанный механизм переключения, и на указанный выходной вал.

18. Способ обеспечения бесступенчатого переключения передач в бесступенчатой трансмиссии по п.17, отличающийся тем, что дополнительно содержит следующие

шаги:

передача мощности от указанной первой шестерни передней передачи на указанную шестерню насоса;

приведение в действие указанного насоса с помощью указанной шестерни насоса, передавая мощность на указанный мотор; и

передача мощности от указанного мотора на указанную шестерню мотора, на указанную приводную шестерню, через указанный второй вал, через вторую солнечную шестерню, на указанный второй комплект планетарных шестерен, через указанное водило, через указанную первую шестерню передней передачи, через указанный механизм переключения, и на указанный выходной вал.

19. Способ обеспечения бесступенчатого переключения передач в бесступенчатой трансмиссии по п.16, отличающийся тем, что дополнительно содержит следующие шаги:

сцепление указанного механизма переключения с указанным вторым валом и передача мощности от указанного источника энергии на указанную входную шестерню, на указанный первый вал, на указанную первую солнечную шестерню, на указанный первый комплект планетарных шестерен, на указанное водило, на указанный второй комплект планетарных шестерен, на указанную вторую солнечную шестерню, через указанный второй вал, через указанный механизм переключения, и на указанный выходной вал.

20. Способ обеспечения бесступенчатого переключения передач в бесступенчатой трансмиссии по п.19, отличающийся тем, что дополнительно содержит следующие шаги:

передача мощности от указанной первой шестерни передней передачи на указанную шестерню насоса;

приведение в действие указанного насоса с помощью указанной шестерни насоса, передавая мощность на указанный мотор;

передача мощности от указанного мотора на указанную шестерню мотора, на указанную приводную шестерню, через указанный второй вал, через указанную вторую солнечную шестерню, на указанный второй комплект планетарных шестерен, через указанное водило, на указанный второй комплект планетарных шестерен, на указанную вторую солнечную шестерню, через указанный второй вал, через указанный механизм переключения, и на указанный выходной вал.

21. Способ обеспечения бесступенчатого переключения передач в бесступенчатой трансмиссии по п.16, отличающийся тем, что дополнительно содержит шаги передачи мощности от указанного насоса на указанный мотор при сцеплении указанного механизма переключения либо с указанной первой шестерней передней передачи, либо с указанным вторым валом.



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: **2007138710/11**, **19.10.2007**

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
19.10.2007

(45) Опубликовано: **27.03.2009** Бюл. № 9

(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: **RU 2140028 C1**, **20.10.1999**. **RU 2091638**
C1, **27.09.1997**. **RU 20091636 C1**, **27.09.1997**.

Адрес для переписки:

125009, Москва, а/я 184, ППФ "ЮС", пат. пов.
С.В. Ловцову

(72) Автор(ы):

Гулиа Нурбей Владимирович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

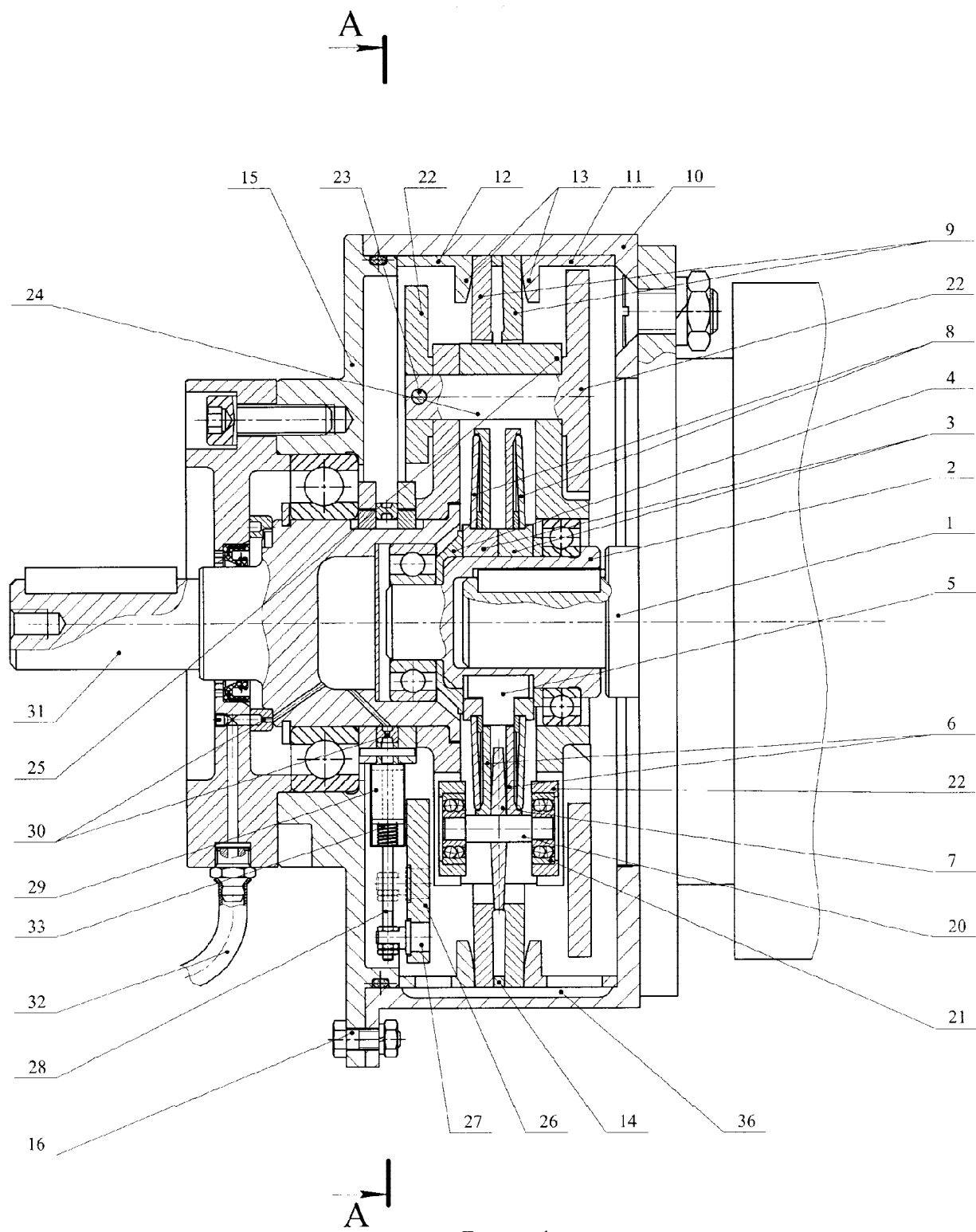
Закрытое акционерное общество "Комбарко"
(RU)

(54) ДИСКОВЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ ВАРИАТОР

(57) Реферат:

Изобретение относится к области машиностроения и может найти применение в моторах-вариаторах. Дискový планетарный вариатор содержит корпус (10), в котором установлен планетарный ряд, включающий центральные внешние (9) и внутренние (6) фрикционные диски, охватывающие с обоих торцов промежуточные фрикционные диски (7), закрепленные на осях (20) с возможностью их перемещения на водиле (25), и прижатые к промежуточным дискам (7) нажимные устройства. Дорожки качения на центральных фрикционных дисках, контактирующие с поверхностью

промежуточных дисков (7), выполнены выпуклыми тороидальными. Зоны контакта упругих элементов (8) осевого действия с кольцевыми упорами (3) расположены на их периферийной кольцевой части. Кольцевые упоры (3) выполнены с возможностью их перемещения в осевом направлении в корпусе (10). В вариаторе обеспечивается оптимальный прижим фрикционных дисков друг к другу, отсутствие кромочных контактов при перекосах дисков и снижается износ зон контакта фрикционных дисков друг с другом и кольцевыми упорами. Это повышает КПД и долговечность вариатора. 7 з.п. ф-лы, 7 ил.



Фиг. 1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY,
PATENTS AND TRADEMARKS

(12) ABSTRACT OF INVENTION

(21), (22) Application: **2007138710/11, 19.10.2007**

(24) Effective date for property rights: **19.10.2007**

(45) Date of publication: **27.03.2009 Bull. 9**

Mail address:

**125009, Moskva, a/ja 184, PPF "JuS", pat.
pov. S.V. Lovtsovu**

(72) Inventor(s):

Gulia Nurbej Vladimirovich (RU)

(73) Proprietor(s):

**Zakrytoe aktsionernoe obshchestvo "Kombarko"
(RU)**

(54) DISK PLANETARY VARIATOR

(57) Abstract:

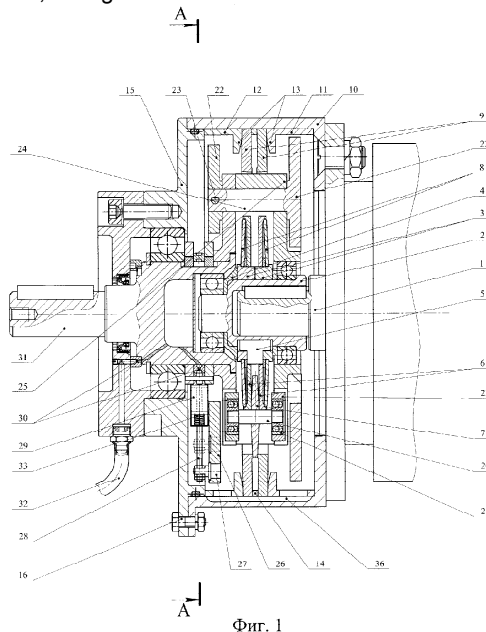
FIELD: machine building.

SUBSTANCE: disk planetary variator contains body (10) wherein planetary row is installed; said planetary row includes central exterior (9) and interior (6) friction disks from both ends enveloping intermediate friction disks (7), secured of axes (20), designed to travel in carrier (25) and pressed to intermediate disks (7) with hold-down devices. Rolling races on the central friction disks contacting with the surface of intermediate disks (7) are made convex toroidal. Contact zones of resilient members (8) of axial action with circular stops (3) are situated on their peripheral circular part. Circular stops (3) are designed to travel in axial direction in body (10). In the variator there is facilitated optimal pressing of friction disks one to another, also there are avoided edge contacts at disks warps and there is reduced wear of contact zones of friction disks with one another and with circular stops.

EFFECT: invention increases efficiency and

service life of variator.

8 cl, 7 dwg



Изобретение относится к области машиностроения и может быть использовано, в частности, в качестве мотора-вариатора, который находит широкое применение в различных отраслях промышленности и техники.

Известен планетарный вариатор, содержащий внутренние и внешние центральные фрикционные диски, охватывающие с боковых сторон промежуточные фрикционные диски, механизм совместного изменения передаточного отношения и нажима, выполненный в виде поворотных рычагов, несущих промежуточные фрикционные диски и установленных на водиле (см. патент РФ №2091638, МПК F16H 15/52, 1997).

В известном вариаторе нажимные части механизма совместного изменения передаточного отношения и нажима сложны, и, главное, они не решают задачи оптимального поджима дисков друг к другу из-за того, что коэффициент трения в точках фрикционного масляного контакта сильно меняется. По данным испытаний для центральных внутренних фрикционных дисков значение этого коэффициента меняется в интервале $0,015 \div 0,03$, а для внешних - в интервале $0,02 \div 0,08$.

Наиболее близким по совокупности существующих признаков к предлагаемому вариатору является дисковый планетарный вариатор, содержащий корпус, в котором установлен планетарный ряд, включающий центральные внешние и внутренние фрикционные диски, охватывающие с обоих торцов промежуточные диски, закрепленные на осях с возможностью их радиального перемещения на водиле, и прижатые к промежуточным дискам нажимные устройства, включающие упругие элементы осевого действия, контактирующие с кольцевыми упорами, причем упругие элементы осевого действия, как минимум, одной группы центральных фрикционных дисков выполнены заодно с этими дисками в виде упругих дисков с дорожками качения на их поверхности, контактирующими с промежуточными фрикционными дисками (см. патент РФ №2140028, МПК F16H 15/50, 1990). Известному вариатору, принятому за прототип, присущ тот недостаток, что при выполнении фрикционных дисков заодно с упругими элементами осевого действия большое значение приобретает форма выполнения дорожки качения, по которой осуществляется контакт центральных фрикционных дисков с промежуточными фрикционными дисками. Дело в том, что упругий элемент осевого действия, в том числе выполненный заодно с фрикционным диском, при деформации прогибается и сильно изменяет угловое положение дорожки качения. При традиционном выполнении дорожки качения конической формы (см. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Вариаторы. Издательство «Машиностроение», 1980, с.267, рис.159) изгиб силового элемента может привести к кромочному контакту и повреждению фрикционных дисков. Кроме того, в вариаторе-прототипе не предусмотрены приспособления для осуществления точных предварительных деформаций упругих элементов осевого действия, от которых зависят силы нажима этих элементов на фрикционные диски.

Задача изобретения состояла в разработке дискового планетарного вариатора, в котором обеспечиваются снижение износа дорожек качения фрикционных дисков и заданные значения прижима центральных фрикционных дисков к промежуточным дискам.

Указанная задача решается тем, что предложен планетарный вариатор, содержащий корпус, в котором установлен планетарный ряд, включающий центральные внешние и внутренние фрикционные диски, охватывающие с обоих торцов промежуточные фрикционные диски, закрепленные на осях с возможностью их радиального перемещения на водиле, и прижатые к промежуточным дискам нажимные устройства, включающие упругие элементы осевого действия, контактирующие с кольцевыми упорами, причем упругие элементы осевого действия, как минимум, одной группы центральных фрикционных дисков выполнены заодно с этими дисками в виде упругих дисков с дорожками качения на их поверхности, контактирующими с промежуточными дисками, в котором согласно изобретению дорожки качения центральных фрикционных дисков расположены на их внутренней торцевой части и выполнены выпуклыми тороидальными, а зоны контакта упругих элементов осевого действия с кольцевыми упорами расположены на их периферийной кольцевой части, и кольцевые упоры выполнены с возможностью их

перемещения в осевом направлении в корпусе, причем параметры центральных фрикционных дисков и упругих элементов осевого действия подобраны так, что сила прижима внешних центральных фрикционных дисков к промежуточным дискам прогрессивно возрастает с ростом передаточного отношения по сравнению с силой

5 прижатия внутренних центральных фрикционных дисков к промежуточным фрикционным дискам.

Другим отличием вариатора является то, что он имеет несколько планетарных рядов, причем между рядами в зоне внешних центральных фрикционных дисков установлены промежуточные кольцевые упоры, а в зоне внутренних центральных фрикционных дисков и

10 их упругих элементов установлены дистанционные кольца.

Еще одним отличием варианта выполнения вариатора с одним планетарным рядом является то, что на корпусе установлена, как минимум, одна торцевая крышка, а между ней и ближайшим внешним центральным фрикционным диском помещена с возможностью осевого перемещения в корпусе втулка с кольцевым упором на ней, регулирующим нажим

15 и осевое положение основания этого диска, а также нажим и осевое положение основания соседнего с ним внешнего фрикционного диска.

Отличием варианта выполнения вариатора с несколькими планетарными рядами является то, что на корпусе установлена, как минимум, одна торцевая крышка, а между ней и ближайшим к этой крышке внешним фрикционным диском помещена с возможностью осевого перемещения в корпусе втулка с кольцевым упором на ней, регулирующим нажим

20 и осевое положение основания этого диска, а также нажим и осевое положение оснований других внешних дисков, связанных с упомянутым внешним диском через промежуточные внешние фрикционные диски и промежуточные кольцевые упоры.

В числе отличий вариатора следует отметить то, что кольцевые упоры, контактирующие с внешними центральными фрикционными дисками, выполнены с несколькими кольцевыми зонами контакта с этими дисками, причем зона контакта, расположенная на максимальном удалении от оси вариатора, контактирует с диском при минимальном передаточном отношении вариатора, а другие зоны контакта взаимодействуют с диском при увеличении передаточного отношения вариатора.

30 Другим отличием вариатора является то, что зоны контакта кольцевых упоров с внешними фрикционными дисками переходят одна в другую плавно, образуя на торцах кольцевых упоров, контактирующих с дисками, выпуклую тороидальную поверхность.

Еще одним отличием вариатора является то, что на внутренней цилиндрической поверхности корпуса выполнена, как минимум, одна продольная канавка, соединяющая

35 кольцевую цепь между внешними и внутренними центральными фрикционными дисками через отверстия во втулках с прилегающими боковыми полостями корпуса.

В числе отличий следует также отметить то, что промежуточные фрикционные диски установлены на поворотных рычагах с возможностью их перемещения.

Технический результат изобретения состоит в том, что благодаря отмеченным выше

40 отличиям вариатора обеспечивается оптимальный прижим фрикционных дисков друг к другу, отсутствие кромочных контактов при перекосах и снижается износ зон контакта фрикционных дисков друг с другом и кольцевыми упорами. Это обеспечивает высокий КПД и долговечность вариатора.

Сущность изобретения поясняется на чертежах.

45 На фиг.1 изображена общая конструктивная схема вариатора с одним планетарным рядом (продольный разрез).

На фиг.2 - вид А-А фиг.1.

На фиг.3 изображена общая конструктивная схема вариатора с двумя планетарными рядами (продольный разрез).

50 На фиг.4, фиг.5 - выполнение прижима упора к внешним центральным фрикционным дискам.

На фиг.6, фиг.7 - выполнение зон контактов центральных внешних фрикционных дисков с промежуточными дисками при различных передаточных отношениях вариатора.

Дисковый планетарный вариатор содержит ведущий (быстроходный) центральный вал 1 (фиг.1), который в данном случае является валом электромотора, объединенного с вариатором в один блок - мотор-вариатор. На валу 1 посажена с возможностью ограниченного осевого перемещения и передачи крутящего момента (на шпонке) втулка 2, на которой с помощью упоров 3 и гайки 4, а также фасонной шпонки 5 посажены центральные внутренние фрикционные диски 6, прижатые к промежуточным фрикционным дискам 7 с помощью упругих элементов осевого действия, выполненных в виде тарельчатых пружин 8, упирающихся в борта упоров 3, при этом диски 6 посажены на втулке 2 с возможностью их осевого перемещения в пределах, допустимых осевой упругостью пружин 8. Внешние центральные фрикционные диски 9, играющие одновременно роль силовых элементов осевого действия - дисковых пружин, контактирующие с промежуточными фрикционными дисками 7, посажены в корпусе 10 с помощью втулок 11 и 12 с упорами 13 на них, а между дисками 9 может находиться замкнутое или незамкнутое кольцо 14, определяющее осевое расстояние между основаниями дисков 9 (однако наличие кольца 14 возможно, но не обязательно). Крайняя (на фиг.1) часть втулки 12 контактирует с торцевой крышкой 15 корпуса 10, и, таким образом, основания дисков 9 зажаты между крышкой 15, упором 13 втулки 11, упором 13 втулки 12 и корпусом 10. Крышка 15 крепится к корпусу 10, например, с помощью болтов 16, расположенных по торцам крышки 15 и корпуса 10 по окружности. Втулки 11 и 12 контактируют с дисками 9 своими упорами 13, при этом кольцевых зон контакта 17 упора 13 с диском 9 (см. фиг.4) может быть как одна, так и несколько, отстающих друг от друга как в радиальном, так и в осевом положении. Зоны контактов могут быть также объединены в одну криволинейную тороидальную зону 18 (фиг.5). При изменении передаточного отношения вариатора происходит радиальное перемещение дисков 7, которое вызывает упругое угловое перемещение в продольных радиальных плоскостях (прогиб) дисков 9 (показано штриховой линией). Это угловое перемещение дисков 9 приводит к их контакту с упорами 13 на все более удаленных от центра зонах - отдельных колец 17 или тороидальной выпуклой поверхности 18, что приводит к прогрессивному повышению осевой жесткости дисков 9 как силовых элементов осевого действия с повышением передаточного отношения вариатора, что и требуется для оптимизации прижима дисков 7 и 9. При этом параметры тарельчатых пружин 8 подбирают на основе их расчетов, изложенных, например, в справочнике: Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993, с.175, а параметры внешних фрикционных дисков 9, представляющих собой круглые пластинки, подбирают на основе расчетов, приведенных на с.424-441 указанного выше справочника. Причем выбор параметров тарельчатых пружин 8 и круглых пластинок (внешних фрикционных дисков 9) осуществляют исходя из того, чтобы сила прижима внешних фрикционных дисков 9 к промежуточным дискам 7 прогрессивно возрастала с ростом передаточного отношения вариатора по сравнению с силой прижима к ним внутренних фрикционных дисков.

Внутренние фрикционные диски 6 контактируют с промежуточными дисками 7 по дорожкам качения на дисках 6, могущим иметь как коническую, так и выпуклую тороидальную поверхность. Внешние же фрикционные диски 9, выполненные в виде силовых элементов осевого действия - дисковых пружин, имеют дорожки качения 19 обязательно выпуклой тороидальной формы (фиг.6, фиг.7), так как при радиальном перемещении промежуточных фрикционных дисков 7 диски 9 получают угловое перемещение в продольных радиальных плоскостях (фиг.6, фиг.7), и зоны контакта дорожек качения 19 с дисками 7 (обведены на фиг.6 и 7 кружочками) при различных угловых перемещениях дисков 9 и радиальных перемещениях дисков 7 занимают различное положение на дорожках качения 19, что благоприятно сказывается на износе последних.

Диски 7 сидят на осях 20 с возможностью их некоторого осевого перемещения, а оси 12 - в подшипниках 21, закрепленных на поворотных рычагах 22, в свою очередь, жестко закрепленных (например, с помощью штифтов 23) на оси 24 или выполненных с ней заодно

(см. фиг.1 и 2). Ось 24 посажена с возможностью поворота на водиле 25, и, таким образом, механизм вариатора образует собой фрикционную однорядную передачу, где внешние центральные фрикционные диски 9 выполняют роль эпицикла, внутренние 6 - солнечного колеса, промежуточные диски 7 на осях 20 в подшипниках 21 поворотных рычагов 22 - сателлитов, а водило 25 - водила планетарной передачи, связанного с выходным тихоходным валом 31.

Поворотные рычаги 22 выполняются с противовесами 26 повышенной или пониженной массы для увеличения или уменьшения неуравновешенности поворотных рычагов 22 (фиг.2).

На поворотных рычагах 22, например на их противовесах 26, шарнирно закреплены оси 27, связанные с механизмом изменения их радиального положения, например со штоками 28 цилиндров 22, в которые под давлением подается текучая среда (масло, воздух и т.д.) через кольцевые уплотнения-коллекторы 30, систему каналов в валу 31 и водиле 25 и трубопровод 32. Возврат штоков 28 в исходное положение при уменьшении давления осуществляется, например, пружиной 33. Число цилиндров 29 равно числу противовесов 26, а значит, и числу поворотных рычагов 22.

На фиг.3 представлена конструктивная схема вариатора с двумя планетарными рядами фрикционной планетарной передачи, и по такому же принципу могут быть построены вариаторы с любым рациональным числом планетарных рядов, например до 4...5. Отличие схемы с двумя и более планетарными рядами от схемы с одним рядом заключается всего лишь в наличии промежуточных упоров 34 между прилегающими друг к другу внешними центральными фрикционными дисками 9 первого и второго или последующих планетарных рядов, обе зоны контактов которых выполнены аналогично рабочим поверхностям упоров 13, объединены в одном упоре 34 и выполнены на его двух торцевых поверхностях. Кроме того, упругие элементы - дисковые пружины 8 первого и последующих планетарных рядов здесь разделены дистанционными кольцами 35.

В корпусе 10 вариатора находится смазка, предпочтительнее специальная вариаторная, повышающая коэффициент трения между фрикционными дисками. Устройства для заливки, контроля и слива масла на чертеже не показаны.

Для легкого попадания смазки в щель между внешними дисками 9 кольцо 14 и втулки 11 и 12 могут выполняться с радиальными отверстиями, а в корпусе 10 на его внутренней цилиндрической поверхности выполняются продольные канавки 36, проходящие под втулкой 12, кольцом 14 и дисками 9.

Работа устройства начинается с минимального передаточного отношения, которое обычно составляет примерно 1,3, то есть частота вращения вала 31 в это число раз меньше частоты вращения вала 1, в данном случае вала электродвигателя, объединенного с вариатором в один блок - мотор-вариатор. При этом крутящий момент от вала 1 через шпонку или иное соединение для передачи крутящего момента передается на втулку 2, сидящую на валу 1 с возможностью ограниченного осевого перемещения, а с втулки 2 - на упоры 3 и внутренние центральные фрикционные диски 6, соединенные шпонкой 5 с втулкой 2 с возможностью осевого перемещения на ней при работе устройства в пределах упругости пружин 8. Диски 6 прижаты с промежуточными фрикционными дисками 7 с двух сторон тарельчатыми пружинами 8, упирающимися своими основаниями в борта на упорах 3, поджатых друг к другу гайкой 4 на втулке 2, и при вращении передают крутящий момент на диски 7, посаженные на оси 20, закрепленные с возможностью осевого перемещения в подшипниках 21, сидящих на поворотных рычагах 22, в свою очередь, закрепленных на оси 24, посаженной с возможностью поворота на водиле 25. При вдвигании и выдвигании дисков 7, зажатых между дисками 6, что необходимо для изменения передаточного отношения вариатора и что достигается подачей текучей среды под давлением в цилиндры 29 и снятием давления, штоки 28 перемещают оси 27 и поворотные рычаги 22, а последние вдвигают и выдвигают диски 7 в осевом направлении. При снятии давления пружины 35 возвращают штоки 28 в исходное положение. Текучая среда подается в цилиндры 29 через трубопровод 32, коллекторы 30 и систему каналов в

валу 31. При этом диски 6 перемещаются в осевом направлении по втулке 2 с передачей крутящего момента. Диски 7 находятся также во фрикционном контакте с дисками 9, одновременно играющими роль внешних фрикционных дисков и силовых элементов осевого действия - дисковых пружин. Диски 9 зажаты между упорами 13 втулок 11 и 12 и, при его наличии, через кольцо 14 передают крутящий момент (реактивный) на корпус 10 за счет трения. Благодаря тому, что осевой размер кольца 14 меньше осевого расстояния между основаниями дисков 9, свободно касающихся дисков 7 на их периферии, где их толщина минимальна, а тем более при отсутствии кольца 14, диски 9 всегда прижаты к дискам 7 через упругую деформацию первых и, таким образом, передают усилие, образующее посредством трения крутящий момент. Прижим дисков 9 к дискам 7 увеличивается по мере вдвигания дисков 7 конической формы между дисками 9 с увеличением упругой деформации последних как дисковых пружин. При этом дорожка качения 19 тороидальной формы на дисках 9 по мере деформации вступает в контакт с дисками 7 (фиг.6, 7, зоны контактов обведены кружочками) все в новых местах, делая износ дорожек качения более равномерным. Диски 9 закреплены на корпусе 10 в определенном осевом положении на водиле 25, зафиксированном жестко в осевом направлении в корпусе 10, в положении, когда прижим дисков 9 к дискам 7 практически одинаков с обеих сторон, и диски 7 не подвержены изгибу. В свою очередь, диски 7 устанавливают прижатые к ним диски 6 в такое же положение, перемещая в осевом направлении диски 6 вместе с пружинами 8, упорами 3 и втулкой 2 по валу 1 и в водиле 25. Так как прижим дисков 9 к дискам 7 для оптимизации нажима должен прогрессивно увеличиваться при увеличении передаточного отношения, осевая жесткость дисков 9 также должна увеличиваться, что достигается выполнением упоров 13 ступенчатой (фиг.4) или тороидальной (фиг.5) формы. Упоры 13 при вдвигании дисков 7 между дисками 25 раздвигаются в зоне дорожек качения, изгибаются и касаются упоров 13 все в новых зонах, приближающихся к периферии дисков 9, что прогрессивно увеличивает их жесткость и силу прижима к дискам 7. Прижим же дисков 7 к дискам 6, обеспечиваемый тарельчатыми пружинами 8, остается примерно постоянным при осевом перемещении дисков 6, что также требуется по условиям работы вариатора. Этот прижим намного меньше максимального прижима дисков 9 к дискам 7 и существенно менее опасен с точки зрения износа дорожек качения. Эффективным с точки зрения КПД и износа является такой прижим, когда при минимальном передаточном отношении вариатора сила прижима внешних фрикционных дисков 9 к промежуточным 7 прогрессивно возрастает с ростом передаточного отношения вариатора по сравнению с силой прижима к ним внутренних фрикционных дисков, а при максимальном передаточном отношении сила прижима дисков 9 к дискам 7 примерно вдвое больше, чем дисков 6 к дискам 7. К тому же смазка вариатора, особенно специальным вариаторным маслом (например, Сантотрак-50 производства США или ВТМ-1 отечественного производства), полностью разделяет поверхности трения, намного уменьшая износ дорожек качения.

Работа вариатора с двумя и более планетарными рядами (см. фиг.3) происходит совершенно аналогично работе вариатора с одним планетарным рядом. Осуществление необходимых прижимов фрикционных дисков в случае двух или более планетарных рядов происходит благодаря промежуточным упорам 34 и дистанционным кольцам 35, которые обеспечивают условия прижима фрикционных дисков, аналогичные схеме с одним планетарным рядом.

Смазка зон контакта дисков 8 и 9 с промежуточными дисками 7 осуществляется путем проникновения масла через отверстия во втулках 11 и 12 при его наличии, а также канавки 36 в кольцевую щель между дисками 9 и разбрызгивания его промежуточными дисками 7 при вращении водила 25.

Формула изобретения

1. Дисковый планетарный вариатор, содержащий корпус, в котором установлен планетарный ряд, включающий внешние и внутренние центральные фрикционные диски,

охватывающие с обоих торцов промежуточные фрикционные диски, закрепленные на осях с возможностью их радиального перемещения на водиле и прижатые к промежуточным дискам нажимными устройствами, включающими упругие элементы осевого действия, контактирующие с кольцевыми упорами, причем упругие элементы осевого действия как минимум одной группы центральных фрикционных дисков выполнены заодно с этими дисками в виде упругих дисков с дорожками качения на их поверхности, контактирующими с промежуточными фрикционными дисками, отличающийся тем, что дорожки качения на центральных внешних фрикционных дисках расположены на их внутренней торцевой части и выполнены выпуклыми тороидальными, а зоны контакта упругих элементов осевого действия с кольцевыми упорами расположены на их периферийной кольцевой части, и кольцевые упоры выполнены с возможностью их перемещения в осевом направлении в корпусе, причем параметры центральных внешних фрикционных дисков и упругих элементов осевого действия подобраны так, что сила прижима внешних центральных фрикционных дисков к промежуточным фрикционным дискам прогрессивно возрастает с ростом передаточного отношения вариатора по сравнению с силой прижатия внутренних центральных фрикционных дисков к промежуточным фрикционным дискам.

2. Вариатор по п.1, отличающийся тем, что он имеет несколько планетарных рядов, причем между рядами в зоне внешних центральных фрикционных дисков установлены промежуточные кольцевые упоры, а в зоне внутренних центральных фрикционных дисков и их упругих элементов осевого действия установлены дистанционные кольца.

3. Вариатор по п.1, отличающийся тем, что на корпусе установлена как минимум одна торцевая крышка, а между ней и ближайшим внешним центральным фрикционным диском помещена с возможностью осевого перемещения в корпусе втулка с кольцевым упором на ней, регулирующим нажим и осевое положение основания этого диска, а также нажим и осевое положение основания соседнего с ним внешнего фрикционного диска.

4. Вариатор по п.2, отличающийся тем, что на корпусе установлена как минимум одна торцевая крышка, а между ней и ближайшим к этой крышке внешним фрикционным диском помещена с возможностью осевого перемещения в корпусе втулка с кольцевым упором на ней, регулирующим нажим и осевое положение основания этого диска, а также нажим и осевое положение оснований других внешних дисков, связанных с упомянутым внешним диском через промежуточные внешние фрикционные диски и промежуточные кольцевые упоры.

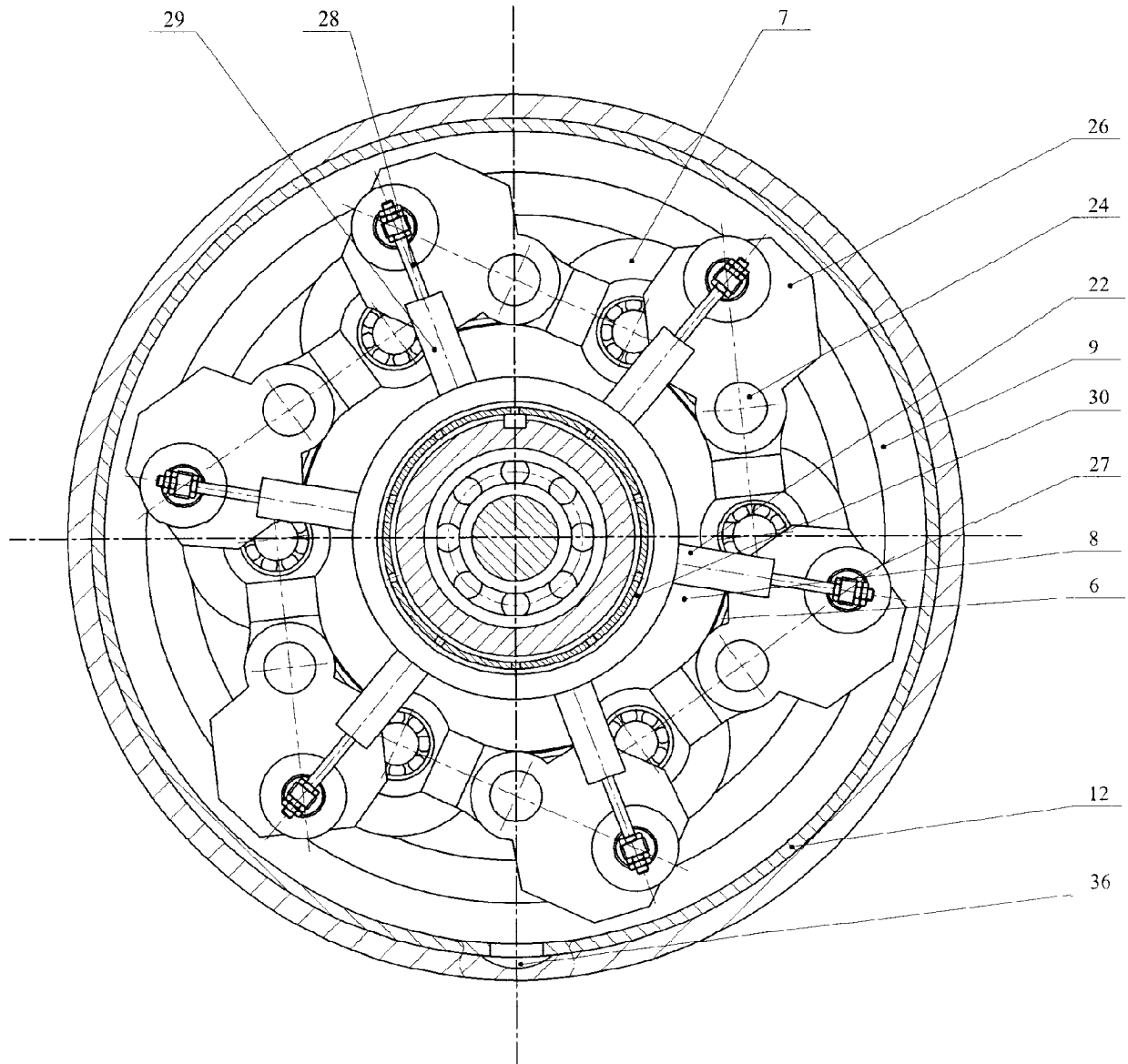
5. Вариатор по п.3 или 4, отличающийся тем, что кольцевые упоры, контактирующие с внешними центральными фрикционными дисками, выполнены с несколькими кольцевыми зонами контакта с этими дисками, причем зона контакта, расположенная на максимальном удалении от оси вариатора, контактирует с диском при минимальном передаточном отношении вариатора, а другие зоны контакта взаимодействуют с диском при увеличении передаточного отношения вариатора.

6. Вариатор по п.5, отличающийся тем, что зоны контакта кольцевых упоров с внешними фрикционными дисками переходят одна в другую плавно, образуя на торцах кольцевых упоров, контактирующих с дисками, выпуклую тороидальную поверхность.

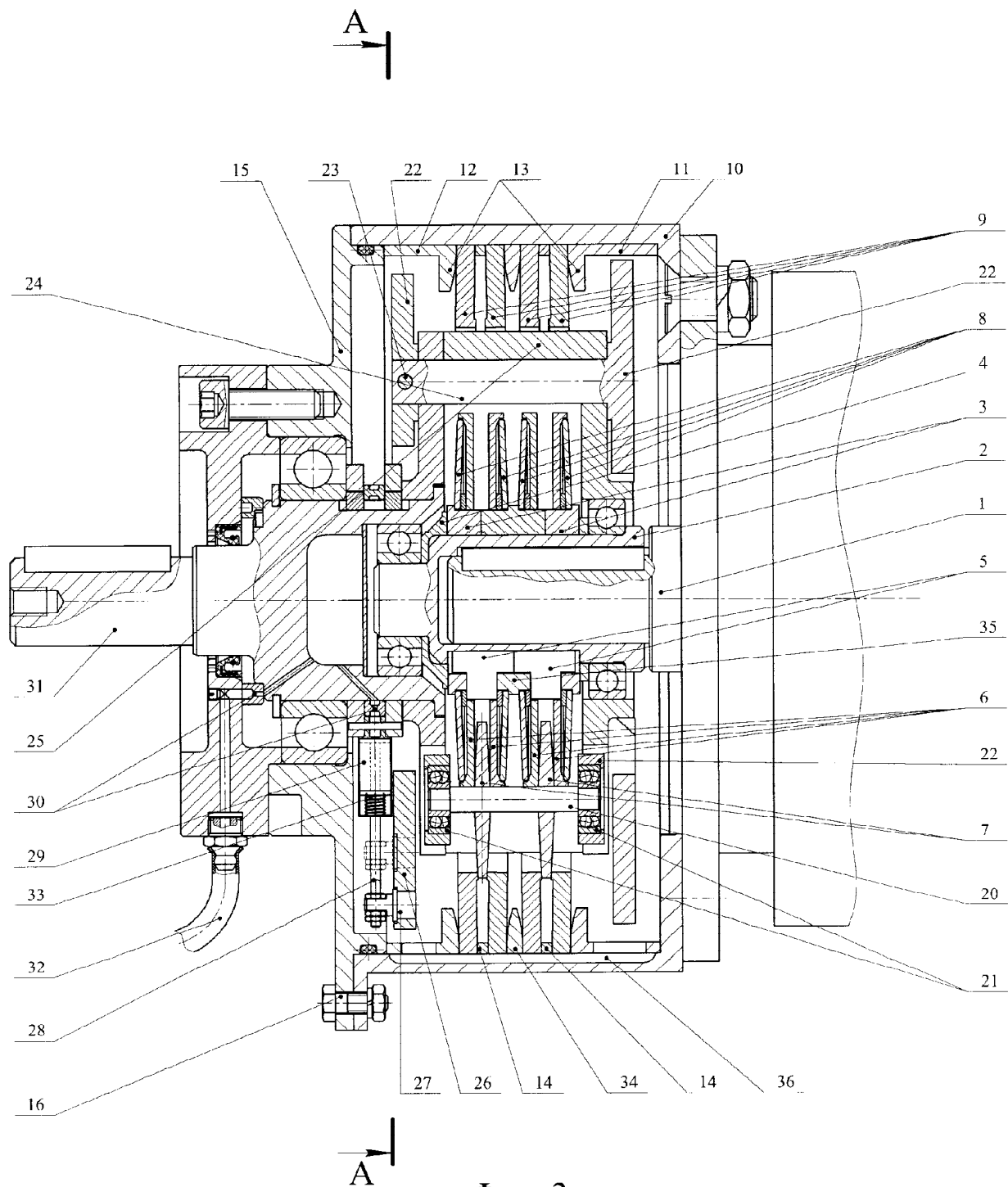
7. Вариатор по п.1, отличающийся тем, что на внутренней цилиндрической поверхности корпуса выполнена как минимум одна продольная канавка, соединяющая кольцевую щель между внешними центральными фрикционными дисками через отверстия во втулках с прилегающими боковыми полостями корпуса.

8. Вариатор по п.1, отличающийся тем, что промежуточные фрикционные диски установлены на поворотных рычагах с возможностью их осевого перемещения.

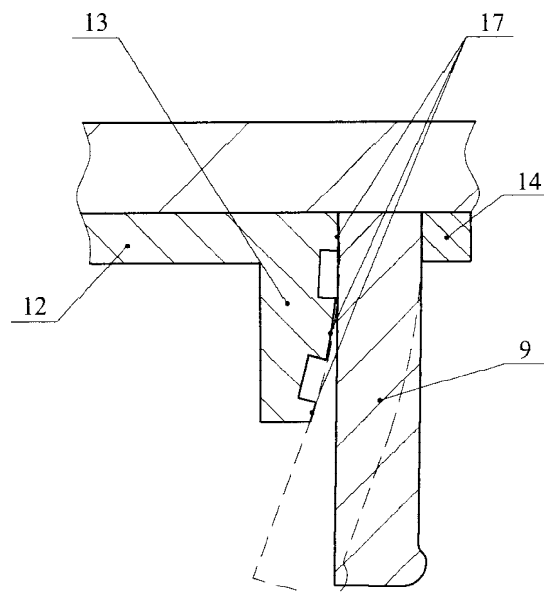
A-A



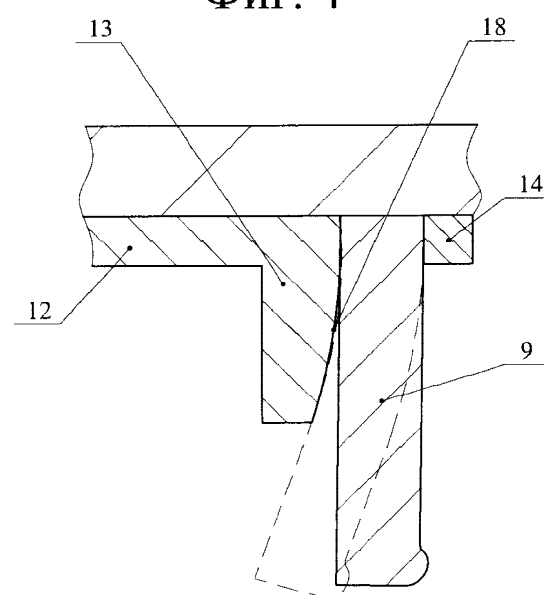
Фиг. 2



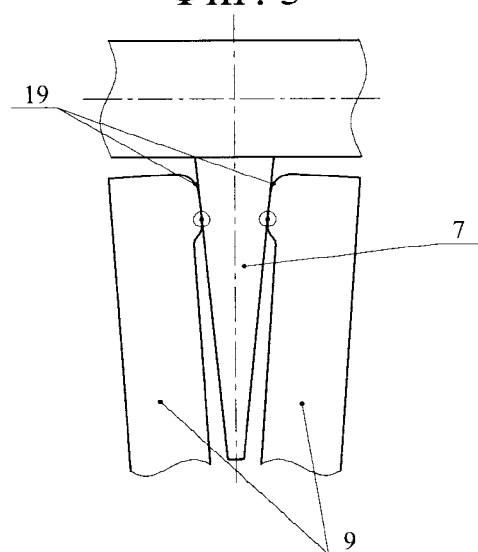
Фиг. 3



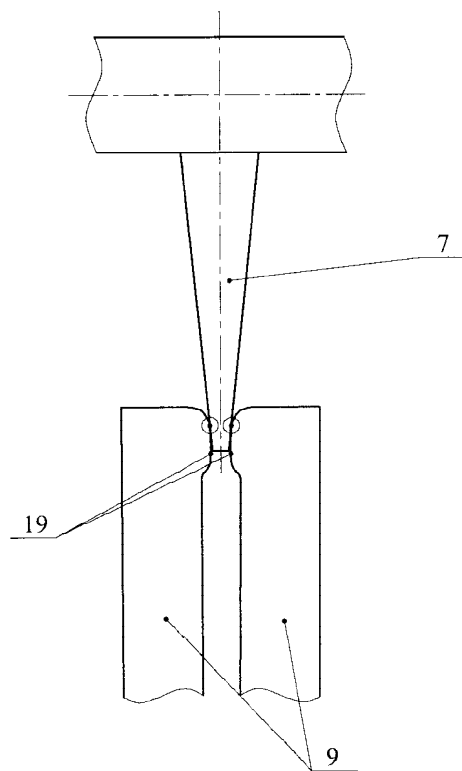
Фиг. 4



Фиг. 5



Фиг. 6



Фиг. 7

Приложение Б
(обязательное)
Спецификации

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		119

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №	A1			ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003 В0	Редуктор.		
					Сборочные единицы		
Подп. и дата	A1		1	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.002-01	Корпус	1	
					Детали		
			1	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-01	Вал центральный	1	
			2	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-02	Втулка	1	
			3	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-03	Упор	2	
			5	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-05	Шпонка фасонная	1	
			6	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-06	Диск фрикционный	6	
			7	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-07	Диск промежуточный	6	
			8	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-08	Пружина тарельчатая	8	
			9	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-09	Диски внешние	8	
			10	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-10	Корпус	1	
			11	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-011	Втулка	2	
			12	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-12	Втулка	2	
			13	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-13	Упор	1	
			14	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-14	Кольцо	1	
			15	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-15	Крышка торцевая	1	
			17	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-17	Кольцо	3	
			18	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-18	Торроид	1	
			19	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-19	Кольцо качения	3	
			20	ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003-20	Ось	2	
Инв. № подл.				ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.003 СП			
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.	Яшин				Лит.	Лист
	Пров.	Чуфистов				Д\П	1
	Н.контр.	Жук				Каф. "ТМ"	
	Утв.	Салмин				группа 15 МН1	

Приложение В
(Обязательное)

Маршрутные и операционные карты

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		120

Дубл.															
Взамен.															
Подл.									Изм.	Лист	№ докум.	Подпис	Дата		
									02069042.01101.05050			25	1		
				ПГУ		ТМ. 721310.001		9К3124.2442442Г		02069042. 10101.05050					
				Крышка											
<p>Министерство науки и высшего образования РФ Кафедра «Транспортные машины»</p> <p>Утверждаю: Зав. каф. "ТМ" д.т.н., профессор «___»_____ В.В. Салмин</p> <p>КОМПЛЕКТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ</p> <p>На технологический процесс механической обработки детали «Крышка»</p> <p>Руководитель: Чуфистов</p> <p>Разработчик: Яшин</p>															
ТЛ													1		

Дубл.																				
Взам.																				
Подл.																				
										02069043.01101.05050					2					
										ТМ. 721310.001					02069043. 10101.05050					
А	Цех	Уч.	РМ	Опер	Обозначение документа															
Бензопомещение,оборудования					СМ Проф.					Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.		
Материал,сб.единицы или материала					Обозначение,код					ОПП					ЕВ	ЕН	КИ	Н.расх.		
01	1	1	3	025	4233	Токарная с ЧПУ					60142.15050; 20142.15050					ИОТ №2 от 17.10.83				
02	38	1021	Токарный станок с ЧПУ мод. 1Н65ФЗ					2	19149	1	1	1	1	1	1		25	4,96		
03																				
04	1	1	3	030	4233	Токарная с ЧПУ					60142.15050; 20142.15050					ИОТ №2 от 17.10.83				
05	38	1021	Токарный станок с ЧПУ мод. 1Н65ФЗ					2	19149	1	1	1	1	1	1		25	1,67		
06																				
07	1	1	5	035	4212	Вертикально-фрезерная с ЧП					60142.35050; 20142.35050					ИОТ №4 от 17.10.83				
08	38	1209	Вертикально-фрезерный станок FSS350MR					2	18355	1	1	1	1	1	1	1	20	6,45		
09																				
10	1	1	10	040	5000	Термическая					60150.55050					ИОТ №197 от 05.11.83				
11	34	4200	Оборудование для термообработки					2	19100	1	1	1	1	1	1	1				
12																				
13	1	1	15	045	0125	Моечная					60101.80050					ИОТ №45 от 17.10.83				
14						2	11945	1	1	1	1	1	1	1	1	1				
15																				
16																				
МК		Маршрутная карта																	2	

[illegible]

										ГОСТ 3.1404-86 форма 3											
Дубл.																					
Взам.																					
Подп.																					
										02069043.01101.05050					2		1				
Разраб.	Яшин					ПГУ		ТМ. 721310.001			9К3124.2442442Г			02069043.							
Проверил	Чуфистов													60142.15050							
Н.контр.	Жцк					Крышка								1		1		2		015	
Наименование операции				Материал				Твердость		ЕВ	МД	Профиль и размеры				МЗ	КОИД				
Токарная с ЧПУ				Сталь45 ГОСТ4543-2016				20...25 HRCэ		кг	48,3	Паковка Ф618х98				66,8	1				
Оборудование, устройство ЧПУ				Обозначение программы				То	Тв	Тпз.	Тшт.	СОЖ									
Токарный станок с ЧПУ мод. 1Н65ФЗ								4,5	1,09	25	5,59										
P				ПИ	D или B		L	t	i	S		n		V							
O01	<div> <div>мм</div> <div>мм</div> <div>мм</div> <div>мм/об</div> <div>об/мин</div> <div>м/мин</div> </div>																				
T02	А. Установить заготовку в патрон, закрепить, снять.																				
	39 6110 4 (1) -Патрон 7108-0021 ГОСТ 2571-71																				
	1. Точить поверхность по программе выдерживая размеры 1,2,3,4																				
T06																					
T07	39 2190 3 (1)-Резец 2103-0697 Т15К6 ГОСТ 20872-80;																				
O8	39 3310 3 (1) – Штангенциркуль ШЦ I-125-0,1 ГОСТ 166-89																				
P09																					
10	355 41 3 1 0,25 64 105																				
11																					
O12																					
13																					
OK																			10		

ГОСТ 3.1404-86 форма 3										
Дубл.										
Взам.										
Подл.										
							02069043.01101.05050	2	1	
Разраб.	Яшин			ПГУ	ТМ. 721310.001	9К3124.2442442Г	02069043.60142.15050			
Проверил	Чуфистов									
Н.контр.	Жук			Крышка			1	1	2 020	
Наименование операции		Материал		Твердость	ЕВ	МД	Профиль и размеры		МЗ	КОИД
Токарная с ЧПУ		Сталь 45 ГОСТ 4543-2016		20...25 HRCэ	кг	48,3	Паковка Ф618х98		66,8	1
Оборудование, устройство ЧПУ		Обозначение программы		То	Тв	Тпз.	Тшт.	СОЖ		
Токарный станок с ЧПУ мод. 1Н65ФЗ				2,7	0,95	25	3,78			
Р		ПИ	Д или В	L	t	i	S	n	V	
О01	мм мм мм мм/об об/мин м/мин									
Т02	А. Установить заготовку в патрон, закрепить, снять.									
	39 6110 4 (1) -Патрон 7108-0021 ГОСТ 2571-71									
	1. Точить поверхность по программе выдерживая размер 5, 6, 7, 8 2,70									
Т06										
Т07	39 2190 3 (1)-Резец 2103-0697 Т15К6 ГОСТ 20872-80;									
08	39 3310 3 (1) – Штангенциркуль ШЦ I-125-0,1 ГОСТ 166-89									
Р09										
10	531 24,5 3 1 0,25 60 104									
11										
О12										
13										
OK									10	

ГОСТ 3.1404-86 форма 3											
Дубл.											
Взам.											
Подл.											
							02069043.01101.05050	1	1		
Разраб.	Яшин			ПГУ	ТМ. 721310.001	9К3124.2442442Г	02069043.60142.15050				
Проверил	Чуфистов										
Н.контр.	Жук			Крышка				1	1	2	025
Наименование операции		Материал		Твердость	ЕВ	МД	Профиль и размеры		МЗ	КОИД	
Токарная с ЧПУ		Сталь 45 ГОСТ 4543-2016		20...25 HRCз	кг	48,3	Поковка Ф618х98		66,8	1	
Оборудование, устройство ЧПУ		Обозначение программы		То	Тв	Тпз.	Тшт.	СОЖ			
Токарный станок с ЧПУ мод. 1Н65ФЗ				4,14	0,36	25	4,68				
Р		ПИ	Д или В	L	t	i	S	n	V		
О01	мм мм мм мм/об об/мин м/мин										
Т02	А. Установить заготовку в приспособление, закрепить, снять.										
	39 6102 4 (1)-Приспособление специальное										
Т06	1. Расточить сквозное отверстие по программе, точить выдерживая размеры 9, 10, 11, 12, 13□ 4,1										
Т07	39 2190 3 (1)-Резец 2103-0697 Т15К6 ГОСТ 20872-80;										
08	39 3310 3 (1) – Штангенциркуль ШЦ I-125-0,1 ГОСТ 166-89										
Р09											
10	230 24 3 1 0,25 64 105										
11											
О12											
13											
ОК									13		

										ГОСТ 3.1404-86 форма 4				
Дубл.														
Взам.														
Подл.														
										02069043.01101.05051		1	25	
Разрад.	Яшин					ПГУ		ТМ. 721310.002		9К3124.2442442Г		02069043.60142.15051		
Проверил	Чуфистов													
Н.контр.	Жцк					Крышка				1	1	2	030	
Наименование операции				Материал		Твердость		ЕВ	МД	Профиль и размеры		МЗ	КОИД	
Токарная с ЧПУ				Сталь45 ГОСТ4543-2016		20...25 HRCэ		кг	48,3	Паковка Ф618х98		66,8	1	
Оборудование, устройство ЧПУ				Обозначение программы		То	Тв	Тпз.	Тшт.	СОЖ				
Токарный станок с ЧПУ мод. 1Н65ФЗ						1,6	0,45	25	2,13					
Р				ПИ	D или B		L	t	i	S	n	V		
O02				мм		мм	мм	мм/об		об/мин	м/мин			
T08														
	А.Установить заготовку в приспособление, закрепить, снять.													
	39 6102 4 (1)-Приспособление специальное													
T12														
T13	1. Расточить сквозное отверстие по программе, точить выдерживая размеры 9, 10, 11, 12, 13□ 1,6													
09	39 2190 3 (1)-Резец 2103-0697 Т15К6 ГОСТ 20872-80;													
P10	39 3310 3 (1) – Штангенциркуль ШЦ I-125-0,1 ГОСТ 166-89													
12														
13				230		24	3	1	0,25	64	105			
O13														
14														
OK													37	

Дудл.			
Взам.			
Подл.			

206904.2.01101.05050

1

1

Разрад.	Яшин		
Проверил	Чуфистов		
Н.контр.	Жук		

ПГУ

ТМ. 721310.001

9K3124.2442442Г

2069042
2014.2.10050

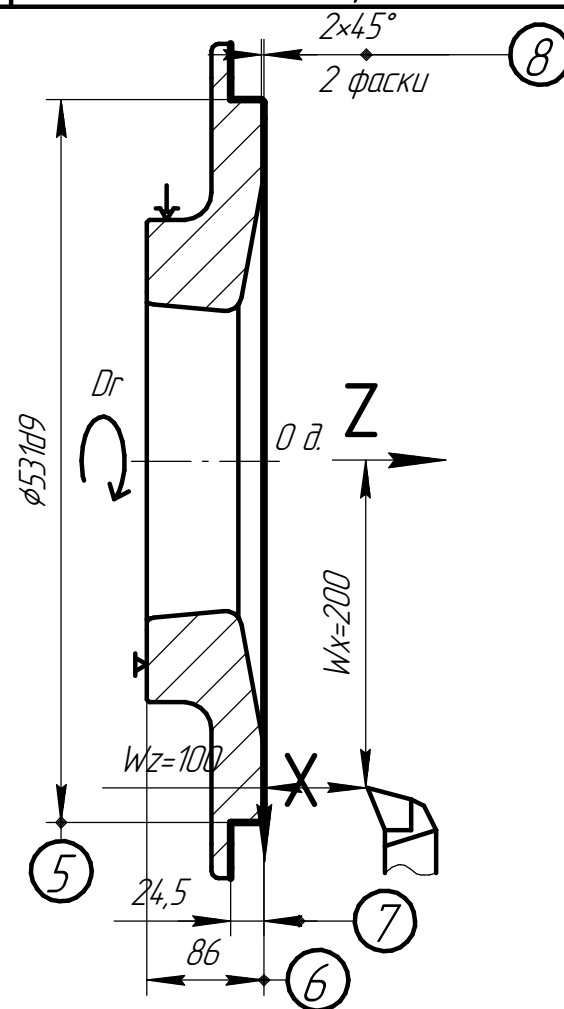
Крышка

1

1

2

020

 $\sqrt{Ra\ 2,5}$

1

Technical drawing of a mechanical part (Fig. 1) showing a cross-section and a 3D perspective view. The part is a vertical shaft with a central hole. Key dimensions and features include:

- Total height: $\phi 500H11$
- Central hole diameter: $\phi 230$
- Top flange thickness: $24^{+0.2}$
- Top flange width: 86
- Central section length: $Wx=200$
- Bottom section length: $Wz=100$
- Bottom flange thickness: 10
- Bottom flange width: 86
- Top flange chamfer: $2 \times 45^\circ$
- Top flange fillet: 2 фаски
- Surface finish: $\sqrt{Ra 2,5}$
- Labels: 9, 10, 11, 12, 13

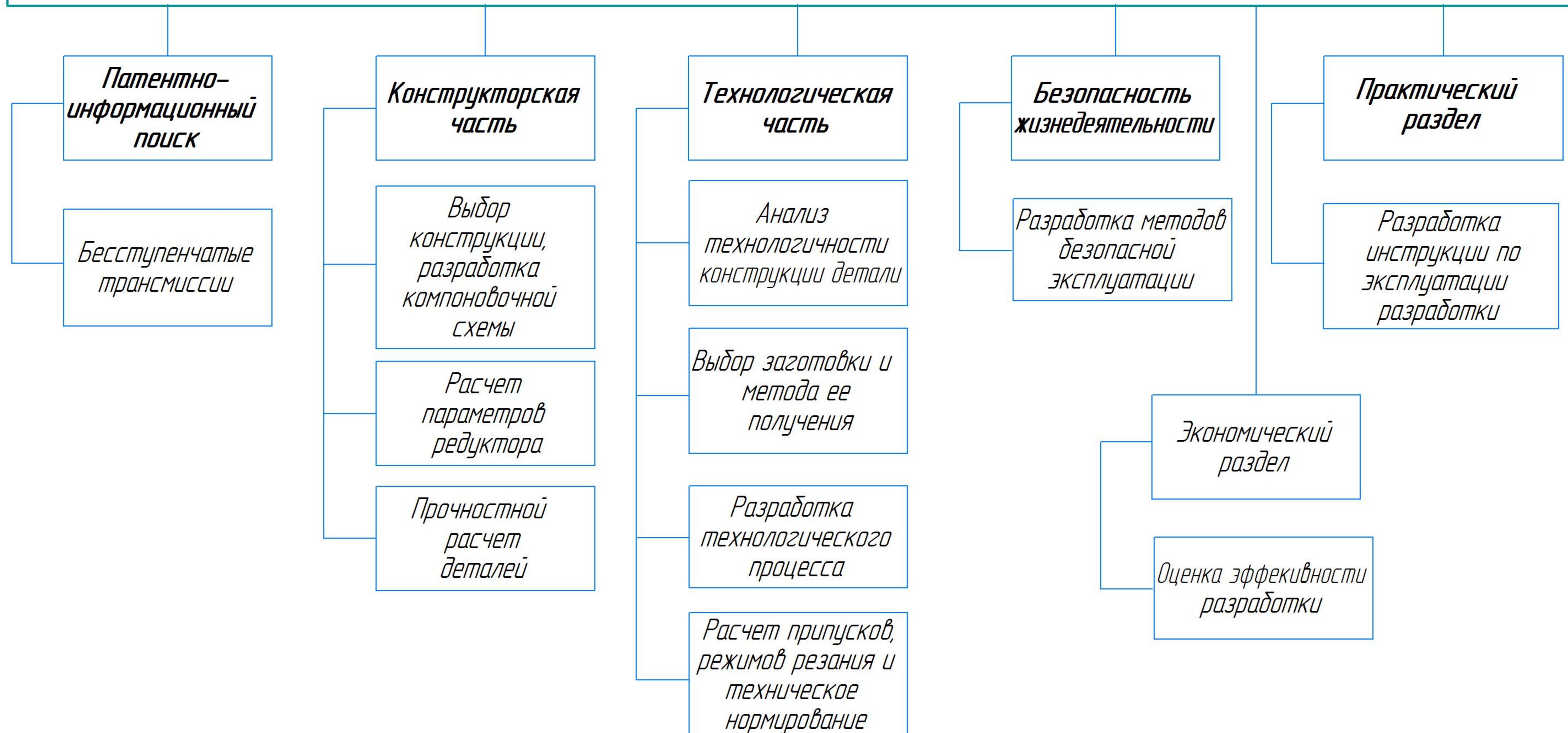
Приложение Г
(Обязательное)

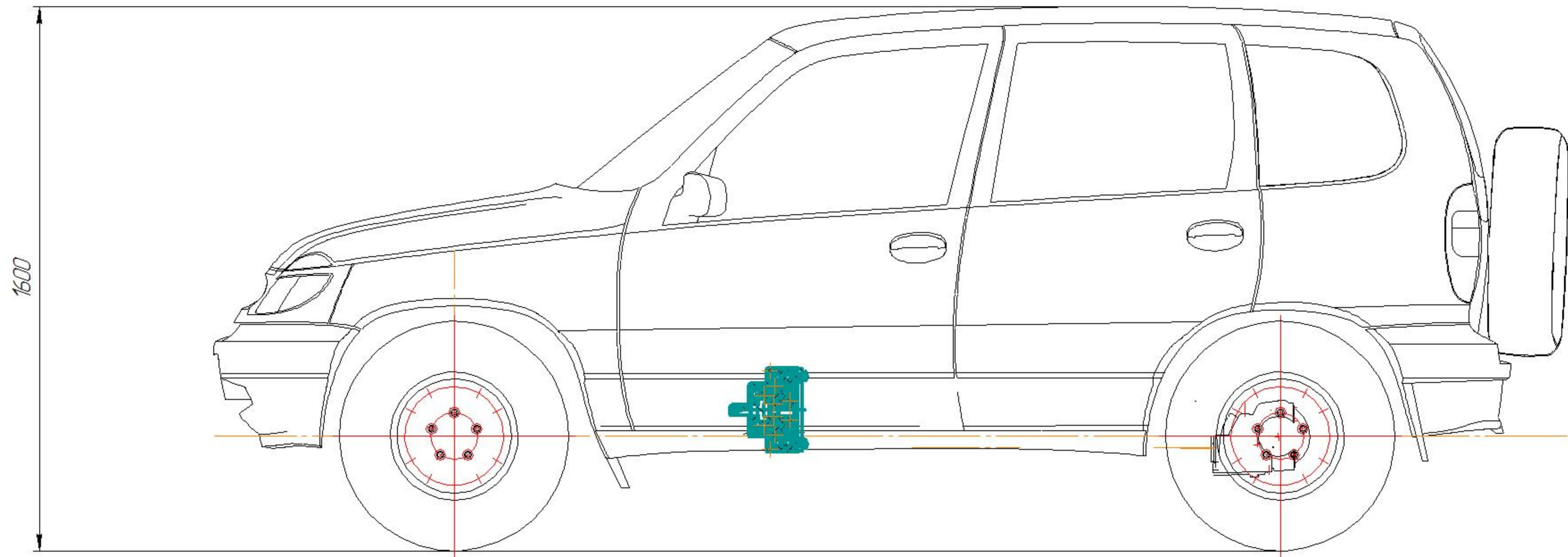
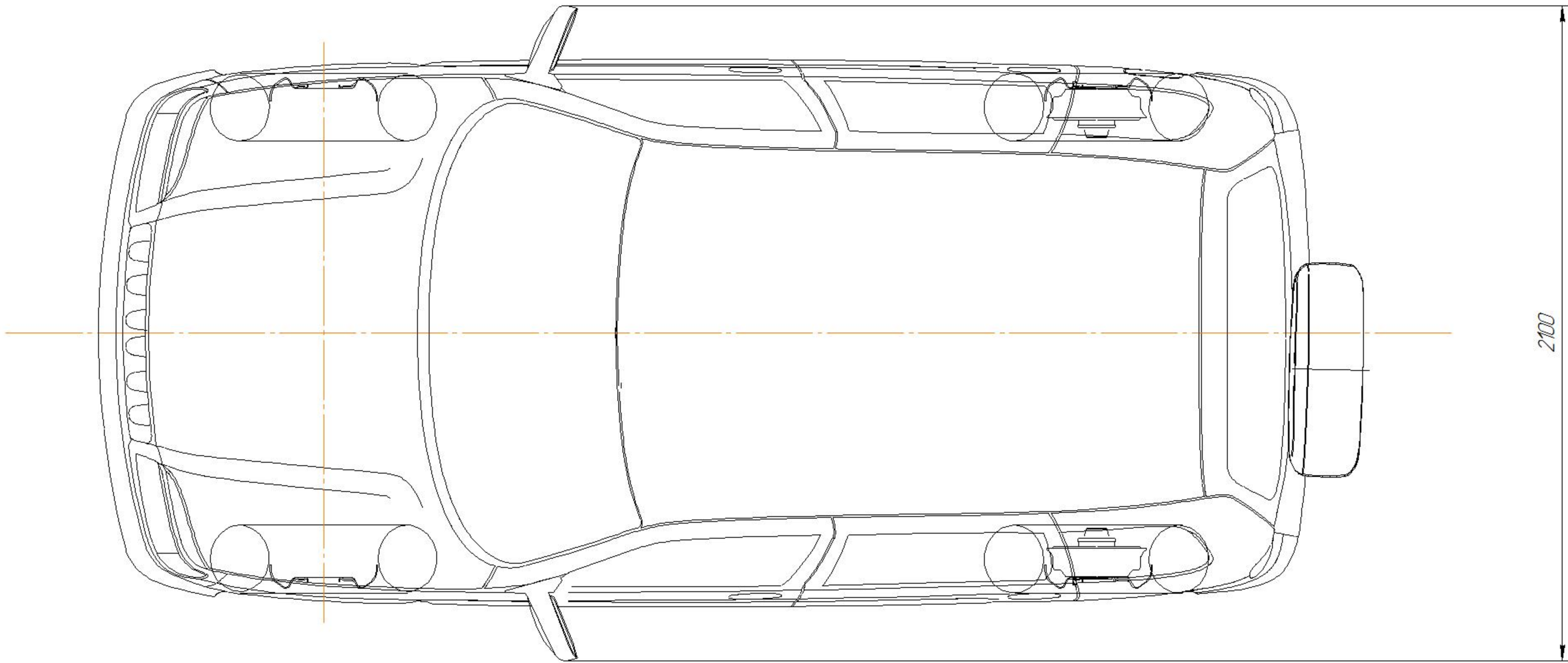
Графическая часть дипломного проекта

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.001-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		121

Тема: Транспортное средство повышенной проходимости с бесступенчатой трансмиссией

Цель: Разработка вариаторной коробки передач для транспортного средства.





Технические характеристики автомобиля

Тип кузова – джип
Количество мест – 5
Количество дверей – 5
Объем багажника, (см³)
Масса снаряженного автомобиля, (кг) – 1310
Полезная нагрузка, (кг) – 450
Колея передних колес, (мм) – 1430
Колея задних колес, (мм) 1400
База, (мм) – 2450
Модель двигателя – ВАЗ-2123
Объем двигателя, (мм³) – 1690
Максимальная скорость, (км/ч) – 144

ПГУ 11-10.23.05.01.018.001 В0				Лист			Масштаб		
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	И	П	1310	1:10	
Разраб.	Яшин								
Проб.	Чуристов								
Т.контр.									
Реценз.									
Инж.контр.	Жук								
Утв.	Салмин								
Автомобиль				Лист			Масштаб		
Нива Шевроле				1			1		
Чертеж общего вида				Кафедра "ТМ"			гр. 15МН1		
				Формат А1					

Патентный обзор

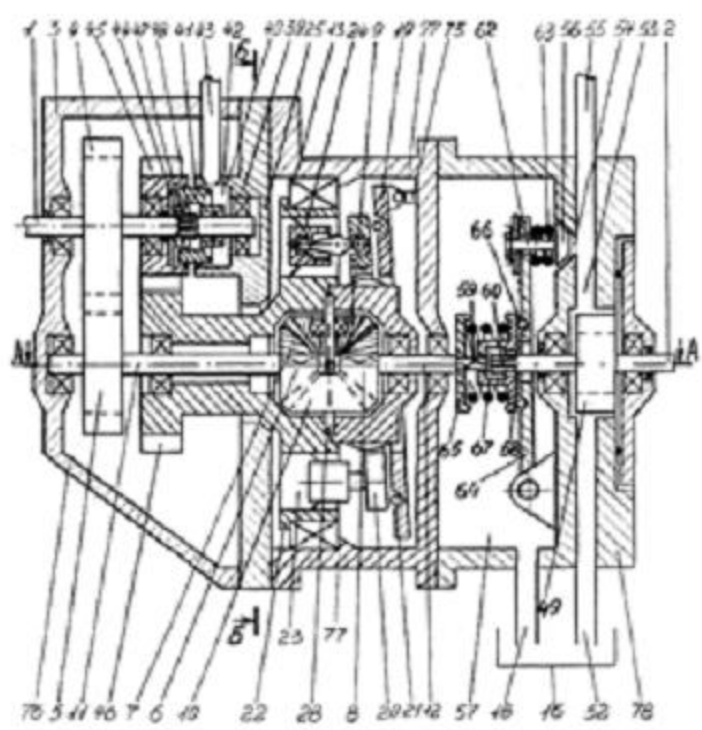
№ Патента

Формула изобретения

Иллюстрация

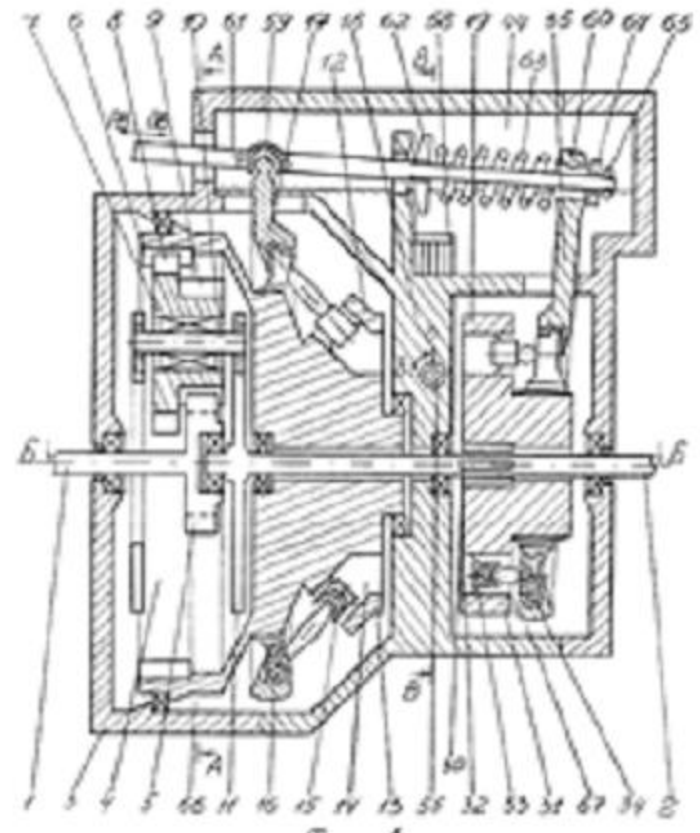
1. № 2286263
B60K 17/10
Россия,
Авторы:
Блинов Андрей
Валерьевич
(RU)

БЕССТУПЕНЧАТАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ БЛИНОВА А.В.
Цель изобретения: Техническим результатом, получаемым при практическом использовании предлагаемого изобретения, является упрощение изготовления и ремонта и снижение веса, габаритов и стоимости коробки передач за счет упрощения ее конструкции и снижения металлоемкости, расширение функциональных возможностей коробки передач за счет обеспечения возможности ограничить скорости вращения и стопного торможения выходного вала, прерывания крутящего момента на последнем и регулировании объемной подачи насоса, вход которого в механизм регулировки передаточного отношения коробки передач, а также увеличение ресурса коробки передач и обеспечение равномерного вращения ее выходного вала за счет снижения пульсации давления на выходе указанного насоса, увеличение КПД коробки передач за счет снижения обратных утечек на выходе насоса и повышение ресурса шестерен коробки передач за счет снижения нагрузки на их зубья путем уменьшения разницы диаметров указанных шестерен. Для решения поставленной технической задачи в предлагаемой бесступенчатой коробке передач, содержащей ведущий и выходной валы и корпус, в котором размещены ведущая и ведомая шестерни постоянно зацеплены, дифференциал с соосными шестернями, кинематически связанными друг с другом через сателлиты и снабженными соосными полуосями, и механизм регулировки передаточного отношения коробки передач, включающий насос с вращающимся рабочим органом, нагнетающей линией и всасывающей линией, соединенной с емкостью, заполненной рабочей жидкостью, и установленный в нагнетающей линии насоса регулируемый перепускной дроссель, выход которого соединен сливной линией с упомянутой емкостью, при этом вращающийся рабочий орган насоса кинематически связан с дифференциалом, а ведомая шестерня постоянно зацеплена кинематически с валом с выходным валом, в отличие от прототипа, насос механизма регулировки передаточного отношения коробки передач выполнен аксиально-поршневым с наклонной шайбой.



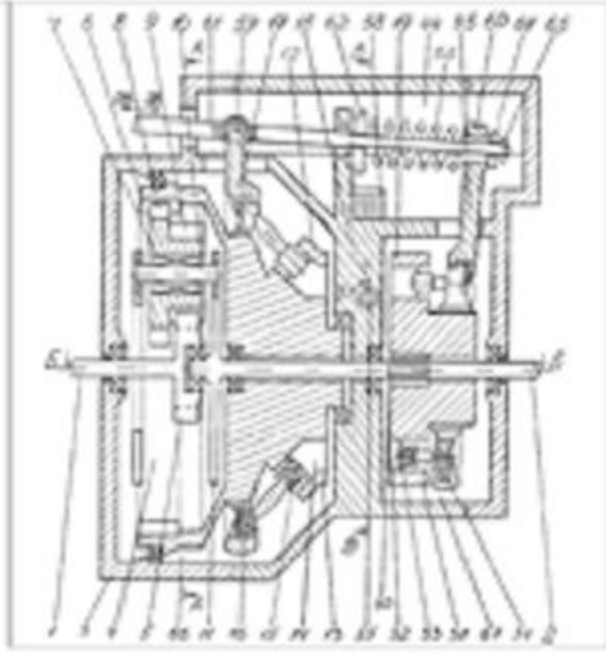
2. № 2385434
F16H 47/04
Россия
Авторы:
Блинов А.В.

Бесступенчатая трансмиссия
Технической задачей, для решения которой служит предлагаемое изобретение, является упрощение управления и упрощение конструкции, а также снижение металлоемкости трансмиссии и увеличение ее ресурса и КПД за счет разделения силового потока на механическую и гидравлическую ветви. Техническим результатом, получаемым при практическом использовании предлагаемого изобретения, является упрощение изготовления, ремонта и снижение веса, габаритов и стоимости трансмиссии за счет упрощения ее конструкции и снижения металлоемкости, а также упрощение ее управления и повышение ресурса и КПД данного изобретения за счет разделения силового потока на механическую и гидравлическую ветви. Для решения поставленной технической задачи в предлагаемой бесступенчатой трансмиссии, содержащей ведущий и выходной валы и корпус, в котором размещены планетарная передача, которая кинематически связывает ведущий вал с выходным валом и механизм регулирования передаточного отношения, ограничения скорости вращения



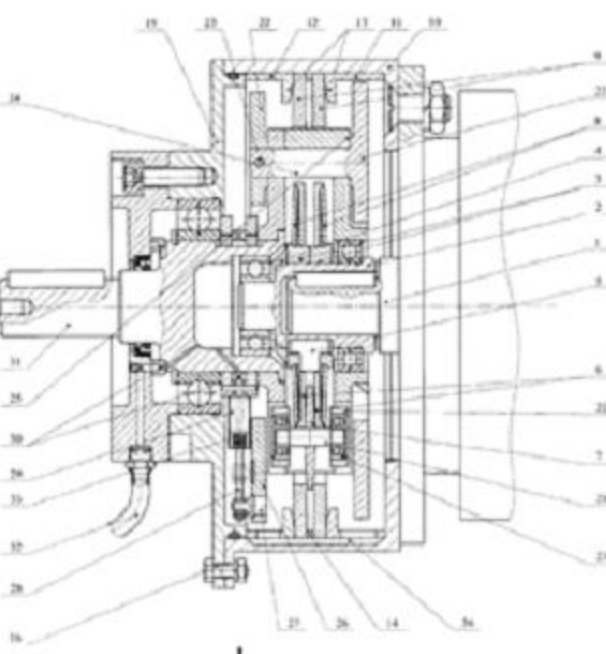
3. № 2008104401
F16H 47/041/14
Россия
США:
Борз Варнер Инк.

Бесступенчатая трансмиссия
Бесступенчатая трансмиссия, имеющая планетарную коробку передач с двумя солнечными шестернями, содержащая: первую солнечную шестерню, соединенную с источником энергии, причем указанная первая солнечная шестерня находится в зацеплении с по меньшей мере одной первой планетарной шестерней; вторую солнечную шестерню, находящуюся в зацеплении с по меньшей мере одной второй планетарной шестерней, причем указанная первая планетарная шестерня соединена с указанной второй планетарной шестерней; общее водило, соединяющее и удерживающее указанную по меньшей мере одну первую планетарную шестерню, находящуюся в зацеплении с указанной первой солнечной шестерней, указанную по меньшей мере одну вторую планетарную шестерню, находящуюся в зацеплении с указанной второй солнечной шестерней, и первую шестерню передней передачи; гидравлическую систему, имеющую вторую шестерню передней передачи и выходную шестерню, причем указанная вторая шестерня передней передачи приводится в действие указанной первой шестерней передней передачи, при этом указанная гидравлическая система обеспечивает реактивный момент на указанной планетарной коробке передач

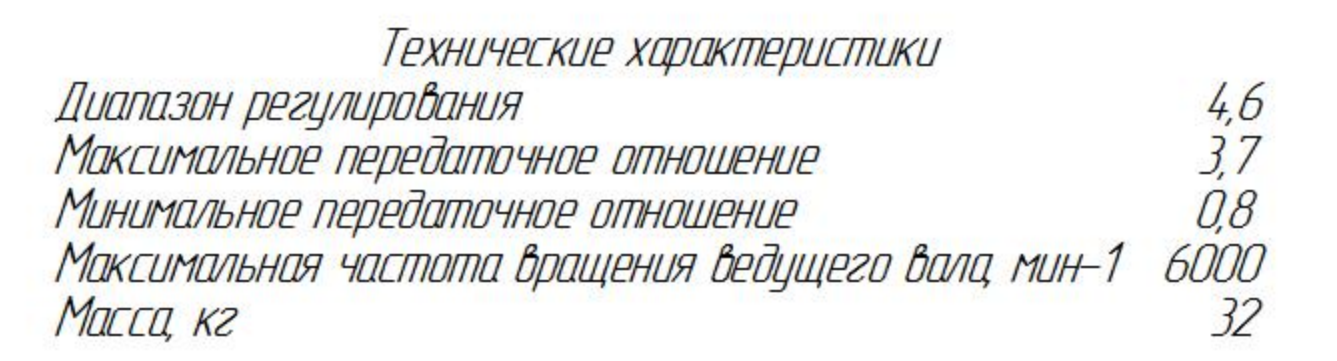


4. № 2350805
F16H 15/50
Авторы:
Гулиа Н.В. (RU)

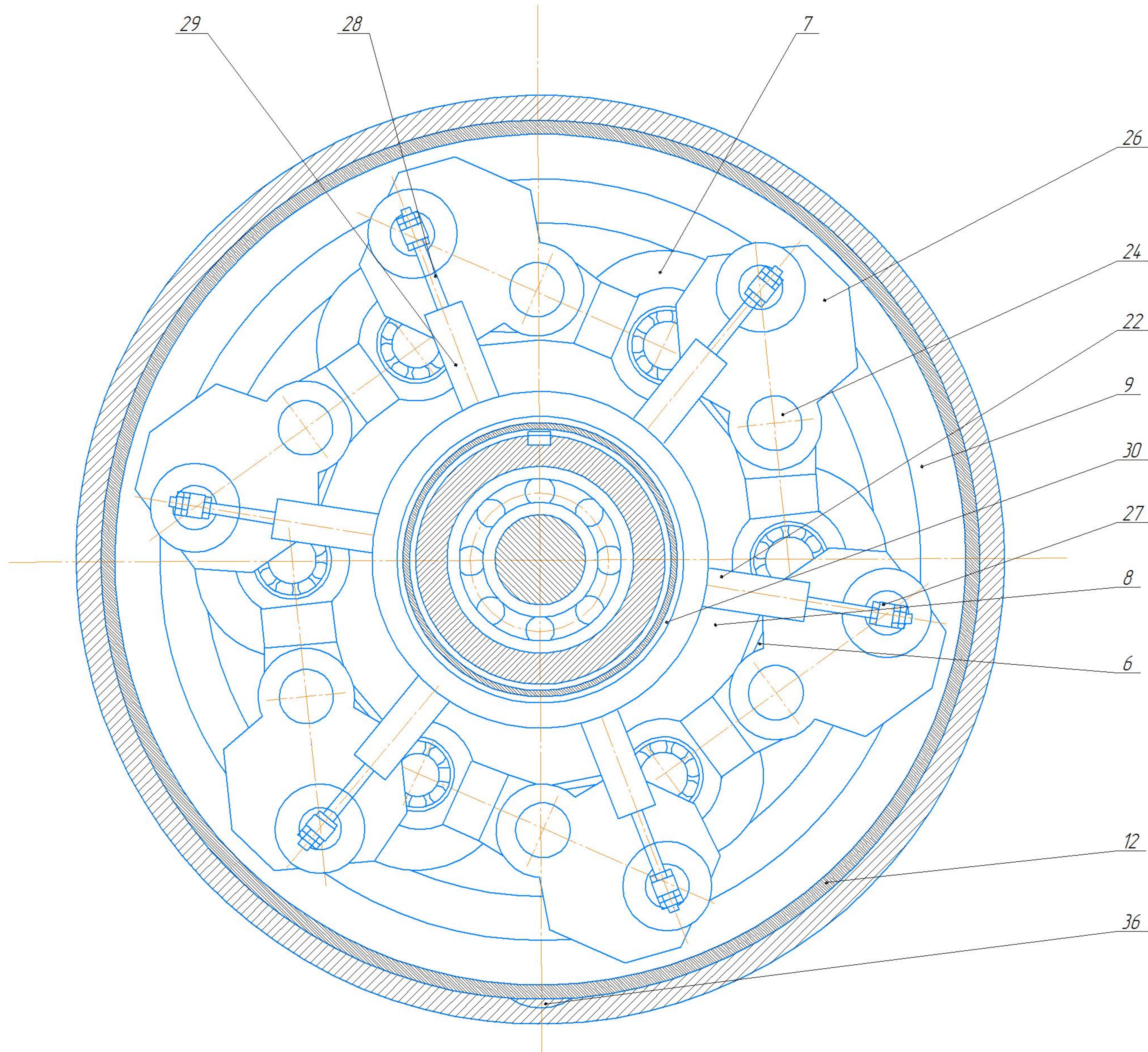
Дисковый планетарный вариатор
Задача изобретения состоит в разработке дискового планетарного вариатора, в котором обеспечивается снижение износа дорожек качения фрикционных дисков и заданные значения прижима центральных фрикционных дисков к промежуточным дискам.

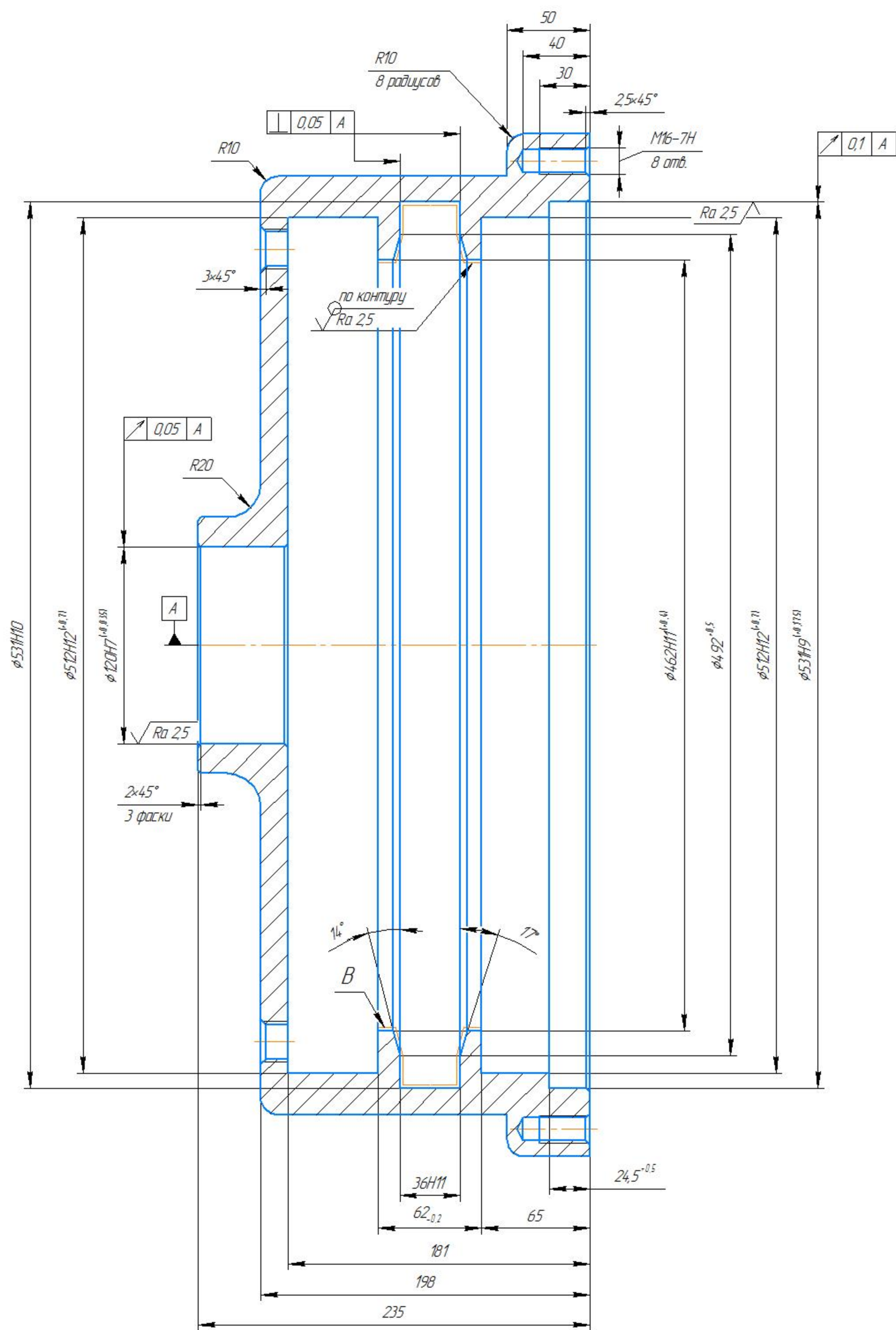
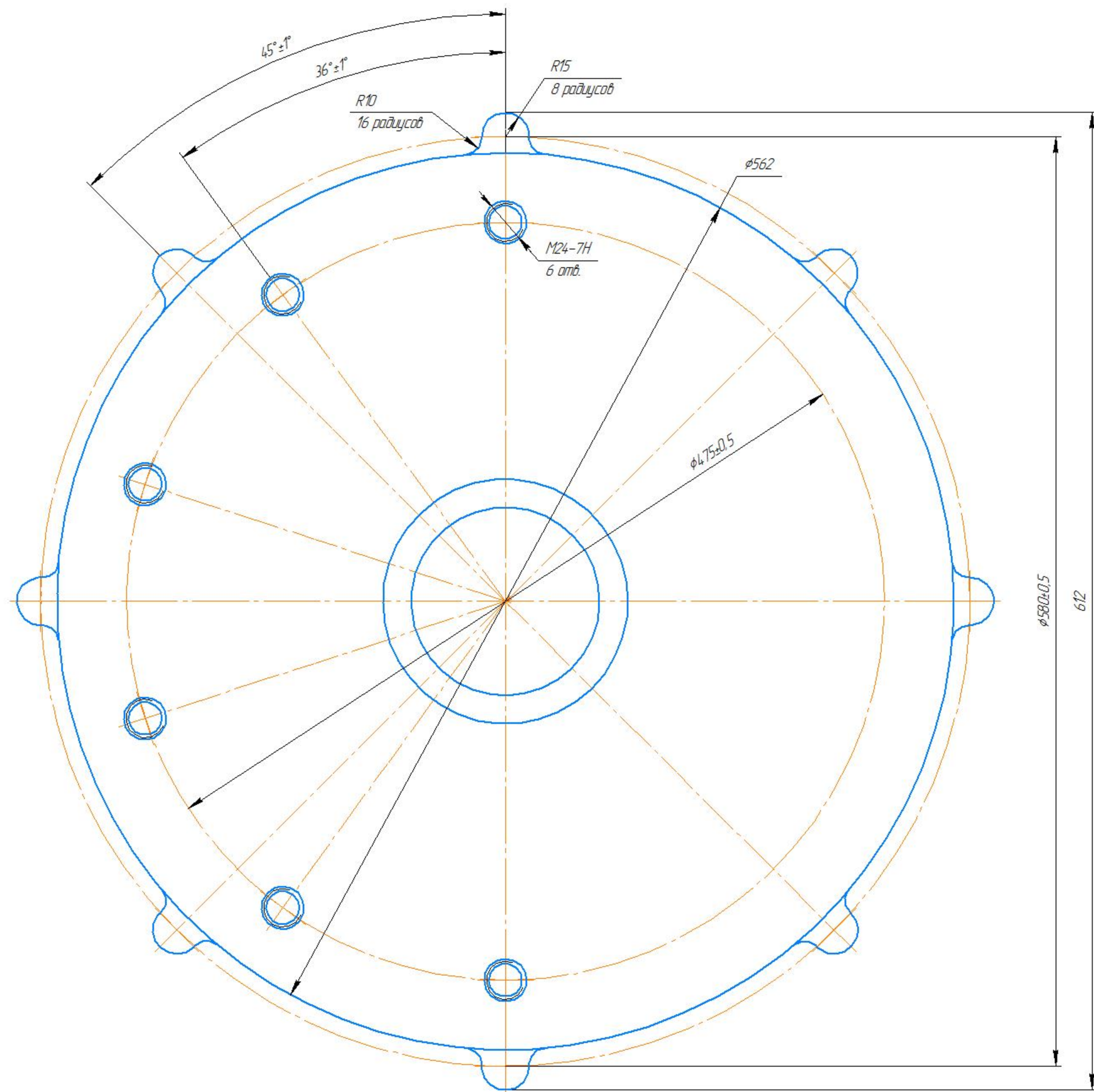


Изд. № 11-10.23.05.01.018.002
Лист 1 из 1
Дата 11-10-23



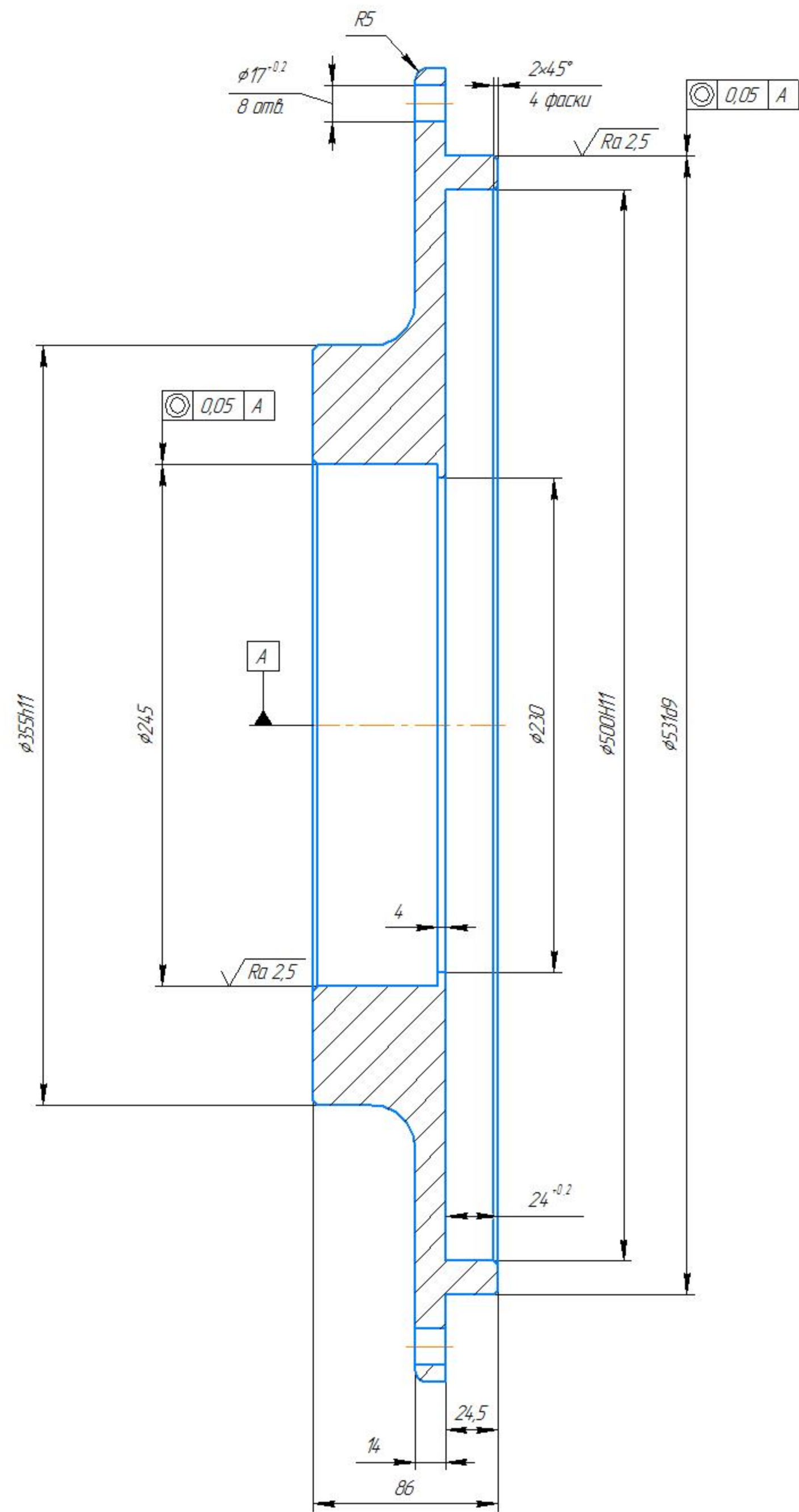
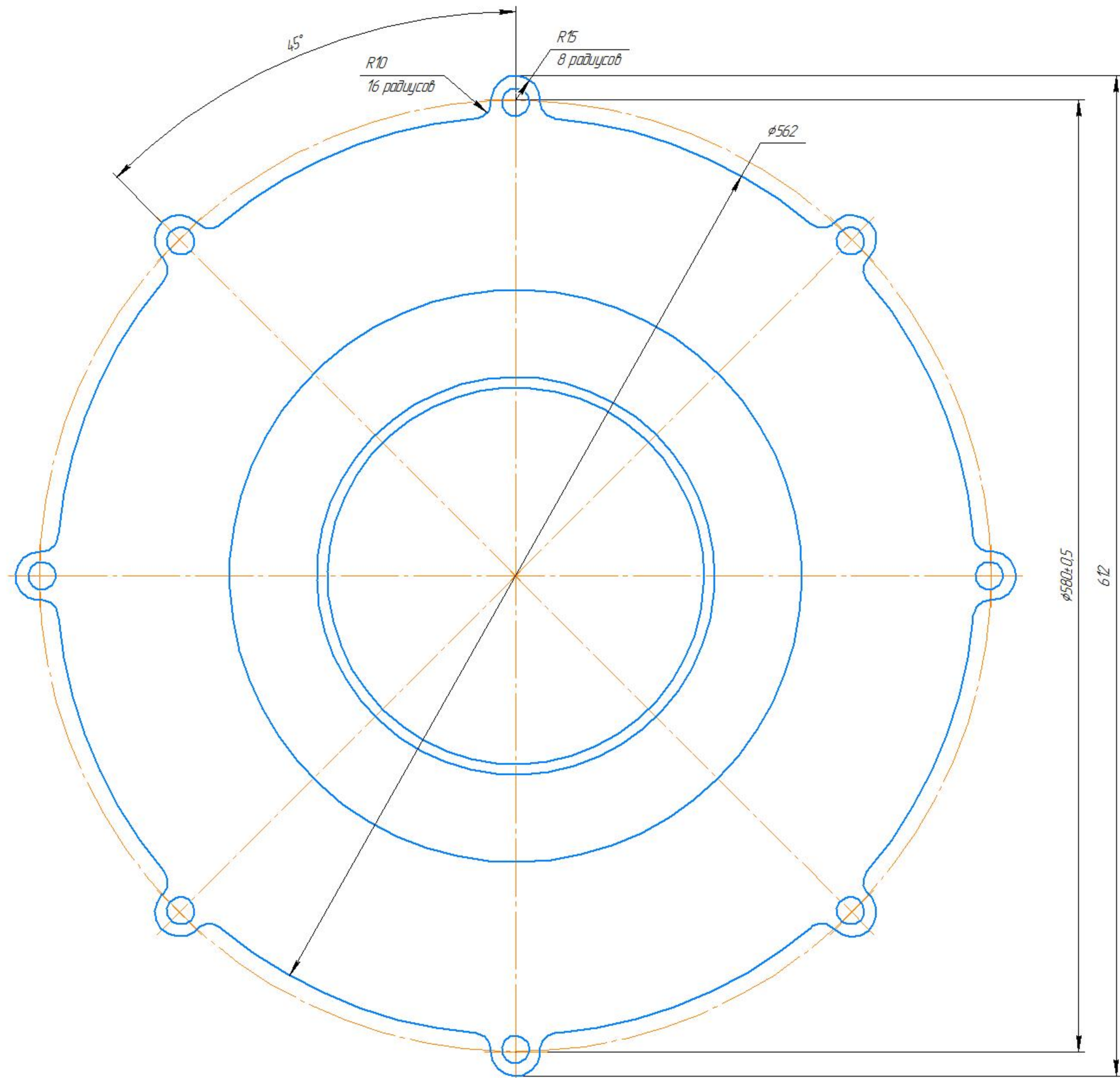
					ПГУ 1.1-10.23.05.01018.003 ВО				
					Вариатор (вид общий)		Лист	Масса	Масштаб
Изм/Лист	№ докум.	Подп.	Дата	1			1	32	1:1
Разработ	Яшин								
Проед.	Чудинов						Лист	Листов	1
Т.контр.							Кафедра "ТМ" гр. 15МН1		
Н.контр.	Жук						Формат А1		
Утв.	Солтын								





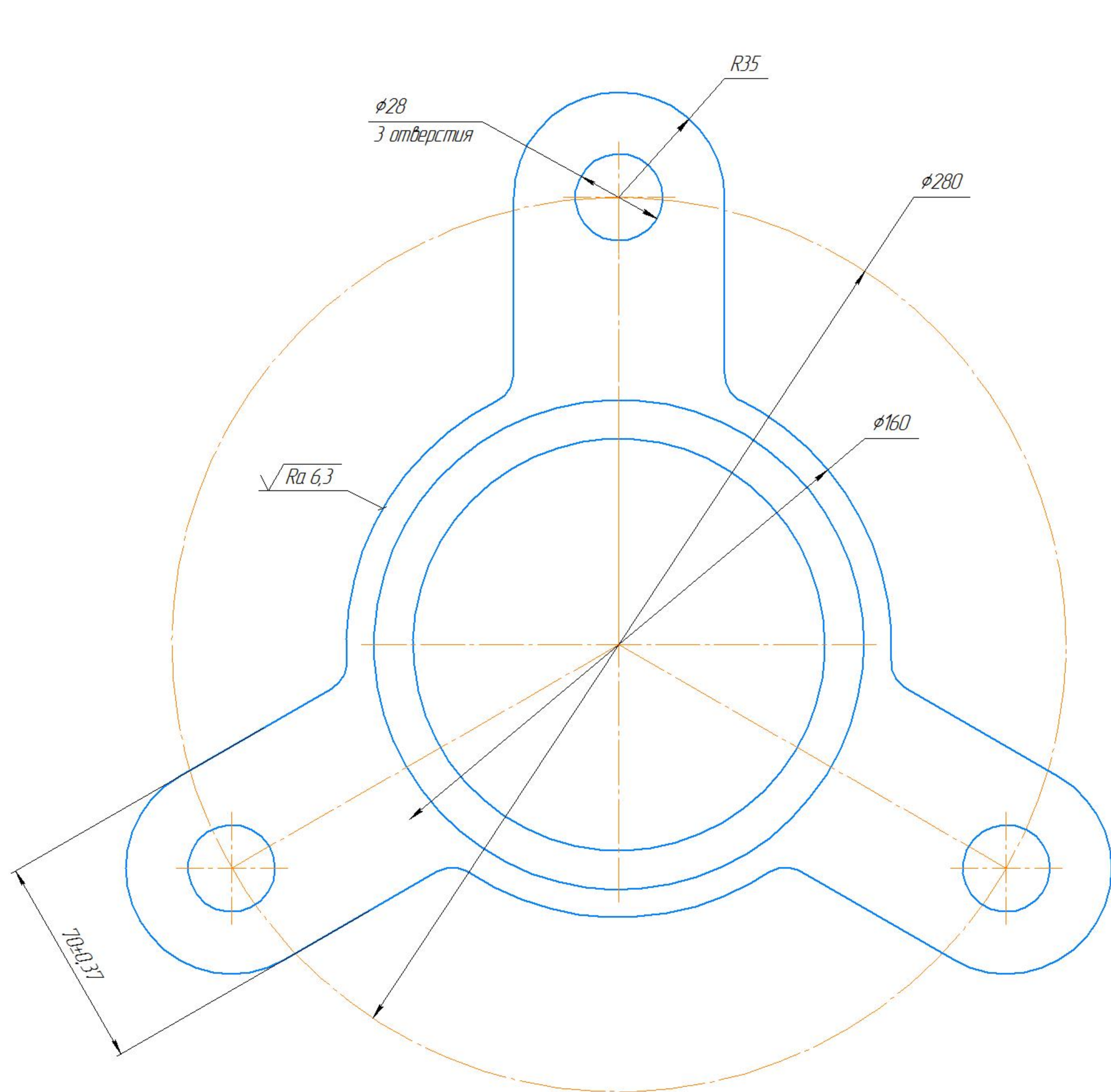
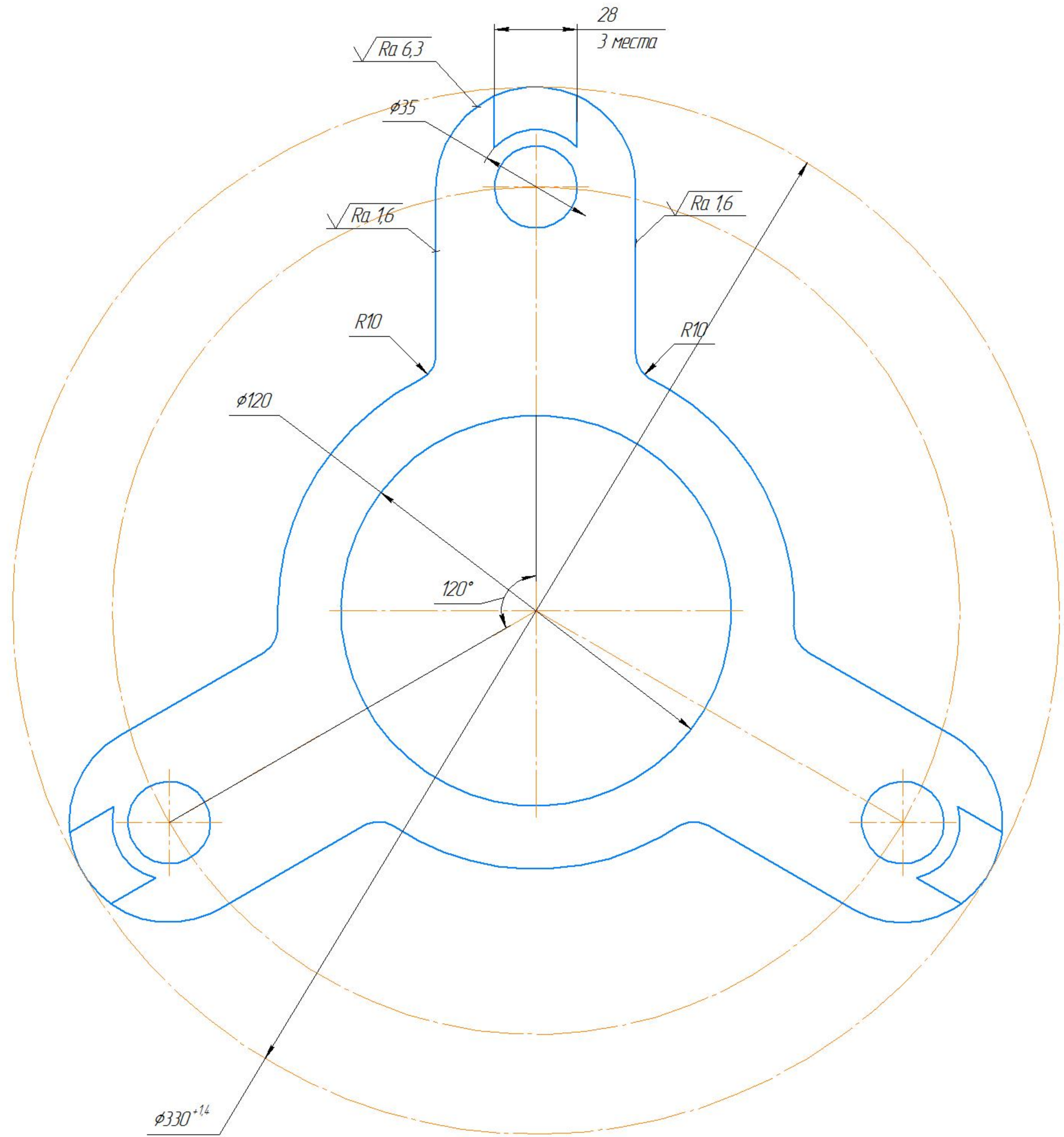
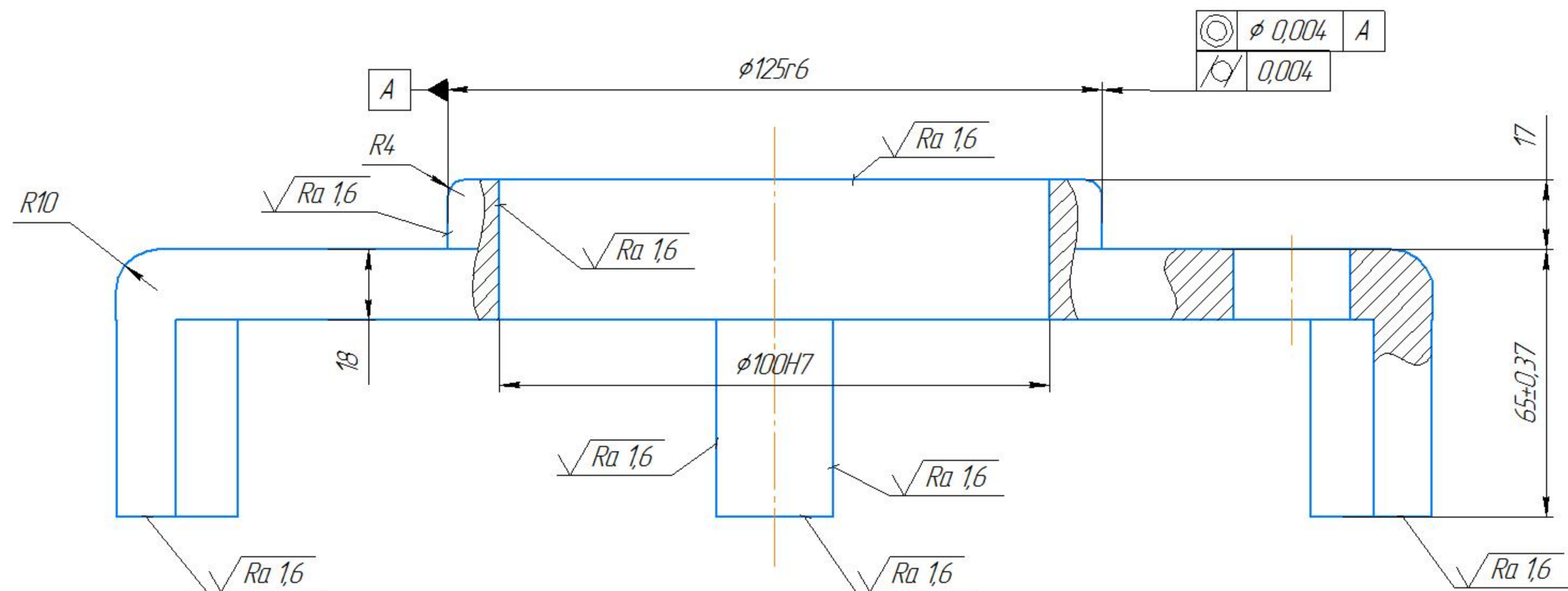
- 1 *Размеры для справок
2 HRC 30...35
3 Поверхность В ТВЧ HRC 42...48
4 Общие допуски по ГОСТ 30893.1
5 Острые кромки притупить

ПГУ 11-10.23.05.01.018.003-14				Лист 1		
Корпус				Масса	Масштаб	
				9,5	1:2	
				Лист 1		
				Кафедра "ТМ"		
				гр. 15МН1		
				Формат А1		



- 1 *Размеры для справок
2 HRC 30...35
3 Общие допуски по ГОСТ 30893.1
4 Острые кромки притупить

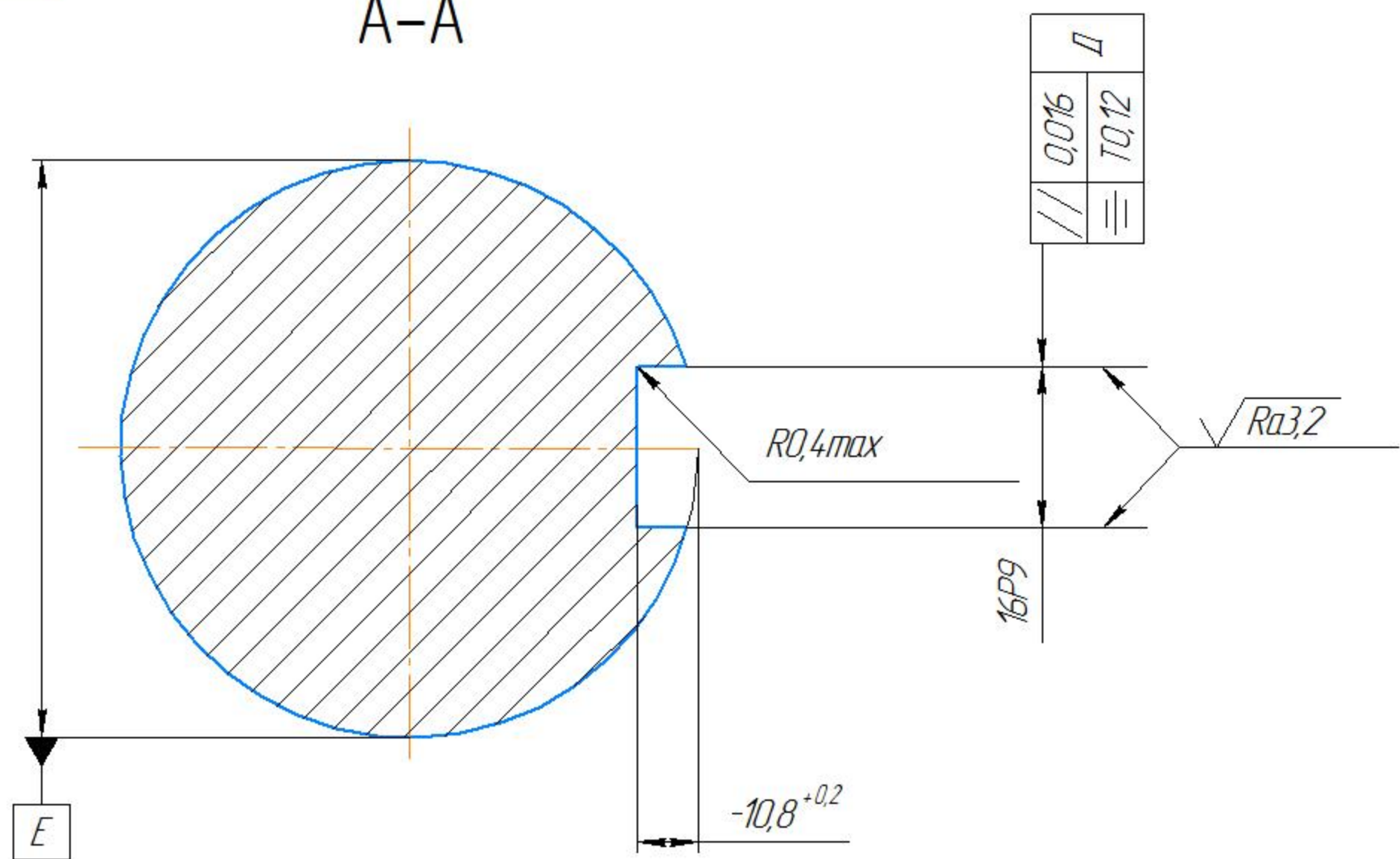
				ПГУ 11-10.23.05.01.018.003-01			
Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разработ	Яшин				1	4,83	1:2
Проб	Федистов						
Т.контр							
Н.контр	Жук				Кафедра "ТМ"		
Утв	Солмин				гр. 15МН1		
					Формат А1		



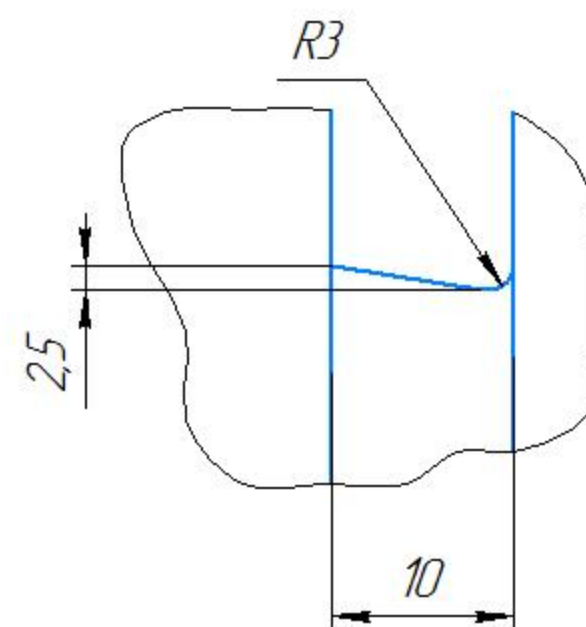
- 1. Точность отливки 8-0-0-7 ГОСТ 26645-85.
- 2. Литейные скругления, не указанные на чертеже, выполнять радиусом 3...5 мм.
- 3. Допускается изготавливать из материала - Д16т
- 4. Необработанные поверхности литых деталей, находясь в масляной ванне, красить маслястойкой красной эмалью.
- 5. *Размеры для справок.
- 6. Не указанные предельные отклонения размеров, механически обрабатываемых поверхностей: H14, h14, ± $\frac{IT14}{2}$.

				ПГУ 11-10.23.05.01.018.002-12					
Изм	Лист	№ док-м	Подп.	Дата			Лит	Масса	Масштаб
Разработ	Яшин				Водило		Д	П	3,2 1:1
Проб.	Чуристов						Лист		Листов 1
Т.контр.							Кафедра "ТМ"		
Н.контр.	Жик				Сталь 45 ГОСТ 1050-2013		гр. 15МН1		
Утв.	Салмин						Формат А1		
					Копировал				

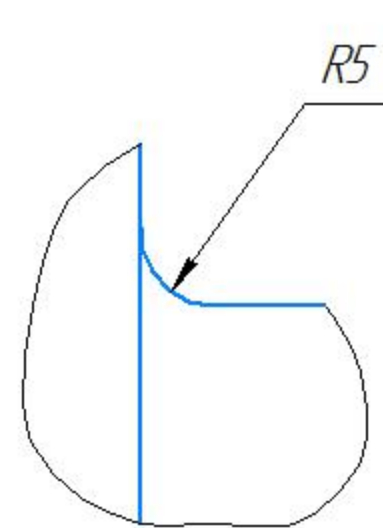
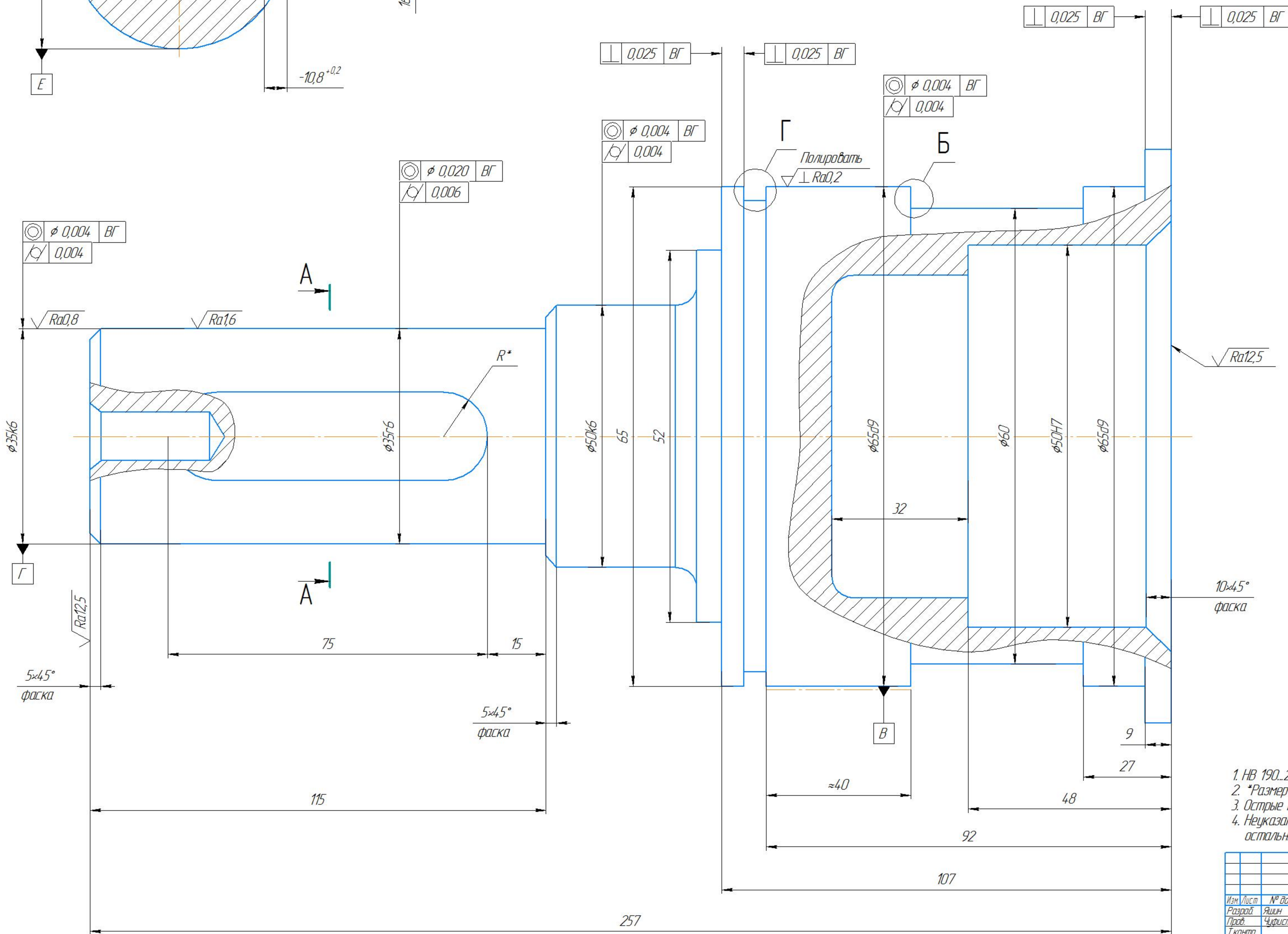
A-A



Г повернуто
M2:1

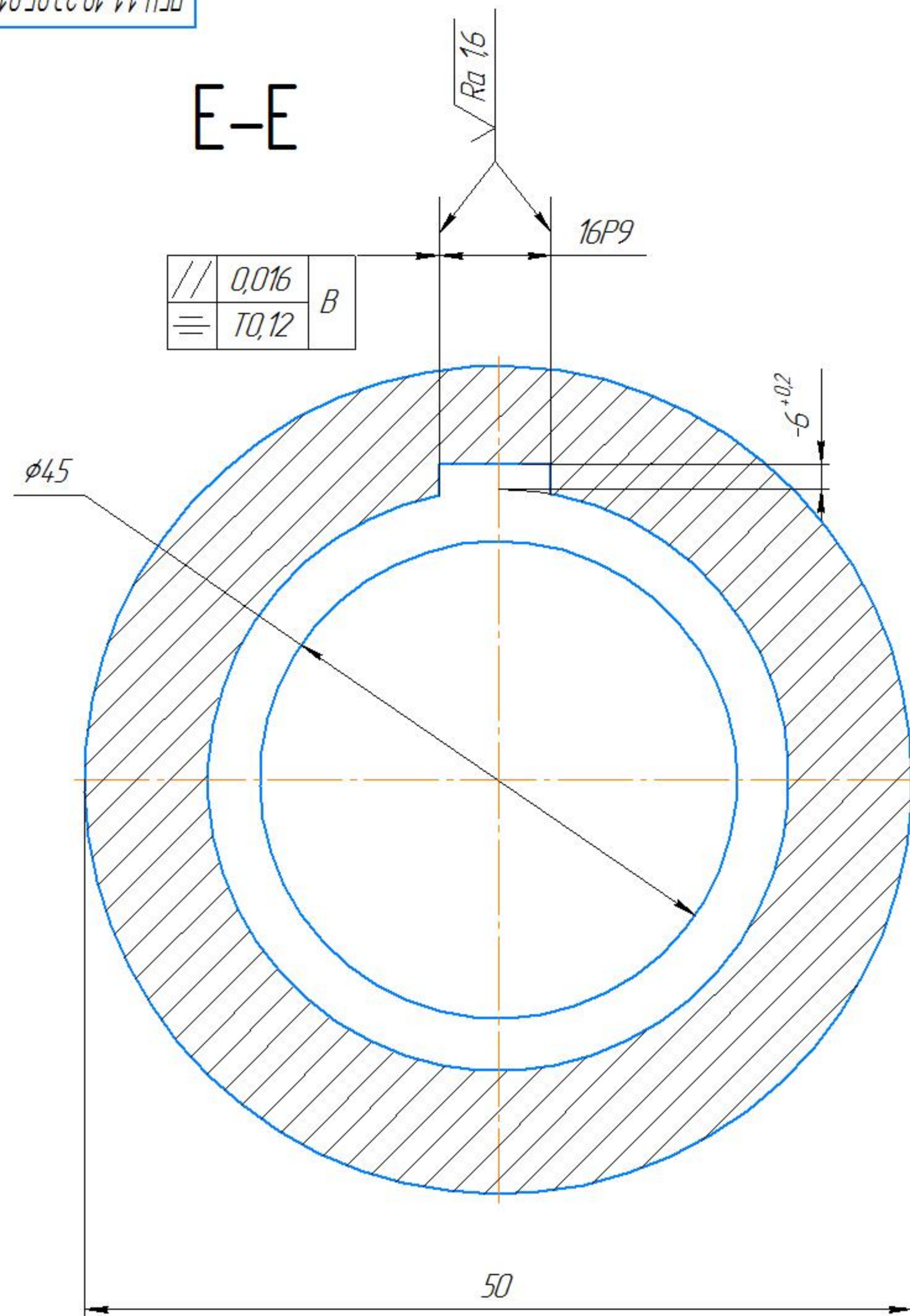
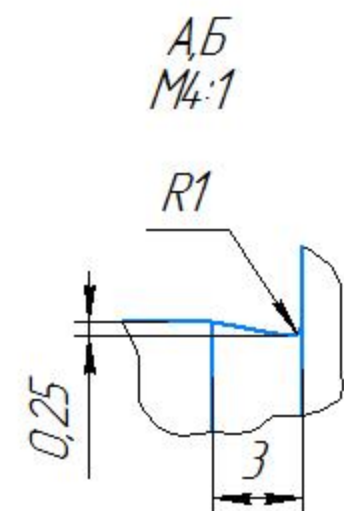
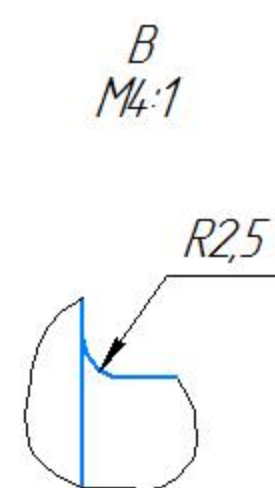
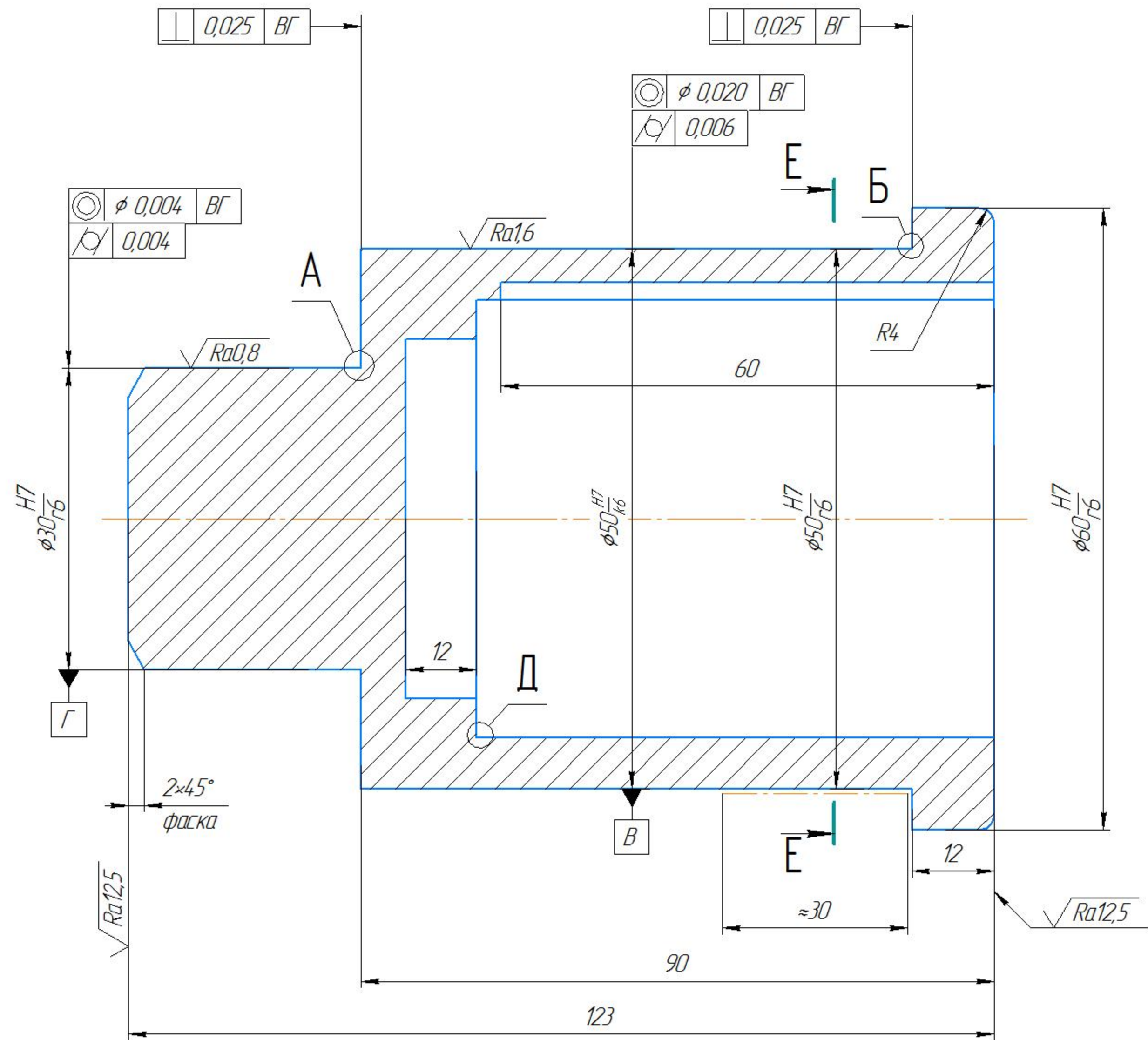


Б
M2:1



1. НВ 190...220 кроме места указанного способа
2. *Размер обеспеч. инстр.
3. Острые кромки притупить
4. Неуказанные предельные отклонения размеров валов h14, остальных $\pm IT14/2$

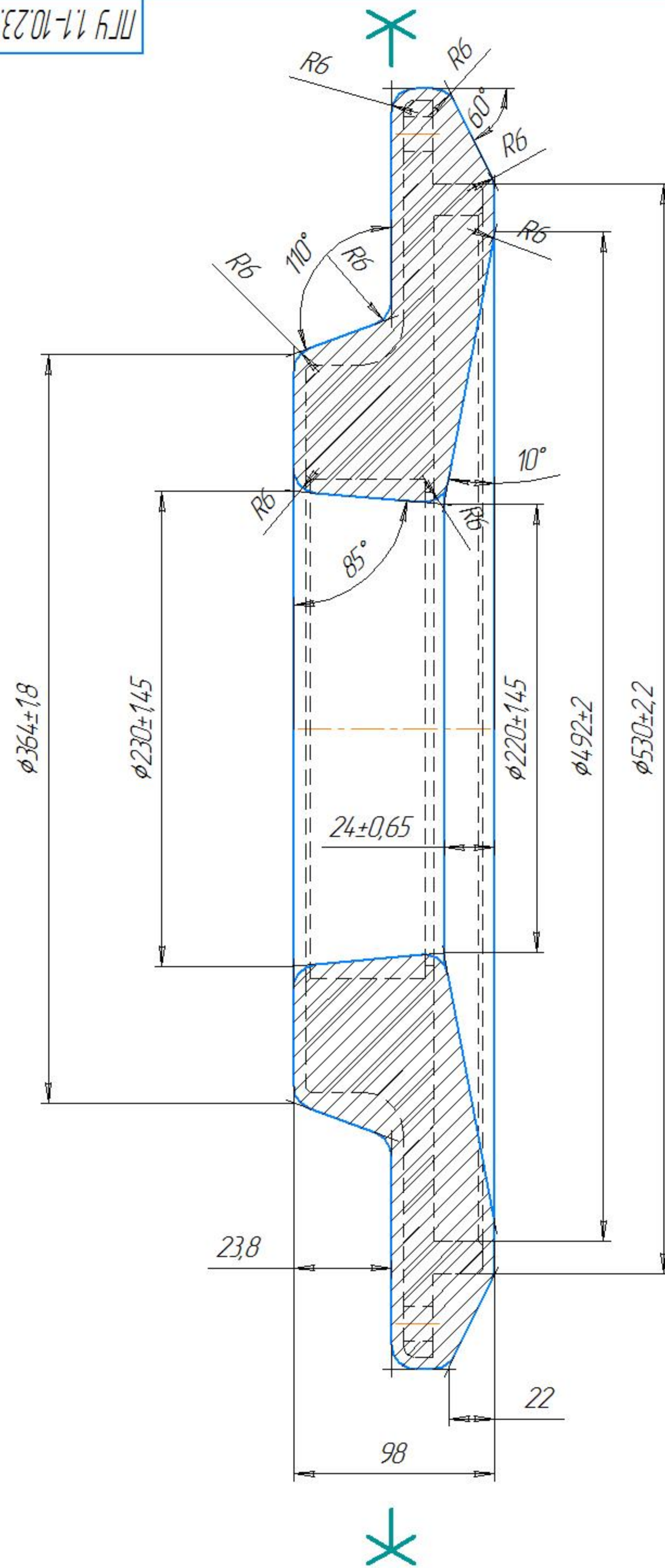
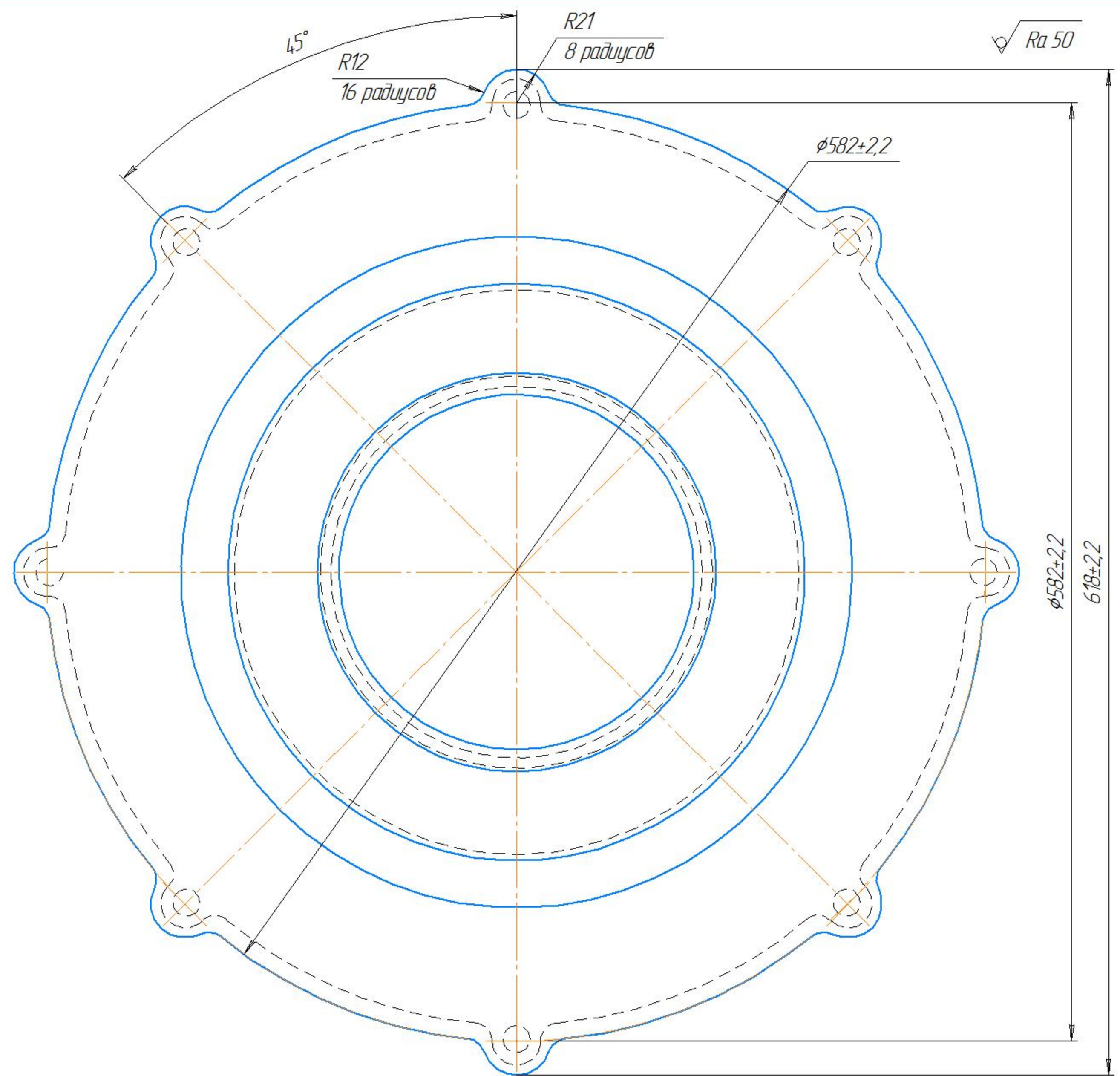
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			
Лист 1				Лист 1			



1. НВ 190...220 кроме места указанного способа
2. *Размер обеспеч. инстр.
3. Острые кромки притупить
4. Неуказанные предельные отклонения размеров валов h14, остальных $\pm IT14/2$

					ПГУ 1.1-10.23.05.01.018.002-02				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Вал ведущий		Лит	Масса	Масштаб
Разработ.		Яшин					Д	П	0,77
Пров.		Чуфистов					Лист	Листов 1	
Т.контр.									
Н.контр.	Жук				Сталь 45 ГОСТ 1050-2013		Кафедра "ТМ"		
Утв.	Салмин						гр. 15МН1		
					Копировал		Формат А2		

Изм. №	Лист	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата	Спроб. №	Перв. примен.
Изм. № подл.	Подп. и дата	Подп. и дата	Подп. и дата	Подп. и дата	Спроб. №	Перв. примен.

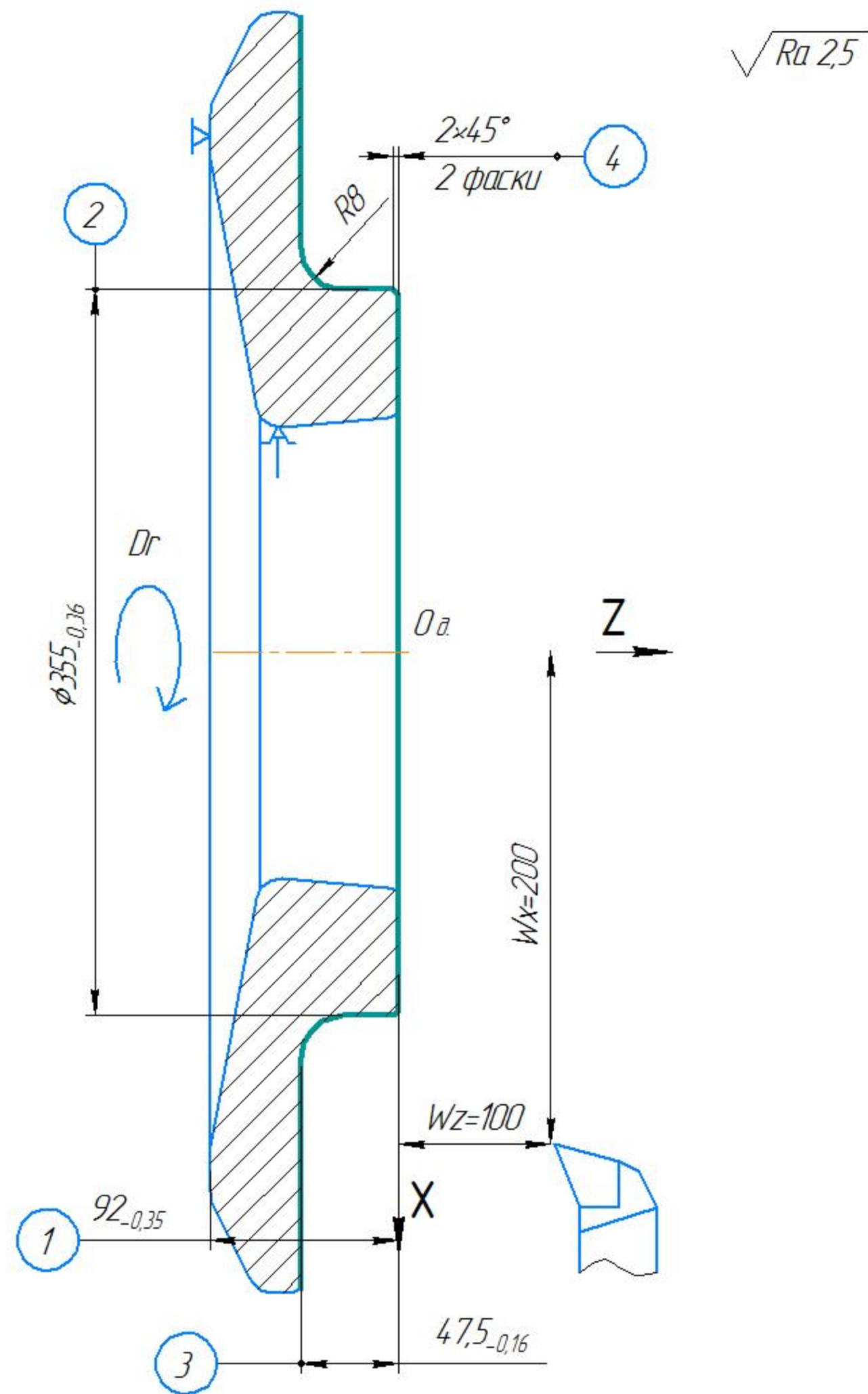


1. Класс точности Т4
2. Степень сложности С2
3. Группа стали М2
4. Исходный индекс 13 по ГОСТ 7505-89
5. Неуказанные радиусы закругления 3.6 мм
6. Твердость 28...32 HRC₃

					ПГУ 11-10.23.05.01.018.009									
					Крышка (поковка)					Лит.		Масса	Масштаб	
Изм. Лист	№ докум.			Подп.						Дата	Д	П	3,5	1:1
Разраб.	Яшин													
Пров.	Чуристов													
Т.контр.														
Н.контр.	Жук			Сталь 45 ГОСТ 1050-2013					Лист		Листов	1		
Утв.	Салмин								Кафедра "ТМ"		гр. 15МН1			
					Копировал					Формат А2				

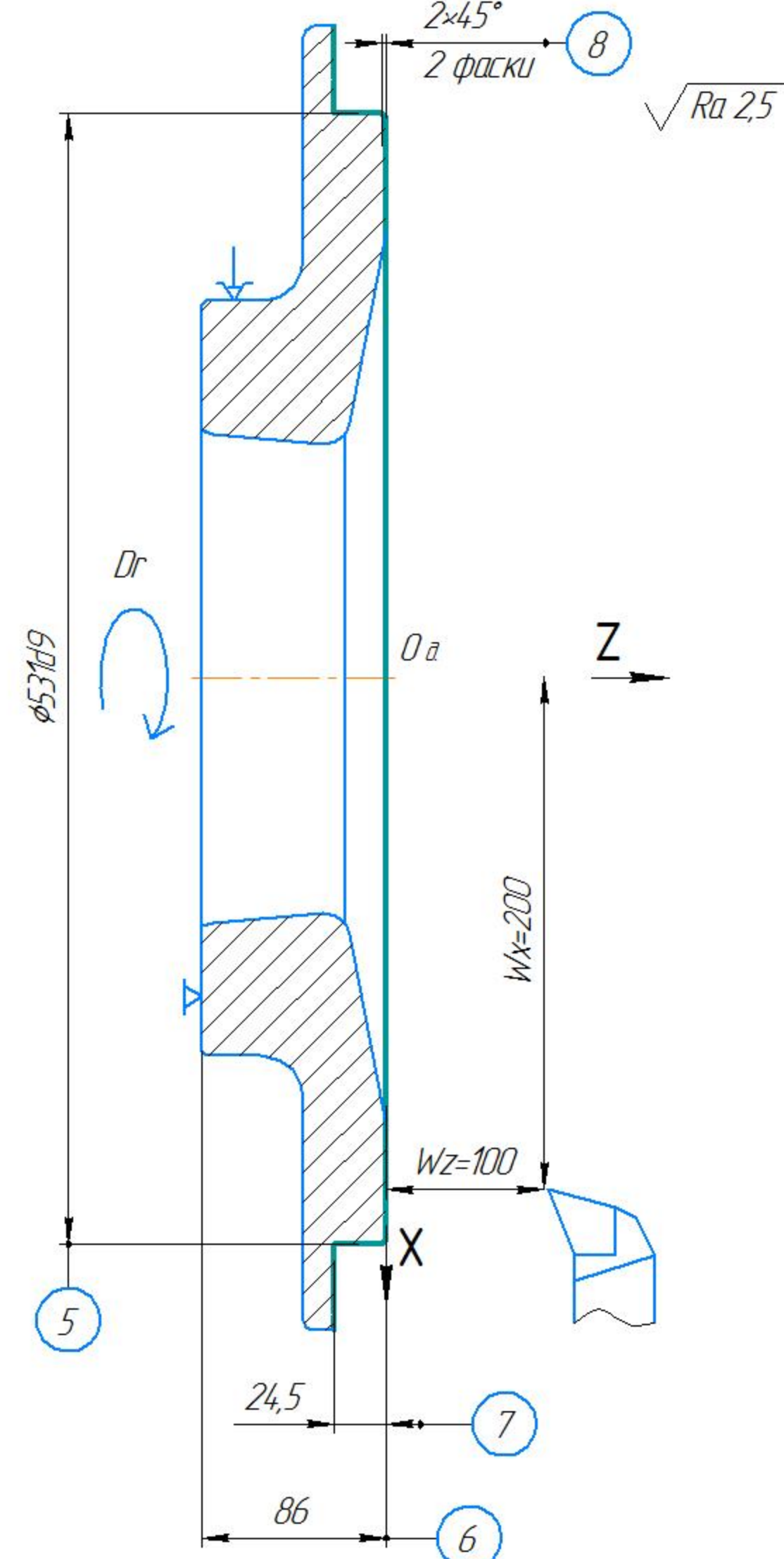
Операция 015 Токарная с ЧПУ

Оборудование: Токарно-винторезный станок с ЧПУ модели 1Н65ФЗ



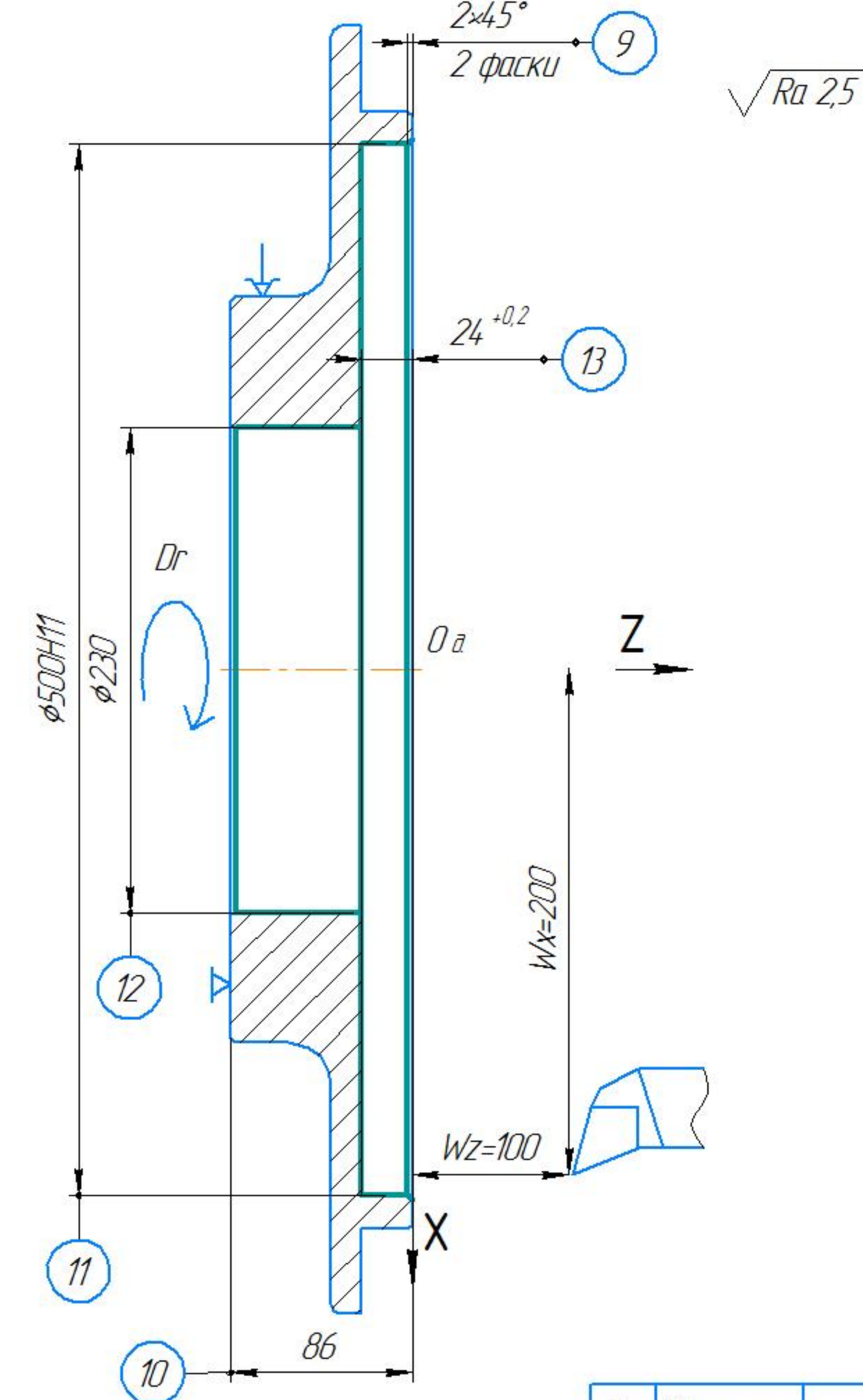
Операция 020 Токарная с ЧПУ

Оборудование: Токарно-винторезный станок с ЧПУ модели 1Н65ФЗ



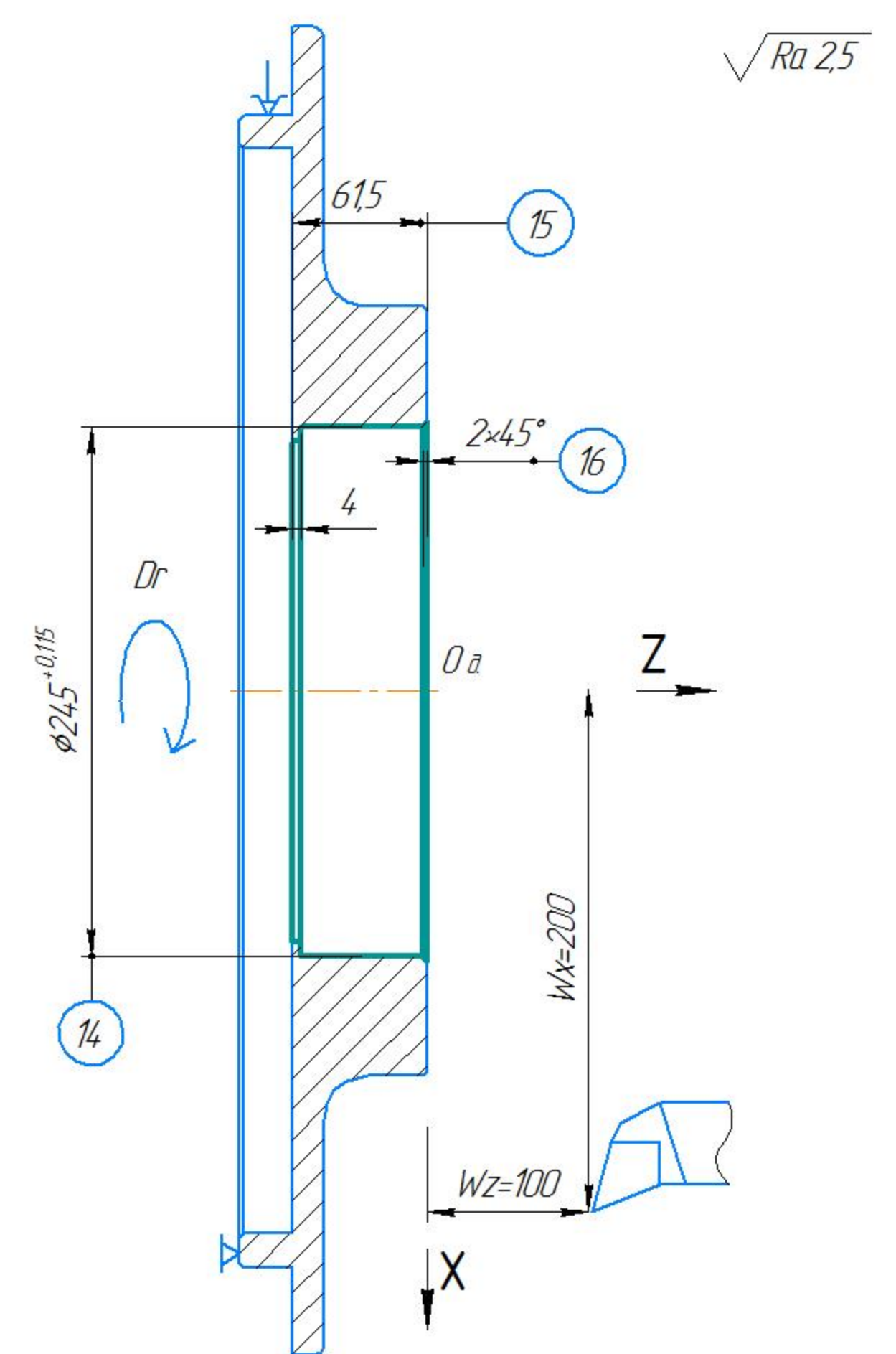
Операция 025 Токарная с ЧПУ

Оборудование: Токарно-винторезный станок с ЧПУ модели 1Н65ФЗ



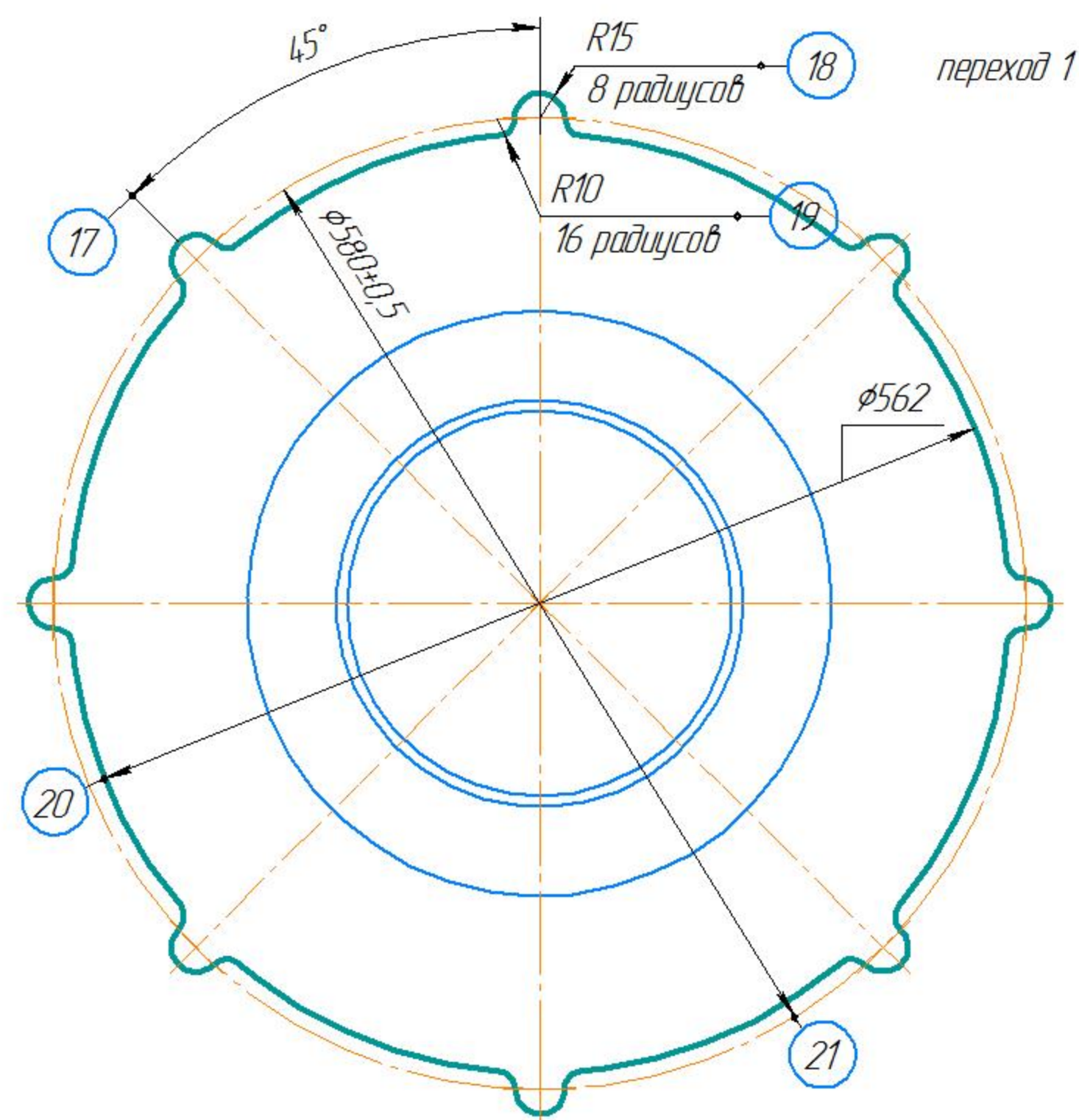
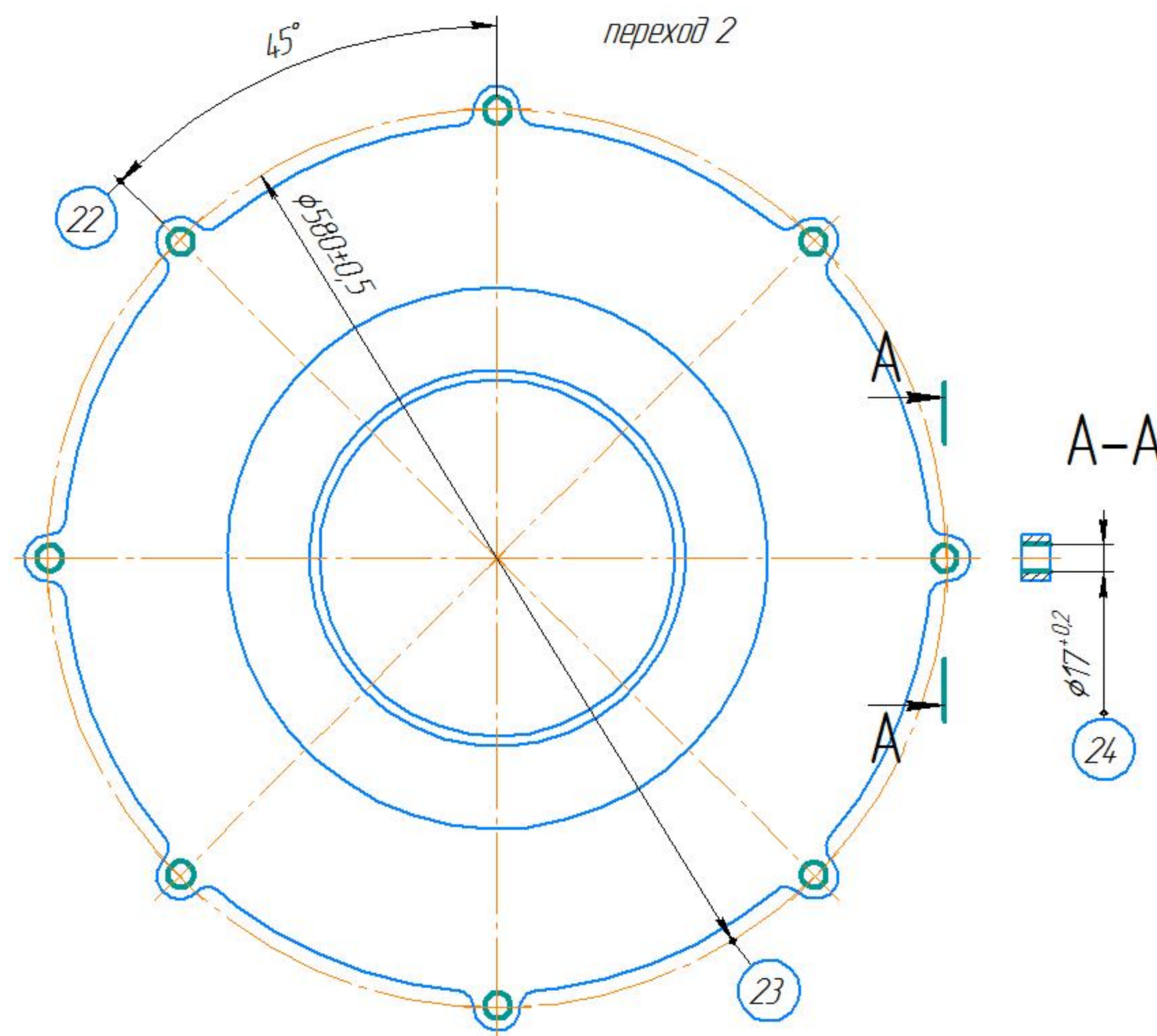
Операция 030 Токарная с ЧПУ

Оборудование: Токарно-винторезный станок с ЧПУ модели 1Н65ФЗ



ОПЕРАЦИЯ 035 Вертикально-фрезерная с ЧПУ

Оборудование: Вертикально-фрезерный станок FSS350MR



№ операции	№ инструментального перехода	Содержание технологического перехода	№ и краткое обозначение инструмента	Режимы резания					Время		
				f_z , мм	S_z , мм/об	V_c , м/мин	a_p , мм	i	$T_{мин}$	$T_{пз, мин}$	$T_{шт, мин}$
015	1	Точить поверхность, выдерживая размеры 1, 2, 3, 4	Подрезной резец 2112-0031 ГОСТ 18871-73	3	0,25	105	61	1	4,5	25	4,8
020	1	Точить поверхность по программе, выдерживая размеры 5, 6, 7, 8	Подрезной резец 2112-0031 ГОСТ 18871-73	3	0,25	104	60	1	2,7	25	2,75
025	1	Расточить сквозное отверстие по программе, точить по контуру, выдерживая размеры 9, 10, 11, 12, 13	Расточной 2141-0028 Т5К6 ГОСТ 18883-73	3	0,25	105	64	1	4,14	25	4,96
030	1	Расточить отверстие по программе, выдерживая размеры 14, 15, 16	Расточной 2141-0028 Т5К6 ГОСТ 18883-73	3	0,25	109	81	1	1,6	25	1,67
035	1	Фрезеровать по контуру, выдерживая размеры 17, 18, 19, 20, 21	Фреза φ20 специальная	3	300 мм/об	30	500	1	2,6	20	6,45
	2	Сверлить 8 отверстий, выдерживая размеры 22, 23, 24	Сверло φ17 специальное	8,75	0,1	25	500	1	3,7		