Министерство образования и науки Российской Федерации

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ «НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

УДК 629.113
№ 01201171863 от 21.07.11
Инв. №

УТВЕРЖДАЮ
Ректор НГТУ
_____ С.М. Дмитриев
«_____» _____ 2012г.

ОТЧЕТ
О НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЕ

по теме:
Разработка, исследование и создание типоразмерного ряда инновационных многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматизированным управлением для семейства перспективных грузовых автомобилей

Государственный контракт № 14.740.11.0943от 29.04.2011 г.
в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России»
на 2009-2013 годы
шифр «2011-1.5-507-009»

ЭТАП № 4: ОБОБЩЕНИЕ И ОЦЕНКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ.

(заключительный)

Руководитель НИР _____ А.Е. Кропп
подпись, дата

Нормоконтролер _____ А.Н. Блохин
подпись, дата

г. Н.Новгород 2012

Руководитель темы, д.т.н., профессор	_____ подпись, дата	А.Е. Кропп (введение, раздел 2, 5,6,8,9,10 заключение)
Исполнители темы		
д.т.н., профессор	_____ подпись, дата	Л.В. Барахтанов (раздел 2)
д.т.н., профессор	_____ подпись, дата	В.В. Беляков (раздел 4)
к.т.н., доцент, докторант	_____ подпись, дата	А.Н. Блохин (раздел 1,2, 3, 5, 7, 8, приложение А, Б, В)
к.т.н., доцент, докторант	_____ подпись, дата	А.В. Тумасов (раздел 1,4,6, 7, приложение А, Б, В)
к.т.н., с.н.с.	_____ подпись, дата	А.П. Недялков (раздел 2,5,9)
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	А.А. Кошурина (раздел 6)
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	В.С. Макаров (раздел 4)
инженер	_____ подпись, дата	В.Ю. Тумреев (раздел 3)
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	У.Ш. Вахидов (раздел 6)
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	К.Я. Лелиовский (раздел 1)
старший преподаватель	_____ подпись, дата	В.В. Шатилов (раздел 10)
начальник сектора сетевых технологий ИВЦ	_____ подпись, дата	А.М. Лабаев (раздел 10)
инженер	_____ подпись, дата	А.С. Вашурин (раздел 7, приложение А, Б, В)
аспирант	_____ подпись, дата	А.С. Фадеев (раздел 3)
инженер	_____ подпись, дата	Е.Г. Денисенко (раздел 6,8,9)
инженер	_____ подпись, дата	В.И. Бобков (введение, раздел 1, 2, заключение)

руководитель группы ЦБДДТЭ	_____ подпись, дата	Ю.П. Трусов (раздел 2)
начальник отдела	_____ подпись, дата	А.В. Шатилов (раздел 10)
ассистент	_____ подпись, дата	С.А. Багичев (раздел 10)
аспирант	_____ подпись, дата	С.Е. Манянин (раздел 6)
аспирант	_____ подпись, дата	Д.В. Зезюлин (раздел 1)
аспирант	_____ подпись, дата	Т.А. Козлова (раздел 5)
аспирант	_____ подпись, дата	А.М. Носков (раздел 1,2,5,9)
аспирант	_____ подпись, дата	М. С. Крашенинников (раздел 5)
аспирант	_____ подпись, дата	С.Ю. Костин (раздел 7, приложение А, Б, В)
зам.начальника НИЛ ТИС	_____ подпись, дата	В.В. Пальцев (раздел 6)
студент	_____ подпись, дата	А.Д. Яржемский (раздел 2)
студент	_____ подпись, дата	Д.В. Игонин (раздел 2)
студент	_____ подпись, дата	Л.В. Куделько (заключение)
студент	_____ подпись, дата	М.С. Серопян (введение)
студент	_____ подпись, дата	М.Д. Козлов (раздел 5)
студент	_____ подпись, дата	С.Д. Мыльников (заключение)
студент	_____ подпись, дата	П.С. Рогов (раздел 6)
Нормоконтролер	_____ подпись, дата	А.Н. Блохин

РЕФЕРАТ

Отчет 205 с., 131 рис., 13 табл., 27 источников, 3 прил.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА – КОРОБКА ПЕРЕДАЧ, МЕХАТРОННОЕ УПРАВЛЕНИЕ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ, СИНХРОНИЗАТОРЫ, СТУПЕНЧАТАЯ ТРАНСМИССИЯ, ДЕЛИТЕЛЬ, ДЕМУЛЬТИПЛИКАТОР

Объект исследования – механическая коробка передач с автоматизированным управлением.

Цель работы – исследование трансмиссий грузового автомобиля с использованием мехатронных систем управления.

Методология проведения работы – при проведении теоретических исследований использовались методы аналитической механики, численные методы решения систем нелинейных уравнений и разнообразные методы математического моделирования.

Результаты работы – материалы теоретических исследований, раскрывающие содержание работ по решению поставленных научно-исследовательских задач (объем 12,9 п.л.), включая: изготовление макетных образцов унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач, экспериментальное исследование работоспособности унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач, доработка унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач, корректировка технической документации по результатам экспериментальных исследований, обобщение результатов исследований, технико-экономическая оценка полученных результатов в сравнении с современным научно-техническим уровнем, разработка рекомендаций по использованию результатов проведенных НИР, проведение научного семинара по теме: «Опыт по разработки, исследованию и созданию типоразмерного ряда перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением», подготовка учебного пособия, оценка полноты решения задач и достижения поставленных целей НИР.

Область применения – машиностроение, в частности автомобилестроение, колесные машины и транспортно-технологические комплексы; транспорт.

Значимость работы – получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям новые и эффективные методы и средства для исследования и создания шестнадцатиступенчатых коробок передач с мехатронным управлением, использующих энергоэффективные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетному направлению «Транспортные и космические системы».

СОДЕРЖАНИЕ

Нормативные ссылки…… 6

Определения…… 7

Обозначения и сокращения……... 8

Введение……. 9

1. Изготовление макетных образцов унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач..…… 11

2. Экспериментальное исследование работоспособности унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач.……. 52

3. Доработка унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач..……... 69

4. Корректировка технической документации по результатам экспериментальных исследований..……. 73

5. Обобщение результатов исследований …… 122

6. Технико-экономическая оценка полученных результатов в сравнении с современным научно-техническим уровнем…….. 149

7. Разработка рекомендаций по использованию результатов проведенных НИР:

7.1 Разработка рекомендаций по использованию результатов проведенных НИР в реальном секторе экономики; 180

7.2 Разработка рекомендаций и предложений по использованию результатов проведенных НИР в образовательном процессе. 183

8. Проведение научного семинара по теме: «Опыт по разработки, исследованию и созданию типоразмерного ряда перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением»…… 185

9. Подготовка макета учебного пособия…… 186

10. Оценка полноты решения задач и достижения поставленных целей НИР…… 189

Заключение…… 192

Список использованных источников…… 203

Приложение А. Копия акта внедрения в реальный сектор экономики……... 206

Приложение Б. Копия акта внедрения в образовательный процесс……. 208

Приложение В. Копия программы внедрения в учебный процесс…… 210

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

В настоящем отчете о НИР использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 20306-90	Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний
ГОСТ 21354-87	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность
ГОСТ 18667-73	Автомобильные агрегаты и механизмы. Термины и определения
ГОСТ 4.401-88	Автомобили грузовые. Номенклатура показателей
ГОСТ 22576-90	Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний
ГОСТ 17069-71	Передачи гидродинамические. Методы стендовых испытаний

ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В настоящем отчете о НИР применяют следующие термины с соответствующими определениями:

Термин	–	Определение
Диапазон коробки передач	–	отношение передаточных чисел низшей и высшей передач
Делитель	–	дополнительный редуктор, имеющий малый диапазон и устанавливающийся впереди основной коробки передач
Демультипликатор	–	дополнительный редуктор, имеющий относительно большой диапазон и устанавливающийся сзади основной коробки передач.
Тягово-скоростные свойства	–	совокупность свойств, определяющие возможные по характеристикам двигателя или сцепления ведущих колес с опорной поверхностью диапазоны изменения скоростей движения и максимальные ускорения разгона транспортного средства при его работе в тяговом режиме в различных дорожных условиях.
Подвижность	–	способность противостоять внешним (эксплуатационная надежность) и внутренним (отказная надежность) воздействиям и способность выполнять поставленную задачу с оптимальной адаптивностью к условиям эксплуатации и состоянию самой машины.
Топливная экономичность	–	свойство, определяющее расходы топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

В настоящем отчете о НИР применяют следующие обозначения и сокращения:

Сокращение		Расшифровка
$n'_{дв}, n''_{дв}$	–	-частоты вращения вала двигателя, в пределах которых осуществляется разгон на передаче
q	–	знаменатель геометрической прогрессии
Ψ	–	коэффициент суммарный дорожного сопротивления
f	–	коэффициент сопротивления качению
α	–	угол продольного уклона дороги
N_e	–	мощность двигателя
v	–	скорость движения
i_n	–	передаточное число текущей (низшей) передачи коробки
i_{n+1}	–	передаточное число включаемой (высшей) передачи коробки
λ	–	действительный интервал оборотов ведущих частей трансмиссии
i_0	–	постоянное передаточное число трансмиссии (главной передачи)
r_k	–	радиус качения колеса
$n_д$	–	обороты двигателя
i_{n-1}	–	передаточное число включаемой (низшей) передачи
g	–	ускорение силы тяжести
G	–	полный вес автомобиля
ξ	–	коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс деталей трансмиссии и ходовой части
k	–	коэффициент сопротивления воздуха
F	–	площадь Миделя
t	–	время
v_0	–	скорость начала переключения передач
$КП$	–	коробка переключения передач

Введение

Данный отчет о НИР является четвертым этапом работы, заключительным, по государственному контракту № 14.740.11.0943, направленным на разработку типоразмерного ряда перспективных многоступенчатых унифицированных малогабаритных синхронизированных коробок передач.

Повышение технического уровня современных грузовых автомобилей осуществляется на основе улучшения эксплуатационной надежности, конкурентоспособности, повышения безопасности движения и производительности.

Решение поставленных задач в настоящее время в значительной мере связывают со степенью насыщения агрегатов и систем автомобиля автоматическими устройствами на базе микропроцессорного управления.

Появление в мировом авто- и тракторостроении автоматики привело к перестройке как зарубежной, так и отечественной системы проектирования. Сила и выгода такого исполнения агрегатов особенно ярко видна на примере трансмиссий, которые при наличии и отсутствии автоматики управления при одинаковых других компонентах комплекса являют разительный контраст в характеристиках как их самих, так и оборудованных автомобилей. С микропроцессорным управлением они обеспечивают на порядок более выгодные характеристики практически по всем показателям работы машин: техническим, экономическим и эргономическим.

Так, в последнее время, наблюдается увеличение числа ступеней в механических коробках передач (к примеру, на автопоездах до 16-20). Это приводит к необходимости более частого переключения, что повышает физические и психологические нагрузки на водителя. В то же время увеличение скорости движения и количества автомобильного транспорта на дорогах требует от водителя повышенного внимания к быстро меняющейся дорожной обстановке.

Обеспечение в этих условиях безопасности движения и высокой производительности автомобилей может быть осуществлено путем автоматизации управления механическими ступенчатыми трансмиссиями, в первую очередь коробкой передач и сцеплением. Появление микропроцессоров, способных функционировать в тяжелых условиях эксплуатации автомобилей и имеющих высокое быстродействие, позволяет не только повысить точность управления, но и увеличить количество информационных параметров, тем самым реализовать более гибкую логику управлений. В результате, система автоматического управления коробкой передач приводит к улучшению эффективности использования мощности двигателя, улучшает топливную экономичность, снижает утомляемость водителя.

Сравнивая комплексы с микропроцессорным управлением с их механическими прообразами по техническому совершенству легко увидеть, что первые значительно превосходят последних не только по общим показателям, но и по уровню и качеству проектирования.

Комплексы с микропроцессорным управлением по цене не много дороже механических прообразов, зато по совокупному показателю цена/качество превосходят их на порядок.

Ведущие зарубежные автомобильные фирмы (Mercedes-Benz, MAN, Volvo, Renault, DAF, Scania и другие) уже выпускают автомобили с механическими автоматическими трансмиссиями. К настоящему времени, серийных отечественных автомобилей, использующих коробки передач с автоматическим управлением нет. Однако работы в этом направлении ведутся. Группа компаний «КОМ», крупнейший производитель инновационных узлов и агрегатов трансмиссий автомобилей и специализированных машин, с 2005 г. изготавливает грузовые автомобили «РУСАК», признанные в номинации «Перспектива года» лучшим коммерческим автомобилем 2009 года в России. К 2010 г., совместно с НГТУ, спроектировано семейство грузовых автомобилей «РУСАК», полной массой 8…44 т.. Для данных транспортных средств и разработан представленный в данном отчете типоразмерный ряд многоступенчатых коробок передач с автоматическим управлением, не уступающих лучшим мировым аналогам (ZF, Getrag, Eaton, Volvo, Mercedes-Benz и другим), что повышает конкурентоспособность отечественных грузовых автомобилей на мировом рынке.

В данном отчете о НИР произведено обобщение результатов исследований на всех четырех этапах. Представлены технические характеристики изготовленных экспериментальных образцов многоступенчатых малогабаритных синхронизированных коробок передач М6-300, ТМ8-2700, ТМ16-2000 и системы автоматического управления, а также техническая документация, доработанная по результатам экспериментальных исследований. Произведена технико-экономическая оценка полученных результатов в сравнении с современным научно-техническим уровнем.

По результатам проведенных исследований разработаны и представлены рекомендации по использованию результатов проведенных НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе.

1 Изготовление макетных образцов унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач

В процессе выполнения работы по НИР были изготовлены макетные образцы синхронизированных многоступенчатых коробок передач М6-300, ТМ8-2700, ТМ16-2000.

1.1 Экспериментальный образец коробки передач М6-300 с механическим управлением

В таблице 1.1 представлена техническая характеристика шестиступенчатой малогабаритной коробки передач М6-300, на рисунке 1.2 – ее кинематическая схема и потоки мощности, при включении каждой передачи. На рисунке 1.3 – продольный разрез коробки передач.

Таблица 1.1 - Техническая характеристика коробки передач М6-300

Тип коробки передач							Механическая, 6-и ступенчатая, синхронизированная коробка передач, выполненная по 3-х вальной схеме
Модель							М6-300
Максимальный момент							350Нм
П е р е д а т о ч н ы е ч и с л а							
1	2	3	4	5	6	R	
7,33	3,46	2,14	1,34	1	0,79	4,9	
Диапазон передаточных чисел							9,28
Межцентровое расстояние							100 мм
Задний ход Тип управления							Зацепление шестерен только при включенной передачи ЗХ Включение передачи с помощью перемещения паразитной шестерни
Тип синхронизаторов							Муфтовый, безсухарный
Т и п ы управления							1. Механическое 2. Электропневматическое с помощью контроллера
Осевой габарит по торцам картера коробки передач							295 мм
Масса коробки передач							45 кг
Наличие отбора мощности							механический и гидравлический

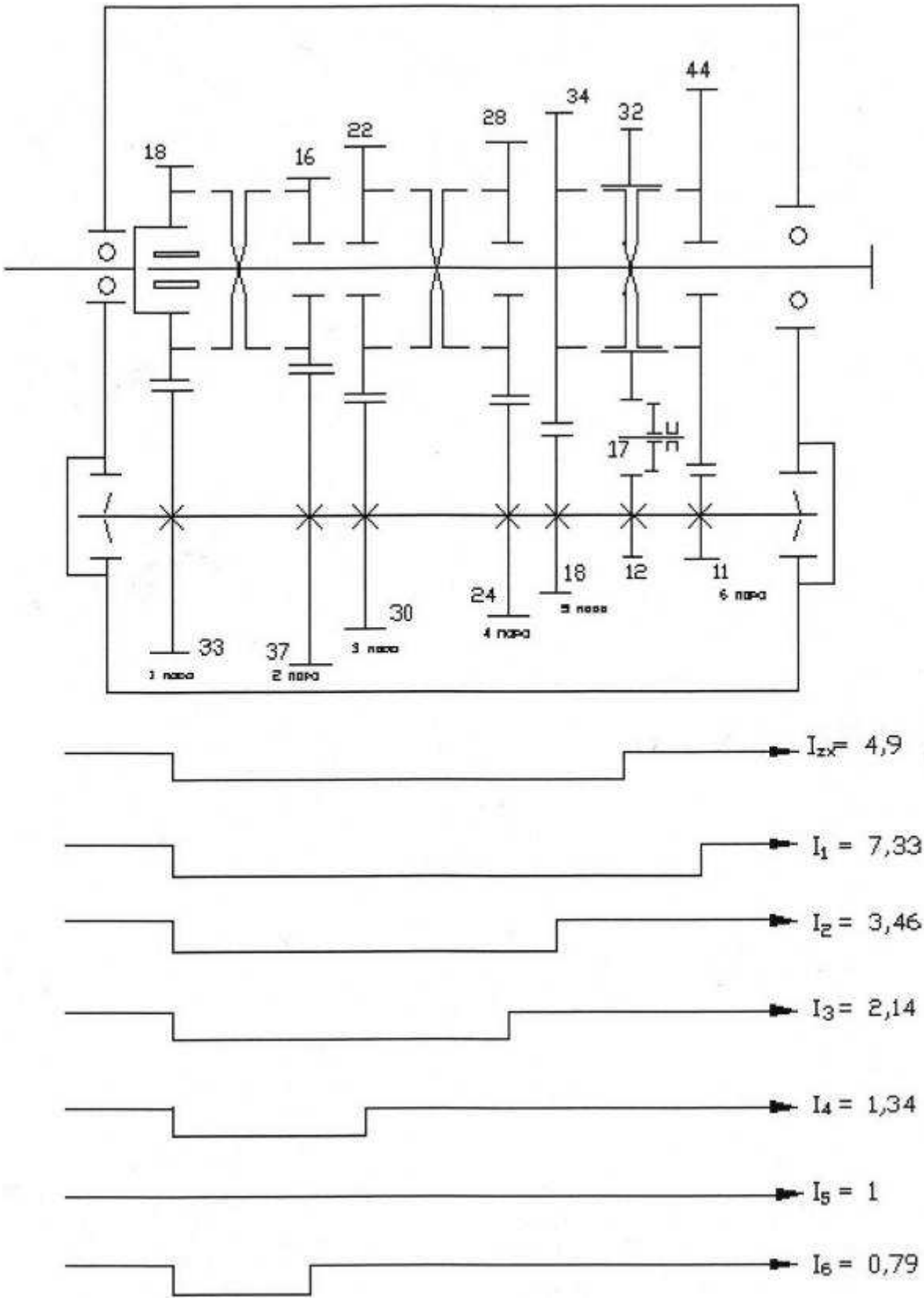


Рисунок 1.1 – Кинематическая схема и потоки мощности М6-300

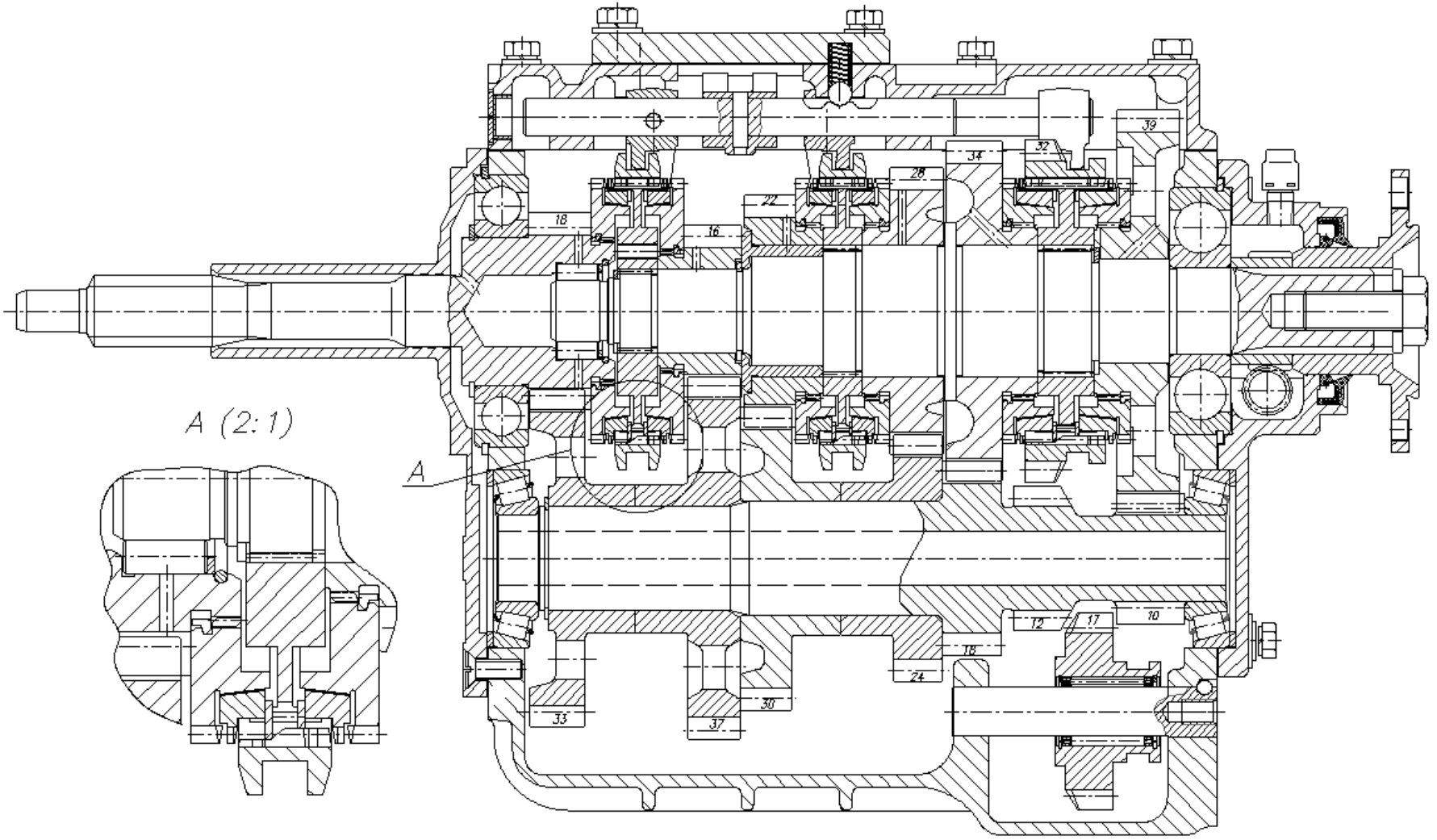


Рисунок 1.2 – Продольный разрез коробки передач М6-300

Таблица 1.2 – Сводная таблица геометрических и прочностных параметров шестерен коробки передач М6-300

Наимен. пары	z_1 z_2	Перед. число U	Модуль m, мм	Угол накл. β°	Коэф. смеще-ния X	Ширина B,мм	Нар. диам. D_a,мм	Диам. впад. D_f,мм	Степень перекрыт. E_s E_β E_α	Момент M, кгм	Напр. изгиб. σ, кг/мм^2	Напр. конт. Ро, кг/мм^2	Окруж-ное усилие Рокр,кг	Осе-ваяя сила A, кг	Ради-альная сила T,кг
Межосевое расстояние A_w=100мм															
1 пара	37 16	2,31	3,5	22	-0,17 0,16	22,5 25	146,9 69,9	128,3 51,4	2,44 0,77+1,67	30	21,5 19,7	136,6	944	401,5	389
2 пара	18 33	0,545	3,5	22	0,58 0,61	23 21	79,6 136,4	61,9 118,7	2,13 0,71+1,42	67,9	21 23	147,4	1050	424	320
3пара	22 30	0,73	3,5	22	0,36 0,2	21 21	93,8 122,8	75,4 104,5	2,22 0,647+1,6	67,9	24,4 25	152,3	1176	475,5	524
4 пара	28 24	1,166	3,5	22	0,34 0,22	22 20	116,3 100,3	97,9 82	2,26 0,68+1,58	67,9	28,8 34	162,8	1471	594	655
5 пара	34 18	1,89	3,5	22	0,19 0,37	22,5 24	137,9 78,9	119,5 60,4	2,32 0,77+1,55	67,9	37,86 40,46	186,4	1961	792,3	873
6 пара	44 11	4	3,5	22	0,36 0,8	25,5 27,5	162,9 49,7	147,8 35,3	1,08	67,9	77,5 72	268	3395	-	1903
Задний ход															
Межосевое расстояние A_w=62мм A_w=102мм															
7 пара	12 17	1,42	4	0	0,8 0,34	22,5 19	59,7 76	46 62,3	0,8613	67,9	68,4 84,7	275	2646,4	-	1655,7
8 пара	17 32	1,88	4	0	0,34 0,749	19 17	76 139,7	62,3 125,6	0,9667	94,5	92,7 82,3	253,5	2934	-	1656,9

Передаточные числа

Передача	6	5	4	3	2	1	З.х.	диапазон
Перед.числа	0,79	1	1,69	2,69	4,36	9,24	6,17	9,24

Примечания: *пара привода, 6-й,4-й,3-й,2-й передач выполнены с коэф. высоты зуба $H_{(a)}$=1,2 и α=20°;*
шестерни 1-й передачи выполнены с коэф. высоты зуба $H_{(a)}$=1 и α=25°;
шестерни заднего хода выполнены с коэф. высоты зуба $H_{(a)}$=0,8 и α=25°;

Рисунок 1.3 – Внешний вид коробки передач М6-300

Данная коробка передач предназначена для коммерческих легких автомобилей, автомобилей повышенной и высокой проходимости.

Анализ разрабатываемых параметров наиболее массовых выпускаемых автомобилей – внедорожников (джипов) самых разнообразных зарубежных и отечественных фирм показал, что мощностные показатели находятся в диапазоне 150…250 л.с. и крутящие моменты в интервале 220…350 Нм. Поэтому, было принято решение разрабатывать коробку передач под максимальный крутящий момент двигателя 300…360 Нм. Диапазон передаточных чисел разработанной коробки передач d=9,28 был определен исходя из предельных возможностей при 2-х парах зацепления шестерен – величина полученного диапазона гарантированно обеспечивает необходимые требования по скоростным и тяговым качествам автомобиля в заданном выше мощностном диапазоне при полной массе транспортного средства до 8000 кг.

С целью обеспечения надлежащих динамических качеств автомобилей, а, именно, оптимальных величин интервалов ступеней потребовалось коробку передач выполнить шестиступенчатой.

При этом следует отметить, что увеличенное число передач с меньшими интервалами ступеней трансмиссии еще ни в коей степени не гарантирует уменьшения расхода топлива. Только в сочетании с низкими внутренними потерями, которые зависят от весьма большого числа конструкторских отличительных особенностей, можно рассчитывать на снижение расхода топлива за счет применения современной коробки передач.

Основными конкурентными преимуществами коробки передач М6-300 при ее использовании являются:

1) малый вес и габариты – практически шестиступенчатая коробка передач М6-300 выполнена в габаритах и массе пятиступенчатых коробок передач;

2) увеличенный в 1,5…2 раза диапазон передаточных чисел, что обеспечивает:

- снижение расхода топлива до 5…8%;

- снижение оборотов двигателя на один километр пути и тем самым повышение ресурса двигателя;

- уменьшение шумности двигателя за счет снижения его оборотности;

- исключение демультипликатора из раздаточной коробки в полноприводных автомобилях, что существенно упрощает, облегчается и удешевляет ее конструкцию;

- исключение приводов управления диапазонами раздаточной коробки и блокировкой дифференциала;

- увеличение долговечности сцепления в 1,5…2 раза за счет резкого уменьшения работы буксования сцепления, что особенно будет сказываться при частом трогании при наличия движения в так называемых «пробках»;

3) коробка передач М6-300 предназначена прежде всего для применения на автомобилях повышенной проходимости типа «джип», малых автобусах и грузовых автомобилях с полной массой до 8000 кг. с крутящим моментом двигателя до 360 Нм.

4) уменьшение расхода топлива за счет низких внутренних потерь и широкого диапазона передаточных чисел коробок передач.

Из массово выпускаемых отечественных автомобилей данная коробка передач может использоваться на полноприводных модификациях автомобилей семейства «ГАЗель», в частности, в вариантах «ГАЗель-Бизнес» с двигателями Cummins ISF 2,8 л., «ГАЗель-NEXT»

Основные детали коробки передач М6-300 представлены на рисунке 1.4.

а) Вторичный вал

б) Промежуточный вал

в) Первичный вал

г) Механизм переключения передач

д) Блокирующее кольцо синхронизатора

е) муфта синхронизатора

Рисунок 1.4 –Детали коробки передач М6-300

1.2 Экспериментальные образцы коробок передач М8-2700 и ТМ16-2000

Коробки передач ТМ8-2700 и ТМ16-2000 являются малогабаритными максимально унифицированными механическими синхронизированными многоступенчатыми коробками передач, предназначенные для работы с двигателями в диапазоне мощностей 600…700 л.с. (соответственно для ТМ16 и ТМ8) и крутящих моментов до 2200 Нм для коробки ТМ16 и 2700 Нм для коробки ТМ8. Это позволяет удовлетворить самым разнообразным требованиям, предъявляемым к автомобилям, автобусам, автопоездам, а также автомобилям специального назначения (рисунок 1.5).

Рисунок 1.5 – Область применения многоступенчатых коробок передач

Малые габаритные и весовые показатели позволяют широко использовать разработанные коробки передач с двигателями относительно небольшой мощности, т.к. известно, что использование агрегатов с высокими мощностями определяется и лимитируется их допустимой напряженностью, в то время, как с низкими мощностями – габаритом и массой силового агрегата.

Обе модификации выполнены синхронизированными, что позволяет применять различные системы управления – как, например, механическое, командное с помощью контроллера или полностью автоматическое. Поскольку, выбирать тип управления должен потребитель, а производитель – иметь в наличии коробки передач с любым типом управления, что и было реализовано в разработанных коробках передач.

В таблицах 1.3-1.4 представлена техническая характеристика многоступенчатых коробок передач ТМ8 и ТМ16, в таблицах 1.5-1.6 – геометрические и прочностные характеристики. На рисунках 1.6 и 1.7 представлены кинематические схемы и потоки мощности, а на рисунках 1.8 и 1.9 – продольные разрезы коробок передач.

Таблица 1.3 - Техническая характеристика коробки передач ТМ8-2700

Тип коробки передач	Механическая, 8-и ступенчатая, синхронизированная коробка передач, выполненная по 3-х вальной схеме без промежуточных опор валов, состоящая из двух последовательно расположенных редукторов: 4-х ступенчатого основного редуктора и 2-х ступенчатого планетарного демультипликатора
Модель	ТМ8-2700
Максимальная мощность двигателя	700 л.с.
Максимальный момент	2700Нм

П е р е д а т о ч н ы е ч и с л а

1	2	3	4	5	6	7	8	R
9,69	6,81	4,46	3,14	2,17	1,53	1	0,703	8,04

Диапазон передаточных чисел	13,78
Межцентровое расстояние	Основного редуктора 170 мм планетарного демультипликатора 80 мм
Задний ход Тип управления	Постоянное зацепление шестерен Включение передачи с помощью зубчатой муфты
Тип синхронизаторов	Муфтовый, безсухарный с автономными элементами блокировки синхронизаторов и зубчатой муфты, двухконусный на 1-й и 5-й передачах На остальных передачах одноконусный
Т и п ы Управления	1. Механическое с усилителем 2. Командное электропневматическое с помощью контроллера
Управление сцеплением	Автоматическое
Осевой габарит по торцам картера коробки передач	480 мм
Масса коробки передач без картера сцепления	280 кг
Объем смазки	7 л
Наличие отбора мощности	механический и гидравлический

Таблица 1.4 – Техническая характеристика коробки передач ТМ16-2000

Тип коробки передач	Механическая, 16-и ступенчатая, синхронизированная коробка передач, выполненная по 3-х вальной схеме без промежуточных опор валов, состоящая из трех последовательно расположенных редукторов: 2-х ступенчатого делителя, 4-х ступенчатого основного редуктора и 2-х ступенчатого планетарного демультипликатора																
Модель	ТМ16-2000																
Максимальная мощность двигателя	600 л.с.																
Максимальный момент	2300Нм																
П е р е д а т о ч н ы е ч и с л а																	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	R1	R2
14,2	11,4	9,98	8,03	6,75	5,45	4,63	3,70	3,10	2,50	2,20	1,70	1,50	1,20	1,00	0,81	9,47	11,7
Диапазон передаточных чисел	17,53																
Межцентровое расстояние	Основного редуктора 170 мм планетарного демультипликатора 80 мм																
Задний ход Тип управления	Постоянное зацепление шестерен Включение передачи с помощью зубчатой муфты																
Тип синхронизаторов	Муфтовый, бессухарный с автономными элементами блокировки синхронизаторов и зубчатой муфты, двухконусный на 1-й, 2-й, 9-й и 10-й передачах На остальных передачах одноконусный																
Типы управления	1. Автоматическое электропневматическое с помощью микропрцессорных блоков 2. Командное электропневматическое с помощью контроллера 3. Командное электропневматическое, работает по «Резервной» схеме управления																
Управление сцеплением	Автоматическое, кроме типа 3 управления коробкой передач																
Осевой габарит по торцам картера коробки передач	570 мм																
Масса коробки передач без картера сцепления	280 кг																
Объем смазки	8 л																

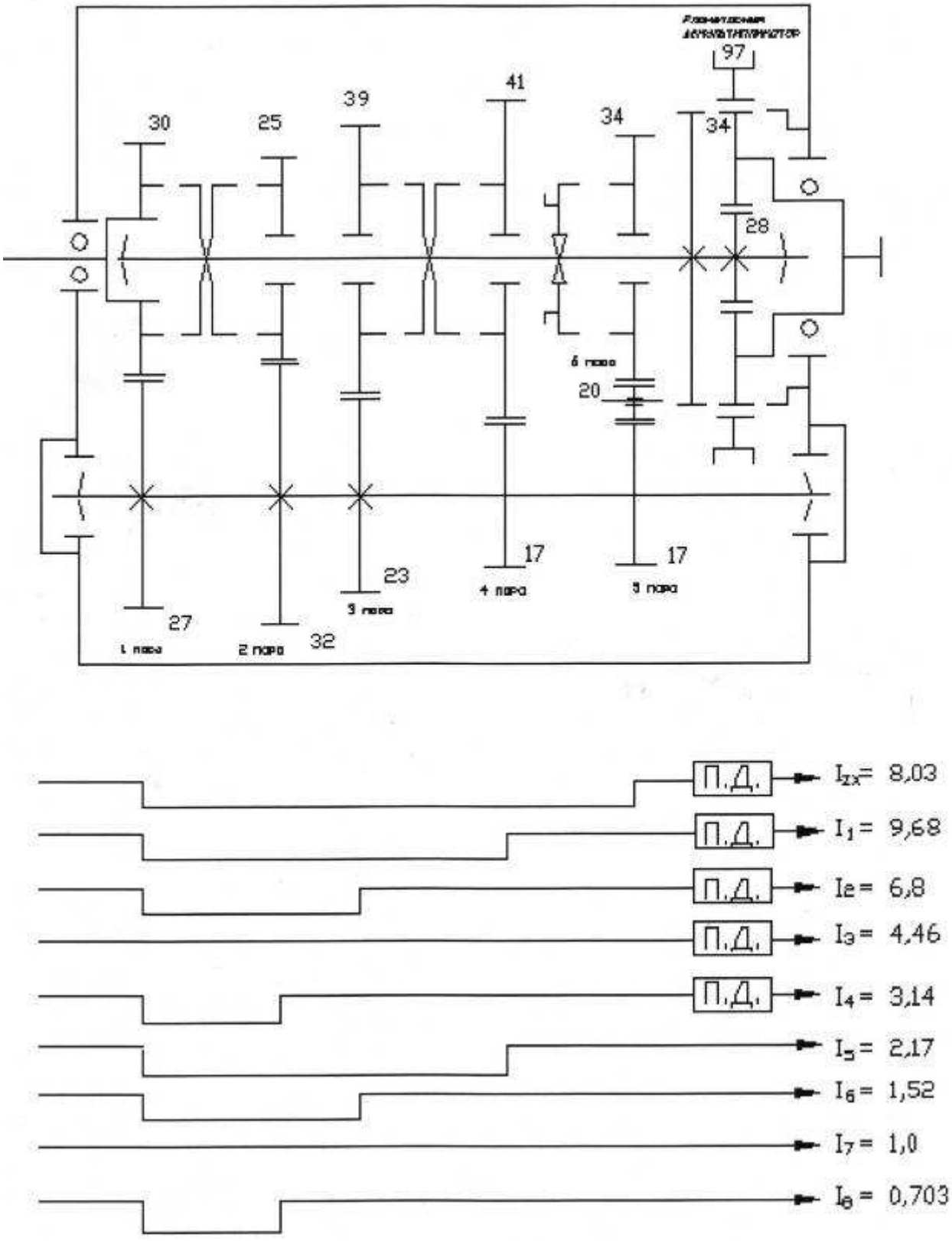


Рисунок 1.6 – Кинематическая схема и потоки мощности коробки передач М8-2700

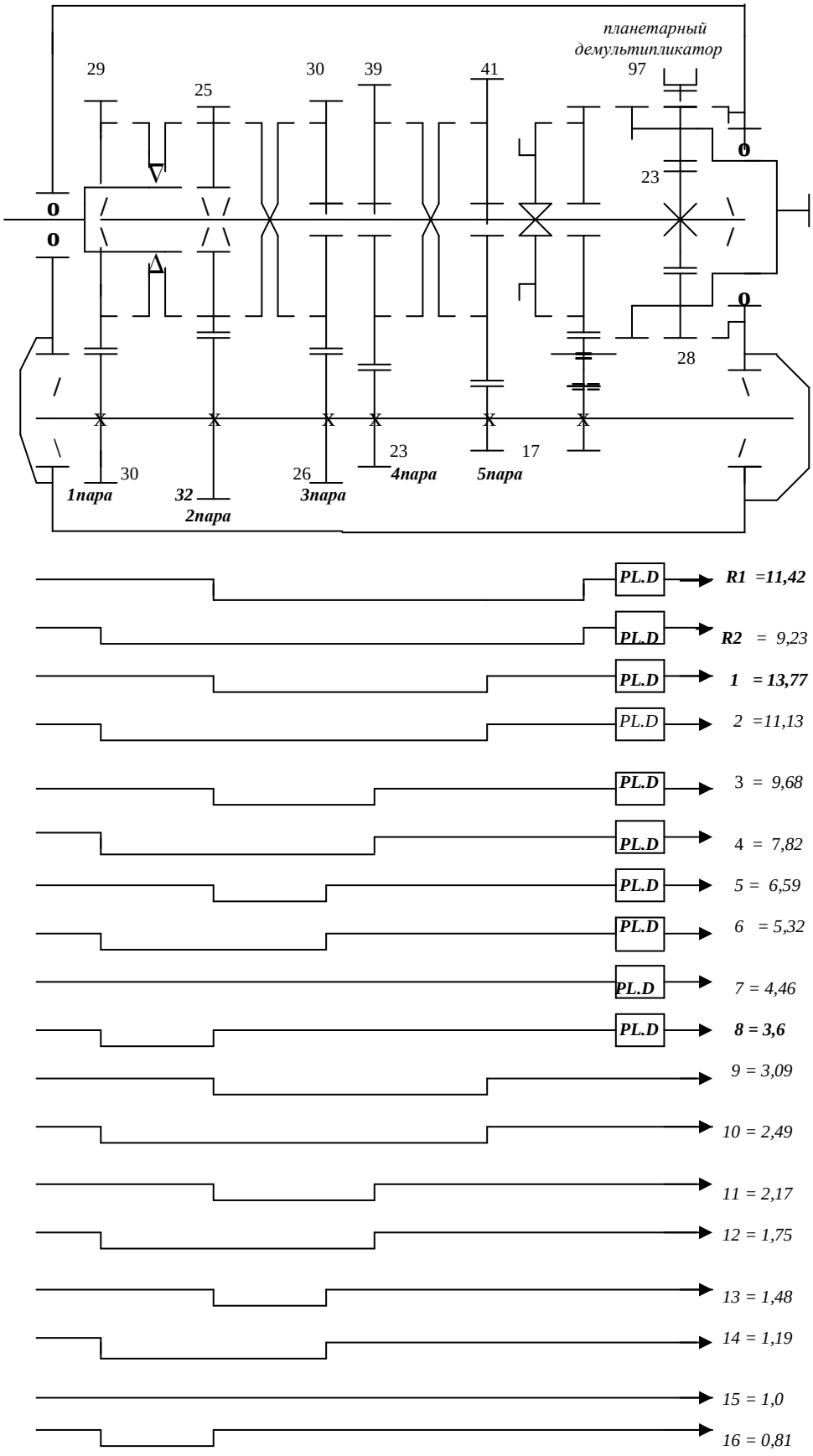


Рисунок 1.7 – Кинематическая схема и потоки мощности 16 ступенчатой коробки передач ТМ16-2000.

Таблица 1.5 - Сводная таблица геометрических и прочностных параметров шестерен коробки передач ТМ8-2700

наимен. пары	Z_2 / Z_1	перед. число U	модуль m (мм)	угол накл β°	коэф. смещ-ения X	ши-рина B (мм)	нар. диам. Da (мм)	диам. впад. Df (мм)	степень перекрыт. Es Eβ Eα	момент M (кгм)	напр. изгиб. σ (кг/мм^2)	напр. конт. P_O (кг/мм^2)	окруж-ное усилие $P_{ОКР}$ (кг)	осевая сила A (кг)	ради-альная сила T (кг)
Межосевое расстояние $A_{W=}$ 170 мм Коэф. высоты зуба ***Ha = 1,25***															
привод. пара	27 30	0,9	5,5	18	0,535 0,5	44,5 41,5	174,76 191,7	145,5 162,5	2,35 0,74+1,6	260	18,17 19,48	118,88	2905	944	1362
4(8) перед.	25 32	0,781	5,5	18	0,435 0,6	44,5 41,5	162,1 204,4	132,9 175,2	2,35 0,74+1,6	229,3	15,73 16	127,7	2398	779	1118
2(6) перед.	39 23	1,695	5,25	12	0,439 0,3	47,5 51	223,9 136,6	200,8 113,5	2,16 0,73+1,43	229,3	20,4 20	153,7	3213,6	771	1575,6
1(5) перед.	41 17	2,41	5,75	10	-0,08 0,2	62 76	249,9 113	224,1 87,2	2,13 0,6+1,53	229,3	19 16,3	156,4	4594	810	1754
задний ход															
Межосевое расстояние $A_{W1=}$ 117,75 мм $A_{W2=}$ 164,75 мм															
Z1 Z2	17 22	1,294	5,75	10	0,2 0,149	47 40	113 141,4	87,2 115,8	1,8 0,38+1,42	229,3	26 30	219,4	4539	800	1898
Z2 Z3	22 34	1,545	5,75	10	0,149 0,078	40 357	141,4 210,8	115,8 185	1,83 0,3+1,53	290,8	30,2 32,6	210,5	4487,5	791	1762

ПЛАНЕТАРНЫЙ ДЕМУЛЬТИПЛИКАТОР

Число сателлитов p=5, передаточное число U=4,46, межосевое расстояние a_w=80 мм На = 1															
корона	97	2,853	2,5	0	1,178	60	243,76	254,25	1,48	541,6	21,4	89	2650	-	1205
сателлит	34	/			0,65	48,6	93	81,63	/		38 / 44	/	/		/
солнце	28	1,214			0,46	59	76,75	66	1,42		39,5	163	2993		1360

ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ЧИСЛА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ТМ8-2700/2

передача	8	7	6	5	4	3	2	1	ЗХ	ДИАПАЗОН
перед.число	0,703	1	1,52	2,17	3,14	4,46	6,8	9,68	8,03	**13,77**

Таблица 1.6 - Сводная таблица геометрических и прочностных параметров шестерен основного редуктора и демультипликатора коробки передач ТМ16-2000

Наименование пары	Число зубьев Z1 Z2	Передаточное число U	Модуль m мм	Угол наклона β°	Смещение исходного контура X	Ширина зубчатого венца B мм	Коэф. высоты головки зуба H_a^*	Наружный диаметр D_a мм	Диаметр впадин D_f мм	Ширина ленточки Sn_a мм	Степень перекрытия E_s E_β	E_α	В режиме работы 1-й пары привода: Момент M кгм	Напряжения: изгиб σ кг/мм²	контакт P кг/мм²	Осевая сила A кг	В режиме работы 2-й пары привода: Момент M кгм	Напряжения: изгиб σ кг/мм²	контакт P кг/мм²	Осевая сила A кг
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*13*	*14*	*15*	*16*	*17*	*18*	*19*	*20*	*21*
ОСНОВНОЙ РЕДУКТОР МЕЖОСЕВОЕ РАСТОЯНИЕ Aw = 170 мм.																				
1 пара	30 29	1. 034	5.25	23	0.219 0.125	43.75 45. 3	1,25	186.4 179.7	157.6 151	2.398 2.515	2.579 0.86 + 1.71		220	21,75 21,65	117,8	1117,6	-	-	-	-
2 пара	25 32	(0.78) 1. 28	5.5	18	0.435 0.6	44.5 41.5	1,25	162,1 204.4	132,9 175,2	2,253 2,26	2.35 0.74 + 1.6		223,3	15 15,26	107,3	759	220	19 19,3	120,6	959
3 пара	30 26	1. 15	5.75	15.25	0.177 0.4	42.5 41	1,25	194.8 173.5	163.6 142.3	2.69 2.01	2.33 0.597 + 1.7		223,3	19 18.4	116,5	770	277	23,5 22,8	129.4	953,7
4 пара	39 23	1. 695	5.25	12	0.439 0.3	47.5 51	1,25	226.5 139.2	198.2 110.8	2.34 1.938	2.35 0.6 + 1.75		223,3	21 21,3	123,9	751,3	277	25,3 26,3	137,4	930,6
5 пара	41 17	2.41	5.75	10	- 0.093 0.213	62 76	1,25	252.7 116	221.1 84.46	3.11 1.4	2.45 0.6 + 1.86		223,3	22 18,5	128,3	788,7	277	27,25 22,85	142,7	976,8
Задний ход Межосевое расстояние Aw1=115,75 мм. Aw2=164,75 мм.																				
6 пара	17 22	1.294	5.75	10	0.213 0.136	47 40	1,25	116 144.16	84.46 112.8	1.40 2.20	2.095 0.38+ 1.72		223,3	30,8 36	192,7	778 ,8	277	38 44,5	214,4	964,7
7 пара	22 34	1.545	5.75	10	0.136 0.09	40 35	1,25	144.16 213.9	112.8 182.3	2.20 2.73	2.18 0.31 + 1.87		282,7	35,9 38,4	158,6	770	350	44.5 47,5	176,4	953,7
Планетарный демультипликатор																				
Число сателлитов p=5, передаточное число U=4.46 , межосевое расстояние Aw=80 мм , Bw1=39,6 мм , Bw2=39,6мм.																				
Корона	97				1.178	52		243.76	254.25	2.3				24,6				30,4		
Сател-лит	34	2.853	2.5	0	0.6 5	39.6 39.6	1	93. 0	81. 63	1.52	1. 48		526,5	46 / 53	98,5	-	651,8	57 / 65	109,6	-
Солнце	28	1.214			0.46	51		76.75	66	1.77	1.42			46,25	190,5			57,2	212	

Передаточные числа коробки передач ТМ16-2000

П е р е д а ч а	***1 6***	***15***	***14***	***13***	***12***	***11***	***10***	***9***	***8***	***7***	***6***	***5***	***4***	***3***	***2***	***1***	***зх1***	***зх2***	***Диапазон***	
Передаточное число	***0.81***	***1***	***1.19***	***1.48***	***1.75***	***2.17***	***2.49***	***3.09***	***3.6***	***4.46***	***5.32***	***6.59***	***7.82***	***9.68***	***11.13***	***13.77***	***11.42***	***9.23***	***передаточных чисел***	***17.04***

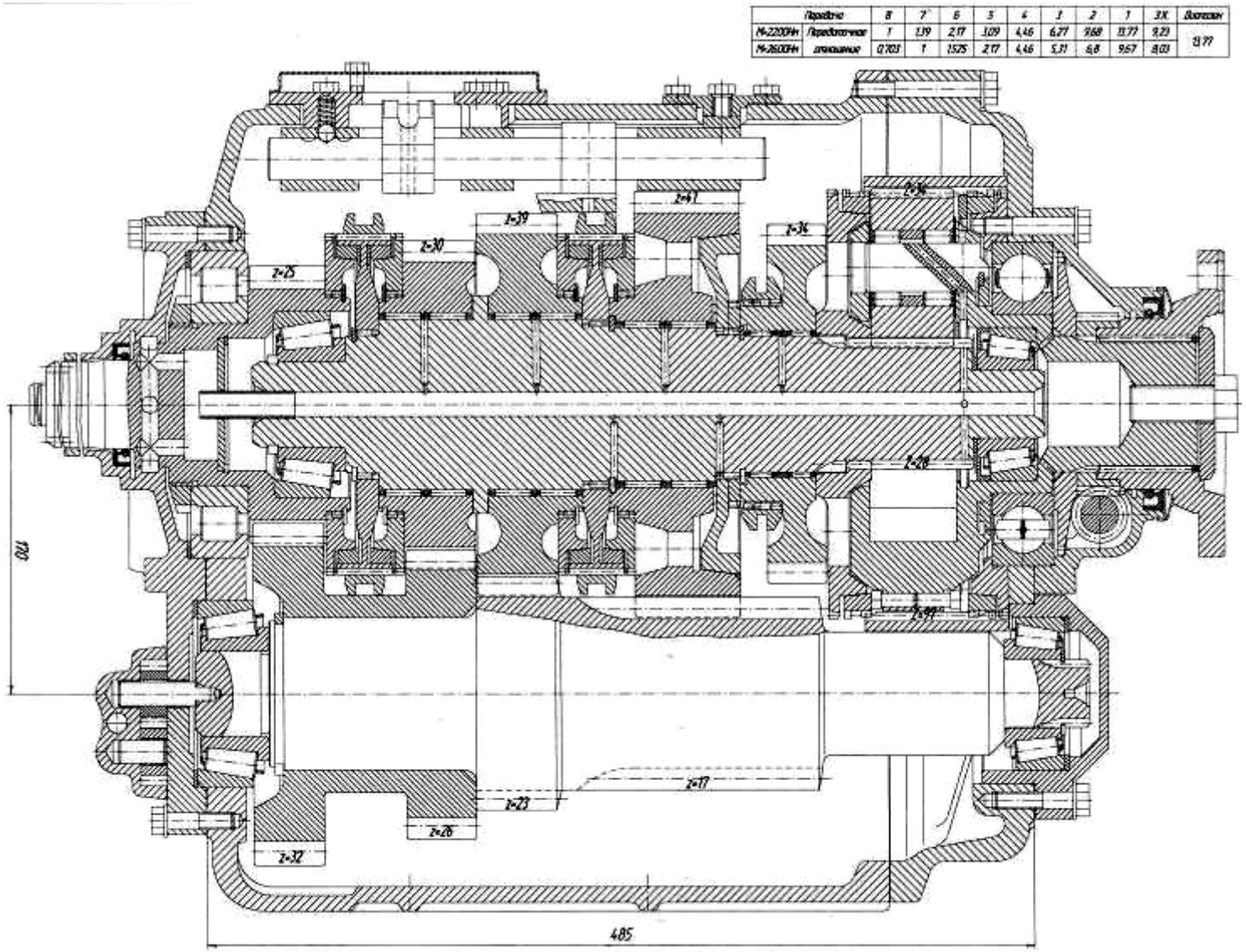


Рисунок 1.7 – Коробка передач ТМ8 - 2700

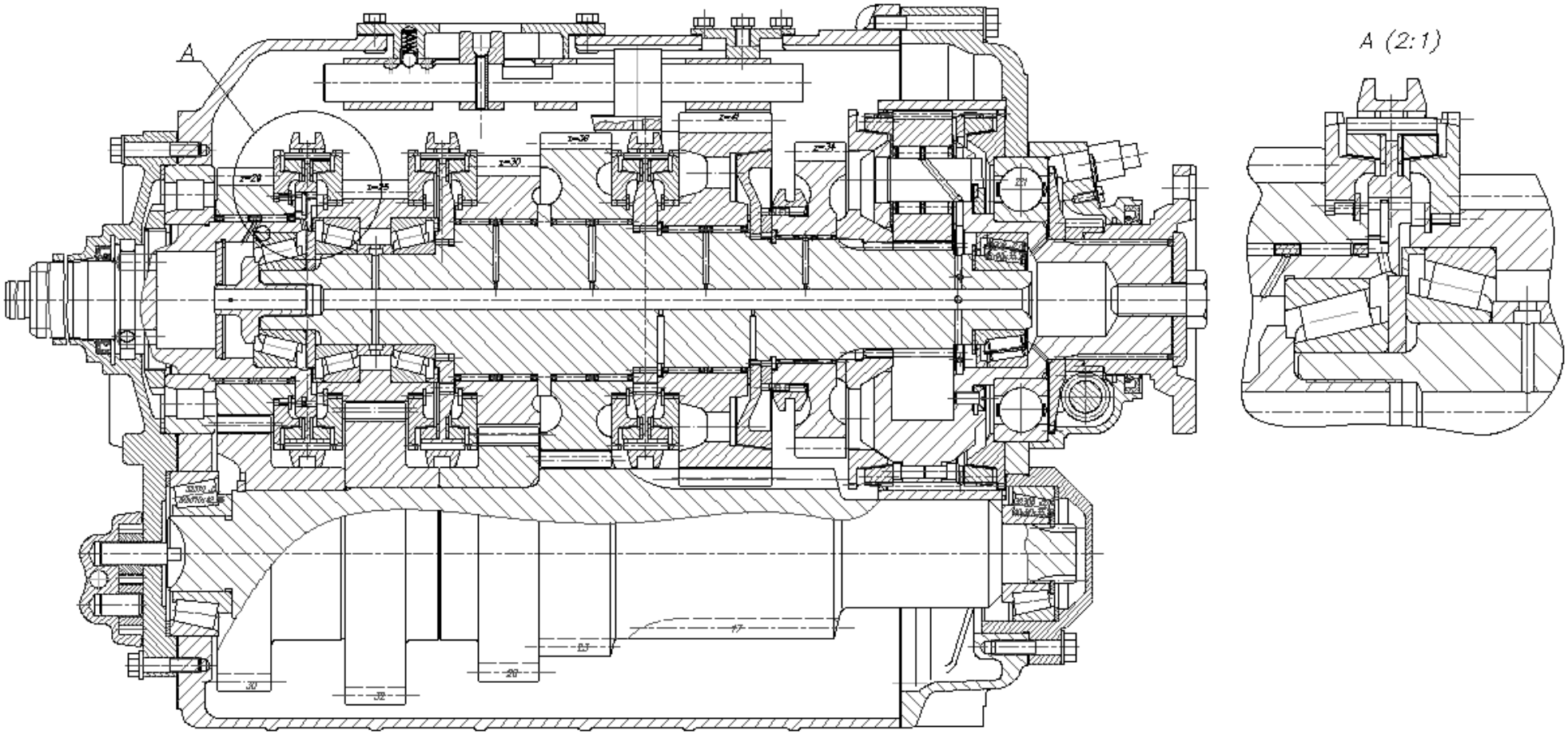


Рисунок 1.8 – Коробка передач ТМ16-2000

На рисунке 1.9 представлена 3D модель многоступенчатой коробки передач ТМ8-2700.

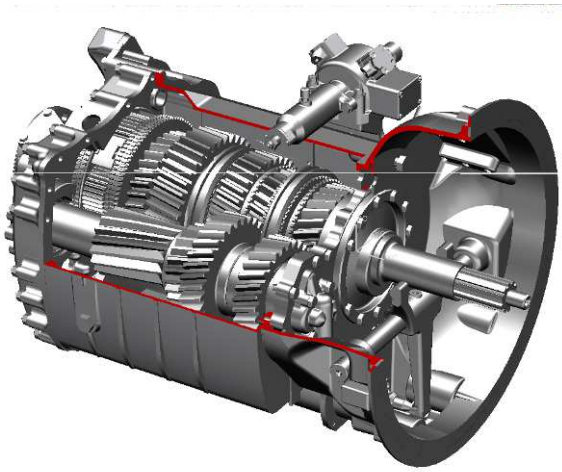


Рисунок 1.9 - 3D модель многоступенчатой коробки передач ТМ8-2700

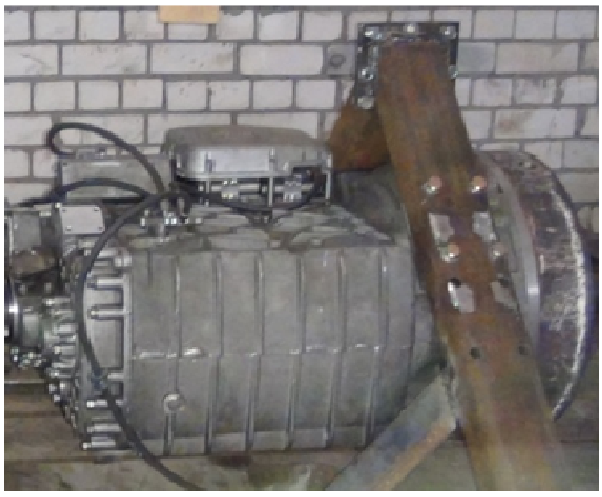
На рисунках 1.10-1.11 представлен внешний вид многоступенчатых коробок передач

а) с механическим управлением

б) с автоматическим управлением

Рисунок 1.10 – Многоступенчатая коробка передач ТМ8-2700

а) с механическим управлением



б) с автоматическим управлением

Рисунок 1.11 – Многоступенчатая коробка передач ТМ16-2000

Для создания унифицированных малогабаритных синхронизированных коробок передач необходимо было определить целый комплекс исходных базовых, кинематических геометрических параметров и конструкторских решений, которые бы в комплексе позволяли создать предельно оптимальные унифицированные конструкции. Данные решения и параметры описаны в отчетах 1-3 в рамках выполнения данной НИР [1-3].

Основной редуктор коробки передач ТМ16-2000 (рисунок 1.8) выполнен по классической трехвальной схеме со встроенным делителем и малогабаритным планетарным демультипликатором, на который в рамках данной НИР получен патент РФ на полезную модель от 27.05.2012 г. №116592 (патентообладатель НГТУ).

Назначение межосевого расстояния основного редуктора 170 мм (например, у ближайшего аналога ZF 16S220 межосевое расстояние 154 мм) позволило уменьшить осевые габариты основного редуктора, что в сочетании с малогабаритным планетарным демультипликатором, что в свою очередь позволило исключить промежуточную опору валов и тем самым сократить осевые размеры коробки передач на 172 мм по сравнению с ZF 16S220 (540 мм у ТМ16-2000 против 742 мм у ZF16S220), т.е. на 30%. Это позволило обеспечить надлежащую жесткость валов коробки передач ТМ16-2000 без применения промежуточных опор. Исключение промежуточной опоры позволило иметь один разъем коробки передач вместо 2-х, как у ZF16S220.

Кроме этого, была получена весьма важная возможность – установка подшипника передней опоры вторичного вала с наружной обоймой, что невозможно в коробках передач всего семейства ZF «Ecosplit», к которому принадлежит ZF16S220.

Изготовление опорной поверхности под ролики конического подшипника на первичном валу не обеспечивает надежной, стабильной работы подшипника передней опоры вторичного вала.

В результате целого комплекса выполненных оригинальных конструкторских решений, в том числе:

- изменение угла наклона зубьев шестерен на противоположное в сравнении с общепринятым, что позволило практически исключить осевые нагрузки на подшипники опор первичного и вторичного валов;

- исключение вращения подшипника задней опоры вторичного вала при работе коробки передач на высшем диапазоне демультипликатора, продолжительность работы которого доходит до 95%;

- уменьшение барботажных потерь за счет сокращения объема смазки до 8 л.

удалось снизить внутренние потери в коробке передач ТМ16-2000 по отношению к потерям в коробке передач ZF16S220 в 2 раза – 1,3 кВт против 2,65 кВт. Испытания проводились по

методике ZF, на режиме включенной прямой передачи при оборотах двигателя 2000 об/мин при этом, значение 2,65 кВт является результатом собственно фирмы ZF.

Необходимо еще отметить весьма важное преимущество планетарного демультипликатора коробки передач ТМ16-2000 по отношению к коробке ZFS16-2000 – это исключение дополнительной опоры, необходимого для снятие реактивного момента при включении низшего диапазона, т.к. зубчатый венец в коробке передач ТМ16-2000 устанавливается непосредственно на задней стенке и центрируется на наружной обойме шарикового подшипника.

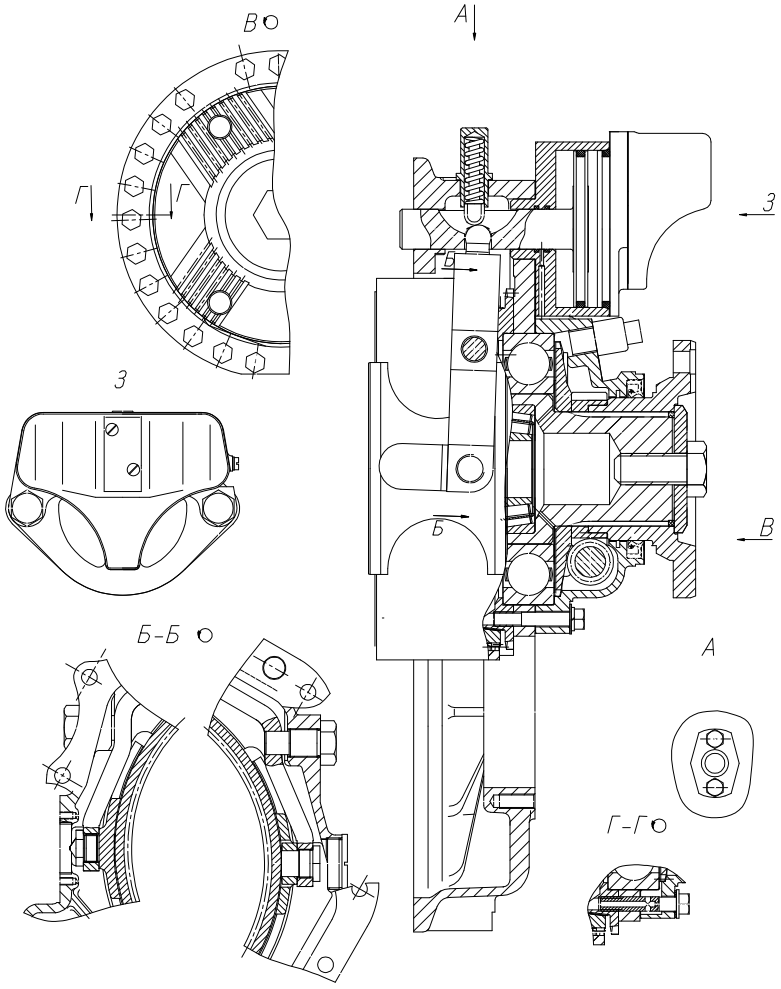
Отличительной особенностью планетарного ряда коробки передач ТМ16-2000 является также отсутствие специального желоба на короне для размещения в нем сухарей вилки, для ее осевого перемещения при переключении диапазонов демультипликатора. Осевое же перемещение короны осуществляется в коробке ТМ16-2000 осуществляется с помощью башмаков, упирающихся в торцы короны (рисунок 1.12). Указанное конструктивное решение в сочетании с увеличенным на 16 мм межосевым расстоянием основного редуктора и уменьшенным на 2 мм. межосевым расстоянием между солнечной шестерней и сателлитами в демультипликаторе (80 мм вместо 82 мм у ZF) позволило иметь диаметр промежуточного вала под короной 72 мм. Это тоже позволило обеспечить надлежащую жесткость коробки передач, исключив при это промежуточные опоры, что в конечном итоге и позволило сократить осевой габарит коробки передач ТМ16-2000 по отношению к коробке передач ZF16S200 на 172 мм.

Коробка передач ТМ16-2000 является базовой, поэтому все положительные качества, присущие этой коробке передач, как, например, простота конструкции, малые весовые и габаритные показатели, низкие внутренние потери и т.д. будут присущи и ее модификациям с восьмиступенями.

Рассмотрим основной базовый универсальный технологический модуль, присущий коробкам передач ТМ16-2000 и ТМ8-2700 [4, 5, 6]:

1) планетарный демультипликатор (рисунок 1.12) с передаточным числом низшего диапазона i=4,57, отличительной особенностью которого, кроме меньших осевых габаритов на 110 мм, является существенно меньшее в 3-4 раза время переключения на высший диапазон, что является результатом блокировки планетарного ряда путем соединения коронной и солнечной шестерен, в противоположность традиционному решению, когда коронная шестерня блокируется в водилом.

Особенность кинематической схемы коробки передач состоит в том, что оси солнечной шестерни и сателлитов планетарного демультипликатора всегда при любом перекосе в процессе прогиба вторичного вала остаются параллельными, т.е. они самоустанавливаются.



а) конструкция демультипликатора

б) детали демультипликатора

Рисунок 1.12 – Планетарный демультипликатор коробки передач ТМ16-2200 и ТМ8-2700

В известных коробках передач оси этих шестерен скрещиваются при этом тем больше, чем больше величина крутящего момента, не позволяя обеспечить надлежащее пятно контакта на сопряженных шестернях и способствуя снижению их долговечности и надежности работы.

Одна из главных решаемых задач, при проектировании механизма переключения диапазонов демультипликатора – обеспечение гарантированной разблокировки коронного колеса планетарного механизма при различных температурах, в том числе отрицательных.
Т.е. необходимо обеспечить наилучшие условия для проворота коронного колеса, происходящего от взаимодействия зубьев коронного колеса и зубьев синхронизатора в процессе переключения диапазонов планетарного механизма за счет максимального снижения сил трения от взаимодействия двуплечего вильчатого рычага, башмаков и коронного колеса.

В конструкции это достигается тем, что в планетарном механизме коробки передач, содержащем солнечную шестерню, выполненную на вторичном валу, водило с сателлитами, расположенными на осях, коронное колесо с синхронизаторами и башмаки в виде скоб, охватывающих коронное колесо за торцы и обеспечивающих возможность осевого перемещения коронного колеса для поочередного зацепления с блокирующим и реактивным зубчатыми элементами, двуплечий вильчатый рычаг на опорных стержнях, в башмаках выполнены овальные пазы, а на двуплечем вильчатом рычаге установлены оси, входящие в эти пазы, позволяющие окружное перемещение башмаков вместе с коронным колесом относительно осей, установленных на двуплечем вильчатом рычаге, на которых установлены подшипники, перекатывающиеся по поверхности овальных пазов. Решение задачи реализуется за счет замены в момент проворота коронного колеса трения скольжения башмаков о торцы коронного колеса на трение качения подшипников по поверхности овальных пазов, которое стало возможным благодаря выполнению овальных пазов в башмаках и установке на двуплечем вильчатом рычаге осей, входящих в эти пазы, на которых установлены подшипники, перекатывающиеся по поверхности овальных пазов.

2) пара шестерен с муфтой включения передачи заднего хода;

3) узел низшей передачи с мощным 2-х конусным синхронизатором, оригинальной конструкции, работающий на низшем и высшем диапазонах демультипликатора.

Этот общий универсальный модуль по длине от заднего торца коробки передач до левого торца муфты синхронизатора низшей передачи составляет 275 мм.

Процентное отношение длины модуля к осевому размеру по торцам картера коробки передач для различных модификаций: ТМ16-2000 – 48%, ТМ8-2700 – 57%.

Таким образом, более половины осевого размера коробки передач ТМ8-2000 является полностью унифицированным. Осевой размер коробки передач ТМ8-2000 480 мм (таблица 1.3). Рассмотрим подробнее процесс создания на базе коробки передач ТМ16-2000 восьмиступенчатой модификации коробки ТМ8-270 образуется путем исключения из коробки передач ТМ16-2000 первой пары шестерен и синхронизатора, а также изменения передаточного числа второй приводной пары. Осевой размер коробки передач ТМ8-2700 при этом уменьшается с 570 мм до 480 мм.

Нельзя не отметить факт, что даже коробки передач с 2-мя промежуточными валами с зубчатыми муфтами взамен синхронизаторов имеют большие осевые габариты. Осевой габарит агрегата является одним из главных параметров, определяющих его компоновочные возможности, особенно, для транспортных средств специального назначения [8].

Примененное оригинальное конструкторское решение по синхронизатору для низшей передачи позволило иметь все синхронизаторы основного редуктора коробок ТМ16-2000 и ТМ8-2700 – унифицированными (рисунок 1.13, 1.14).

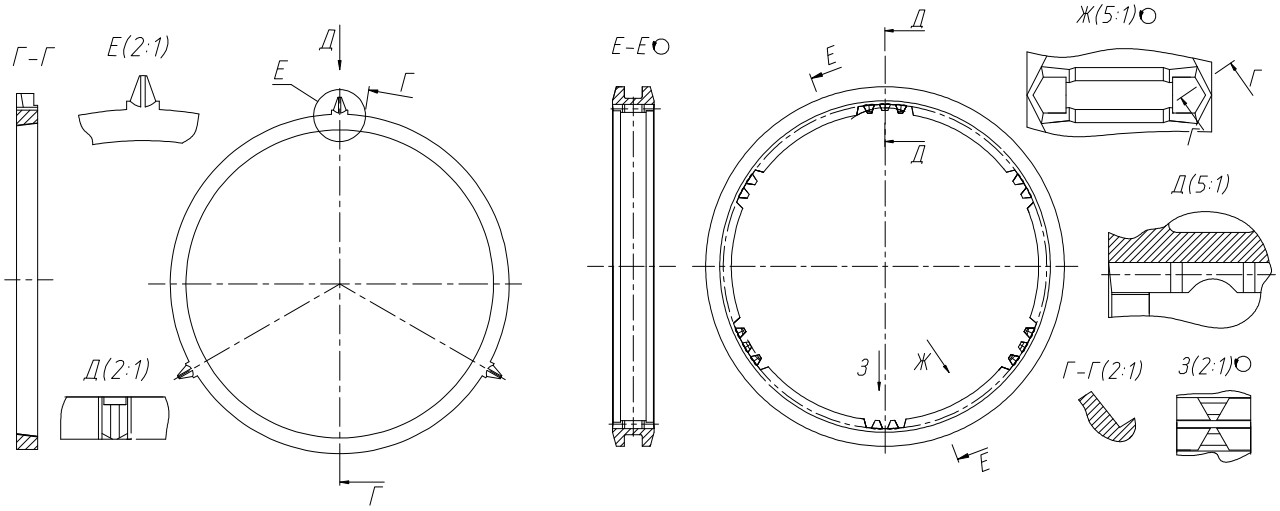


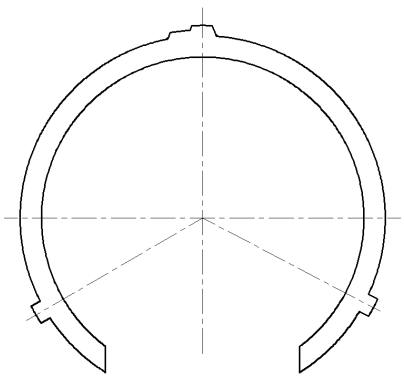
Рисунок 1.13 – Блокирующее кольцо и муфта синхронизатора коробки передач ТМ16-2200

Конструкция синхронизаторов имеет следующие особенности [4,5,8, 12] :

- расход молибдена сокращается в 3 раза за счет выполнения спиральных канавок не на молибдене блокирующего кольца, а на зубчатом венце, что не требует к тому же дорогого и сложного технологического оборудования, необходимого для обработки высокотвердого молибдена;

- исключена довольно трудоемкая операция сборки фиксаторов синхронизатора с витыми пружинами и сухарями (всего 9 деталей) за счет применения двух пружинных колец;

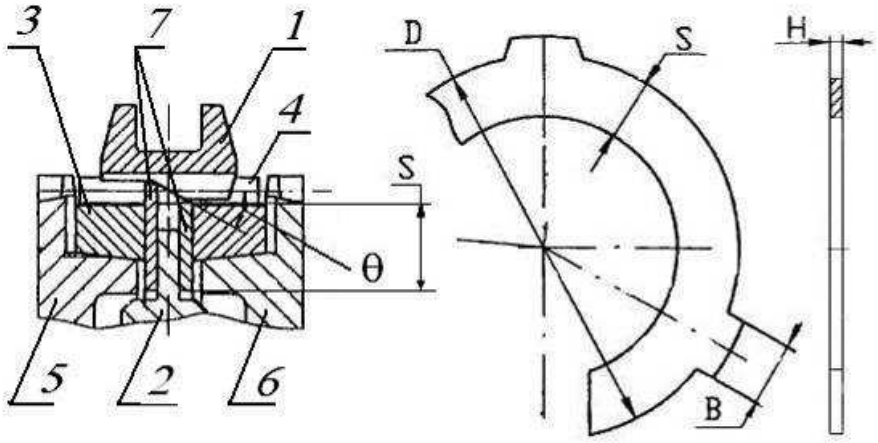
а)



б)

в)

г)



е)

Рисунок 1.14 – Бессухарный синхронизатор с пружинными кольцами

а) блокирующие кольцо; б) пружинное кольцо; в) зубчатый венец; г) муфта; е) схема синхронизатора и пружинного кольца: *1* – муфта, *2* – ступица, *3,4* – блокирующие кольца, *5,6* – зубчатые венцы, *7* – пружинные кольца, D – диаметр кольца, S – толщина кольца, H – ширина кольца, B – ширина выступа, θ - угол скоса на муфте синхронизатора

- одновременно за счет применения пружинных колец исключена необходимость спаривания зубьев на муфтах для ограничения хода муфты, что позволяет изготавливать муфты на универсальном оборудовании стандартными долбяками без применения специальных, весьма дорогих протяжек,

- значительно упрощена конструкция блокирующего кольца, оставлены из 63-х только 3 зуба;

- разведены зубья, блокирующие синхронизатор и включающие передачу, что сохраняет в процессе работы геометрию блокирующих элементов и увеличивает надежность их работы;

- предельно, до 32-х мм, увеличена ширина ступицы, что уменьшает вероятность самовыключения передачи.

Кроме указанного технологического модуля в 275 мм, который является полностью унифицированным, для коробок передач также унифицированными являются:

- механизм электропневматического переключения передач;

- механизм командного и автоматического управления коробкой передач;

- микропроцессорные блоки автоматического управления коробки передач.

Механизм переключения передач коробок выполнен в виде самостоятельного узла и обладает следующими особенностями:

- упрощает конструкцию корпусных деталей и сборку коробки передач;

- сокращает в 2-2,5 раза длину штоков;

- используются высокотехнологичные унифицированные для трёх синхронизаторов вилки, выполняемые из листовой стали.

Управление основным редуктором, делителем и демультипликатором осуществляется с помощью электропневматических механизмов, выполненных в виде самостоятельных узлов. При этом электроклапаны управления установлены непосредственно на исполнительных механизмах, что позволяет сократить необходимое количество подводящих пневмошлангов и повысить быстродействие и надежность работы системы управления. Более подробно система описание системы управления представлено в разделе 1.3 данного отчета о НИР. Облегчение переключения в коробках передач обеспечивается за счет того, что в процессе переключения в основном редукторе включается нейтраль в делителе, что позволяет отключить от40% до 70% инерционной массы.

Дополнительно следует отметить, что при разработке коробок передач использован так называемый модульный принцип [14], в соответствии с которым коробка передач комплектуется из функционально-самостоятельных узлов и механизмов, в противоположность способу построения из узлов и деталей, не способных выполнять в

целом функциональные требования. Модульный принцип подразумевает максимальную унификацию узлов и деталей и максимально возможное исключение из конструкции промежуточных деталей, которые не выполняют четких функций. В данном случае коробки передач, представленные на рисунках 1.10-1.11, уже является модулем, который может комплектоваться как автоматизированным, так и механическим управлением. В свою очередь модуль-коробка передач состоит из модулей-узлов:

- узлов первичного, промежуточного и вторичного валов (рисунок 1.15-1.17);
- узла планетарного демультипликатора с элементом управления (рисунок 1.12);
- механизма переключения передач.

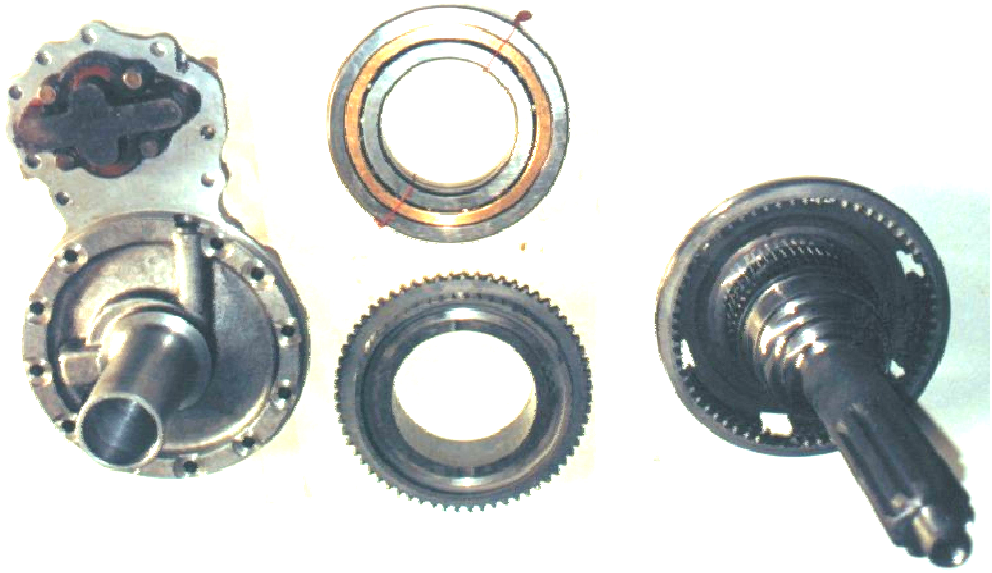


Рисунок 1.15 - Детали первичного вала коробки передач ТМ16-2000

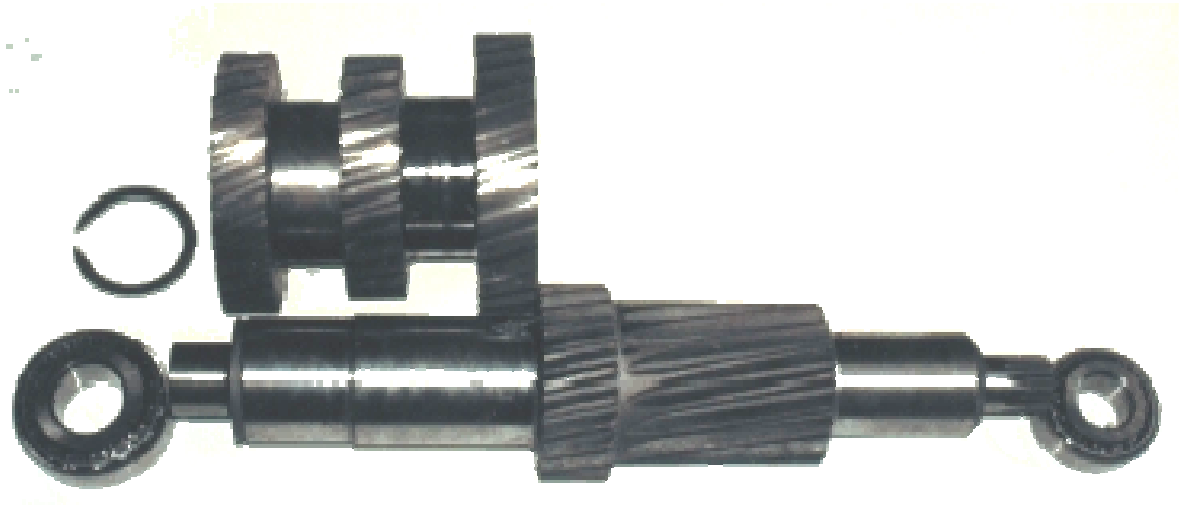


Рисунок 1.16 – Детали промежуточного вала коробок передач ТМ16-2000

Рисунок 1.17 – детали вторичного вала коробки передач

Таким образом, по числу передач синхронизированных ступеней, передаваемому максимальному крутящему моменту и мощности, диапазону и плотности ряда передаточных чисел разрабатываемые коробки передач соответствует современным лучшим аналогам, в частности, таким известным, как семейству ZF Ecosplite, Германия. Но, при этом значительно (на 30%) сокращены габаритные осевые размеры, в 1,5-2 раза снижены внутренние потери и упрощена конструкция. В то же время, несмотря на значительное снижение габаритных размеров, получено увеличение несущей способности, а, следовательно, ресурса и надежности коробки передач.

Это дает основание считать, что технический уровень многоступенчатых унифицированных коробок передач, обусловленный ее конструктивными особенностями, соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы.

1.3 Экспериментальные образцы системы управления и ее компонентов

Система автоматического электропневматического управления включает в себя следующие элементы (рисунок 1.18):

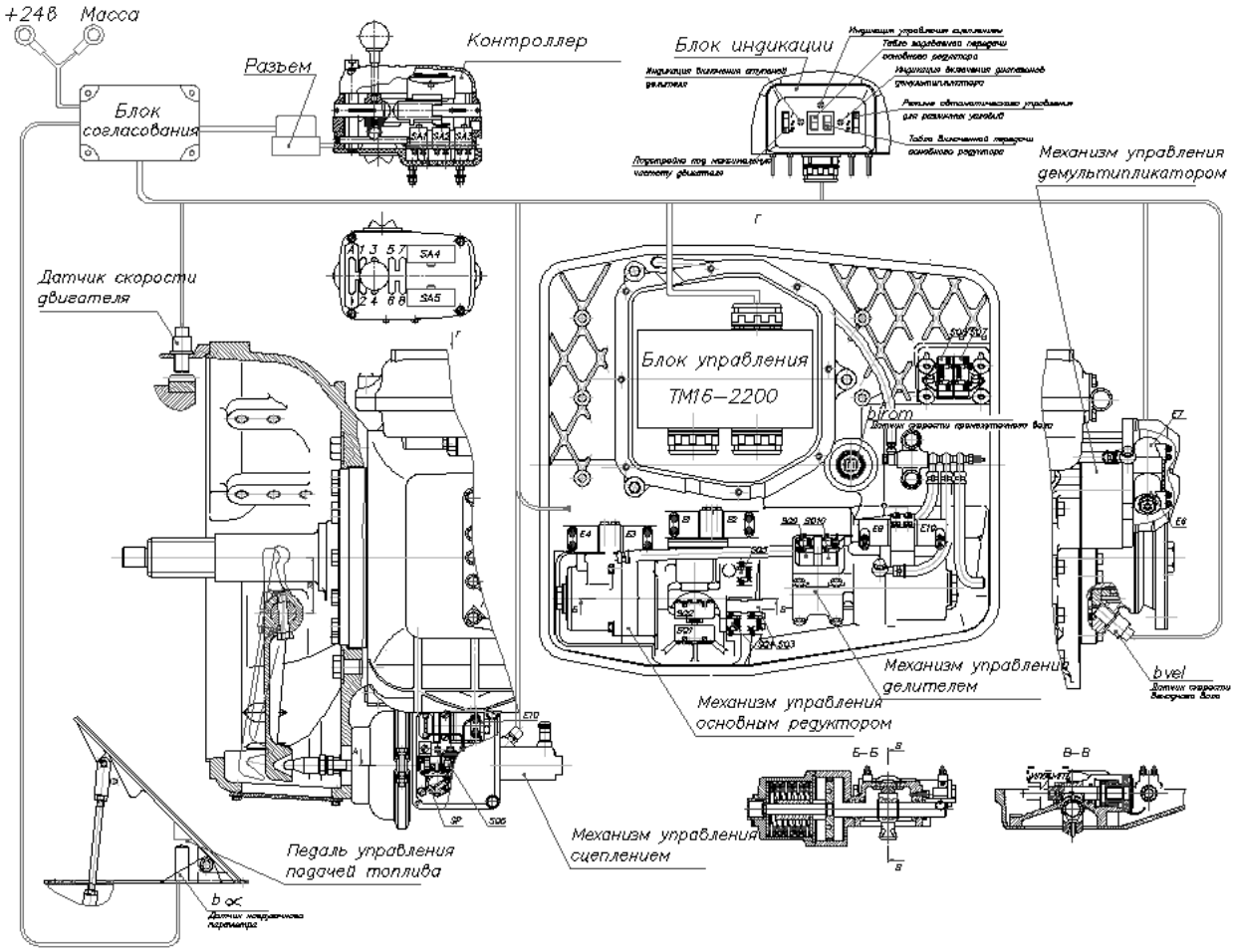
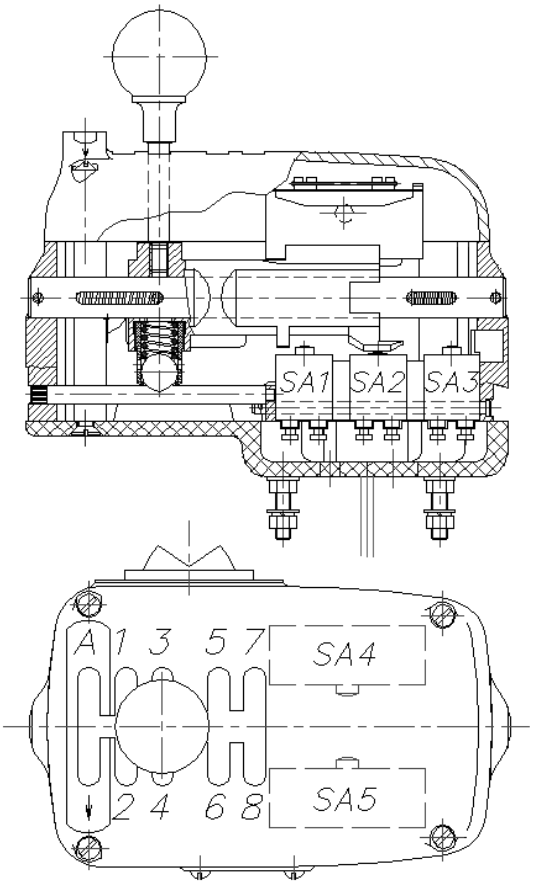


Рисунок 1.18 – Схема автоматического управления коробкой передач ТМ16-2200.

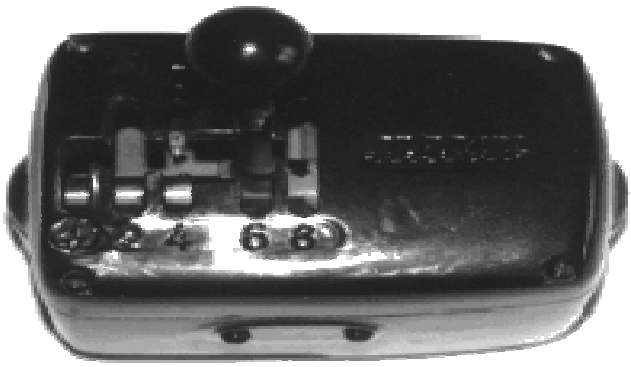
- контроллер (рисунок 1.19);
- механизм электропневматического управления переключением передач основного редуктора (рисунок 1.20);
- механизм управления сцеплением (рисунок 1.21);
- механизм переключения диапазонов делителя;
- механизм управления демультипликатором (рисунок 1.22);
- педаль управления подачей топлива с нагрузочным датчиком положения педали (рисунок 1.26);
- датчики оборотов двигателя, промежуточного вала и выходного вала коробки (рисунок 1.27);
-электронный блок управления коробкой передач и сцеплением (рисунок 1.23);

- электронный блок индикации состояния коробки передач (информационное табло) (рисунок 1.24);

- электронный блок согласования сигналов контроллера (рисунок 1.25).



а)



б)

в)

Рисунок 1.19 – Контроллер

а) конструкция; *б*, *в*) внешний вид экспериментального образца

Система электропневматического управления коробкой передач ТМ16-2200 обеспечивает как командное управление переключением передач с помощью контроллера, так и автоматическое с помощью блока управления. Управление сцеплением при трогании автомобиля с места обеспечивается как автоматически, так и с помощью педали управления сцеплением. На режиме переключения передач обеспечивается только автоматическое управление сцеплением [12, 14].

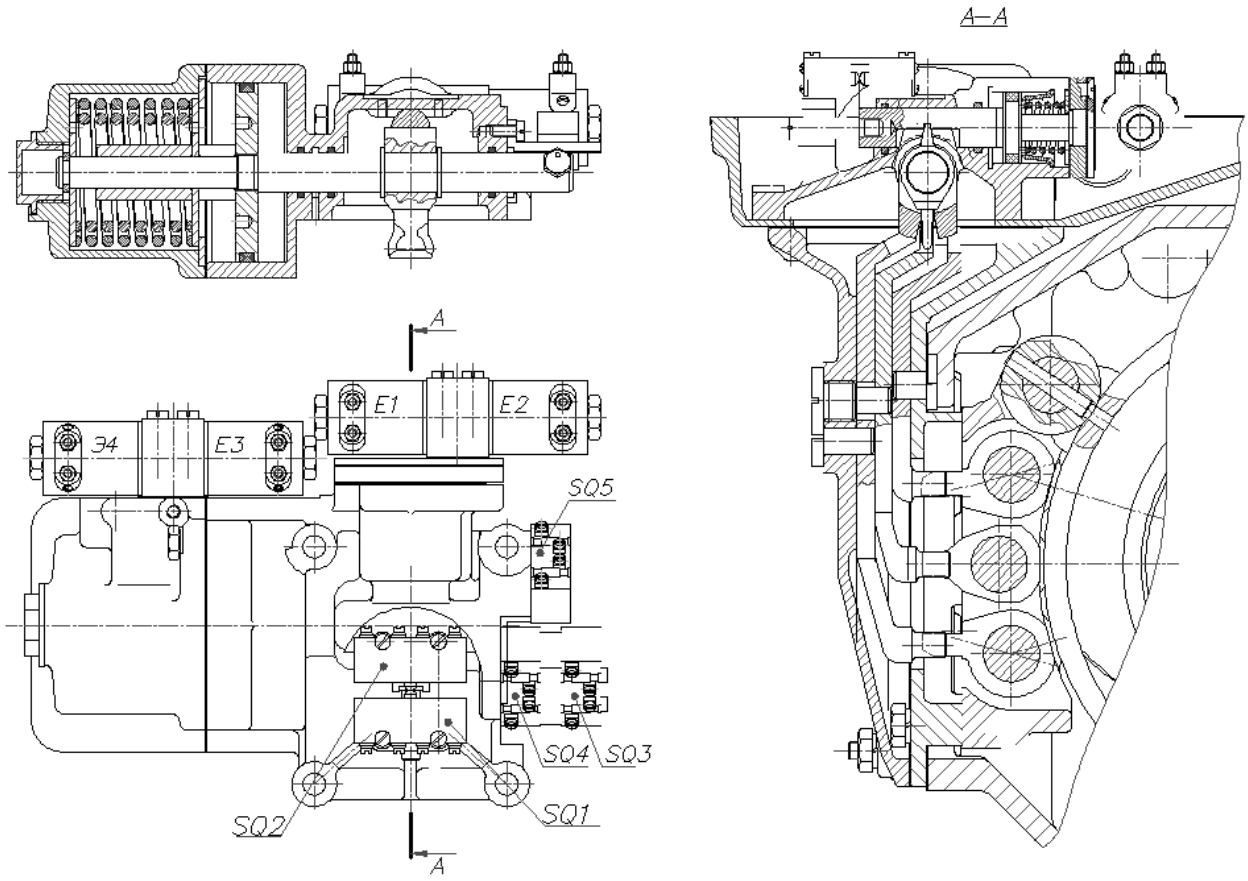
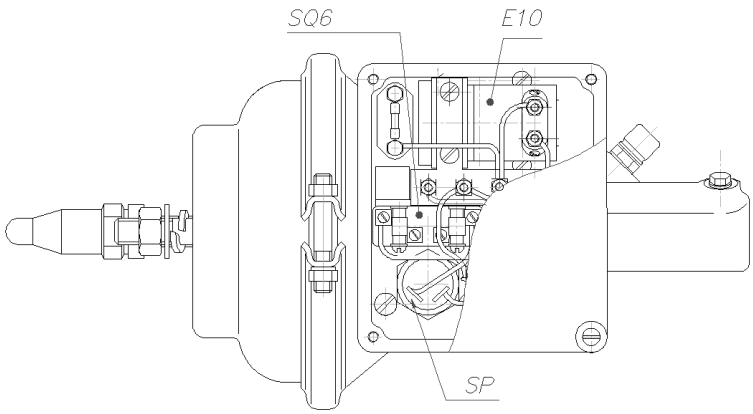


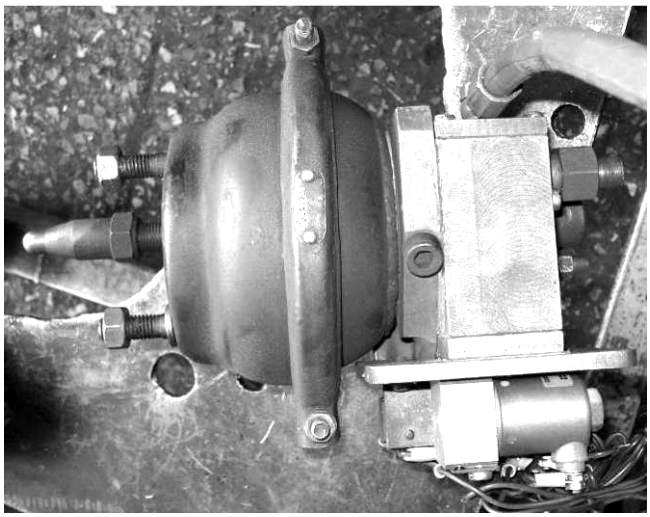
Рисунок 1.20 – Механизм электропневматического управления переключением передач основного редуктора

Применение разработанного автоматического управления обеспечивает:

- упрощение и облегчение управления транспортным средством;
- расширение компоновочных возможностей;
- улучшение разгонных и тяговых характеристик транспортного средства;
- исключение самовыключения передач;
- решение вопроса дистанционного управления трансмиссией для любой компоновочной схемы транспортного средства;
- снижение психофизических нагрузок на водителя, что обусловит повышение безопасности работы транспортного средства;
- уменьшение шума и вибрации в кабине водителя за счёт исключения деталей механического привода;
- исключение ошибок водителя при включении передач, что приведет к повышению надёжности работы коробки передач.



а)



б)

Рисунок 1.21 –Механизм управления сцеплением

а) внешний вид, *б)* экспериментальный образец

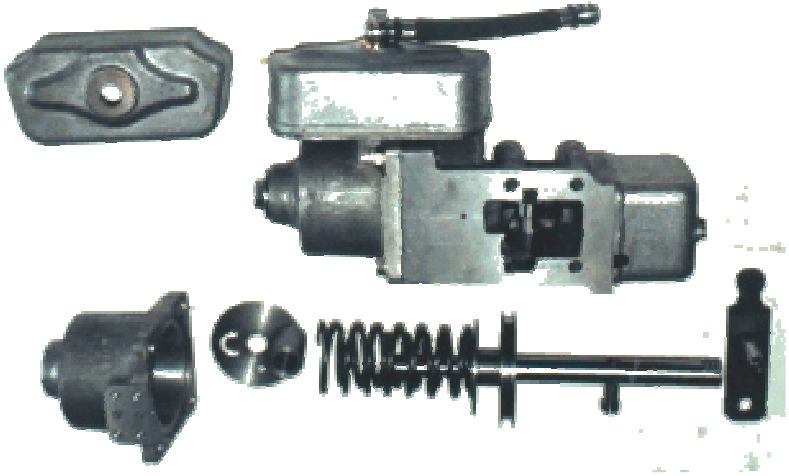


Рисунок 1.22 – Механизм управления демультипликатором

Контроллер (рисунок 1.19) выполнен по схеме «2Н», что, как показали проведенные исследования обеспечивает по целому ряду характеристик существенные преимущества по отношению к различного рода кнопочным, рычажным, веерного типа и так называемым шаговым контроллерам, а именно:

- не требуется отвлечения внимания водителя от дороги при переключении передач и включении нейтрали;
- полная преемственность профессиональных навыков водителя при переходе с механического на электропневматическое управление;
- позволяет значительно упростить электросхему и обеспечить высокую надежность ее работы;
- обеспечивает водителю возможность легкого избирания передач в любой последовательности, а с учетом автоматического управления делителем, управление 16–и ступенчатой коробкой передач с помощью разработанной конструкции контроллера предельно упрощается;
- исключаются так называемые «паразитные» циклы переключений, которые имеются при «шаговых» контроллерах;
- контроллер обеспечивает управление 8-ю и 16-ти ступенчатыми коробками передач.

Механизм электропневматического управления переключением передач основного редуктора (рисунок 1.20) выполнен по так называемой Х-образной схеме (т.е. со взаимно-перпендикулярным расположением силовых элементов), включающей в себя два исполнительных пневмоцилиндра с электропневматическими клапанами и конечными выключателями в едином корпусе, один из которых обеспечивает избирание необходимого хода, а другой обеспечивает включение передачи на избранном ходе. Механизм выполняется в виде самостоятельного модуля и устанавливается сверху коробки передач (рисунок 1.10, 1.11). Среднее (нейтральное) положение каждого из пневмоцилиндров обеспечивается предварительно поджатыми пружинами двухстороннего действия, что обеспечивает исключение динамических нагрузок на конусах трения синхронизаторов и гарантирует надежные блокирующие свойства синхронизаторов. Электроклапаны выполнены встроенными в механизм, что позволяет исключить воздушную трассу к пневмоцилиндрам и тем самым повысить быстродействие системы и надежность ее работы [12].

Выполнение механизма в виде модульного узла позволяет, во-первых, произвести самостоятельный всеобъемлющий комплексный контроль работы в соответствии с необходимыми техническими требованиями до установки на коробку передач, а, во-вторых, предельно просто и быстро провести в случае необходимости его демонтаж.

Выполнение механизма управления переключением передач в виде модульного узла также имеет преимущество в том, что он может самостоятельно использоваться на других типах коробок передач.

Механизм, выполненный по Х-образной схеме, требует по сравнению с параллельным расположением силовых элементов меньшее количество узлов и деталей.

Так, например, для управления 3-х ходовым механизмом переключения передач, выполненного по Х-образной схеме требуется 2 пневмоцилиндра вместо 3-х и 4 электроклапана вместо 6-ти, т.е. в 1,5 раза меньшее количество основных элементов, необходимых для построения механизма, что существенно упрощает и удешевляет стоимость механизма.

Управление сцеплением производится при переключении передач автоматически, т.е. при подаче сигнала на переключение передач от контроллера в основном редукторе или сигнала на переключение диапазонов в делителе происходит автоматически срабатывание электроклапана, давление подается в пневмокамеру, обеспечивающую выключение сцепления до того времени, пока не закончится процесс переключения передач в основном редукторе или в делителе, после чего сцепление автоматически включается.

Управление планетарным демультипликатором производится автоматически (рисунок 1.22). Индуктивный датчик, фиксирующий скорость автомобиля, исключает возможность перекрутки коробки передач.

Во время переключения как передач в основном редукторе, так и диапазонов в планетарном демультипликаторе обеспечивается за счет электрических блокировок наличие «нейтрали» в делителе и в основном редукторе, что позволяет отключить значительную инерционную массу, исключить момент ведения сцепления и тем самым предельно сократить время переключения передач.

Механизм электропневматического управления переключением диапазонов делителя, также как и механизм управления основным редуктором, выполнен в виде самостоятельного модульного узла и в значительной степени использует унифицированные с ним детали. В соответствии с тем, что этот механизм управляет только одним ходом или точнее одним штоком с вилкой он состоит из одного пневмоцилиндра с предварительно поджатыми пружинами двухстороннего действия для возможности установки вилки штока в среднее положение с конечными выключателями и двумя электроклапанами.

Даже при полуавтоматическом командном режиме работы с помощью контроллера автоматическое управление делителем упрощает труд водителя, так как исключает из ручного управления переключением передач водителя практически половину всех требуемых переключений (8 передач), а, с учетом того, что 1-я и 2-я передачи по причине весьма широкого диапазона передаточных чисел (d = 17,04) являются так называемыми

«ползучими», используемыми практически только для режимов маневрирования автомобиля, то для управления 16-ю ступенчатой коробкой передач водителю необходимо в обычных условиях эксплуатации автомобиля, обеспечивать управление с помощью контроллера только 6-ю передачами. Этот факт позволит существенно снизить требования к квалификации водителя без какого-либо ущерба для производительности автомобиля, и, что немаловажно, при полном сохранении его профессиональных навыков, приобретенных при работе с обычными механическими коробками передач.

Полностью автоматическое управление коробкой передач требует подключения к системе автоматического управления подачей топлива на режиме переключения передач, при этом следует отметить, что в разработанной Системе управления предусмотрены необходимые алгоритмы управления в виде электрических выводов как для управления подачей топлива, так и управления моторным тормозом в случае необходимости быстрой посадки оборотов двигателя.

Рассмотрим устройство основных электронных блоков и компонентов системы управления 16-ти ступенчатой коробкой передач ТМ16-2200.

Блок управления коробкой передач и сцеплением (рисунок 1.23): это основной элемент системы управления. Его функции – это сбор и обработка информации от всех датчиков системы, в том числе информация о положении рукоятки контроллера, обработка информации в соответствии с законом автоматического управления и другими алгоритмами и выдача управляющих сигналов на исполнительные устройства, передача информации на блок индикации состояния системы о текущем состоянии.

Блок управления выполнен на основе микроконтроллера Atmel 89C51CC01 индустриального исполнения.

Основные характеристики микроконтроллера:

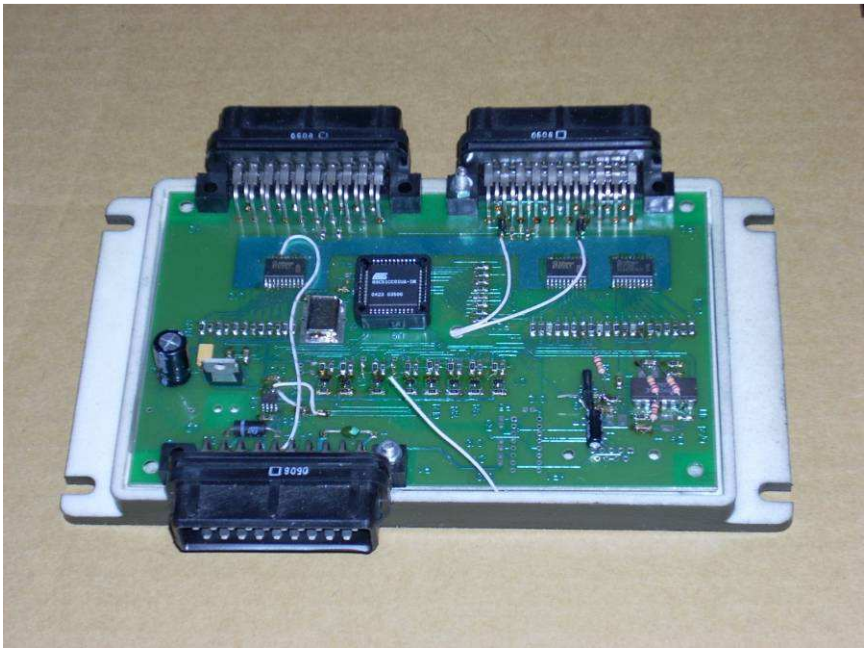
- основная архитектура 80C51;
- частота макс 40 МГЦ, в режиме X2, 20 МГЦ ;
- пять портов: 32 ввода/вывода;
- пяти канальный 16-и битный программируемый счетчик;
- PWM (8- БИТ) – широтно-импульсный модулятор;
-21- сторожевой битовый таймер (7 программируемых битов)
-256 байт RAM (оперативная память);
-1 Кбайт ERAM (энергонезависимая память);
-32 Кбайт памяти данных (флеш);
- 14- источников прерываний уровня;
- три 16- битовых таймера/счетчика;

- полный дуплексный UART совместимый 80C51;

- аналого-цифровой преобразователь (ADC) с 8 мультиплексными входами;

- полный CAN (контроллер коммуникационной шины) rev2.0A и 2.0B, оптимизированный для управления через SFR (регистры специального назначения), 15 независимых объектов сообщений.

а)



б)

Рисунок 1.23 – Блок управления коробкой передач и сцеплением

Устройство входных цепей.

Электропитание внешних датчиков (микровыключателей SQ1-SQ10, рисунок 1.18) производится через ограничительные резисторы, чтобы защитить источник питания от коротких замыканий в цепях датчиков коробки передач. Входные цепи датчиков механизмов коробки передач выполнены по схеме высокопороговой логики, с целью исключения помех во входных цепях, активным сигналом, для которых является наличие на входах блока управления напряжения высокого уровня, не менее 18 В. Таким образом исключается ложная информация при обрыве или замыкании на «массу» внешних цепей коробки передач (при разомкнутом микровыключателе, при обрыве цепи и при замыкании на «массу» этой цепи, на входе устройства будет присутствовать сигнал низкого уровня «лог. 0», и только при замкнутом микровыключателе и прохождении напряжения высокого уровня через всю цепь, на входе устройства будет присутствовать сигнал высокого уровня «лог. 1»). Сигналы с датчиков через формирователи сигналов поступают на входы микроконтроллера и записываются во внутренние регистры для дальнейшей обработки с помощью программного обеспечения.

Сигналы с индуктивных датчиков оборотов двигателя, промвала и выходного вала в виде синусоиды переменной частоты и амплитуды (амплитуда сигнала датчика зависит от скорости прохождения зубьев шестерен через магнитное поле датчика) поступают на компаратор напряжения, после чего сформированные сигналы прямоугольной формы поступают на входы программируемых счетчиков.

Обработка частотных датчиков.

Программируемые счетчики при помощи программного обеспечения запрограммированы на измерение интервалов времени следующим образом: при поступлении на вход счетчика переднего фронта сигнала, происходит прерывание основной программы, и подпрограмма обработки прерывания запускает счет интервала времени; далее, при поступлении следующего импульса, вновь происходит прерывание и подпрограмма обработки прерывания фиксирует показания счетчика (это есть период Т), и вновь запускает счет. Чтобы получить частоту остается единицу разделить на период.

Управление электропневмоклапанами.

В момент, когда по программе необходимо включить или выключить какой-либо электропневмоклапан, информация записывается в выходной регистр микроконтроллера и на выходных ножках появляются соответствующие логические сигналы. Для усиления сигналов (напряжения и тока) применена специальная микросхема фирмы Infineon BTS721L1, которая была специально разработана для применения в автомобильной технике. Основные параметры:

- защита от перегрузки;

- ограничение тока 3 А;

- защита от короткого замыкания;

- защита от перегрева;

- электростатическая защита;

- совместимый с mC силовой ключ с диагностической обратной связью для 12 V и 24V DC для заземленной нагрузки;

-защита от переполюсовки;

- максимальное напряжение питания 40В.

Коммуникационная шина.

Обмен информацией с другими компонентами системы (блока индикации состояния системы и блока преобразования сигналов контроллера) осуществляется при помощи двухпроводной шины CAN. CAN это последовательный интерфейс связи, который эффективно поддерживает распределенное управление в реальном масштабе времени с высокой степенью помехозащищённости. Область применения протокола: от высокоскоростных сетей до замены жгутов проводов. Протокол полностью определен фирмой BOSCH специально для автомобильных приложений. CAN имеет асинхронную последовательную структуру шины и может состоять из двух и более узлов, с возможностью подключения/отключения узлов от шины без перенастройки других узлов. При использовании в качестве линии связи пары скрученных проводов с нагрузочными резисторами на концах, можно получить максимальную скорость передачи до 1 Мбит/сек и максимальную длину шины до 40 метров. В нашем случае использование CAN позволило отказаться от жгута между блоком управления и блоком индикации толщиной в, как минимум, 16 проводов, а также жгута между блоком управления и контроллером, как минимум, 12 проводов. Протокол CAN реализован в микроконтроллере и программируется при помощи регистров специального назначения. Интерфейс между микроконтроллером и шиной обеспечивается применением микросхемы ATA6660 фирмы Atmel, которая согласует уровни сигналов микроконтроллера той же фирмы.

Блок индикации (информационное табло) (рисунок 1.24).

Это устройство предназначено для визуальной передачи информации водителю о текущем состоянии как системы управления, так и механизмов коробки передач. Блок индикации выполнен на основе микроконтроллера Atmel 89C51CC01 индустриального исполнения. Индикация передач основного редуктора и текущего режима системы (автомат или ручной) осуществляется при помощи двух семисегментных светодиодных индикаторов зелёного цвета, производства фирмы Kingbright типа SA08. Индикация режимов делителя и

демультипликатора осуществляется при помощи 2-х двухцветных светодиодов (красный для низших диапазонов, зелёный для высших диапазонов). Обмен информацией с другими компонентами системы (Блок управления) осуществляется при помощи двухпроводной шины CAN. Следует отметить, что блок индикации работает также при использовании резервной схемы управления коробкой, когда управляющие сигналы контроллера непосредственно включают только электромагнитные клапаны, исключая Блок управления, а также все концевые и индуктивные датчики.

а)

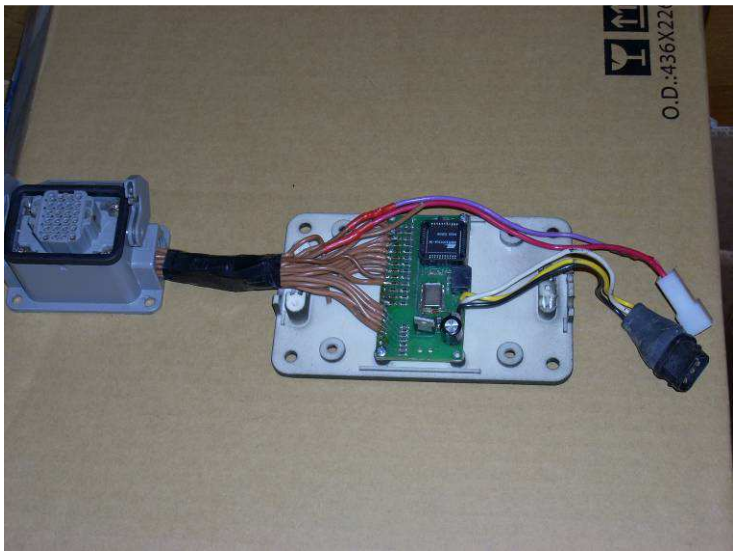
б)

Рисунок 1.24 – Блок индикации

Блок согласования (рисунок 1.25).

Это устройство предназначено для обработки информации от микропереключателей контроллера (применена входная высокопороговая логика, программное устранение дребезга контактов), обработки сигнала с датчика нагрузки (при помощи встроенного в микроконтроллер аналого-цифрового преобразователя) и передачи информации по шине CAN блоку управления, что обеспечивает резкое снижение количества проводов между элементами системы (к примеру без применения шины CAN, для передачи информации от контроллера к блоку управления было бы необходимо иметь не менее 16 проводов, тогда как с шиной CAN достаточно двух. Блок преобразования сигналов контроллера выполнен на основе микроконтроллера Atmel 89C51CC01 индустриального исполнения.

а)



б)

Рисунок 1.25 – Блок согласования

Педаль управления подачей топлива с нагрузочным датчиком (рисунок 1.26). Педаль имеет в своем составе датчик нагрузки двигателя (линейный потенциометр 5 кОм, который изменяет свое значение от 0 до 5 кОм пропорционально углу поворота педали

подачи топлива **α)**. Датчик преобразует угол поворота педали подачи топлива в аналоговый сигнал напряжением от 0 до 2,5В, который в дальнейшем преобразуется блоком управления в восьмиразрядный двоичный код. Этот параметр используется в алгоритме переключения передач в основном редукторе и демультипликаторе, обеспечивая надлежащий закон переключения передач.

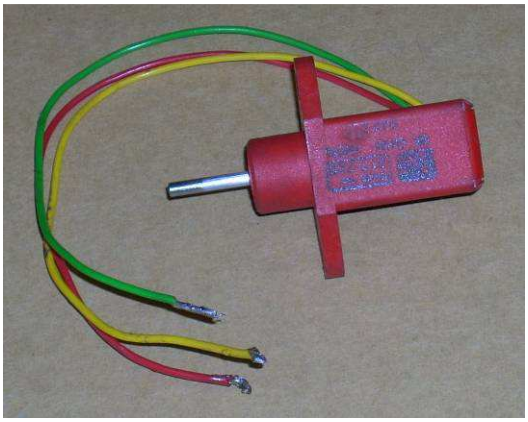


Рисунок 1.26 – Датчик положения педали подачи топлива

Датчики оборотов индуктивного типа (рисунок 1.14):

- Датчик оборотов двигателя (тип 11.3843) работает от зубчатого венца шестерни, установленной на маховике двигателя, и служит для управления работой сцепления на режиме трогания автомобиля и на режиме маневрирования автомобиля при наличии пробуксовки сцепления;

- Датчик промежуточного вала (тип 11.3843) служит для определения скорости промежуточного вала. Показания этого датчика используются в алгоритме управления делителем;

- Датчик выходного вала (тип 11.3843), показания этого датчика используются для принятия решения о переключении передач основного редуктора и диапазонов демультипликатора, а также блокировки включения низших передач и низшего диапазона демультипликатора с целью предотвращения перекрутки двигателя (ввиду особой важности датчика и его прямого влияния на работоспособность в блоке управления коробкой передач реализована аппаратная проверка цепи этого датчика на обрыв), в сочетании с датчиком нагрузки для формирования алгоритма закона переключения передач. Сигналы с этих датчиков синусоидальной формы преобразуются Блоком управления в шестнадцатиразрядный двоичный код частоты вращения.

Рисунок 1.27 – Индуктивный датчик скорости автомобиля

Заключение по разделу 1

1. Разработаны и изготовлены экспериментальные образцы унифицированных малогабаритных механических синхронизированных коробок передач: шестиступенчатая коробка М6-300; восьмиступенчатая коробка ТМ8-2700, шестнадцатистпенчатая коробка передач ТМ16-2000.

2. Основными конкурентными преимуществами коробки передач М6-300 при ее использовании являются:

2.1) предназначена для применения на автомобилях повышенной проходимости типа «джип», малых автобусах и грузовых автомобилях с полной массой до 8000 кг. с крутящим моментом двигателя до 360 Нм.

2.2) малый вес и габариты – практически шестиступенчатая коробка передач М6-300 выполнена в габаритах и массе пятиступенчатых коробок передач;

2.3) увеличенный в 1,5…2 раза диапазон передаточных чисел, что обеспечивает:

- снижение расхода топлива до 5…8%, что достигается одновременным снижением внутренних потерь в коробке;

- снижение оборотов двигателя на один километр пути и тем самым повышение ресурса двигателя;

- уменьшение шумности двигателя за счет снижения его оборотности;

- исключение демультипликатора из раздаточной коробки в полноприводных автомобилях, что существенно упрощает, облегчается и удешевляет ее конструкцию;

- исключение приводов управления диапазонами раздаточной коробки и блокировкой дифференциала;

- увеличение долговечности сцепления в 1,5…2 раза за счет резкого уменьшения работы буксования сцепления, что особенно будет сказываться при частом трогании при наличия движения в так называемых «пробках»;

3. Коробки передач ТМ16-2000 и ТМ8-2700 являются малогабаритными максимально унифицированными механическими синхронизированными многоступенчатыми коробками передач, предназначенные для работы с двигателями в диапазоне мощностей 600…700 л.с. и крутящих моментов до 2200 …2700 Нм соответственно. Это позволяет удовлетворить самым разнообразным требованиям, предъявляемым к автомобилям, автобусам, автопоездам, а также автомобилям специального назначения.

4. Многоступенчатые коробки передач ТМ16 и ТМ8 изготовлены с механическим и с мехатронным электропневматическим управлением, технический уровень которых, обусловленный их конструктивными особенностями, соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы.

5. Рассмотрены конструктивные особенности экспериментальных образцов коробок передач их общий вид, отдельные узлы и детали. Коробки передач ТМ8-2700 и ТМ16-2000 имеют технологический модуль длиной 275 мм, который для обеих коробок полностью унифицирован. Технологический модуль включает: планетарный демультипликатор; пара шестерен с муфтой включения передачи заднего хода; узел низшей передачи с мощным 2-х конусным синхронизатором, оригинальной конструкции, работающий на низшем и высшем диапазонах демультипликатора.

6. Кроме указанного технологического модуля для коробок передач ТМ8-2700 и ТМ16-2000 также унифицированными являются:

- все синхронизаторы основного редуктора коробок передач;
- механизм электропневматического переключения передач;
- механизм командного и автоматического управления коробкой передач;
- микропроцессорные блоки автоматического управления коробки передач.

7. Рассмотрена схема мехатронной электропневматической системы управления экспериментальных образцов коробок передач ТМ16-2000 и ТМ8-2700, представлены отдельные компоненты системы и их характеристики.

2 Экспериментальное исследование работоспособности унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач

2.1 Испытания системы автоматического управления коробкой передач

Макетный образец автоматической системы управления коробкой передач ТМ16-2200 был изготовлен на Опытном заводе НАМИ. Образец системы управления был установлен в лаборатории механических коробок передач на нагрузочном стенде в составе опытной коробки передач ТМ16-2200. В условиях стенда были проведены работы по доработке аппаратной части системы, отладке программного обеспечения и корректировке алгоритма управления. В результате проведенных исследований получена работоспособная система автоматического управления 16-и ступенчатой коробкой передач ТМ16-2200.

Целью испытаний системы автоматического управления коробкой передач ТМ 16-2200 является получение результатов соответствия технических требований и отработка «Закона управления», а также получение реальных параметров коробки передач при управлении автоматической системой.

До установки системы управления многоступенчатыми коробками передач на испытательный стенд, предварительно были проведены испытания механизмов переключения, системы подвода воздуха к исполнительным устройствам и работы электромагнитных клапанов.

На рисунках 2.1 представлена коробка ТМ16 на экспериментальном стенде с установленной на нее системой имитации реальной системы автоматического управления. Для проведения испытаний до установки микропроцессорной системы управления был сделан «пульт управления», с которого происходило включение требуемой передачи в основном редукторе, делителе или демультипликаторе (рисунок 2.2, 2.3).

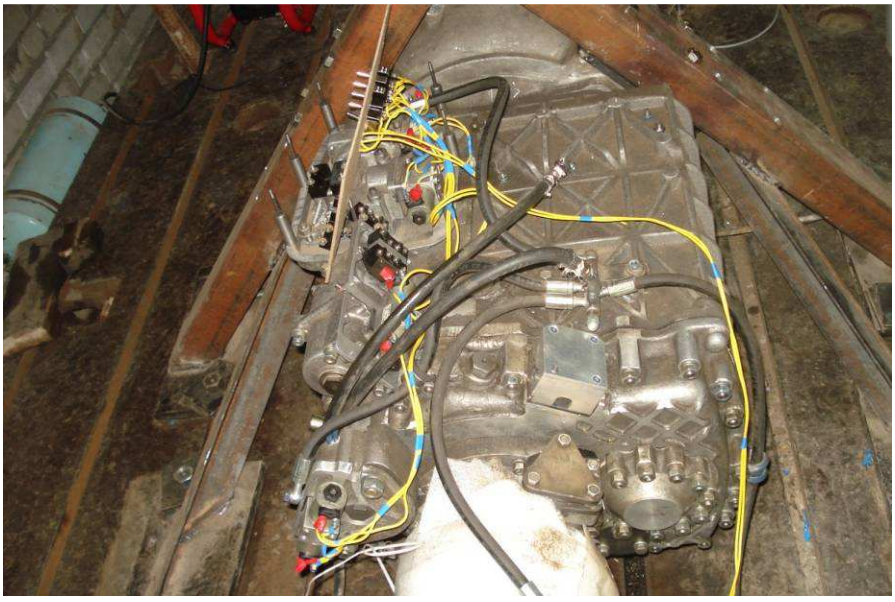
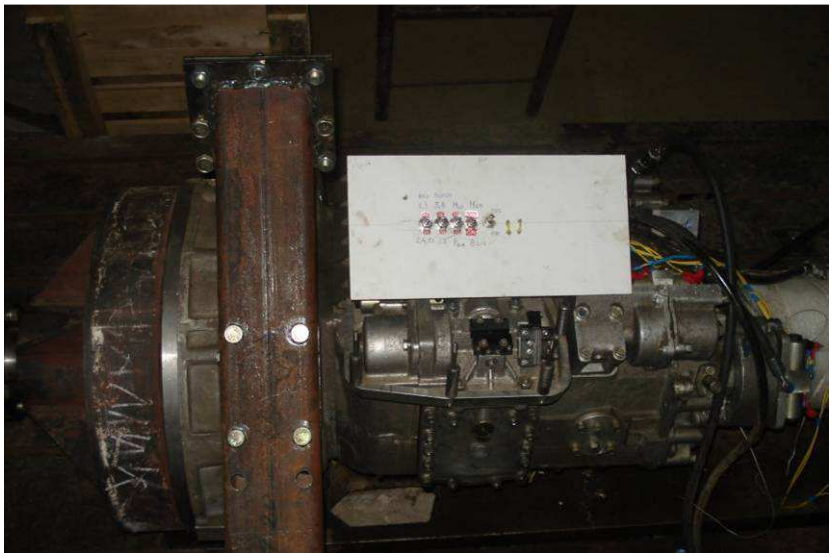


Рисунок 2.1 - Вид коробки ТМ16-2000 с имитацией системы управления на стенде

Рисунок 2.2 – «Пульт управления» электропневматическими клапанами коробки

Для создания пневматического давления в систему использовался компрессор с прямой передачей Fiac Colibri 110-15 (рисунок 2.4), создаваемое давление контролировалось при помощи манометра (рисунок 2.5).



а)

б)

Рисунок 2.3 - Расположение «пульта управления» на коробке

Рисунок 2.4 - Копмрессор стенда

Рисунок 2.5 - Контрольный манометр

Испытания проводились при давление в пневмосистеме p=5 атм. (рисунок 2.6). При проведении первых испытаний были получены следующие результаты:

1. При включении высшего диапазона демультипликатора произошло раскалывание технологического отверстия с заглушкой в крышке – деталь ТМ16-1722101 (резьбовое отверстие М8), рисунок 2.7-2.8.

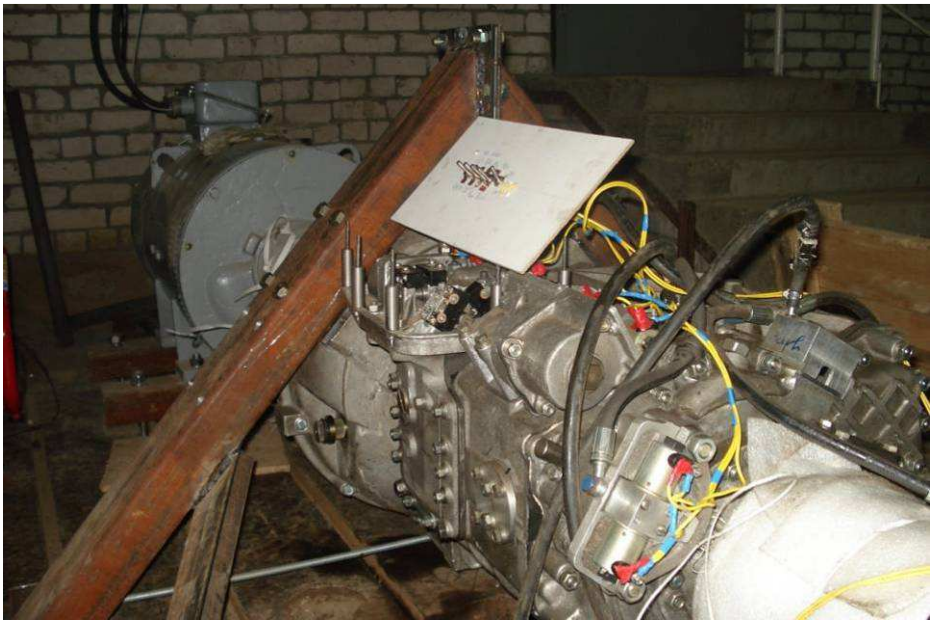


Рисунок 2.6 - Вид со стороны механизма управления демультипликатором

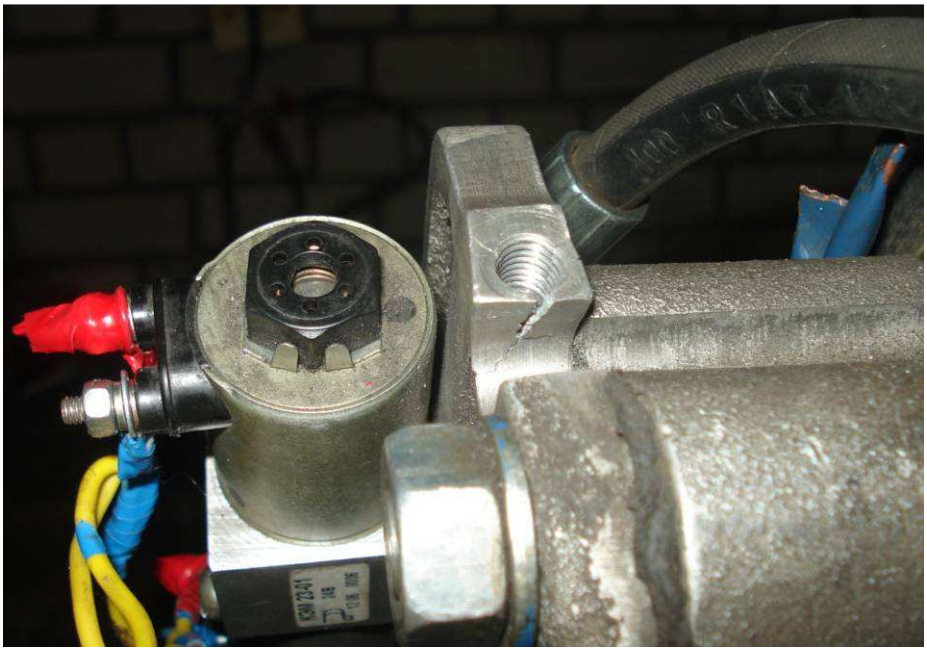


Рисунок 2.7 - Технологическое отверстие, связанное в системе подвода воздуха силового цилиндра демультипликатора

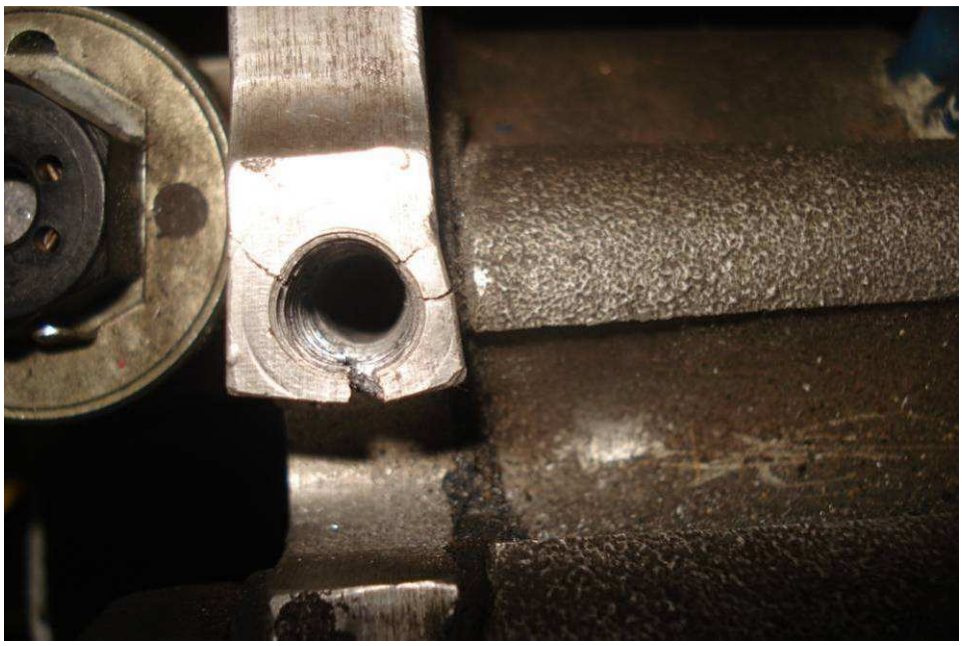


Рисунок 2.8 - Вид технологического отверстия после испытаний системы управления демультипликатором

2. Произошла поломка болта с отверстием (М6) для подвода воздуха к силовому цилиндру делителя в месте присоединения пневмошланга системы (рисунок 2.14-2.17).

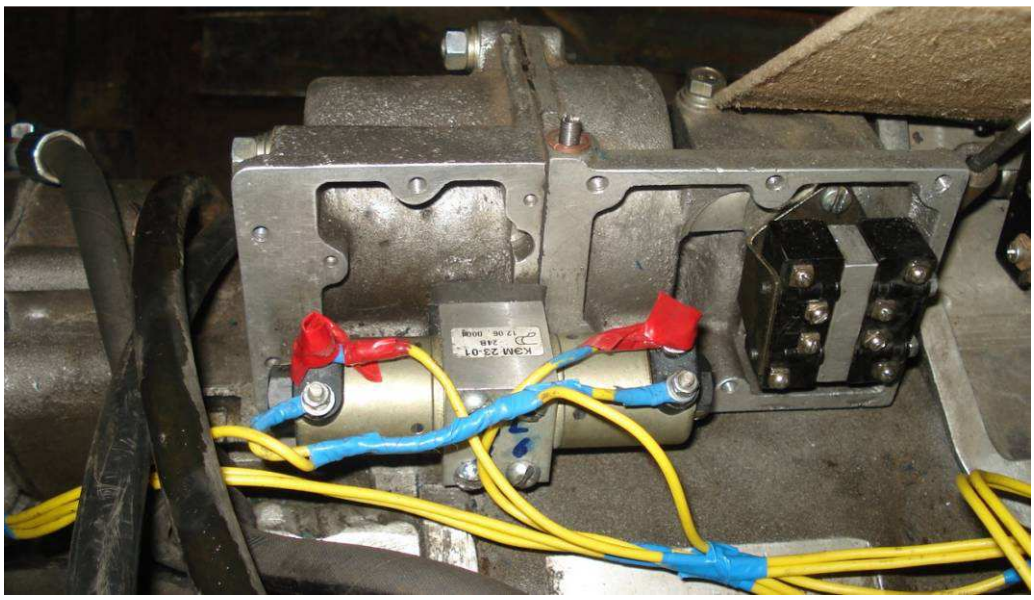


Рисунок 2.9 - Вид со стороны механизма управления делителем

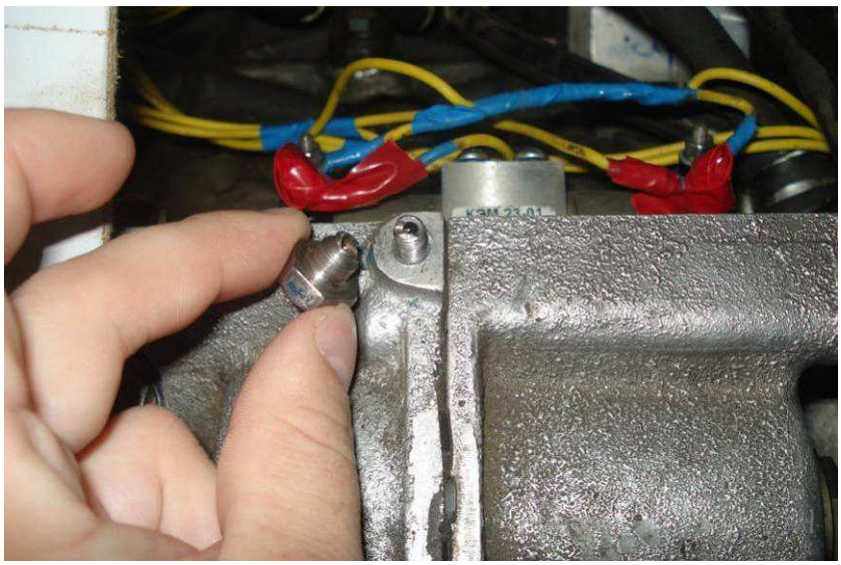


Рисунок 2.10- Срез болта (с резьбой М6) подвода воздуха к делителю

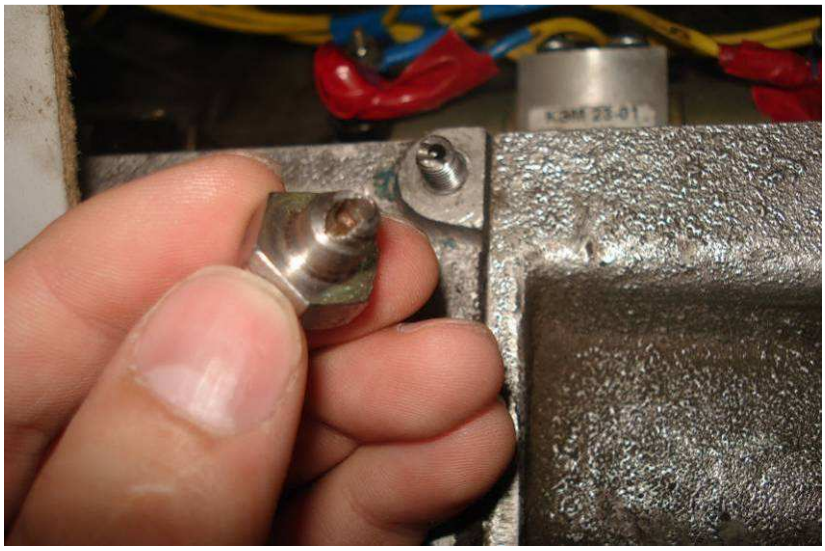


Рисунок 2.11 - Полый болт с резьбой М6.

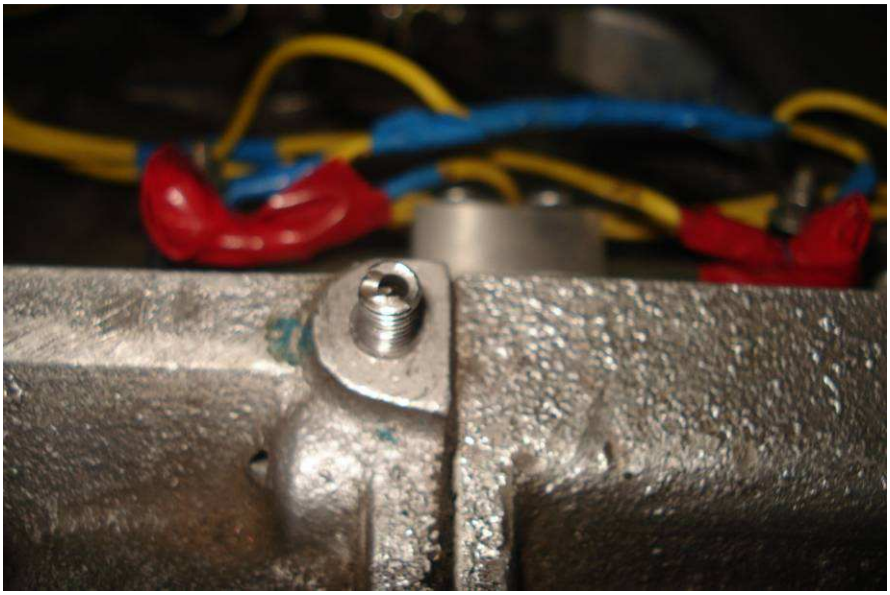


Рисунок 2.12 - Полый болт с резьбой М6.

3) При включении электромагнитного клапана Е1 (выбор з.х., рисунок 1.18) происходит утечка воздуха между электроклапанами Е1-Е2 (выбор передач основного редуктора) и корпусом силового цилиндра (рисунок 2.18-2.19)

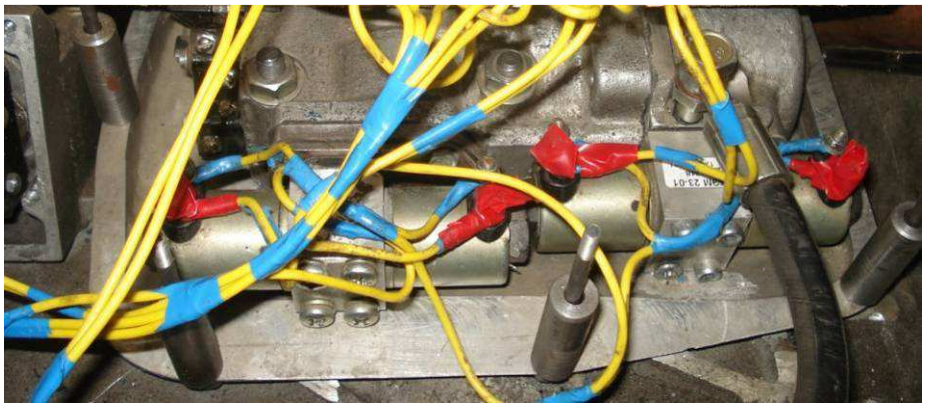


Рисунок 2.13 - Вид на механизм управления основным редуктором

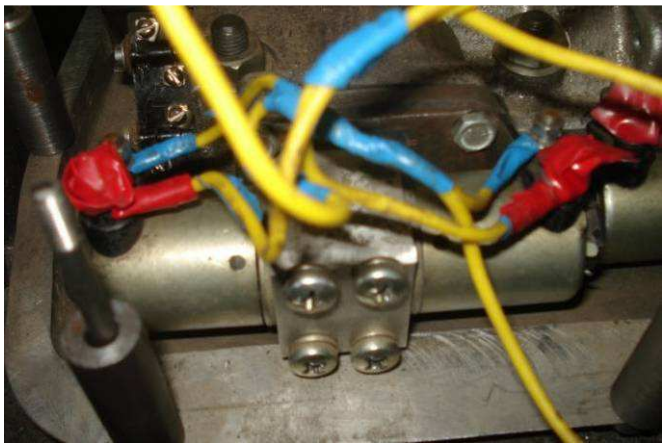


Рисунок 2.14 - Электромагнитные клапаны Е1-Е2 (справа Е1, слева Е2)

4) Не исправен электромагнитный клапан Е4. Происходит утечка воздуха из атмосферного клапана (рисунок 2.20).

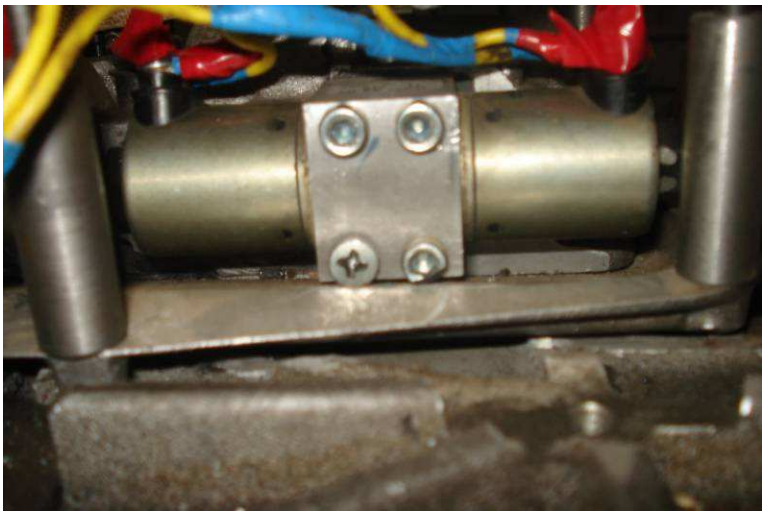


Рисунок 2.15 - Электромагнитные клапана Е3-Е4 (слева Е3, справа Е4)

5) Зафиксирована утечка воздуха из-под болтов (винтов) крепления электромагнитных клапанов Е3-Е4 (клапанов включения передач основного редуктора, рисунок 1.18).

6) Зафиксирована утечка воздуха из места соединения электроматнитных клапанов Е9-Е10 (клапаны управления делителем, рисунок 1.18) с корпусом силового цилиндра.

7) Зафиксирована утечка воздуха из полого болта подвода воздуха к демультипликатору.

8) При давлении р=5 атм. происходило включения всех передач коробки ТМ16, в том числе делителя и демультипликатора. При этом без нареканий происходило включение только 2 и 4 передач основного редуктора (электромагнитные клапаны Е2 и Е3, рисунок 1.18).

Проведение предварительные испытания механизмов переключения, системы подвода воздуха к исполнительным устройствам и работы электромагнитных клапанов показали, что необходимо:

1. Заменить электромагнитный клапан Е4.

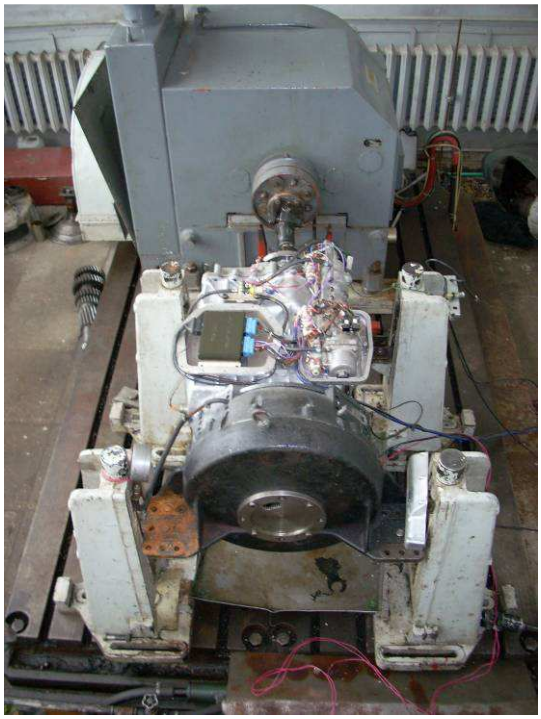
2. Устранить утечки воздуха между клапанами и их корпусами, а также трубопроводами подвода воздуха и болтами.

3. Изготовить новый полый болт подвода воздуха к делителю. В дальнейшем использовать полые болты минимального диаметра М8.

4. Изготовить крышку дет. ТМ16-1722101 увеличенной высоты (толщины) на 2-3 мм. (до 23…24 мм).

5. В целом, в коробке ТМ16 – 2000 происходит включение всех 16 передач.

а)



б)

Рисунок 2.16 – Стенд для испытания коробок передач

После устранения указанных дефектов на испытуемую коробку передач устанавливалась система микропроцессорного управления, позволяющая отрабатывать все режимы переключения передач в командном, автоматическом режимах, а также по резервной схеме (рисунок 2.21-2.22).

Были проведены работы по корректировке и отладке алгоритмов работы блока управления, блока индикации и блока согласования.

Проведены исследования временных характеристик переключения в 3-х редукторах коробки передач ТМ16-2200.

Проведен анализ временных характеристик переключения передач при автоматическом и командном типах управления.

Проведены так называемые «провокационные испытания»:

- переключение с автоматического на командное управление и обратно при высоких скоростях выходного вала коробки и различных положениях педали управления подачей топлива;

- имитация обрыва цепи датчика скорости выходного вала на различных скоростях выходного вала коробки;

- имитация обрыва цепи датчика нагрузочного параметра на педали управления подачей топлива на различных скоростях выходного вала коробки и положениях педали;

- имитация различных ситуаций с невключением передач, а также при несрабатывании концевых датчиков механизмов коробки передач.

В ходе испытаний системы управления было выявлено следующее:

- с целью контроля и диагностики работы сцепления ввести в схему блока индикации светодиод «управление сцеплением» и произвести доработку электрической схемы;

- с целью контроля работоспособности датчиков скорости двигателя и промежуточного вала, а также целостности их электрических цепей, необходимо ввести в схему блока управления дополнительные устройства для соответствующего контроля;

- с целью повышения надежности работы блока управления на предельных температурных режимах, необходимо применить микроконтроллер с диапазоном рабочей температуры $-40C^0 \div +125C^0$, учитывая, что блок управления установлен на корпусе коробки передач (которая в процессе работы нагревается до температуры, превышающей $+90\ C^0$).

- для улучшения функциональной значимости меняется расположение светодиодов и индикаторов на блоке индикации.

С целью введения выявленных улучшений необходимо провести доработку электрической схемы и конструкции блока управления (и соответственно внести изменения в

программное обеспечение), и доработку электрической схемы и конструкции блока индикации.

а)

б)

Рисунок 2.17 – Система управления переключения коробкой передач

В результате испытаний было выявлено соответствие системы автоматического управления коробкой передач ТМ16-2200 техническим требованиям, а также обеспечение выполнения «Закона управления» в полном объеме.

2.2 Определение параметров синхронизации при переключении передач

В соответствии с разработанным на 3-м этапе выполнения НИР [3] планом экспериментальных исследований выполнялось исследований на работоспособности унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач. Определение параметров при синхронизации при переменном давлении в полости силового элемента рассмотрены на втором этапе НИР [2].

Для определения динамических нагрузок на конусах синхронизатора снята характеристика осевой жесткости синхронизатора I-II передач коробки, представленная на рисунке 2.18. Для сравнения также была снята характеристика жесткости синхронизатора II-III передач коробки ЗИЛ-130. Оказалось, что жесткости этих синхронизаторов довольно близки друг к другу, несмотря на совершенное различие в их конструкциях.

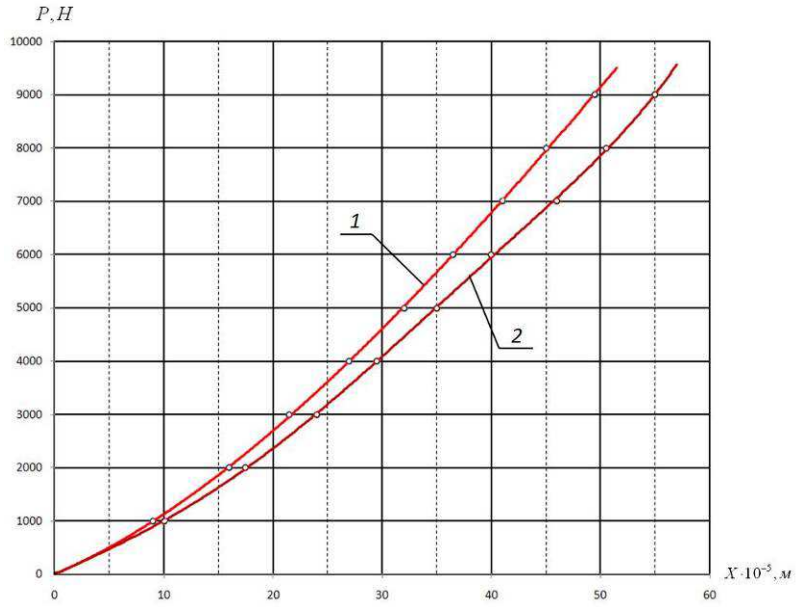


Рисунок 2.18 – Характеристика жесткости синхронизатора

1 - синхронизатор I-II передач, *2* – синхронизатор II-III передач коробки ЗИЛ-130

Проведенное графическое аппроксимирование нелинейной зависимости F=f(x) линейной в диапазоне усилий 2000-2500 Н позволило найти модуль жесткости для линейной зависимости равной C_1 = 1,1 $\cdot 10^7$ Н/м, который используется при расчете динамических усилий.

Коэффициент расхода воздуха через жиклер электропневматических клапанов был определен экспериментально.

Изменение коэффициента истечения и расхода воздуха в зависимости от диаметра жиклера представлено на рисунке 2.19. Из графика видно, что вначале коэффициент расхода несколько возрастает, а затем монотонно убывает. Это объясняется тем, что при малых диаметрах жиклера основным сопротивлением является собственно сопротивление жиклера, которое как известно, с увеличением диаметра несколько уменьшается. С увеличением

диаметра жиклера и соответственно расхода воздуха основные потери определяются потерями в клапане и воздушном канале, который стал уже соизмерим с диаметром жиклера (диаметр канала $d_{кан}$ = 7,5 · 10^{-3} м).

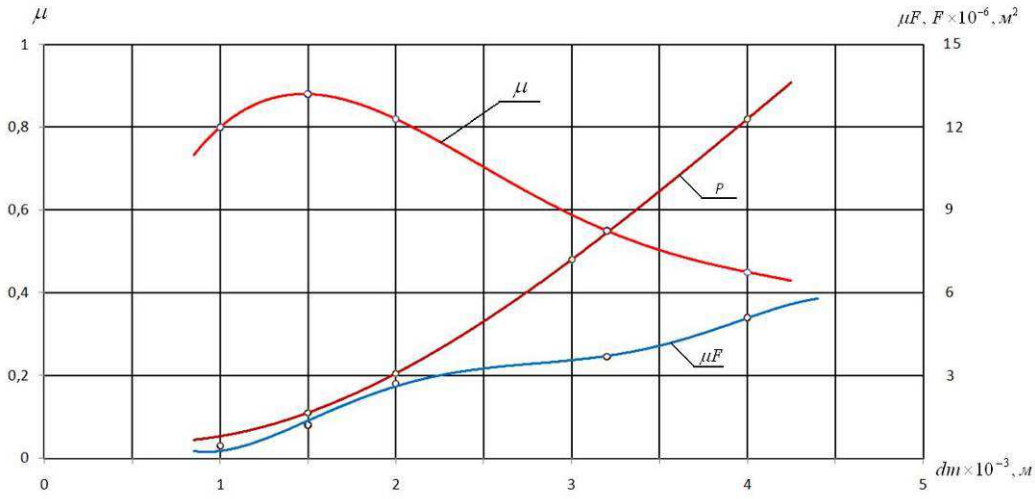


Рисунок 2.19 – Изменение коэффициента расхода воздуха μ и расхода воздуха $\mu \cdot F$ в зависимости от диаметра жиклера *dm*.

Определив осевую жесткость синхронизатора и коэффициент расхода был произведен расчет динамических усилий при различных диаметрах и различном давлении на выходе в пневмоцилиндр. Результаты расчета и эксперимента представлены на рисунке 2.20

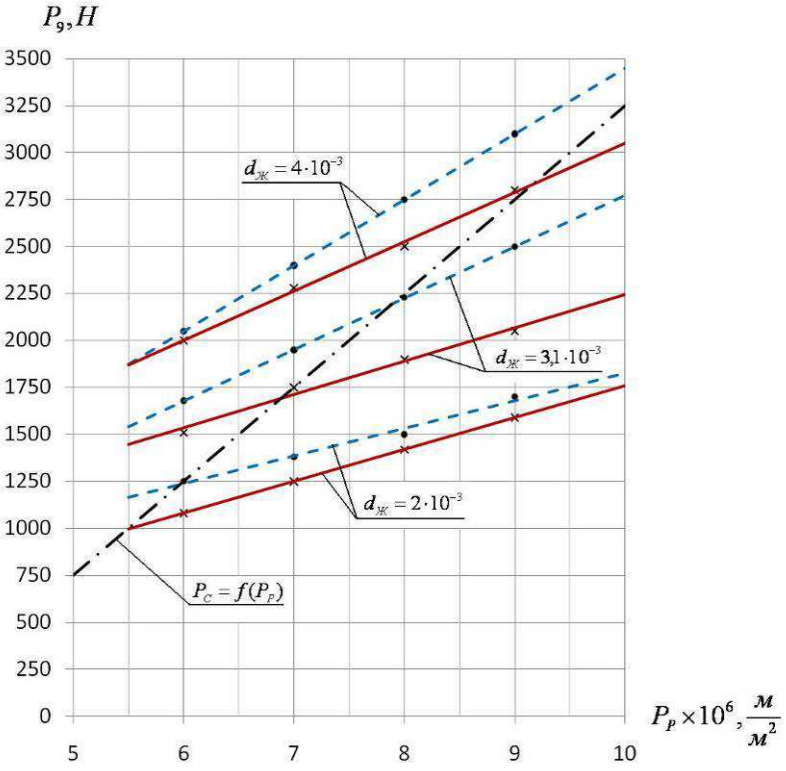


Рисунок 2.20 – Изменение динамического усилия на конусах синхронизатора от диаметра жиклера и давления (— экспериментальные значения; – – расчетные значения)

Тензометрирование динамических усилий на синхронизаторе проводилось при остановленных валах коробки передач. Последнее обусловлено желанием устранить влияние дополнительных сил, как, например, инерционных, а также возникающих за счет момента синхронизации, которые к тому же за счет неточности прилегания поверхностей трения, а также неуравновешенности центробежных сил и т.д. бывают пульсирующими. Разница в результатах расчета и эксперимента не превышает 10-30%, что вполне приемлемо для практики.

Для возможности расчета всех этапов процесса включения передач, и в частности процесса синхронизации были экспериментально определены необходимые параметры коробки передач и в том числе все моменты инерции всех ведущих деталей коробки передач. Момент инерции ведущих деталей, приведенный к первичному валу коробки передач, равен I=0,148 Нм/с^2.

Экспериментально была определена характеристика изменения момента трения ведущих частей коробки передач в зависимости от температуры масла (рисунок 2.21), что необходимо для уточненного расчета таких основных этапов включения передачи, как синхронизация и разблокировка. Анализ осциллограмм (рисунок 2.22), характеризующих изменение оборотов ведущих частей коробки передач по времени за счет действия момента трения, показал, что в довольно большом диапазоне рабочих оборотов при смазке под давлением, эта зависимость близка к линейной.

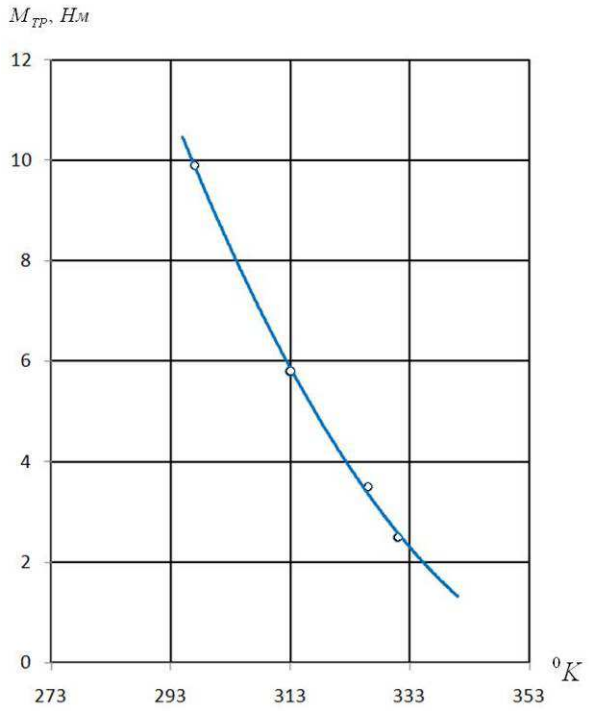


Рисунок 2.21 – Изменение момента трения на первичном валу от температуры масла

Это позволяет в первом приближении принимать момент трения постоянной величиной для данного вида смазки и температуры. Экспериментальные исследования показали, что момент трения можно определять по формуле:

$$M_{тр1} = \frac{\pi \cdot I \cdot (n_1 - n_2)}{30 \cdot \tau},$$

где τ - время, за которое происходит изменение оборотов первичного вала от значения n_1 до n_2. В качестве расчетного принимался диапазон оборотов от 1900 об/мин до 700 об/мин, который для дизельных двигателей является основным рабочим диапазоном. Момент трения, приведенный к шестерни включаемой передачи определялся по выражению:

$$M_{тр} = M_{тр1} \cdot U_{кп}.$$

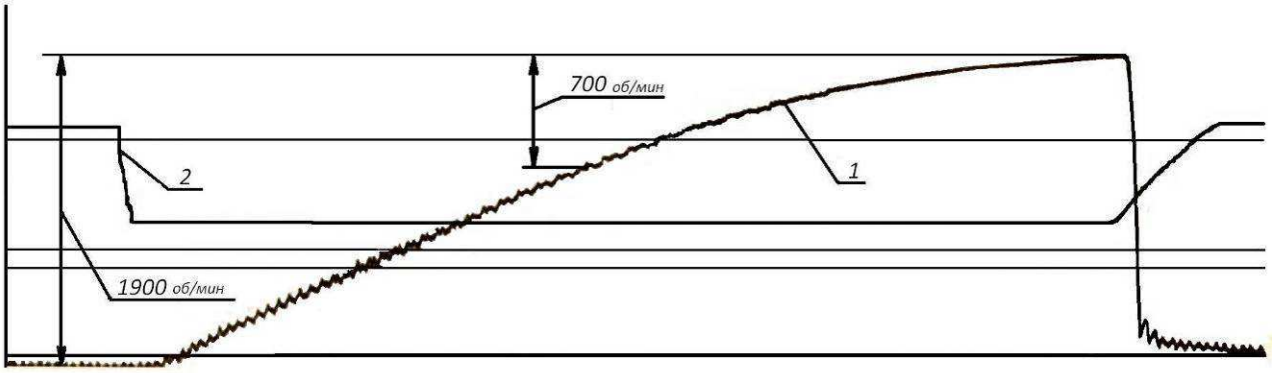


Рисунок 2.22 – Изменение скорости первичного вала (вала делителя) по времени при выключенном сцеплении

1 – обороты первичного вала коробки передач; *2* – ход рычага выключения сцепления

В таблице 2.1 представлены результаты расчетов и экспериментов. Расчетные значения времени синхронизации по отдельным этапам и по всему циклу включения передачи отличаются от экспериментальных не более 10-25%. Это объясняется тем, что при включении зубчатой муфты за счет плохой заправки зубьев происходит их утыкание, что несколько затягивает процесс разблокировки. Иногда в практике наблюдаются случаи неразблокирования синхронизатора после полного выравнивания угловых скоростей элементов, несмотря на приложение довольно значительного осевого усилия; например, при моментах ведения сцепления 4-6 Нм водитель уже практически не в состоянии производить разблокировку синхронизатора II передачи, т.к. потребное усилие на рукоятке 400-600 Н.

Таблица 2.1 – Результаты экспериментальных и расчетных значений при работе с электропневматическим приводом

Результаты экспериментальных и расчетных значений при работе с электропневматическим приводом

Вид смазки – масло МС-20

Температура 325-335^{0}К

Обороты вторичного вала n_2=0

Приведенный момент инерции включаемой передачи – Y_1=0,472 Нм*сек^2

№	Результат	Величина давления, Н/м^2	Обороты первичного вала к началу синхронизации n^1, об/мин	Диаметр жиклера d, м^2	Время от момента поступления воздуха до момента соприкосновения конусов трения, сек	Время синхронизации в зоне критического истечения, сек	Время синхронизации в зоне подкритического истечения, сек	Время синхронизации в зоне постоянного давления, сек	Полное время синхронизации, сек	Время разблокировки синхронизатора, сек	Время разблокировки синхронизатора и включения зубчатой муфты, сек	Время включения передачи, сек
1	Экспер.	$6,2\cdot10^5$	2000	$2\cdot10^{-3}$	0,17	0	0,29	0,6	0,79	0,057	0,087	1,047
2					0,18				0,83	0,058	0,091	1,101
3					0,18				0,82	0,06	0,077	1,077
4	Расчетн.				0,18				0,89	0,046	0,064	1,134
5	Экспер.	$7,9\cdot10^5$	1060	$2\cdot10^{-3}$	0,13	0,04	0,30	0,033	0,36	0,053	0,084	0,574
6					0,14				0,35	0,05	0,065	0,555
7					0,13				0,33	0,055	0,08	0,54
8	Расчетн.				0,14				0,34	0,032	0,045	0,525
9	Экспер.	$8\cdot10^5$	2650	$2\cdot10^{-3}$	0,14	0,043	0,30	0,33	0,85	0,05	0,07	1,06
10					0,14				0,83	0,05	0,07	1,06
11					0,14				0,82	0,05	0,07	1,06
12	Расчетн.				0,14				0,74	0,0316	0,044	0,924
13	Экспер.	$8,6\cdot10^5$	1080	$2\cdot10^{-3}$	0,13	0,055	0,278	0	0,33	0,022	0,032	0,492
14					0,13				0,32	0,022	0,032	0,492
15			1090		0,13				0,33	0,022	0,032	0,492
16		$8,5\cdot10^5$	1080		0,13				0,35	0,022	0,032	0,492
17	Расчетн.	$8,6\cdot10^5$			0,13				0,33	0,03	0,042	0,502
18	Экспер.	$8,6\cdot10^5$	1700	$2\cdot10^{-3}$	0,13	0,05	0,3	0,102	0,47	0,03	0,042	0,632
19					0,13				0,48	0,03	0,042	0,632
20	Расчетн.				0,13				0,46	0,03	0,042	0,632
21	Экспер.	$8,4\cdot10^5$	2450	$4\cdot10^{-3}$	0,05	0,025	0,14	0,432	0,51	0,03	0,040	0,704
22			2540		0,05				0,54	0,03	0,040	0,704
23			2560		0,04				0,55	0,03	0,040	0,704
24	Расчетн.		2500		0,064				0,60	0,03	0,040	0,704
25	Экспер.	$9,4\cdot10^5$	2600	$4\cdot10^{-3}$	0,04	0,034	0,14	0,335	0,51	0,0266	0,037	0,605
26	Расчетн.				0,058				0,51	0,0266	0,037	0,605

На рисунках 2.23 -2.25 представлены осциллограммы включения передач

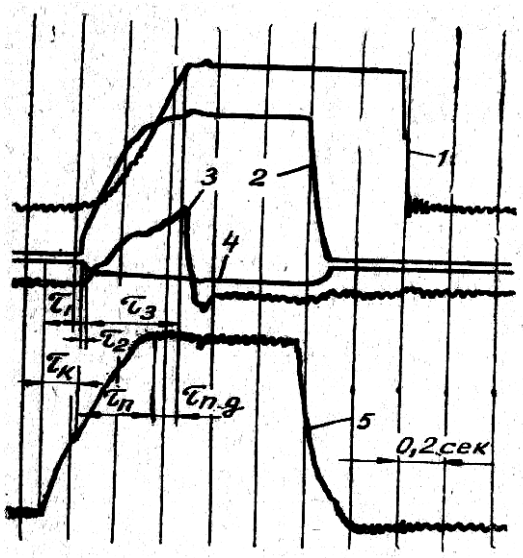


Рисунок 2.23 – Осциллограмма включения передачи:
1 – обороты первичного вала коробки передач; 2 – усилие на штоке пневматического механизма; 3 – момент синхронизации на вторичном валу коробки передач; 4 – ход поршня пневматического механизма; 5 – давление в пневматическом цилиндре

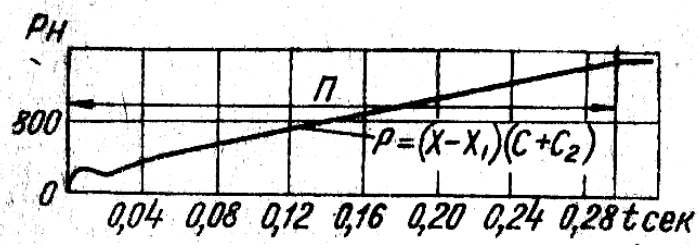


Рисунок 2.24 – Изменение усилия на конусах синхронизатора после соударения масс *m* и *M*: *П* - зона подкритического давления.

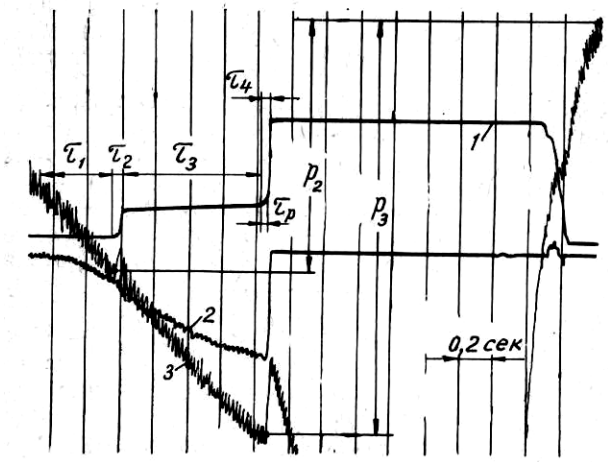


Рисунок 2.25 – Осциллограмма включения передачи:

τ_1 - время от начала выпуска воздуха в пневматический цилиндр до начала движения поршня; τ_2 - время от начала движения поршня до соприкосновения конусов трения; τ_3 - время синхронизации; 1 – ход поршня; 2 – усилия на штоке; 3 – давление в пневматическом цилиндре.

Заключение по разделу 2

1. В результате экспериментальных исследований определены характеристики осевой жесткости синхронизаторов, динамические усилия на конусах синхронизатора от диаметра жиклера и давления, зависимость момента трения на первичном валу от температуры масла, параметры процесса включения передачи при переменном давлении в пневматическом цилиндре и проведены исследования мехатронной системы управления коробки передач, в том числе «провокационные испытания».
2. В результате испытаний было выявлено соответствие системы автоматического управления коробкой передач техническим требованиям, а также обеспечение выполнения закона управления в полном объеме.

3. Доработка унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что необходимо доработать конструкцию планетарного демультипликатора. На рисунке 3.1 представлена первоначально принятая конструкция механизма для переключения диапазонов планетарного демультипликатора.

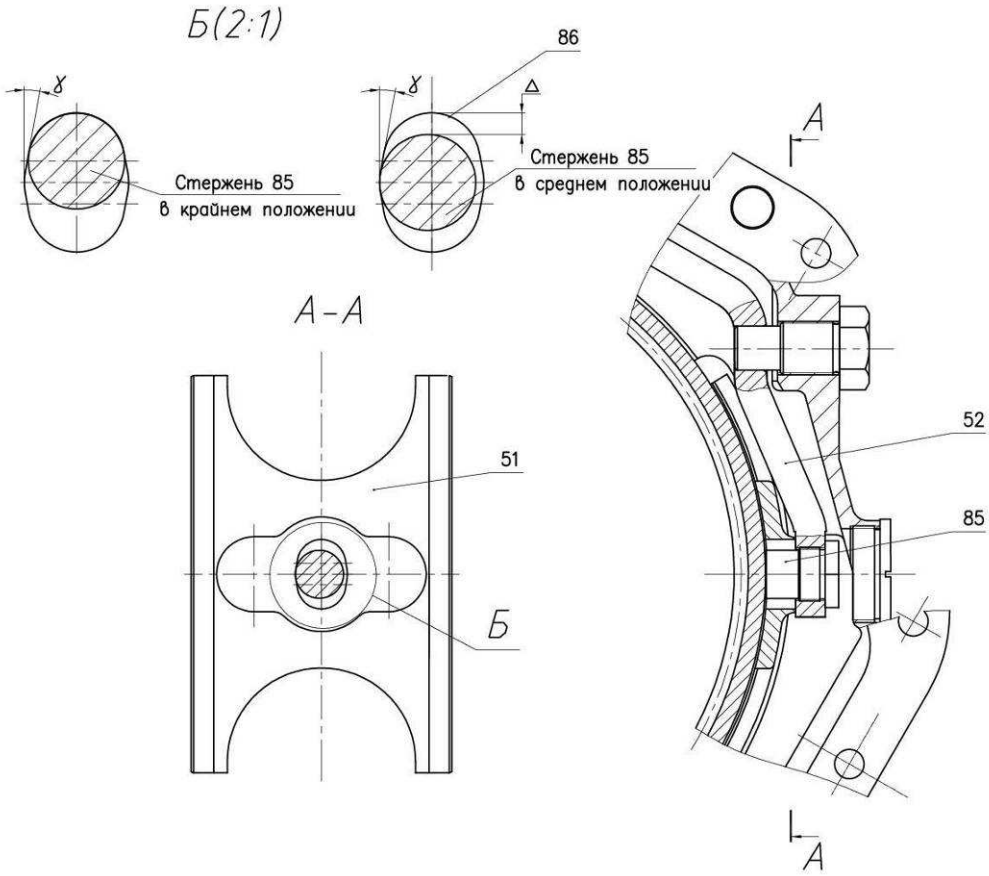


Рисунок 3.1 – Схема первоначального механизма для переключения диапазонов планетарного механизма

На рисунке 3.1 поз. 51 и на рисунке 3.2 поз .12 – поводок коронного колеса или башмак, которое своими торцами перемещает коронное колесо для включения высшего или низшего ряда демультипликатора.

Недостатком указанной конструкции является то, что во время проворота коронного колеса при взаимодействии зубьев коронного колеса и зубьев синхронизатора имеются значительные силы трения, препятствующие провороту коронного колеса для последующего вхождения его зубьев в зацепление с зубьями реактивного, либо блокирующего зубчатых элементов (рисунок 1.7, 1.8, 4.21, 4.22, 4.43, 4.44). Силы трения возникают на торцах коронного колеса в местах взаимодействия с башмаками по причине того, что в момент проворота коронного колеса двуплечий вильчатый рычаг (поз. 52 рисунок 3.1) по прежнему

оказывает воздействие на коронное колесо через башмаки. Указанные силы трения усложняют как процесс проворота коронного колеса планетарного механизма, так и в целом процесс переключения планетарного механизма в заблокированное состояние, либо в режим редуктора. Наличие данных сил трения скольжения не гарантирует проворот коронного колеса, т.е. его разблокировку, при различных температурах, особенно отрицательных, которые могут быть при эксплуатации коробки передач в северных регионах.

Эти недостатки устраняются предлагаемым техническим решением (рисунки 3.2-3.4).

Таким образом, решаемая задача – обеспечение гарантированной разблокировки коронного колеса планетарного механизма при различных температурах, в том числе отрицательных.

Технический результат - обеспечение наилучших условий для проворота коронного колеса, происходящего от взаимодействия зубьев коронного колеса и зубьев синхронизатора в процессе переключения диапазонов планетарного механизма за счет максимального снижения сил трения от взаимодействия двуплечего вильчатого рычага, башмаков и коронного колеса.

Этот технический результат достигается тем, что в планетарном механизме коробки передач, содержащем солнечную шестерню, выполненную на вторичном валу, водило с сателлитами, расположенными на осях, коронное колесо с синхронизаторами и башмаки в виде скоб, охватывающих коронное колесо за торцы и обеспечивающих возможность осевого перемещения коронного колеса для поочередного зацепления с блокирующим и реактивным зубчатыми элементами, двуплечий вильчатый рычаг на опорных стержнях, в башмаках выполнены овальные пазы, а на двуплечем вильчатом рычаге установлены оси (поз. 18 рисунок 3.3), входящие в эти пазы, позволяющие окружное перемещение башмаков вместе с коронным колесом относительно осей, установленных на двуплечем вильчатом рычаге, на которых установлены подшипники, перекатывающиеся по поверхности овальных пазов (поз. 19 рисунок 3.3).

Решение задачи реализуется за счет замены в момент проворота коронного колеса трения скольжения башмаков о торцы коронного колеса на трение качения подшипников по поверхности овальных пазов (поз. 17 рисунок 3.4), которое стало возможным благодаря выполнению овальных пазов в башмаках и установке на двуплечем вильчатом рычаге осей, входящих в эти пазы, на которых установлены подшипники, перекатывающиеся по поверхности овальных пазов.

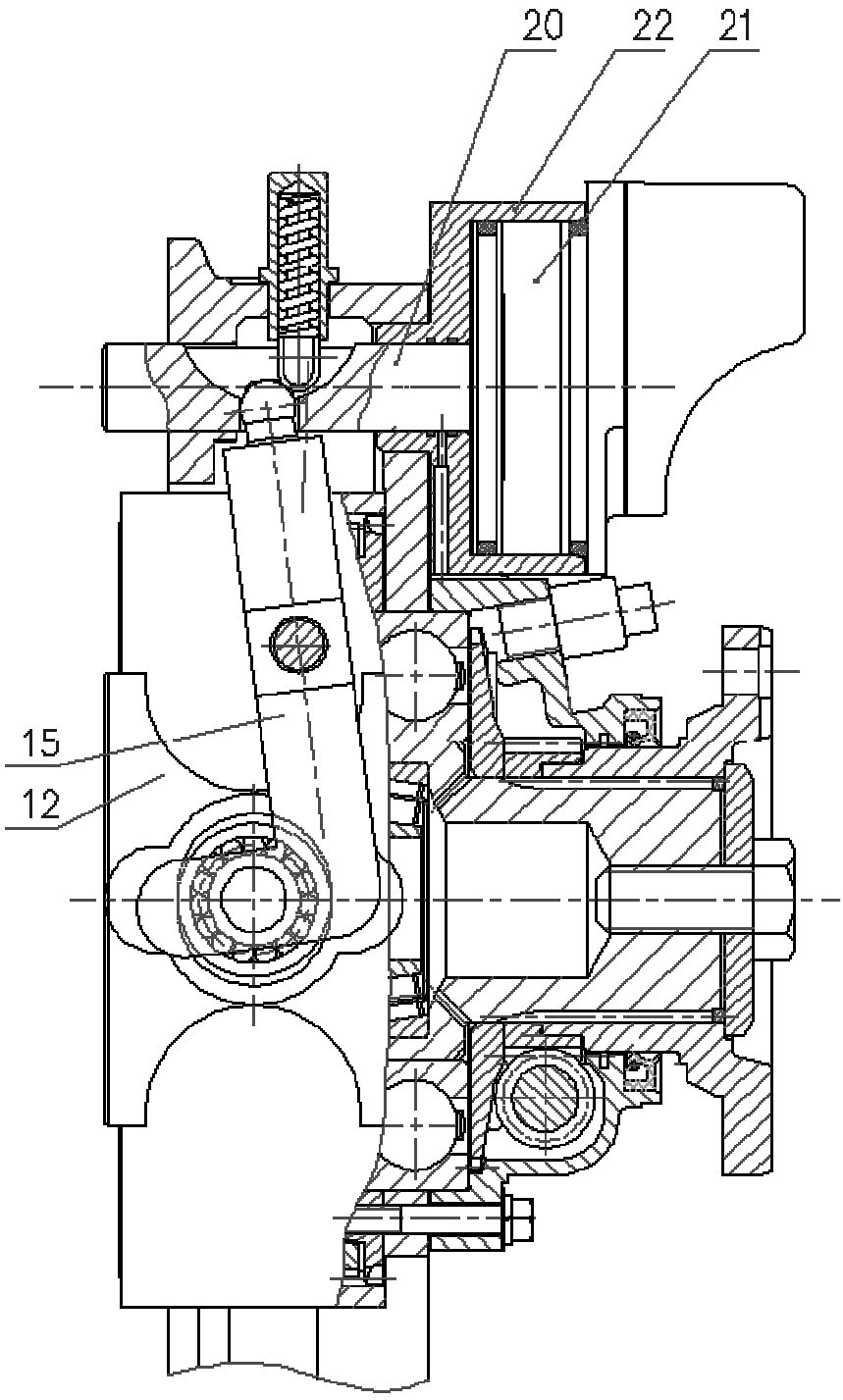


Рисунок 3.2 – Доработанная конструкция планетарного демультипликатора коробки передач

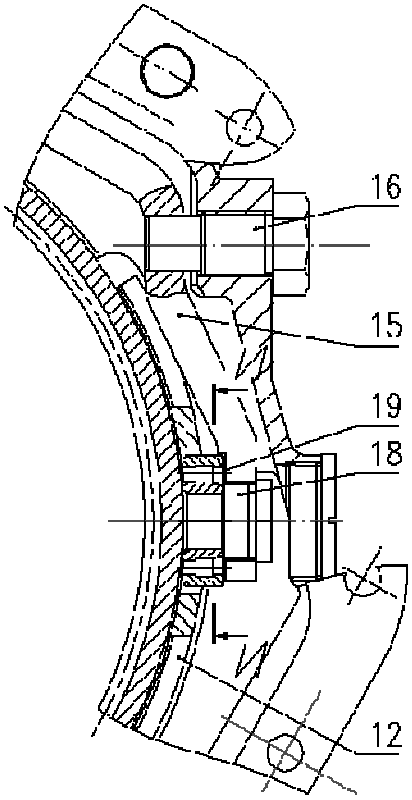


Рисунок 3.3 - устройство для переключения диапазонов планетарного механизма

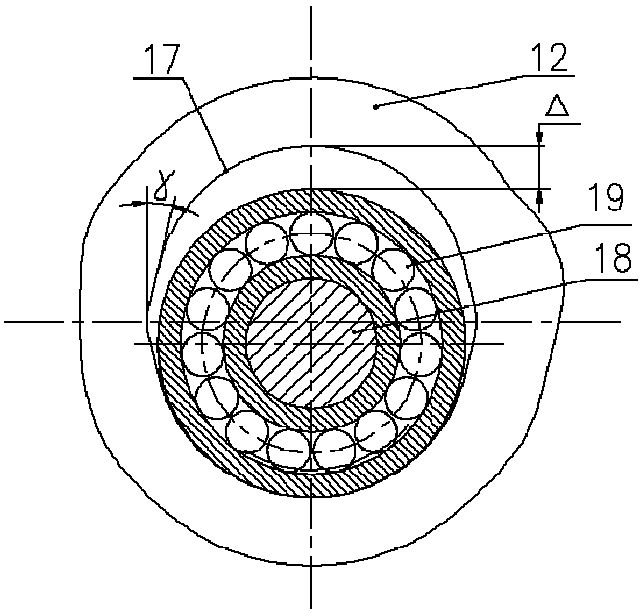


Рисунок 3.4 - Сечение овального паза башмака

Откорректированная конструкторская документация по многоступенчатым коробкам передач представлена в разделе 4 данного отчет о НИР.

4. Корректировка технической документации по результатам экспериментальных исследований.

Проведенные экспериментальные исследования многоступенчатых коробок передач позволили внести коррективы в конструктивную документацию на коробки передач.

На рисунках 4.1 – 4.18 представлена откорректированная конструкторская документация на коробку передач М6-300. Здесь представлен общий вид коробки передач в варианте установки на автомобиль «ГАЗель» (рисунок 4.1, 4.18), крупные сборочные единицы – первичный, вторичный и промежуточный валы (рисунки 4.5-4.7), основные детали – шестерни (рисунок 4.11-4.15), валы (рисунок 4.4, 4.9), детали синхронизатора (рисунок 4.15-4.17).

На рисунках 4.19 – 4.35 представлена откорректированная конструкторская документация на узлы и детали многоступенчатой коробки передач ТМ8-2700. По аналогии с коробкой М6-300, здесь представлены внешний вид коробки передач (рисунок 4.19-4.20), продольный разрез (рисунок 4.21-4.22), основные сборочные единицы – первичный, вторичный и промежуточный валы (рисунок 4.23-4.24, 4.26-4.27, 4.29-4.30), основные сами валы коробки (рисунок 4.25, 4.28, 4.31), шестерни (рисунок 4.32-4.35). Особенности конструкции синхронизаторов представлены на рисунке 1.13.

На рисунках 4.36 – 4.48 представлена откорректированная конструкторская документация на узлы и детали многоступенчатой коробки передач ТМ16-2000. Данных рисунках представлены основные сборочные единицы коробки передач, унифицированные с коробкой ТМ8-2700, а также сборочные чертежи модификаций коробки передач ТМ16-2000 с механическим с сервоусилителем и пневмоприводом.

Таким образом,

1. Разработаны сборочные чертежи перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач М6-300, ТМ8-2700, ТМ16-2000 с механическим, преселекторным и автоматизированным управлением на базе инновационных опережающих конструкторских решений.
2. Разработана рабочая конструкторская документация на многоступенчатые синхронизированные коробки передач М6-300, ТМ8-2700, ТМ16-2000.

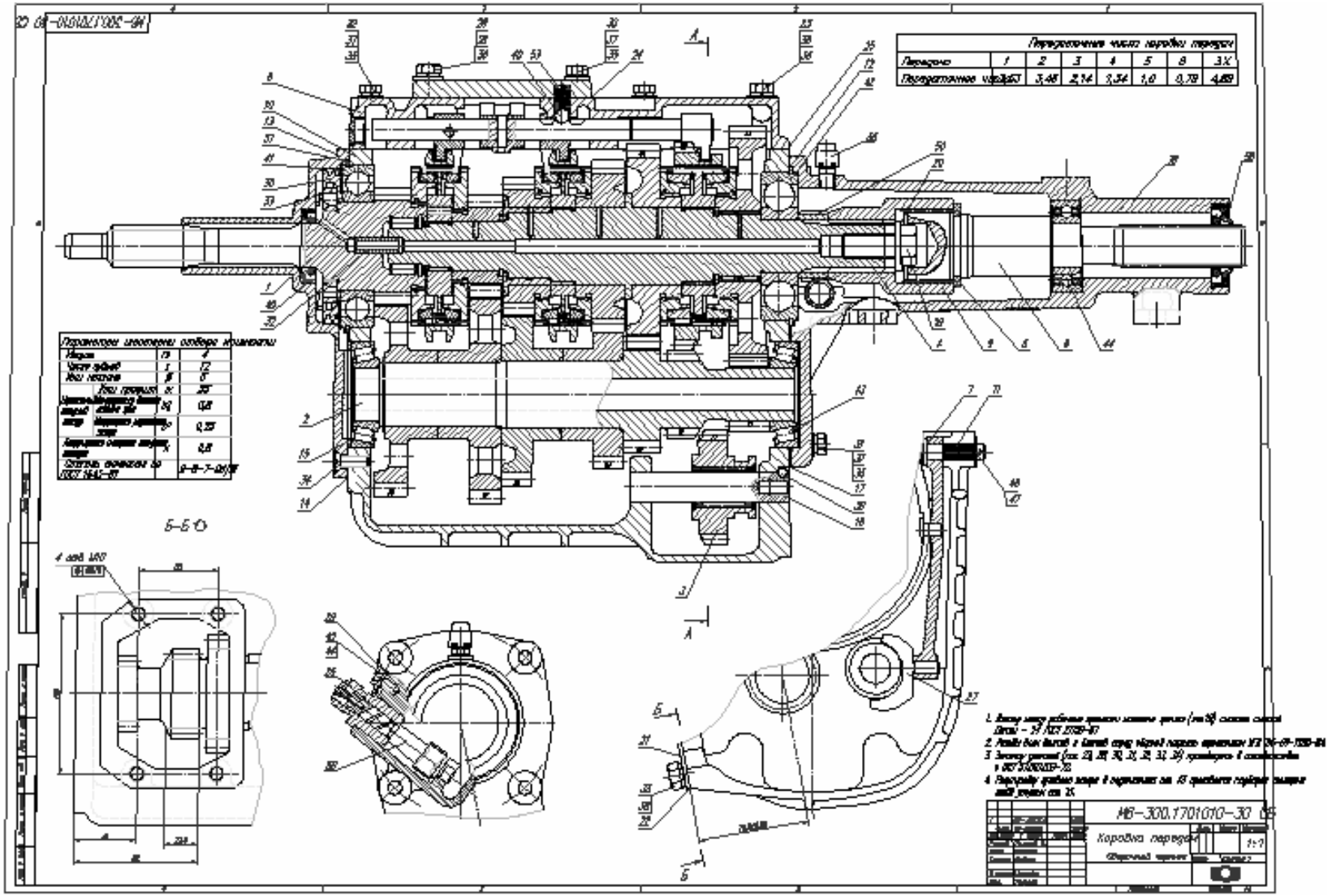
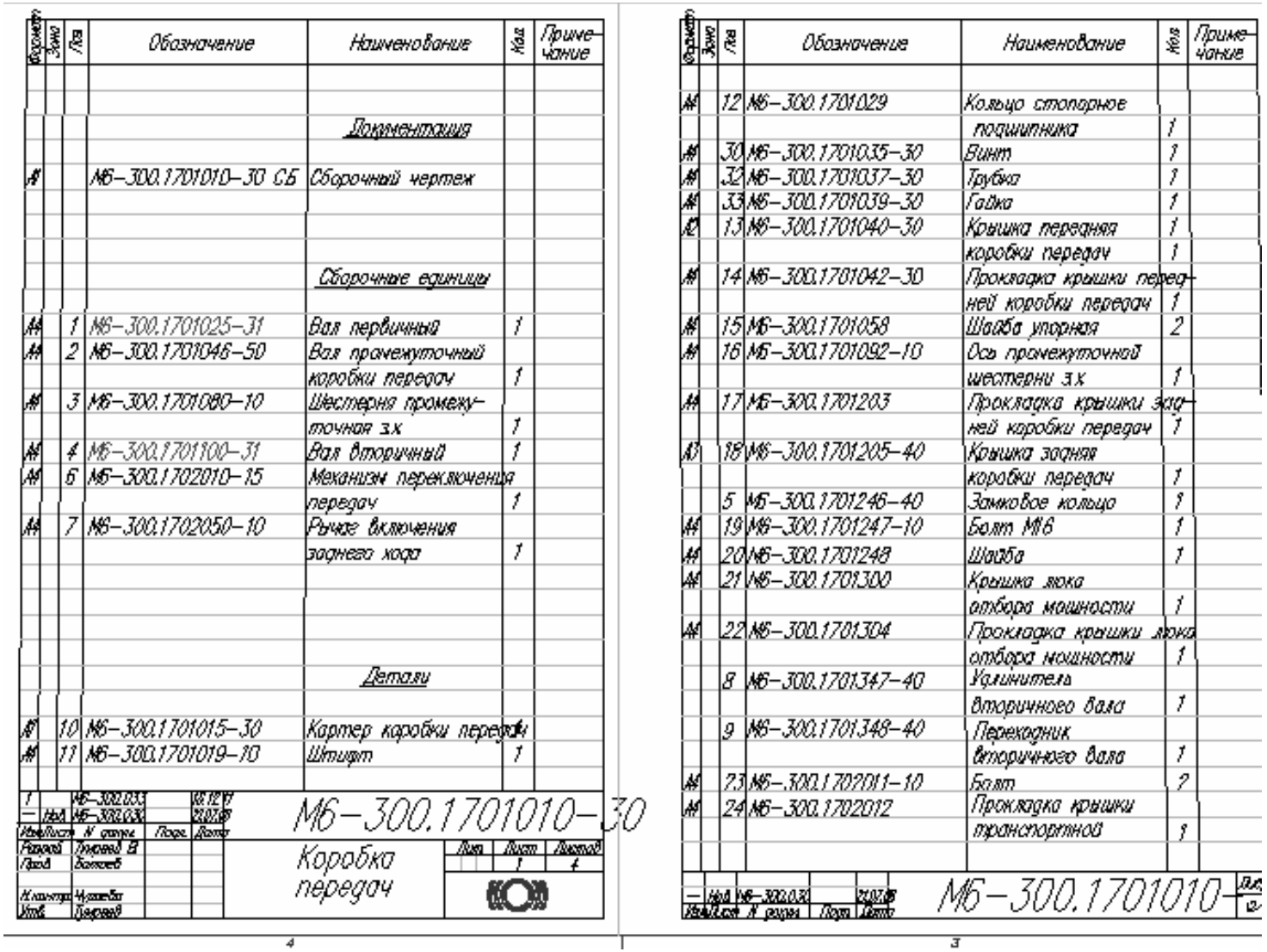


Рисунок 4.1 – Сборочный чертеж коробки передач М6-300 (в варианте установки на автомобиль ГАЗель)



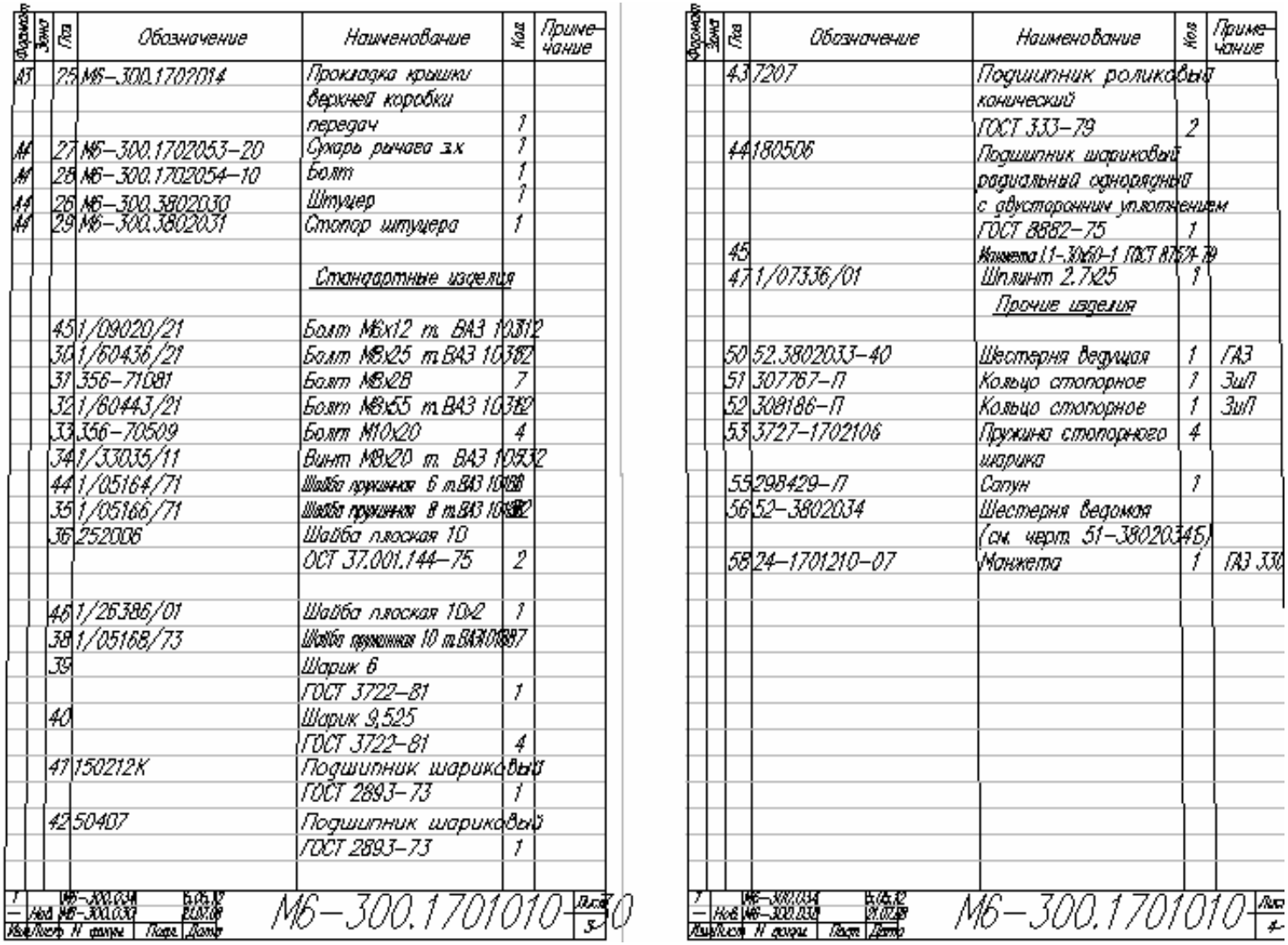
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
А4			МБ–300.1701010–30 СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
А4		1	МБ–300.1701025–31	Вал первичный	1	
А4		2	МБ–300.1701046–50	Вал промежуточный коробки передач	1	
А4		3	МБ–300.1701080–10	Шестерня промежуточная з.х.	1	
А4		4	МБ–300.1701100–31	Вал вторичный	1	
А4		6	МБ–300.1702010–15	Механизм переключения передач	1	
А4		7	МБ–300.1702050–10	Рычаг включения заднего хода	1	
				Детали		
А3		10	МБ–300.1701015–30	Картер коробки передач	1	
А4		11	МБ–300.1701019–10	Штифт	1	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
А4		12	МБ–300.1701029	Кольцо стопорное подшипника	1	
А4		30	МБ–300.1701035–30	Винт	1	
А4		32	МБ–300.1701037–30	Трубка	1	
А4		33	МБ–300.1701039–30	Гайка	1	
А3		13	МБ–300.1701040–30	Крышка передняя коробки передач	1	
А4		14	МБ–300.1701042–30	Прокладка крышки передней коробки передач	1	
А4		15	МБ–300.1701058	Шайба упорная	2	
А4		16	МБ–300.1701092–10	Ось промежуточной шестерни з.х.	1	
А4		17	МБ–300.1701203	Прокладка крышки задней коробки передач	1	
А3		18	МБ–300.1701205–40	Крышка задняя коробки передач	1	
		5	МБ–300.1701246–40	Замковое кольцо	1	
А4		19	МБ–300.1701247–10	Болт М16	1	
А4		20	МБ–300.1701248	Шайба	1	
А4		21	МБ–300.1701300	Крышка люка отбора мощности	1	
А4		22	МБ–300.1701304	Прокладка крышки люка отбора мощности	1	
		8	МБ–300.1701347–40	Удлинитель вторичного вала	1	
		9	МБ–300.1701348–40	Переходник вторичного вала	1	
А4		23	МБ–300.1702011–10	Болт	2	
А4		24	МБ–300.1702012	Прокладка крышки транспортной	1	

МБ–300.1701010–30

Коробка передач

Рисунок 4.2 – Спецификация к сборочному чертежу. Лист 1-2.



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
А3		25	М6-300.1702014	Прокладка крышки верхней коробки передач	1	
А4		27	М6-300.1702053-20	Сухарь рычага з.х	1	
А4		28	М6-300.1702054-10	Болт	1	
А4		26	М6-300.3802030	Штуцер	1	
А4		29	М6-300.3802031	Стопор штуцера	1	
				Стандартные изделия		
		45	1/09020/21	Болт М6х12 т. ВАЗ 10312		
		30	1/60436/21	Болт М8х25 т.ВАЗ 10382		
		31	356-71081	Болт М8х28	7	
		32	1/60443/21	Болт М8х55 т.ВАЗ 10382		
		33	356-70509	Болт М10х20	4	
		34	1/33035/11	Винт М8х20 т. ВАЗ 10532		
		44	1/05164/71	Шайба пружинная 6 т.ВАЗ 10088		
		35	1/05166/71	Шайба пружинная 8 т.ВАЗ 10082		
		36	252006	Шайба плоская 10 ОСТ 37.001.144-75	2	
		46	1/26386/01	Шайба плоская 10х2	1	
		38	1/05168/73	Шайба пружинная 10 т.ВАЗ 10087		
		39		Шарик 6 ГОСТ 3722-81	1	
		40		Шарик 9,525 ГОСТ 3722-81	4	
		41	150212К	Подшипник шариковый ГОСТ 2893-73	1	
		42	50407	Подшипник шариковый ГОСТ 2893-73	1	

М6-300.1701010 Лист 3

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		43	7207	Подшипник роликовый конический ГОСТ 333-79	2	
		44	180506	Подшипник шариковый радиальный однорядный с двусторонним уплотнением ГОСТ 8882-75	1	
		45		Манжета 1.1-30х60-1 ГОСТ 8752-79		
		47	1/07336/01	Шплинт 2,7х25	1	
				Прочие изделия		
		50	52.3802033-40	Шестерня ведущая	1	ГАЗ
		51	307767-П	Кольцо стопорное	1	ЗиЛ
		52	308186-П	Кольцо стопорное	1	ЗиЛ
		53	3727-1702106	Пружина стопорного шарика	4	
		55	298429-П	Сапун	1	
		56	52-3802034	Шестерня ведомая (см. черт. 51-38020345)		
		58	24-1701210-07	Манжета	1	ГАЗ 330

М6-300.1701010 Лист 4

Рисунок 4.3 – Спецификация к сборочному чертежу. Лист 3-4.

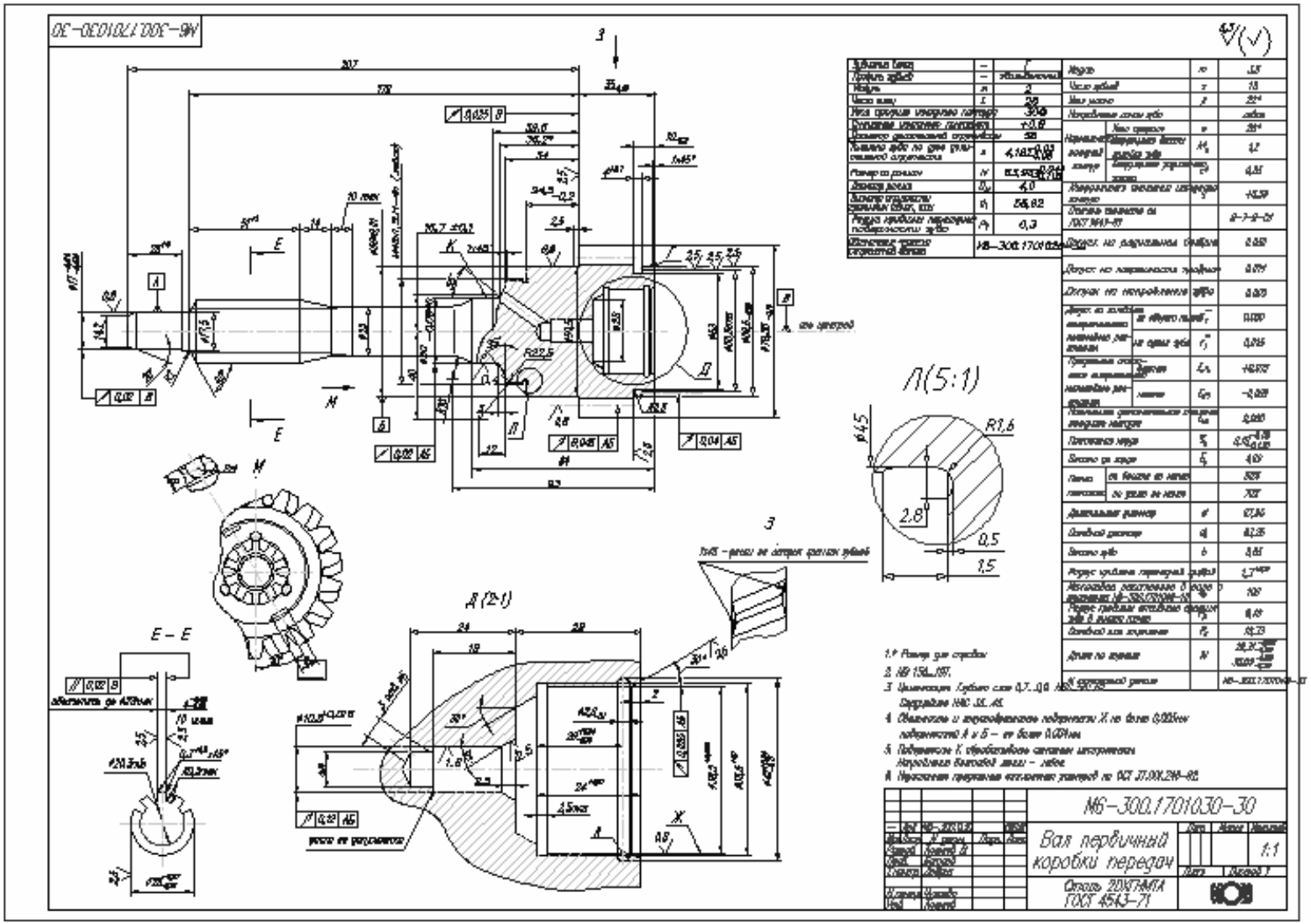


Рисунок 4.4 – Первичный вал коробки М6-300

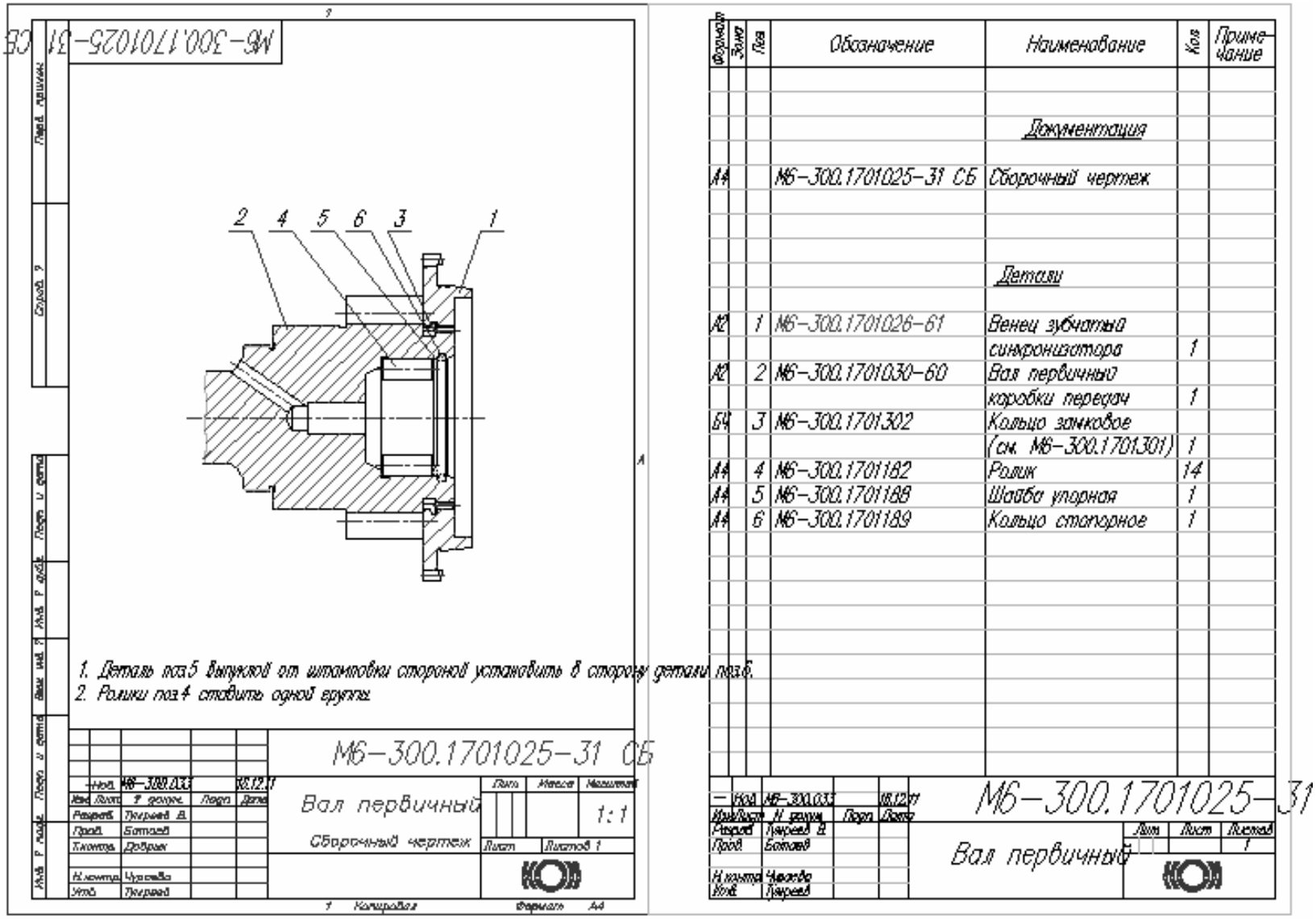


Рисунок 4.5 – Первичный вал коробки М6-300. Сборочный чертеж

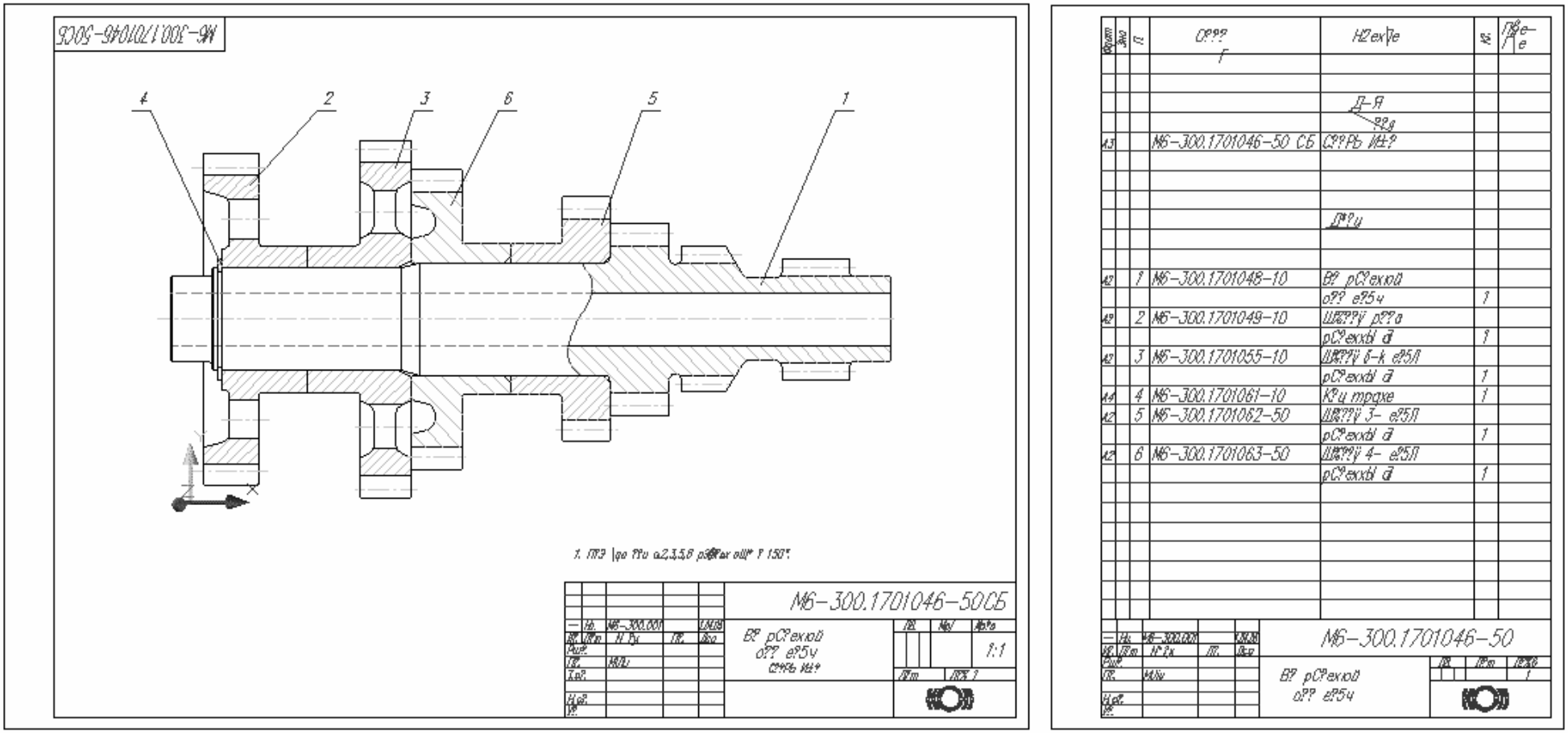


Рисунок 4.6 – Промежуточный вал коробки М6-300. Сборочный чертеж

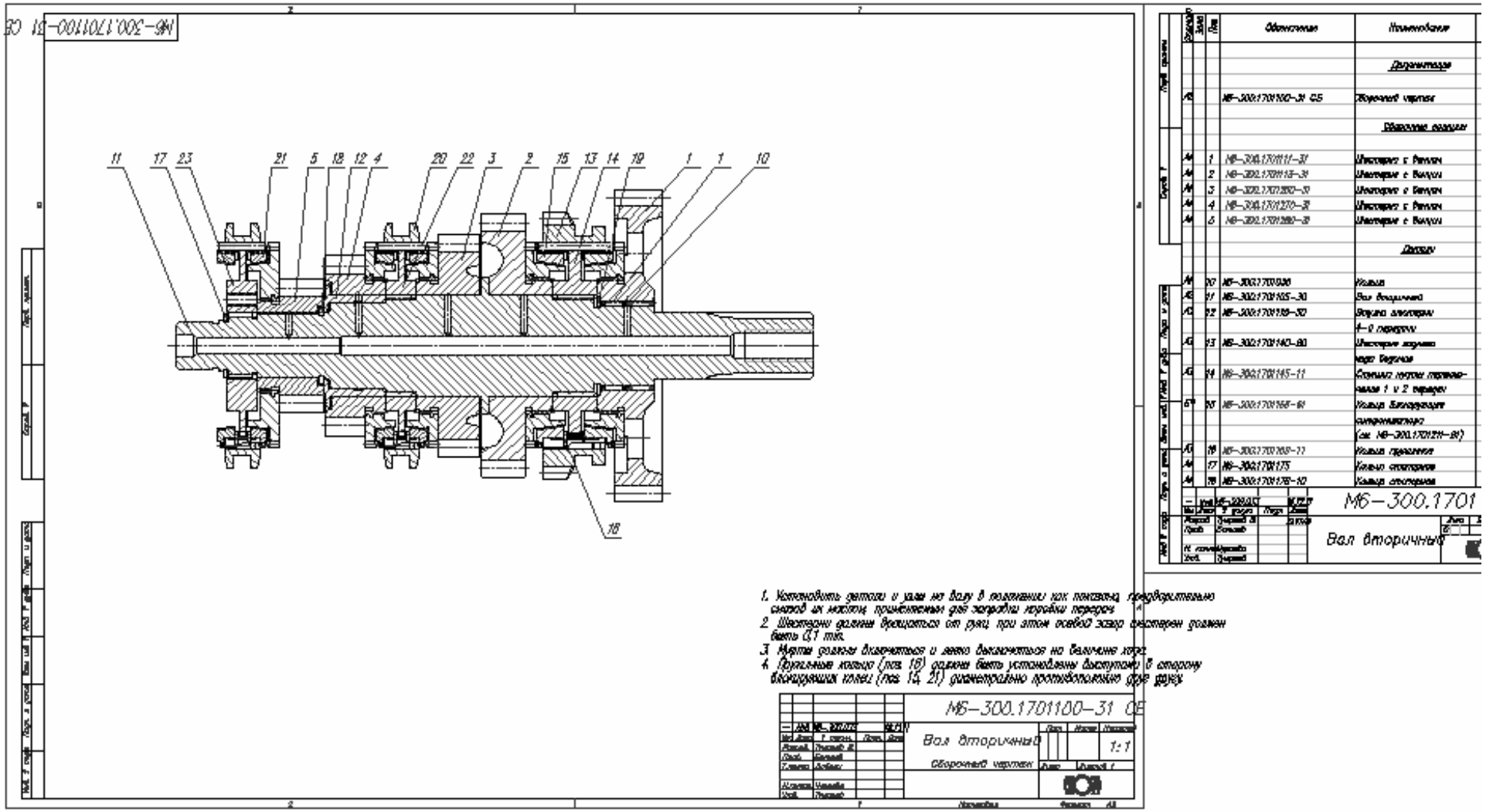
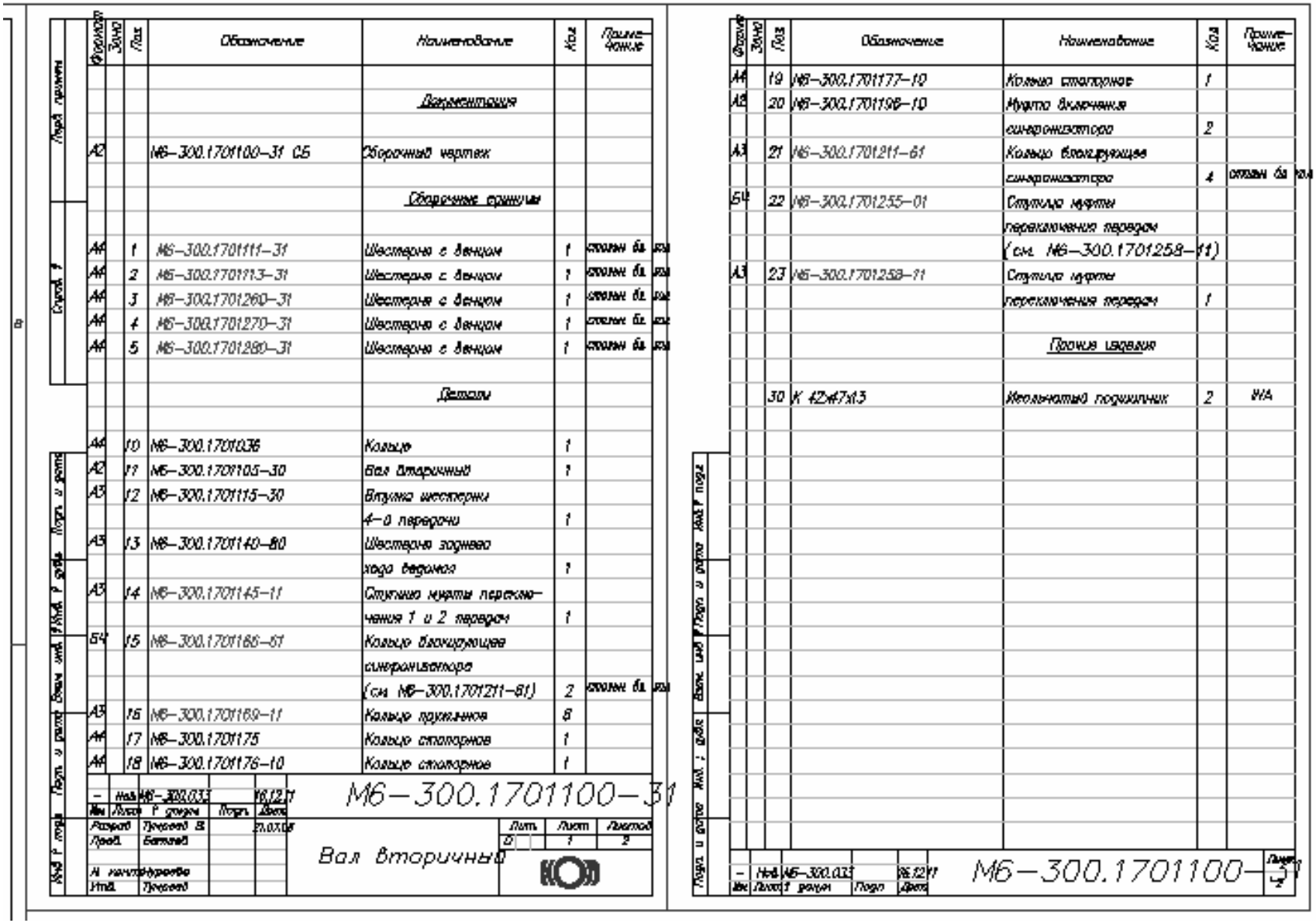


Рисунок 4.7 – Вторичный вал коробки М6-300. Сборочный чертеж



Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
				Документация		
А2			М6-300.1701100-31 СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
А4		1	М6-300.1701111-31	Шестерня с венцом	1	отдан бл. №4
А4		2	М6-300.1701113-31	Шестерня с венцом	1	отдан бл. №4
А4		3	М6-300.1701260-31	Шестерня с венцом	1	отдан бл. №4
А4		4	М6-300.1701270-31	Шестерня с венцом	1	отдан бл. №4
А4		5	М6-300.1701280-31	Шестерня с венцом	1	отдан бл. №4
				Детали		
А4		10	М6-300.1701036	Кольцо	1	
А2		11	М6-300.1701105-30	Вал вторичный	1	
А3		12	М6-300.1701115-30	Втулка шестерни 4-й передачи	1	
А3		13	М6-300.1701140-80	Шестерня заднего хода ведомая	1	
А3		14	М6-300.1701145-11	Ступица муфты переключения 1 и 2 передач	1	
Б4		15	М6-300.1701166-61	Кольцо блокирующее синхронизатора (см. М6-300.1701211-61)	2	отдан бл. №4
А3		16	М6-300.1701169-11	Кольцо пружинное	8	
А4		17	М6-300.1701175	Кольцо стопорное	1	
А4		18	М6-300.1701176-10	Кольцо стопорное	1	
А4		19	М6-300.1701177-10	Кольцо стопорное	1	
А2		20	М6-300.1701198-10	Муфта включения синхронизатора	2	
А3		21	М6-300.1701211-61	Кольцо блокирующее синхронизатора	4	отдан бл. №4
Б4		22	М6-300.1701255-01	Ступица муфты переключения передач (см. М6-300.1701258-11)		
А3		23	М6-300.1701258-11	Ступица муфты переключения передач	1	
				Прочие изделия		
		30	К 42х47х13	Игольчатый подшипник	2	ИА

Изм. Лист № докум. Подп. Дата — М6-300.1701100-31

Разраб. Пучков В. Пров. Батлей Н. контроль Утв. Пучков

Вал вторичный

Лит. О | Лист 1 | Листов 2

Рисунок 4.8 – Вторичный вал коробки М6-300. Спецификация

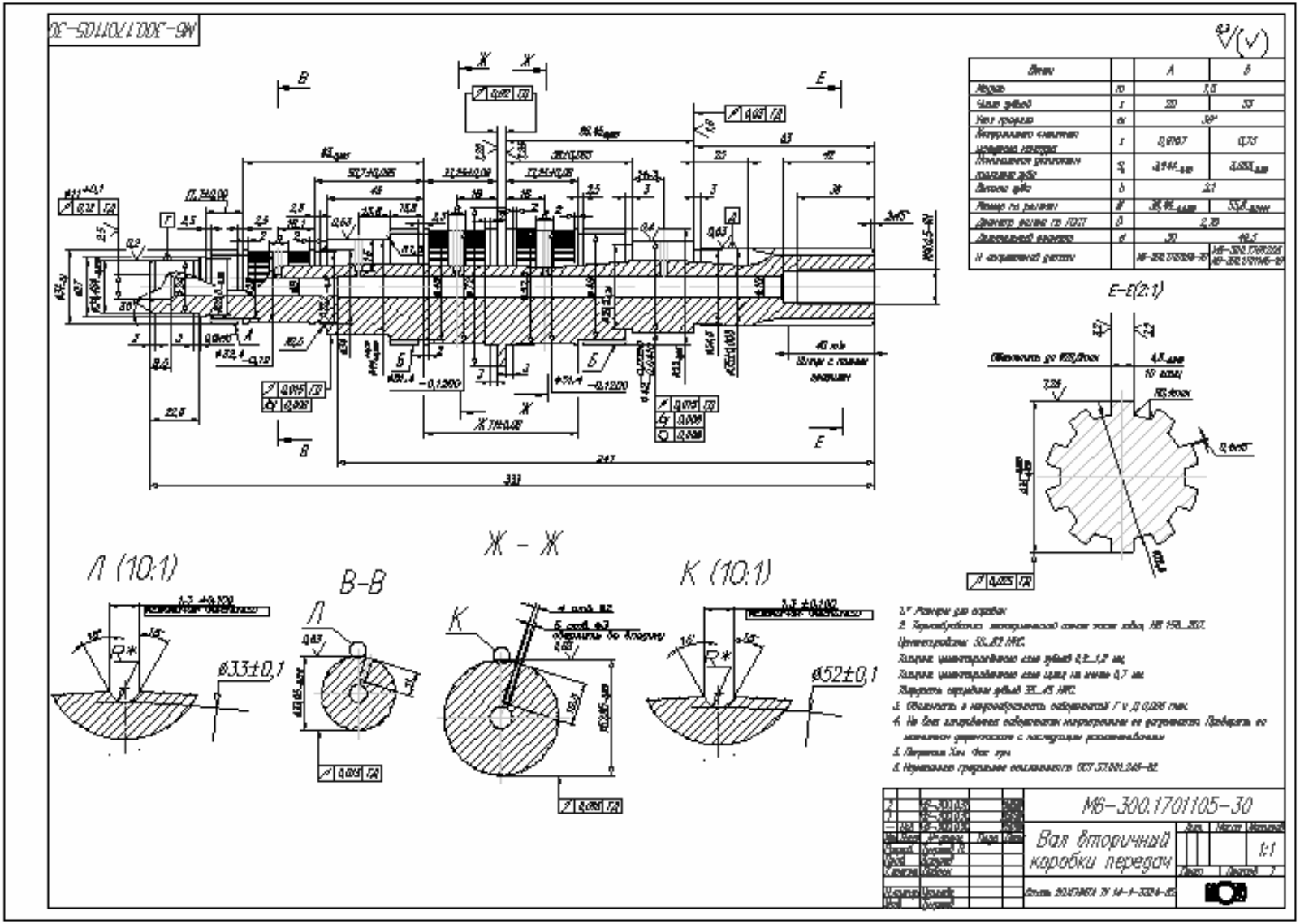


Рисунок 4.9 – Вторичный вал коробки М6-300

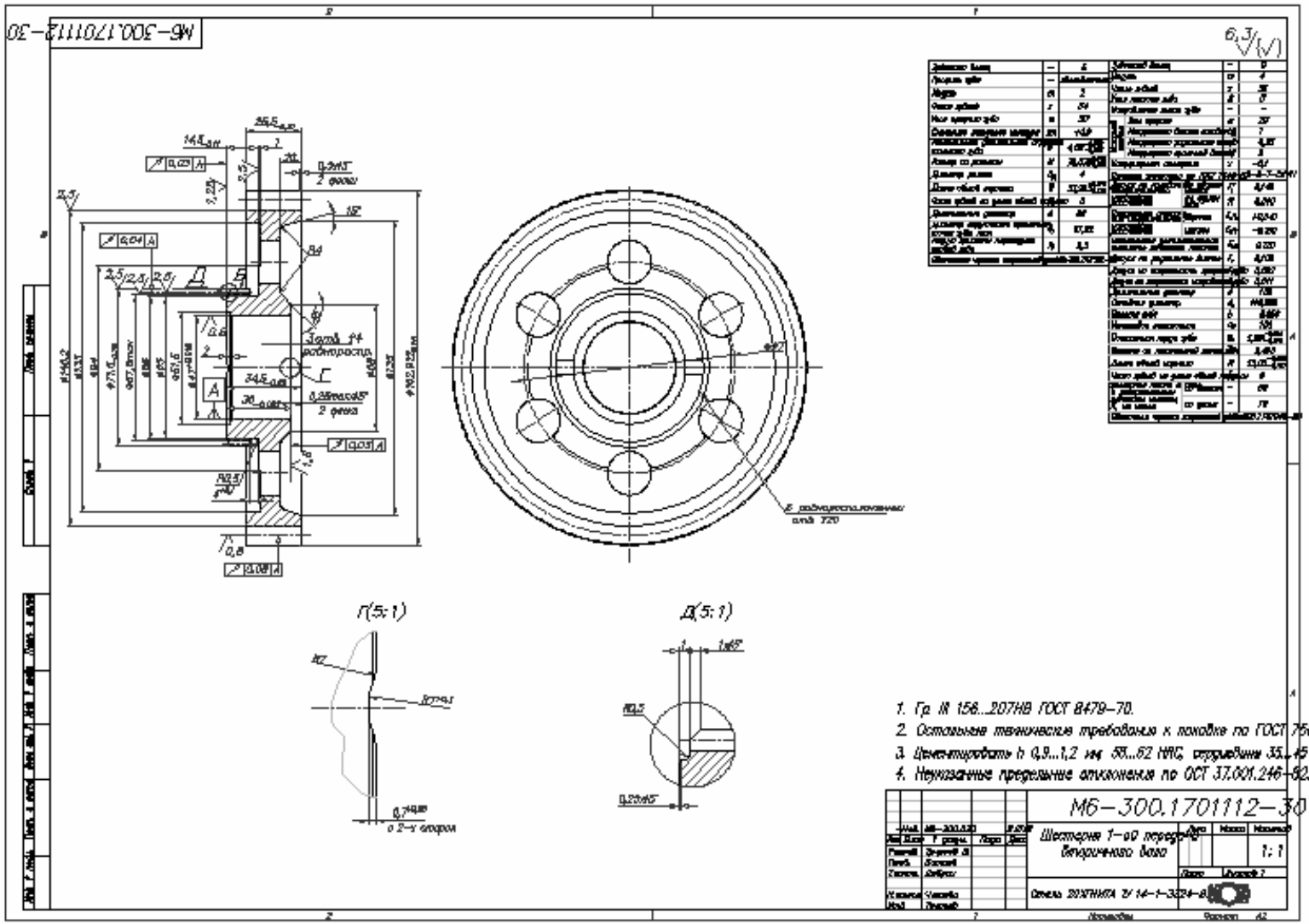


Рисунок 4.10 – Шестерня 1 передачи вторичного вала коробки передач М6-300

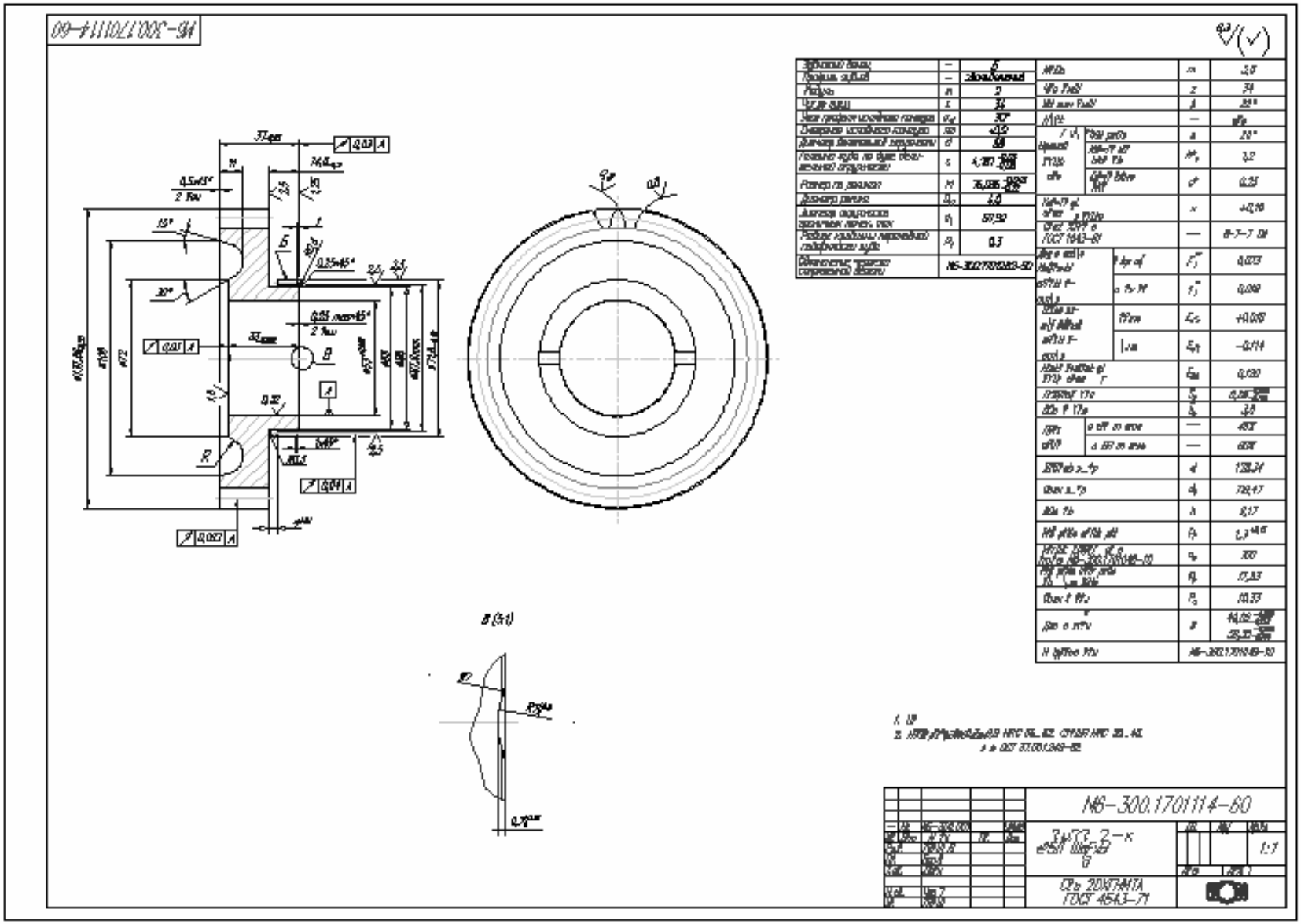


Рисунок 4.11 – Шестерня 2 передачи вторичного вала коробки передач М6-300

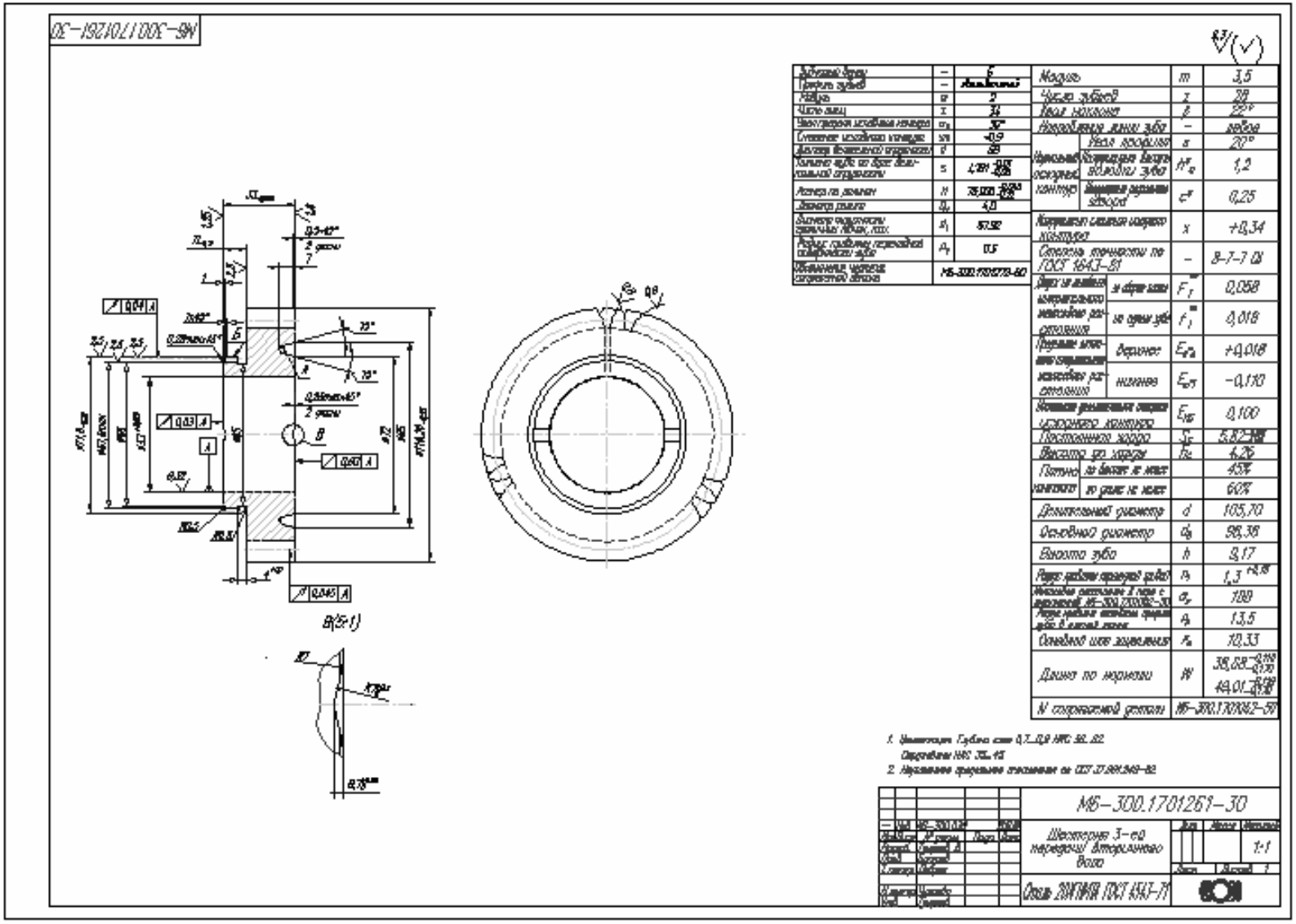


Рисунок 4.12 – Шестерня 3 передачи вторичного вала коробки передач М6-300

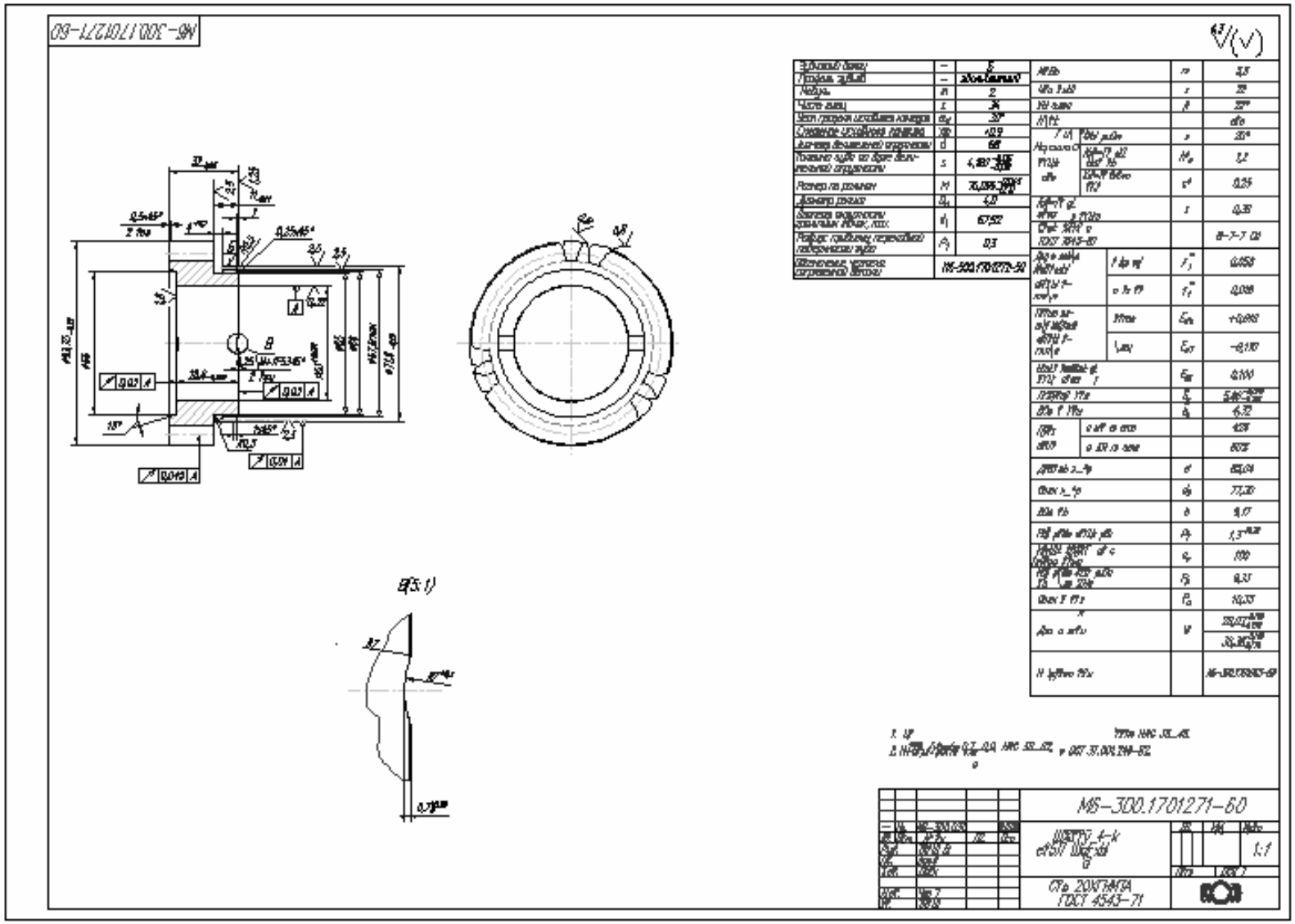


Рисунок 4.13 – Шестерня 4 передачи вторичного вала коробки передач М6-300

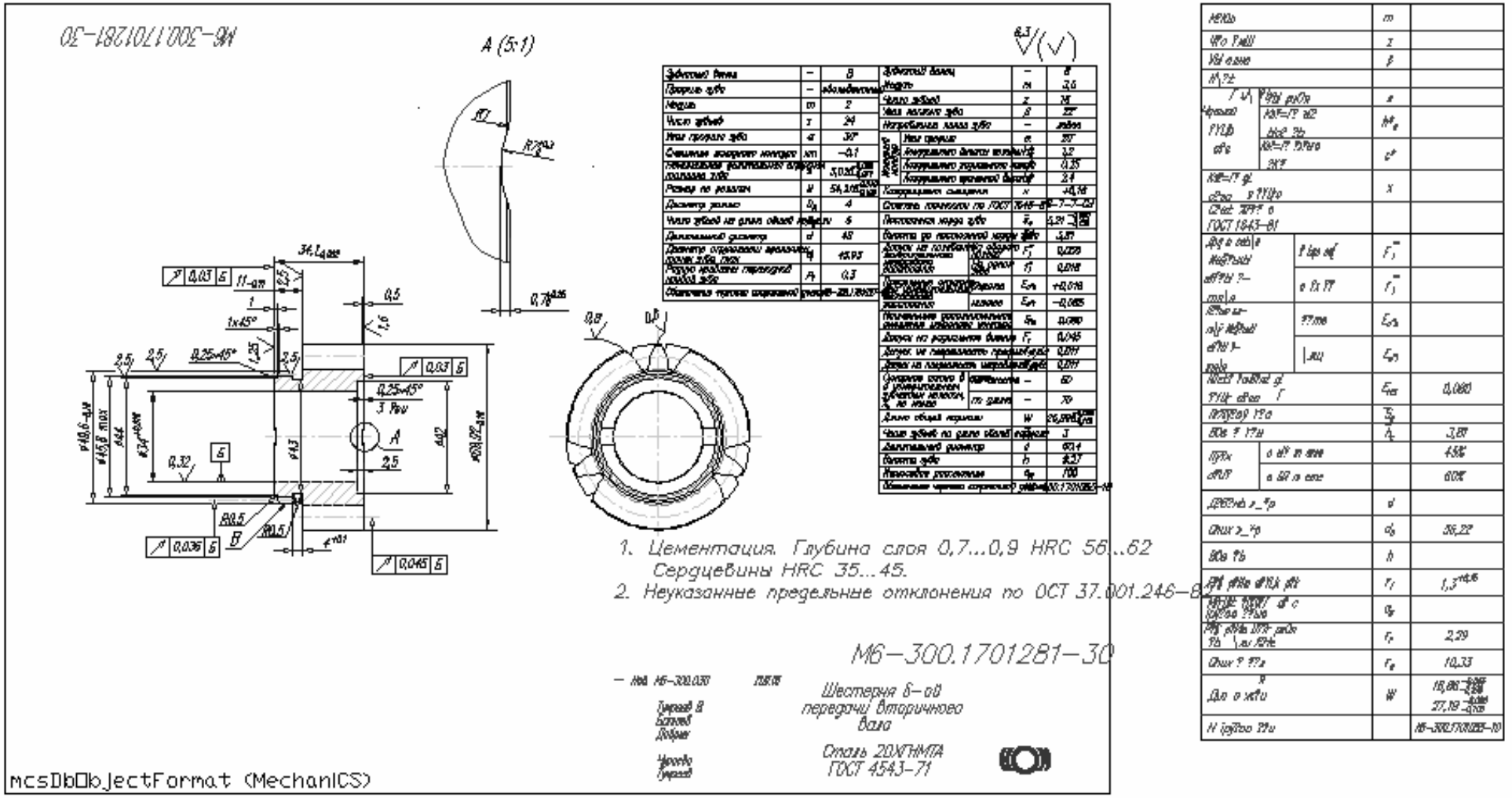


Рисунок 4.14 – Шестерня 6 передачи вторичного вала коробки передач М6-300

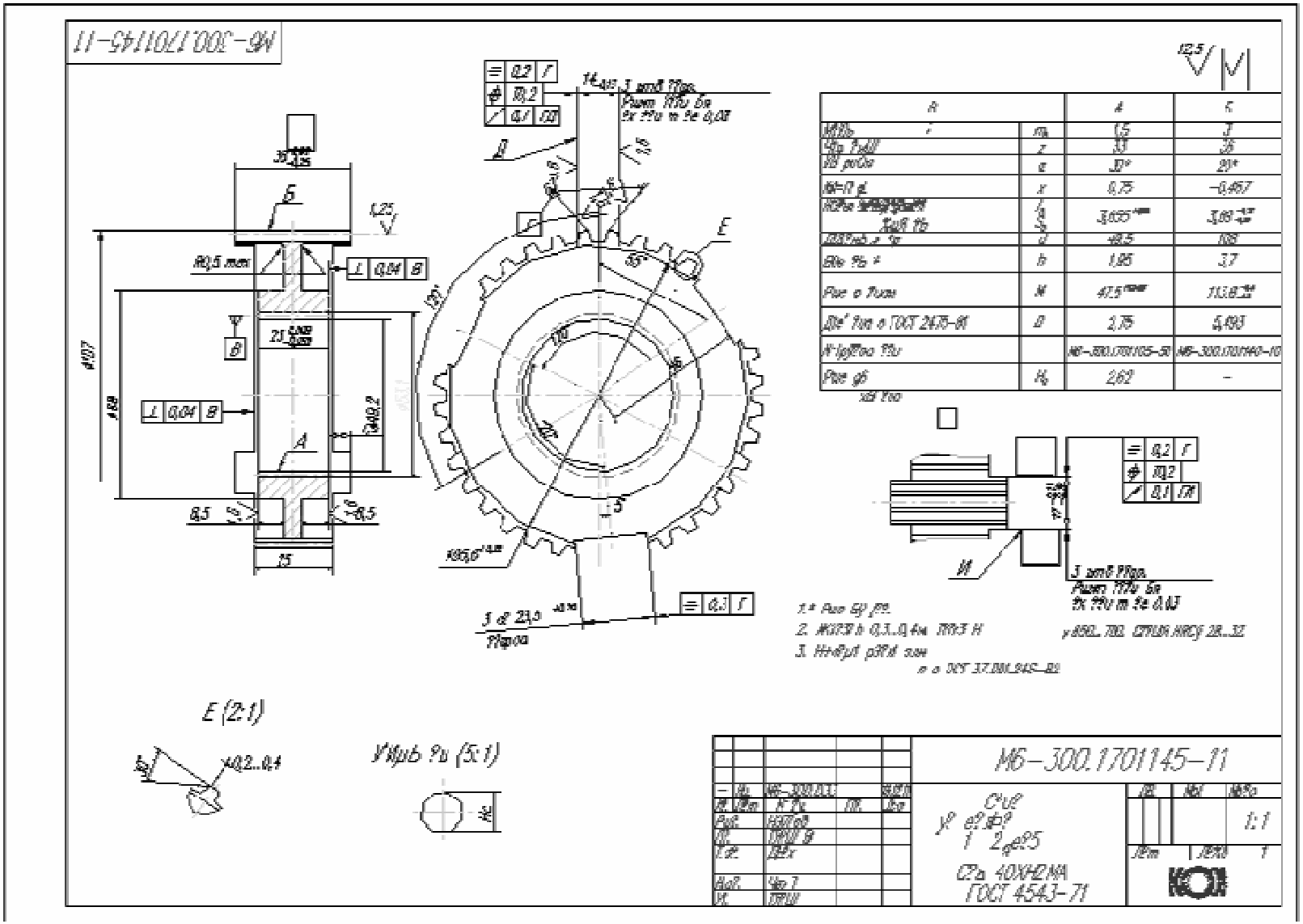


Рисунок 4.15 – Ступица синхронизатора коробки передач М6-300

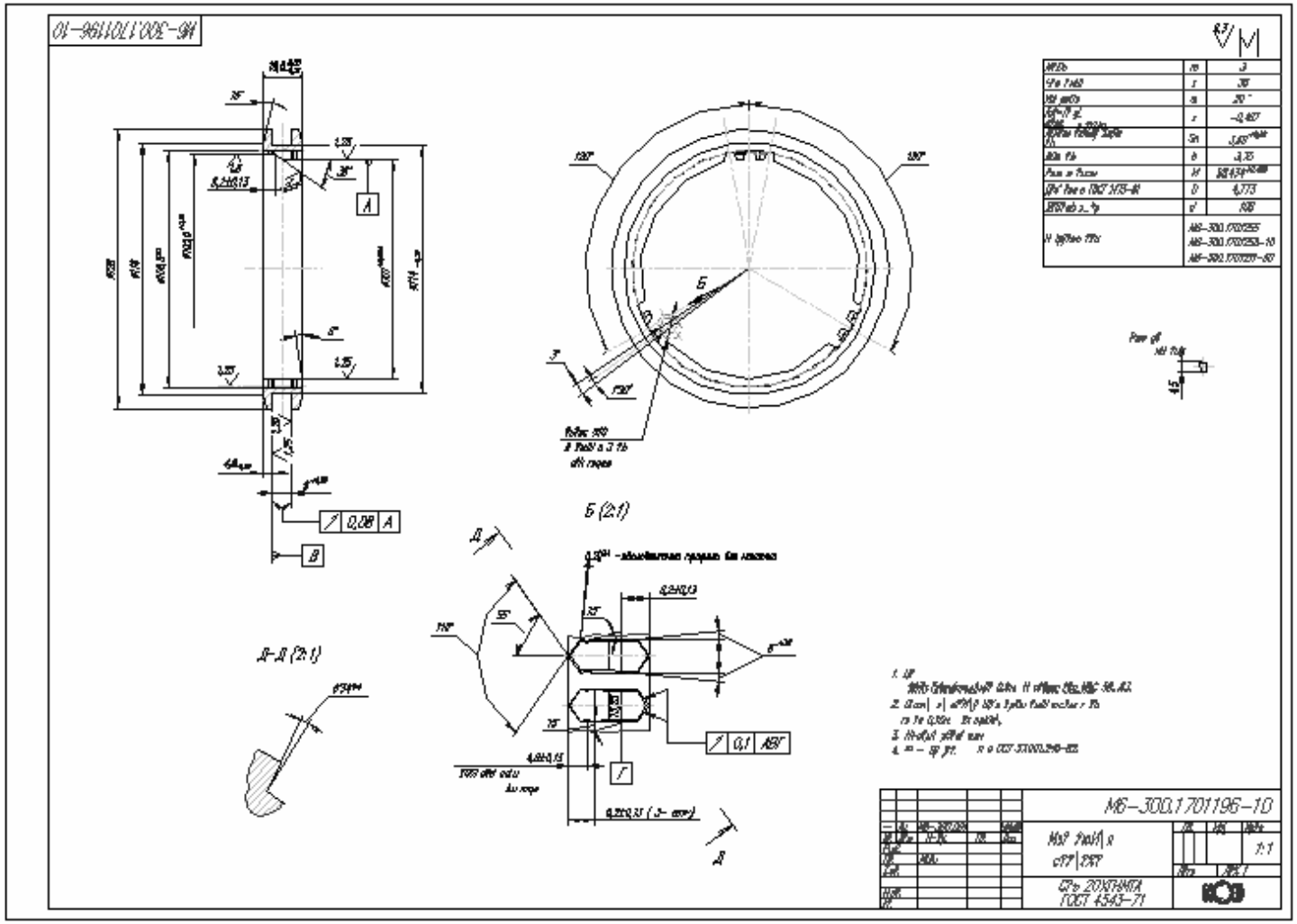


Рисунок 4.16 – Муфта синхронизатора коробки передач М6-300

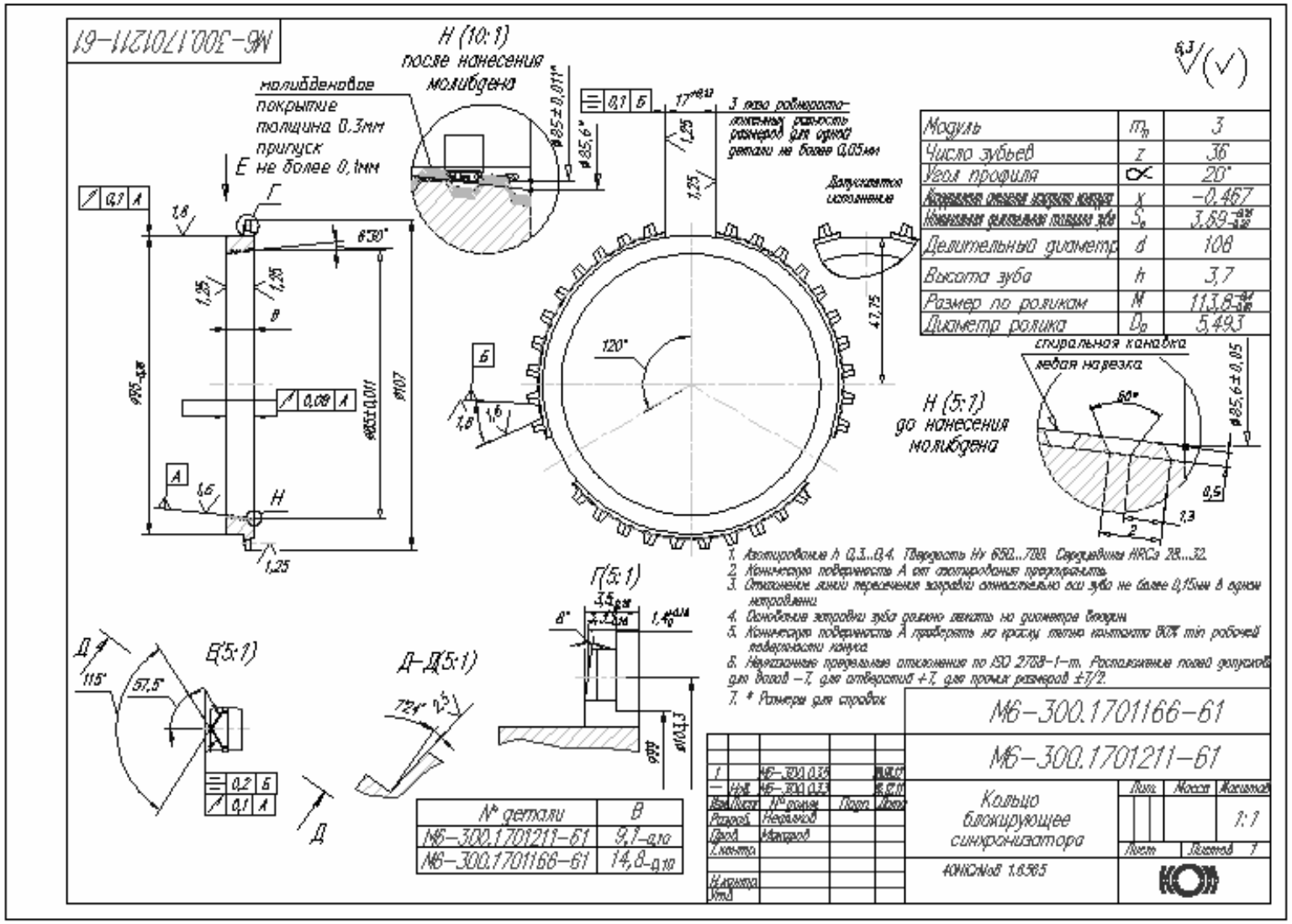


Рисунок 4.17 – Блокирующее кольцо синхронизатора коробки передач М6-300

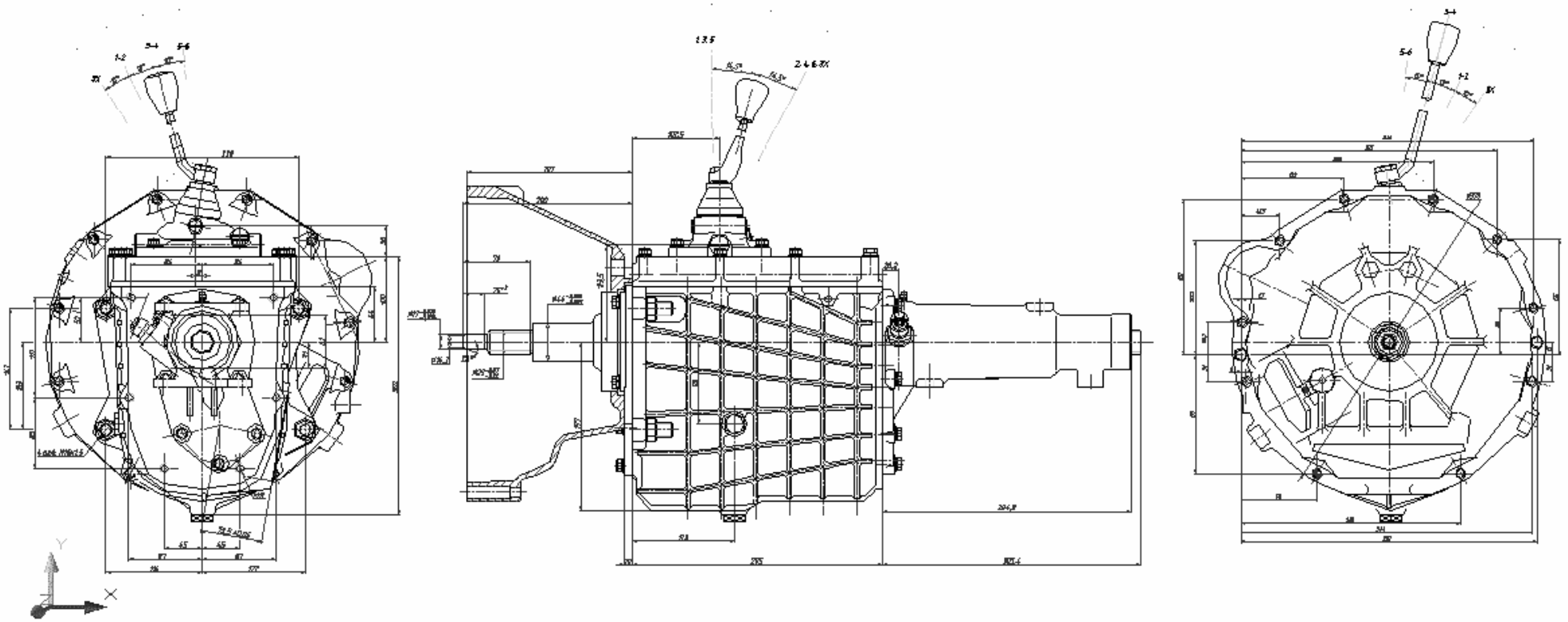


Рисунок 4.18 – Внешний вид коробки передач М6-300 (в случае установки на автомобиль ГАЗель)

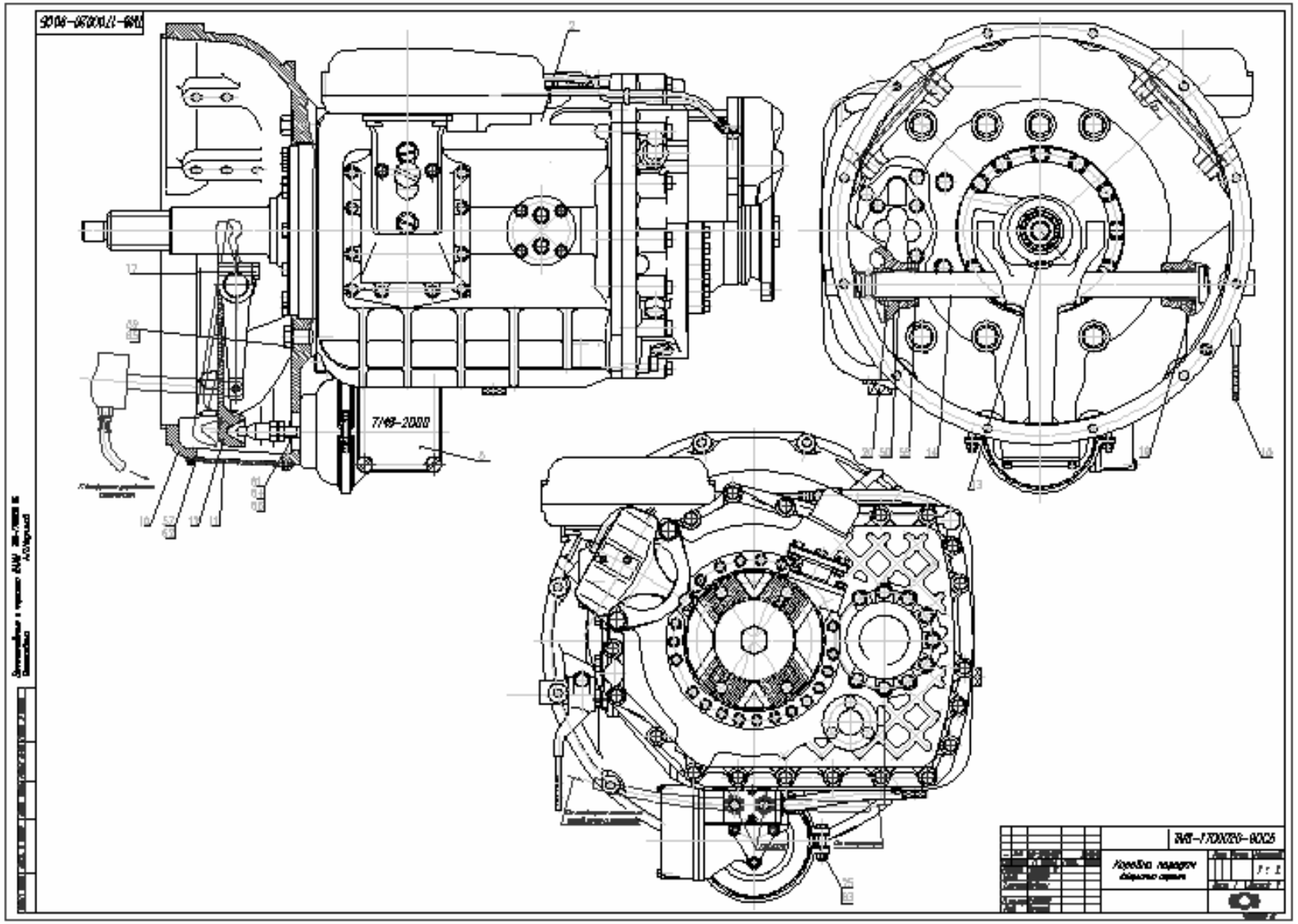


Рисунок 4.19 – Внешний вид коробки передач ТМ8-2700

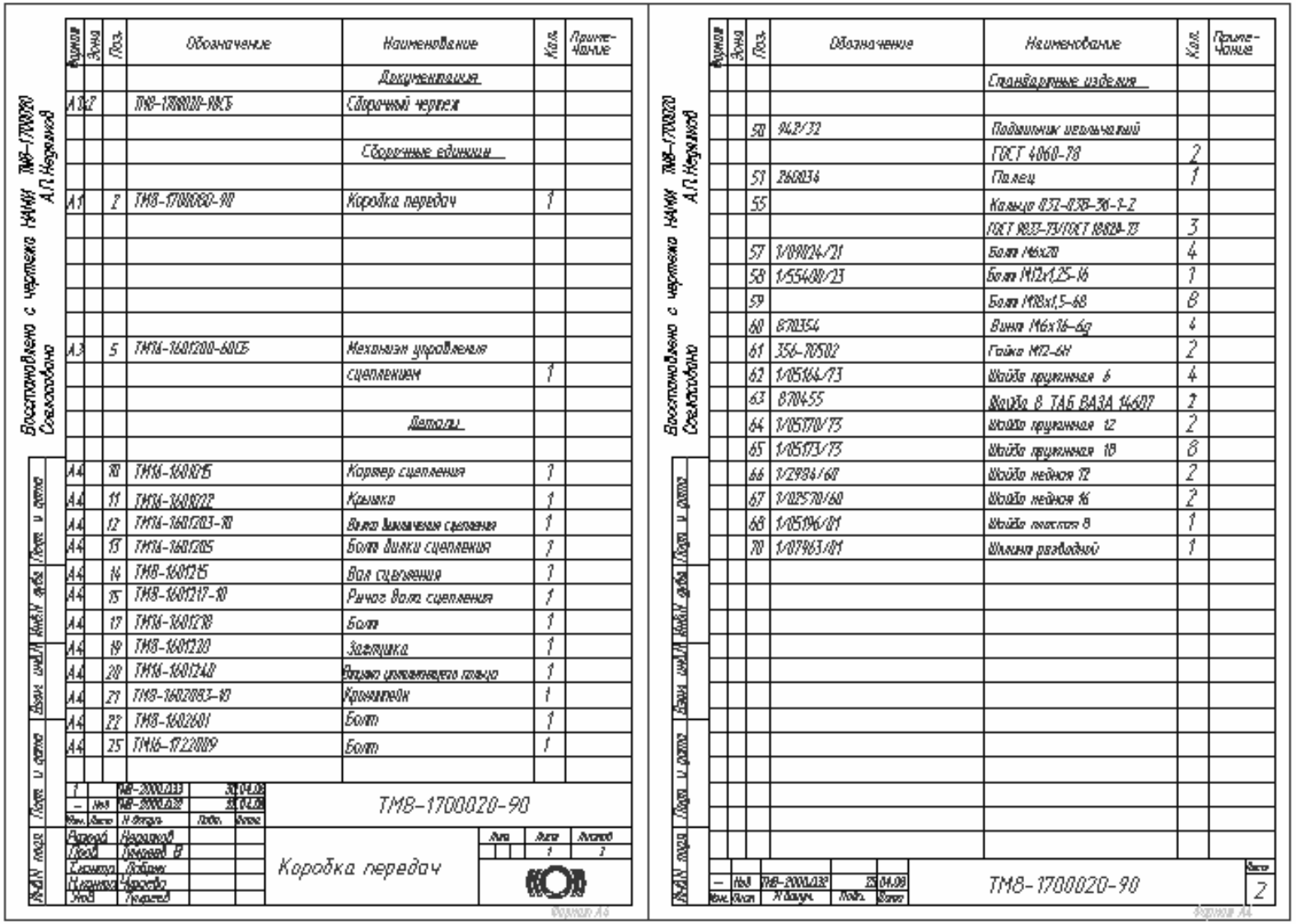


Рисунок 4.20 – Внешний вид коробки передач ТМ8-2700. Спецификация.

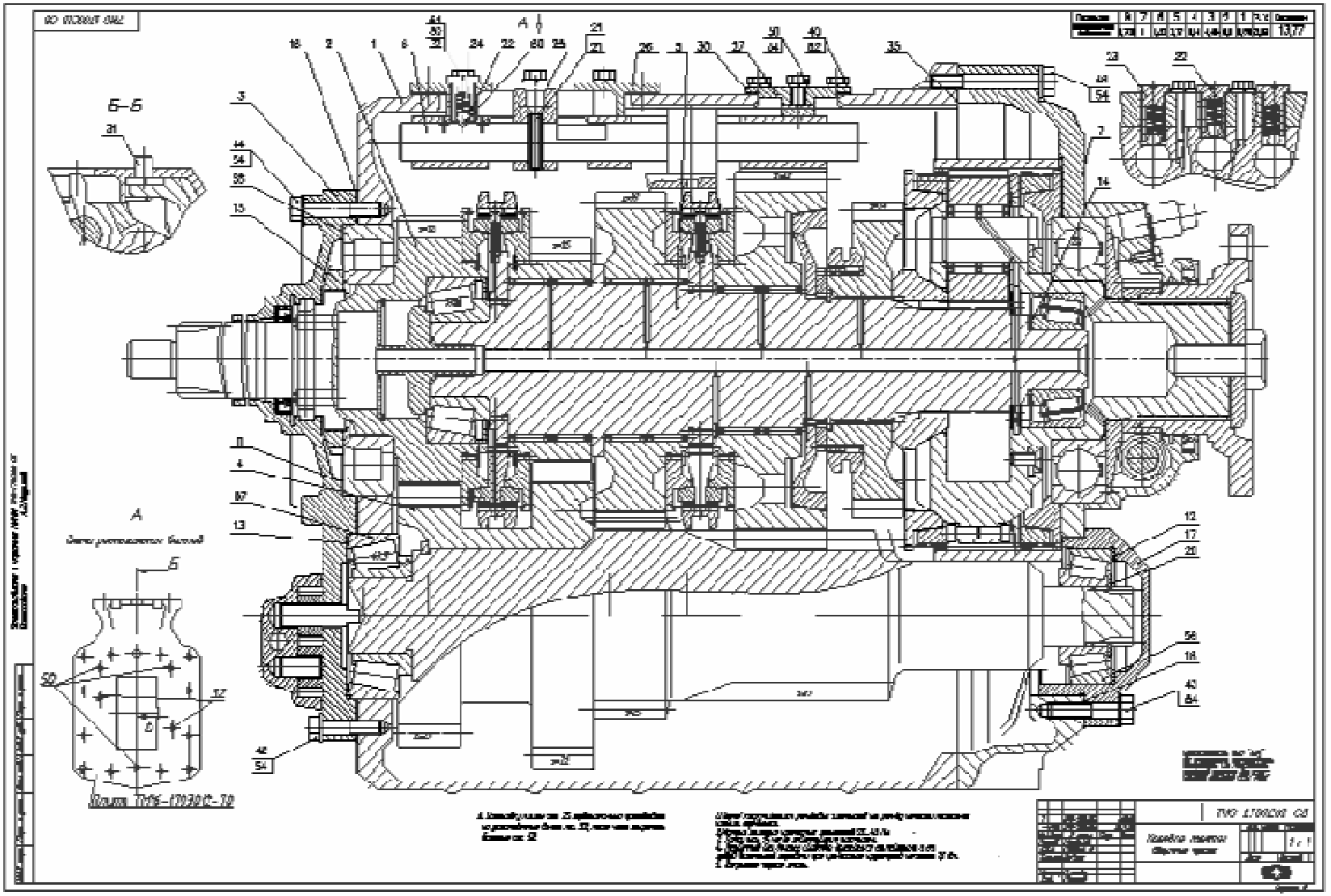


Рисунок 4.21 – Продольный разрез коробки передач ТМ8-2700

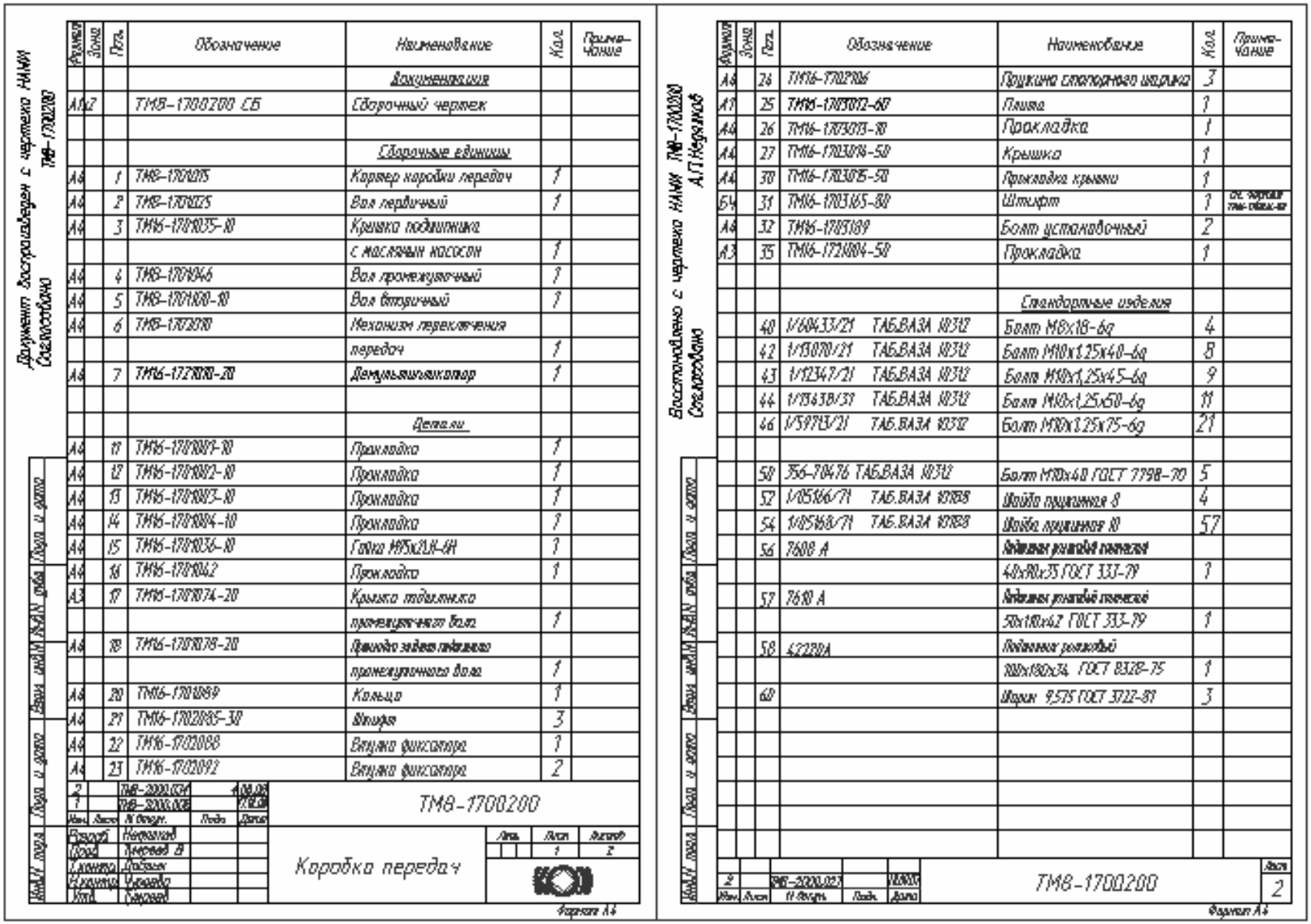


Рисунок 4.22 – Продольный разрез коробки передач ТМ8-2700. Спецификация

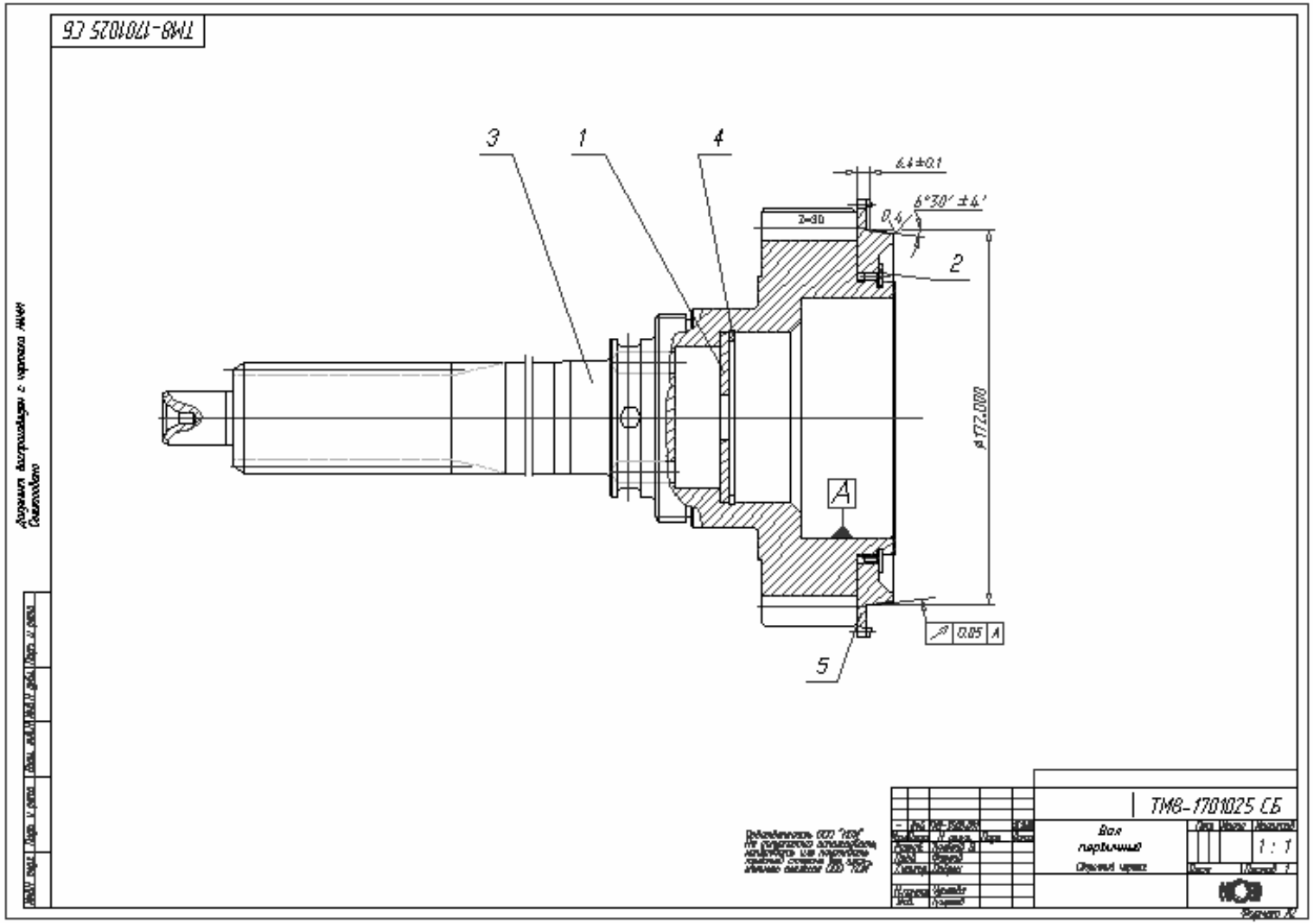


Рисунок 4.23 – Вал первичный ТМ8-2700. Сборочный чертеж

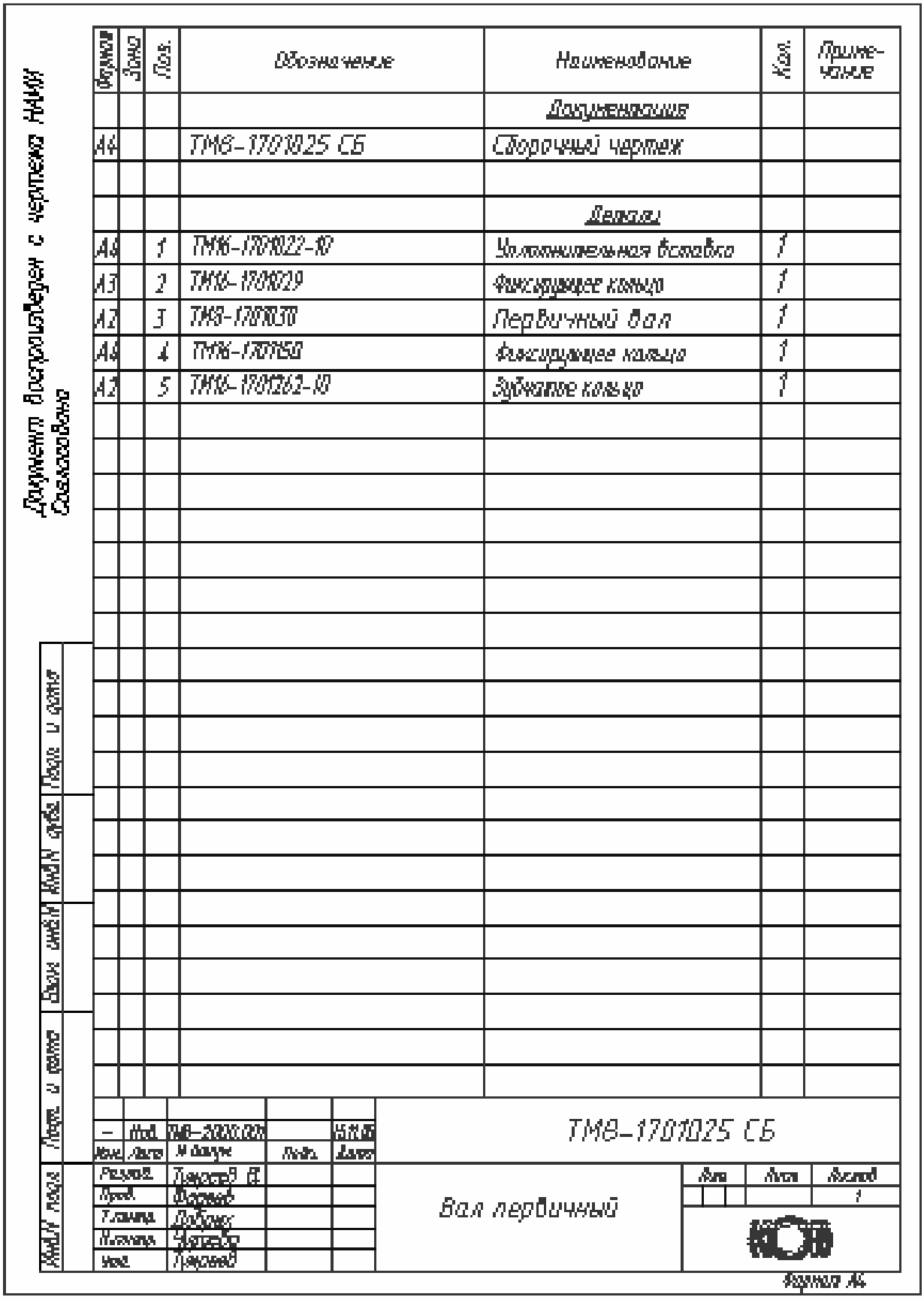


Рисунок 4.24 - Вал первичный ТМ8-2700. Спецификация

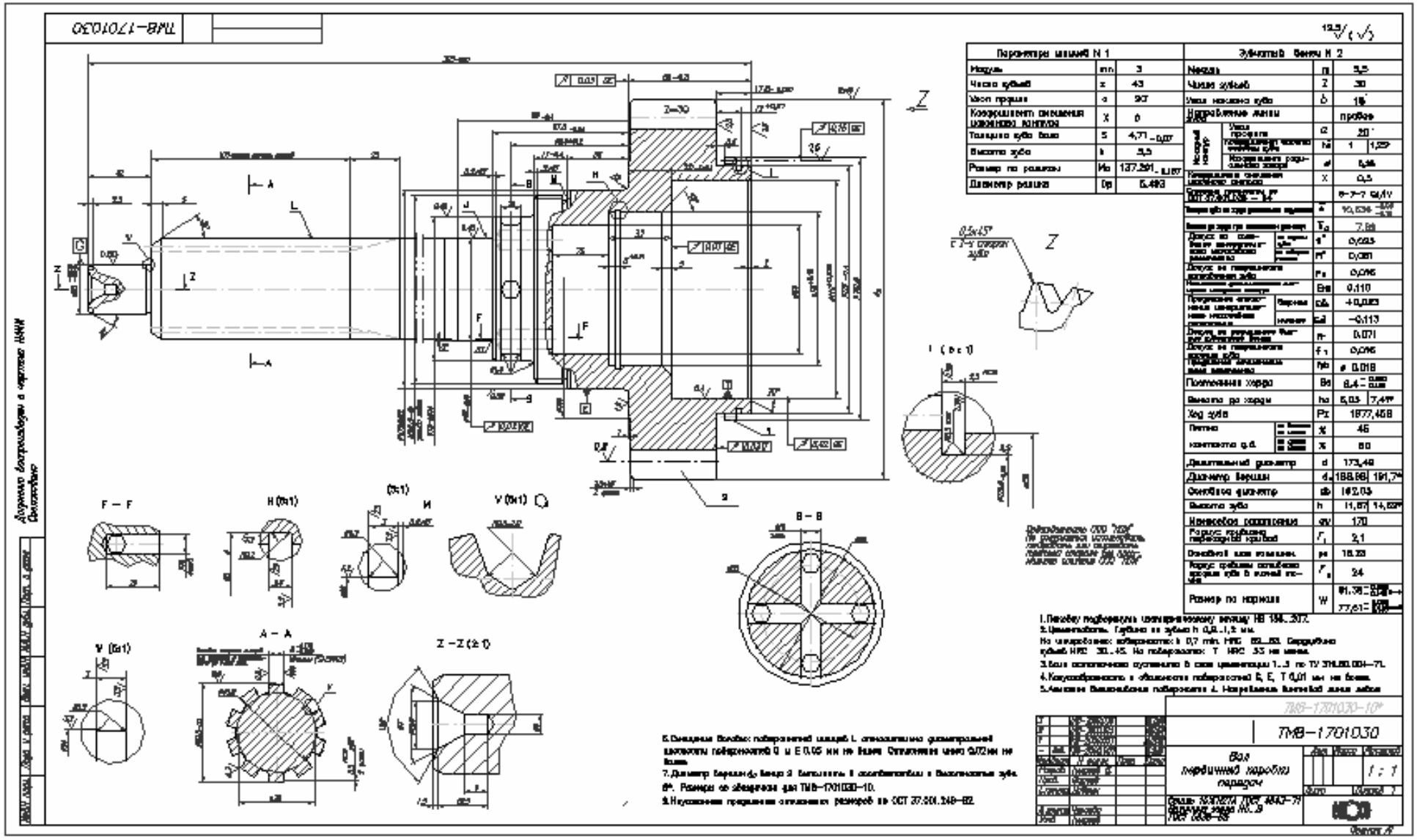


Рисунок 4.25 - Вал первичный ТМ8-2700

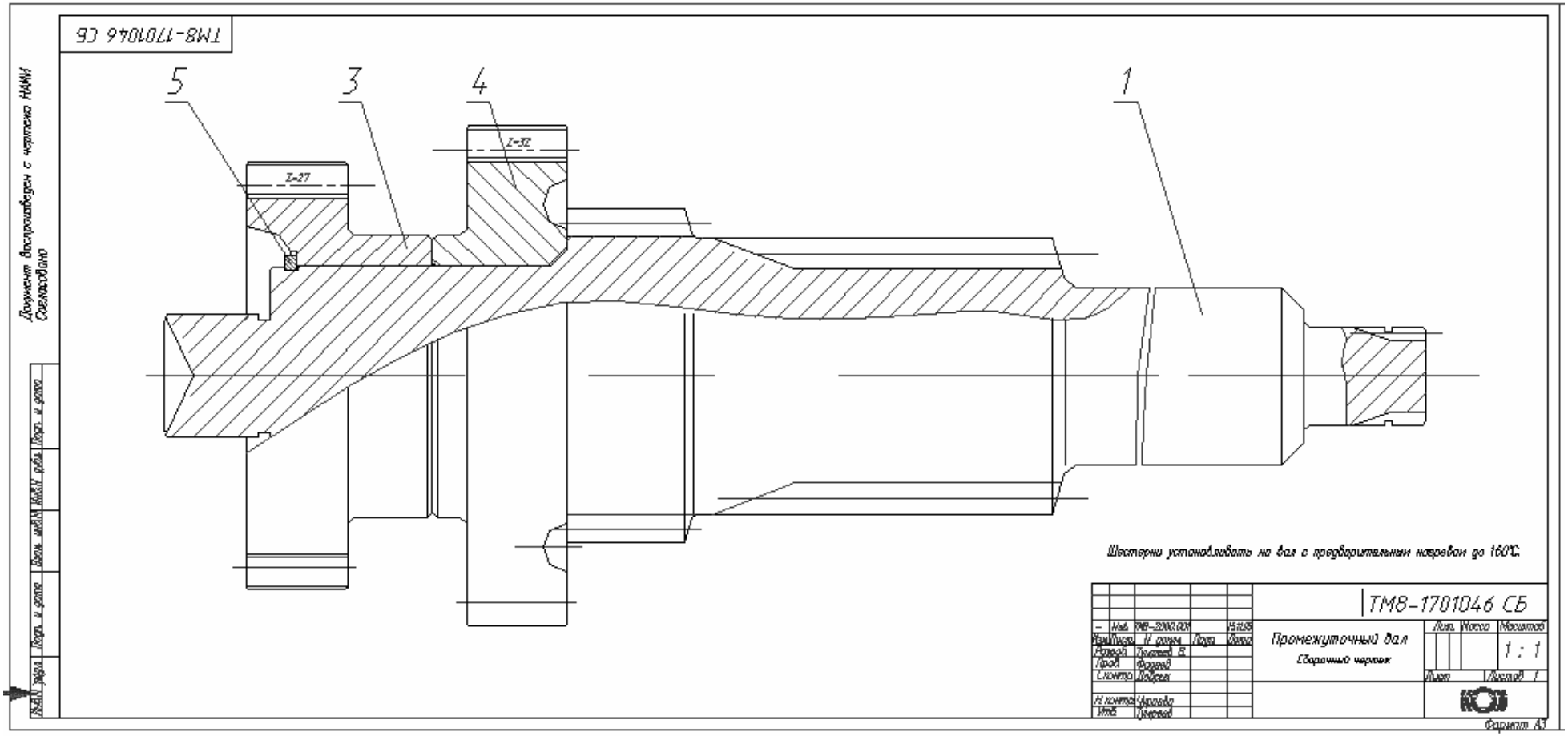


Рисунок 4.26 - Вал промежуточный ТМ8-2700. Сборочный чертеж

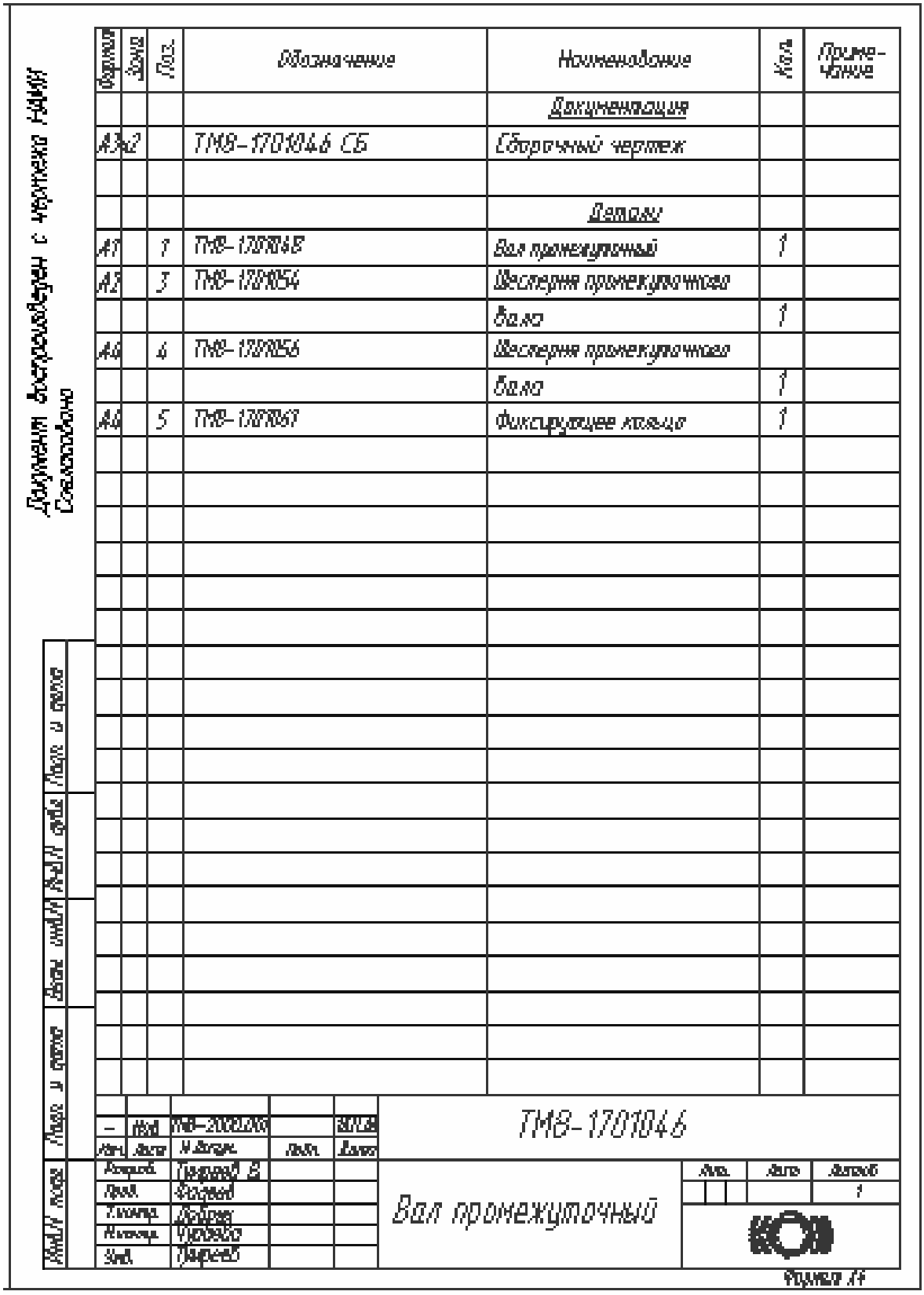


Рисунок 4.27 - Вал промежуточный ТМ8-2700. Спецификация

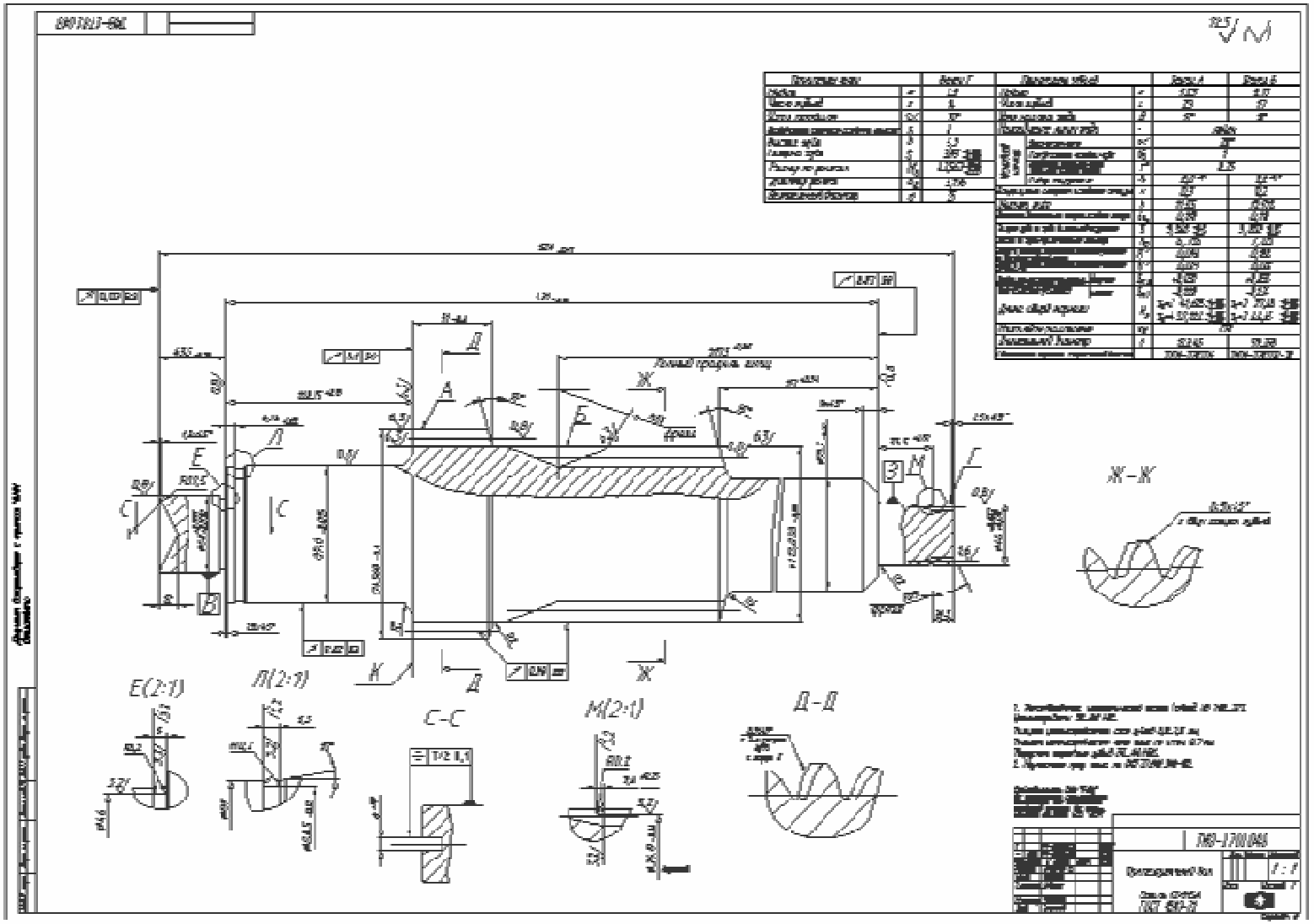


Рисунок 4.28 - Вал промежуточный коробки передач ТМ8-2700

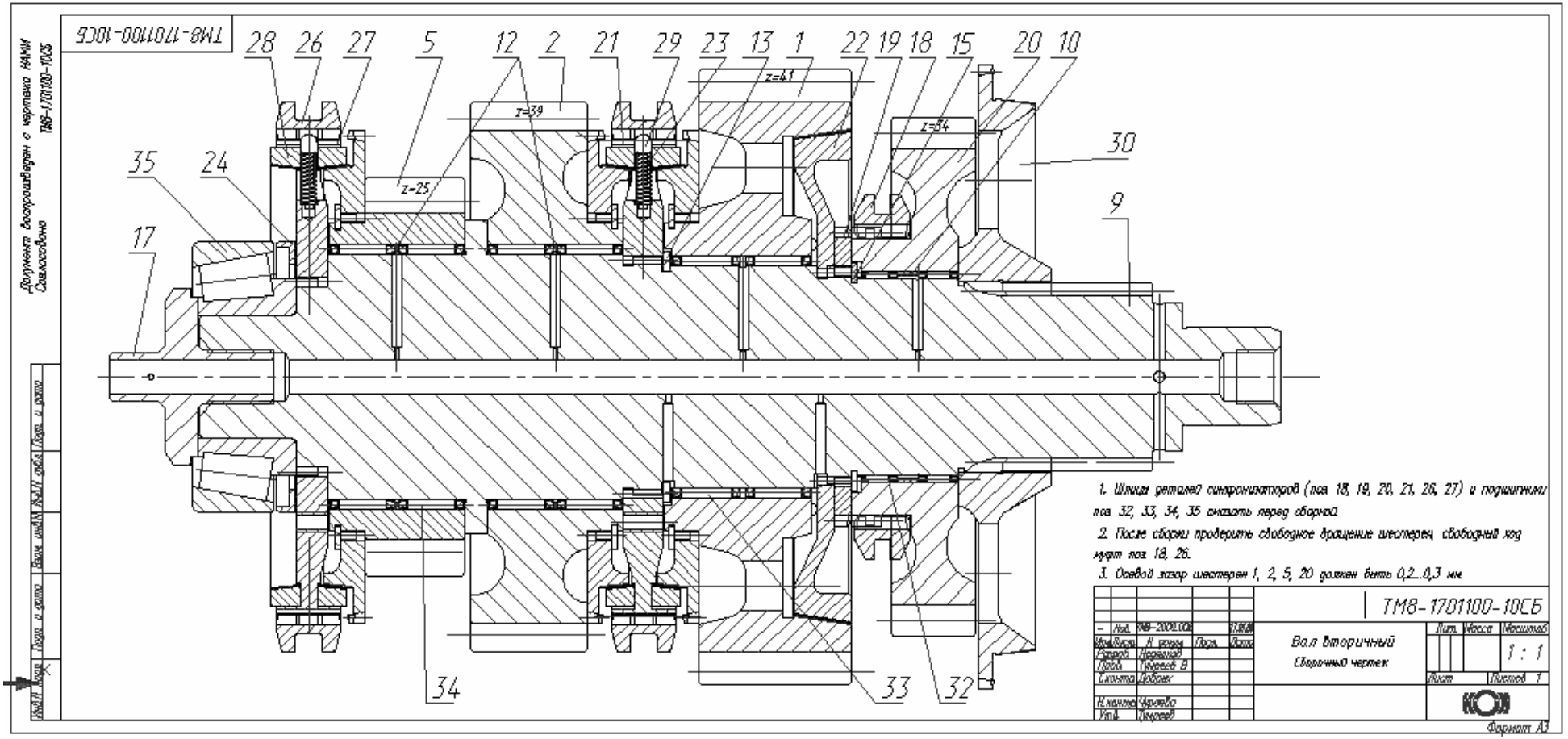
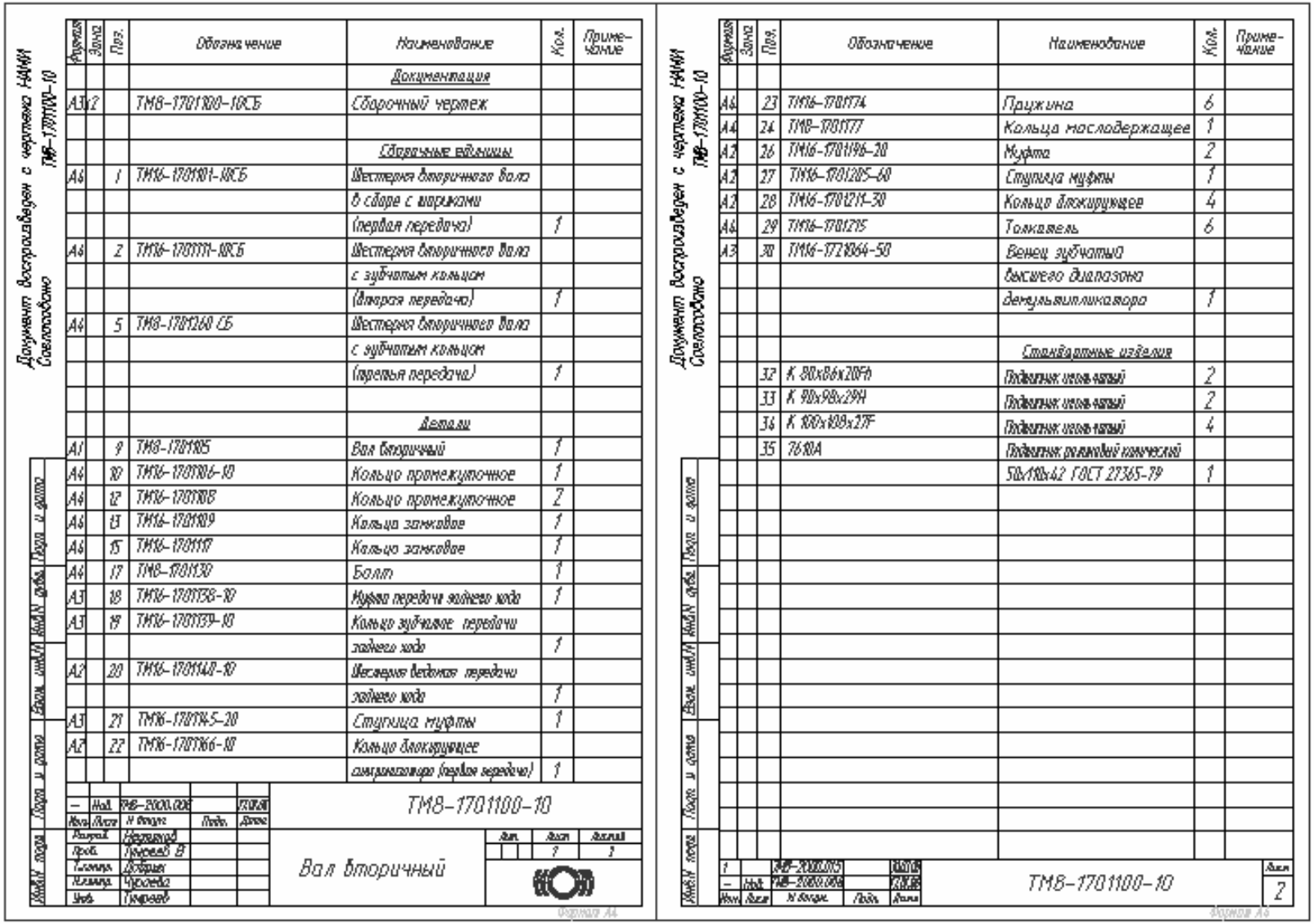


Рисунок 4.29 - Вал вторичный коробки передач ТМ8-2700. Сборочный чертеж



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
А3			ТМ8-1701100-10СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
А6		1	ТМ16-1701101-10СБ	Шестерня вторичного вала		
				в сборе с шариками		
				(первая передача)	1	
А6		2	ТМ16-1701111-10СБ	Шестерня вторичного вала		
				с зубчатым кольцом		
				(вторая передача)	1	
А4		5	ТМ8-1701260 СБ	Шестерня вторичного вала		
				с зубчатым кольцом		
				(третья передача)	1	
				Детали		
А1		9	ТМ8-1701105	Вал вторичный	1	
А4		10	ТМ16-1701106-10	Кольцо промежуточное	1	
А6		12	ТМ16-1701108	Кольцо промежуточное	2	
А6		13	ТМ16-1701109	Кольцо замковое	1	
А6		15	ТМ16-1701117	Кольцо замковое	1	
А4		17	ТМ8-1701130	Болт	1	
А3		18	ТМ16-1701158-10	Муфта передачи заднего хода	1	
А3		19	ТМ16-1701159-10	Кольцо зубчатое передачи		
				заднего хода	1	
А2		20	ТМ16-1701148-10	Шестерня ведомая передачи		
				заднего хода	1	
А3		21	ТМ16-1701145-20	Ступица муфты	1	
А2		22	ТМ16-1701166-10	Кольцо блокирующее		
				синхронизатора (первая передача)	1	

–	Нач.	ТМ8-2000.000		ТМ8.01	ТМ8-1701100-10
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.	Шерешков				Вал вторичный
Пров.	Тихонов В				
Т.контр.	Добрица				
Н.контр.	Чуклова				
Утв.	Тихонов				

Лит.	Масса	Масштаб
	?	1

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
А6		23	ТМ16-1701174	Пружина	6	
А4		24	ТМ8-1701177	Кольца маслодержащее	1	
А2		26	ТМ16-1701196-20	Муфта	2	
А2		27	ТМ16-1701285-60	Ступица муфты	1	
А2		28	ТМ16-1701211-30	Кольцо блокирующее	4	
А6		29	ТМ16-1701215	Толкатель	6	
А3		30	ТМ16-1721064-50	Венец зубчатый		
				высшего диапазона		
				демультипликатора	1	
				Стандартные изделия		
		32	К 80х86х20Н	Подшипник игольчатый	2	
		33	К 90х98х29Н	Подшипник игольчатый	2	
		36	К 100х109х27Г	Подшипник игольчатый	4	
		35	7610А	Подшипник роликовый конический		
				50х110х42 ГОСТ 27365-79	1	

1		ТМ8-2000.005		ТМ8.01	
–	Нач.	ТМ8-2000.000		ТМ8.01	ТМ8-1701100-10
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

Лист
2

Формат А3

Рисунок 4.30 - Вал вторичный коробки передач ТМ8-2700. Спецификация

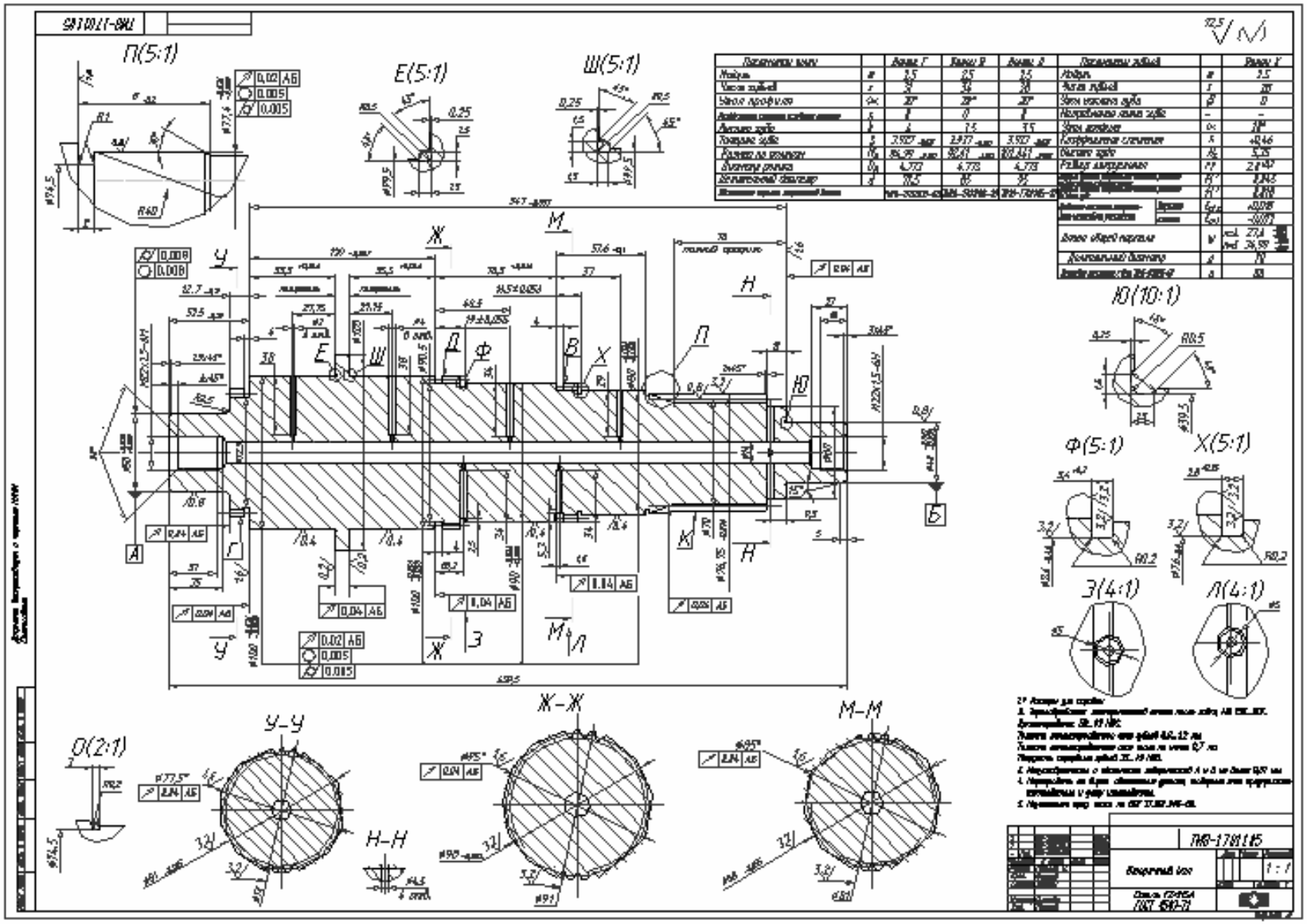


Рисунок 4.31 - Вал вторичный коробки передач ТМ8-2700.

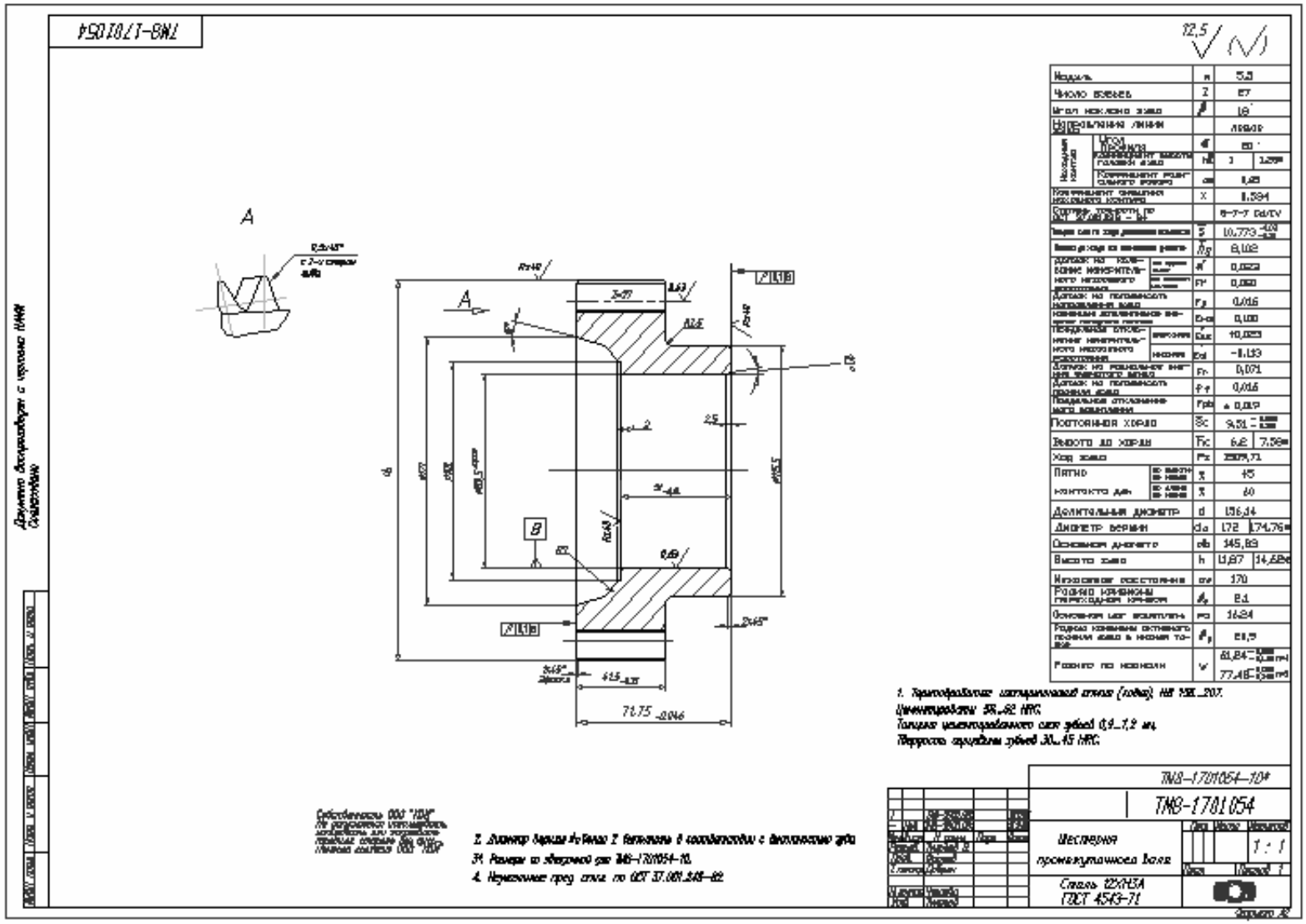


Рисунок 4.32 – Шестерня привода промежуточного вала коробки передач ТМ8-2700

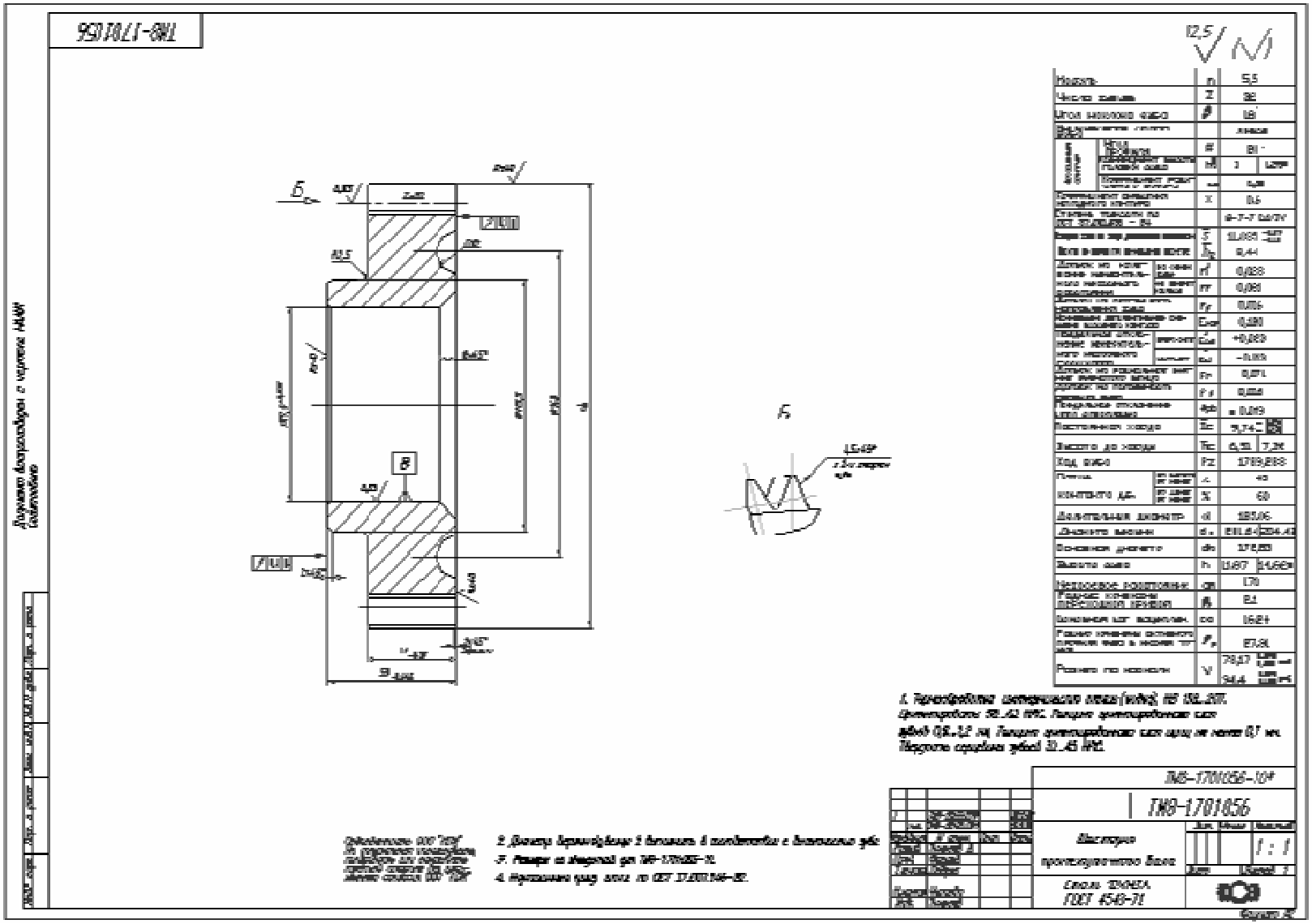
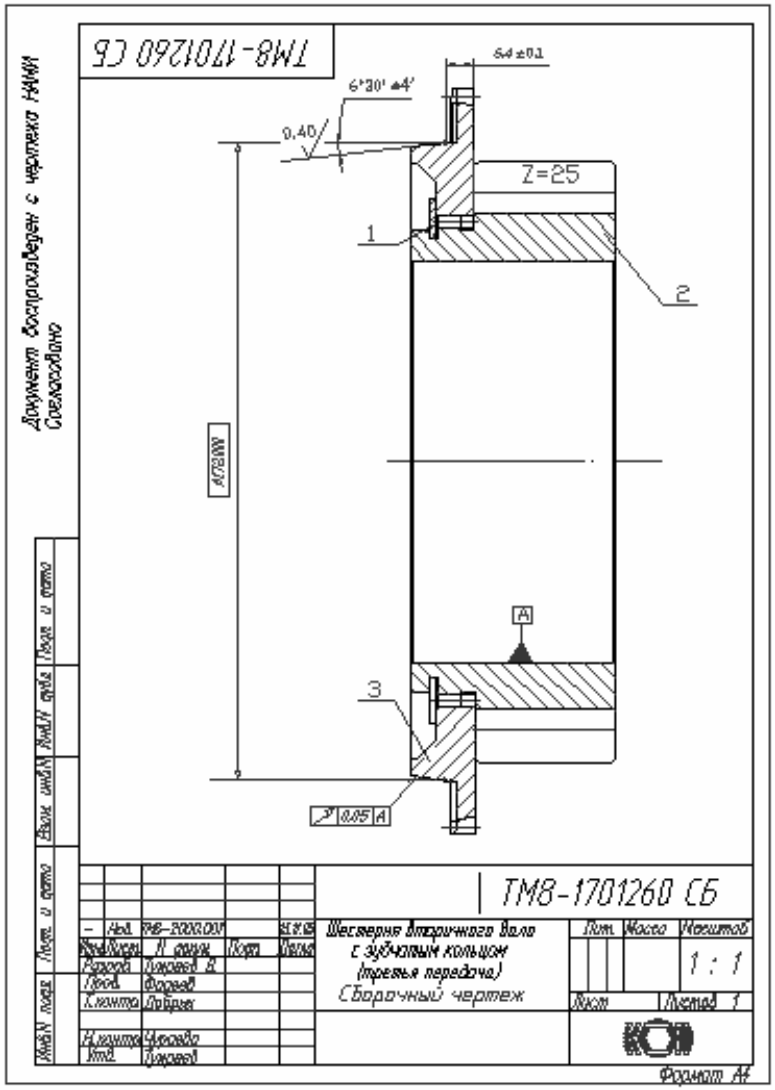


Рисунок 4.33 – Шестерня промежуточного вала коробки передач ТМ8-2700



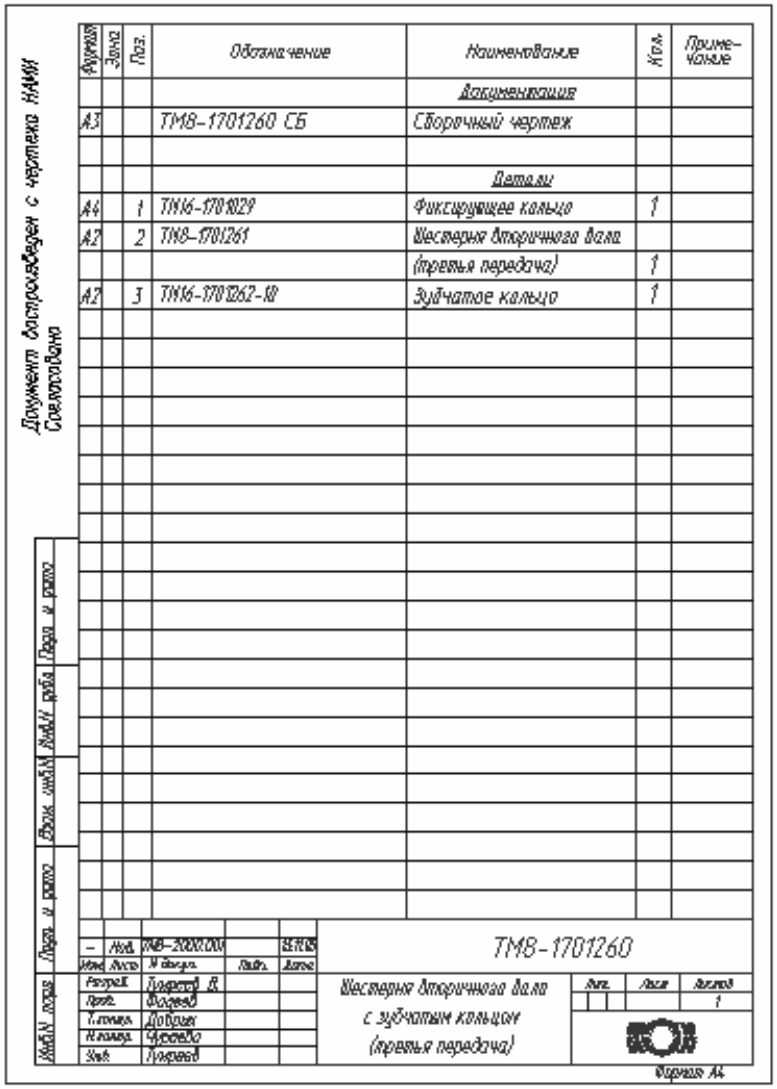


Рисунок 4.34 – Шестерня вторичного вала 3-й передачи коробки ТМ8-2700

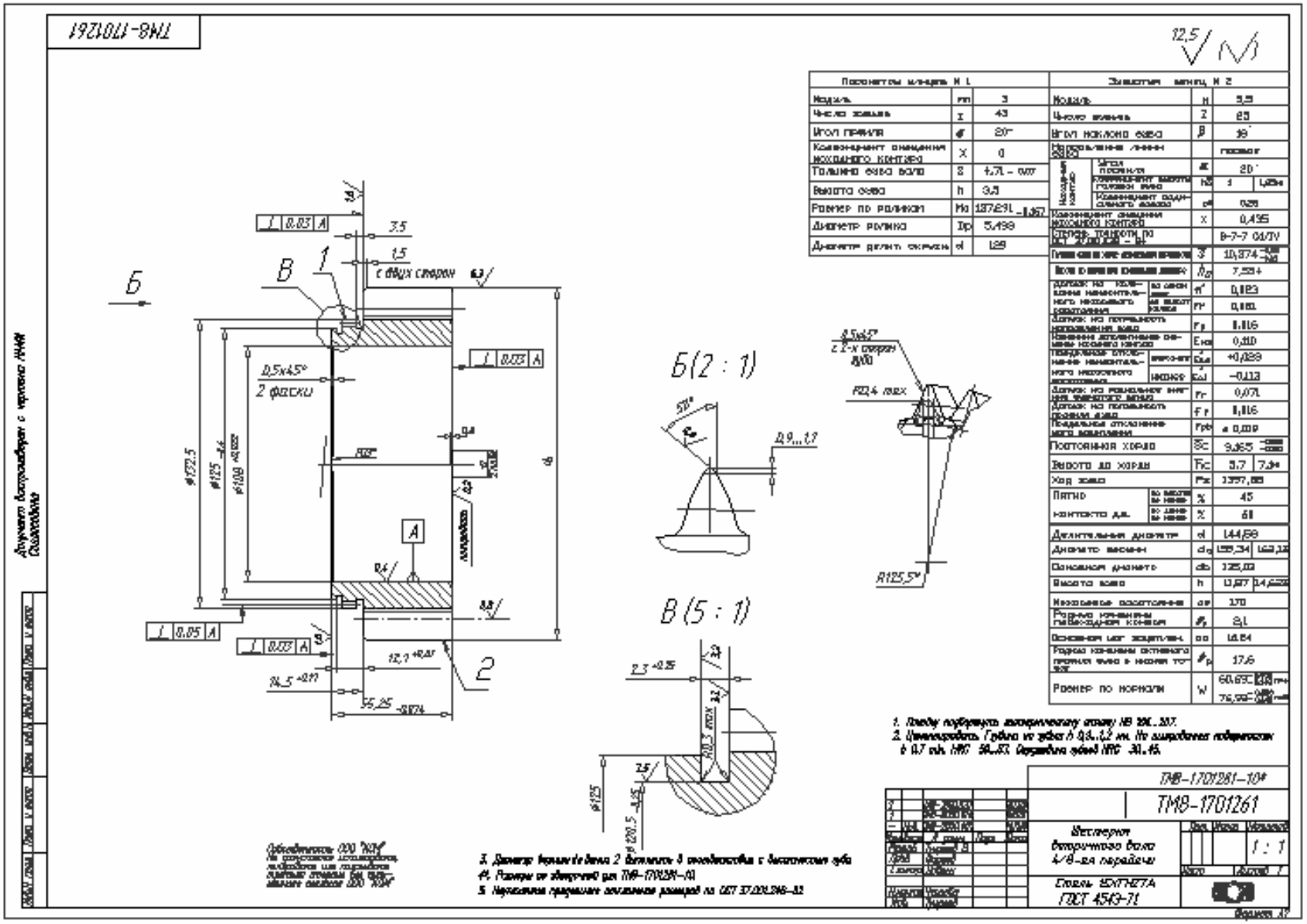


Рисунок 4.35 – Шестерня вторичного вала 4-й, 8-й передач коробки ТМ8-2700

На рисунках 4.36 – 4.48 представлена эскизная конструкторская документация на коробку передач ТМ16-2000.

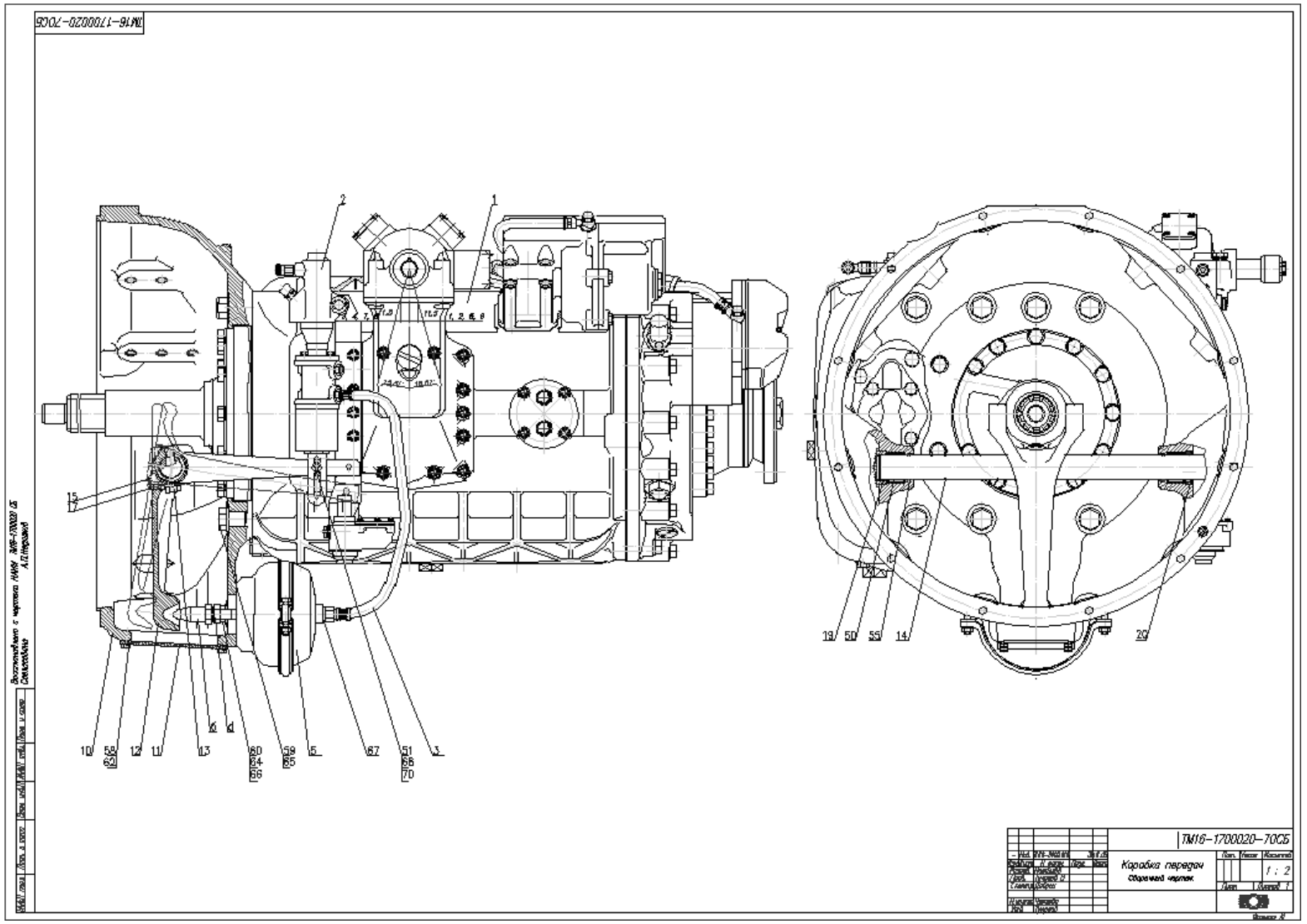
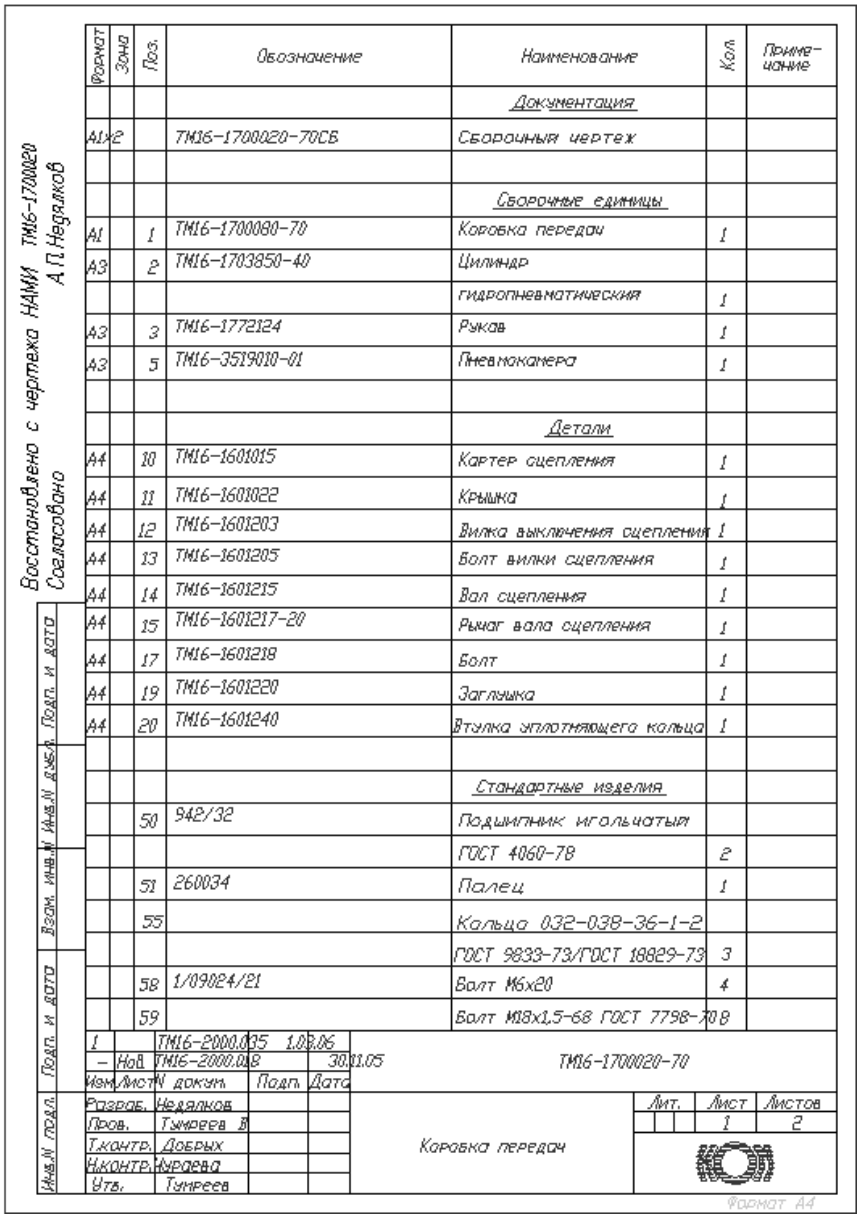


Рисунок 4.36 – Внешний вид коробки передач ТМ16-2000



Восстановлено с чертежа НАМИ ТМ16-1700020
А.П.Недялков
Согласовано

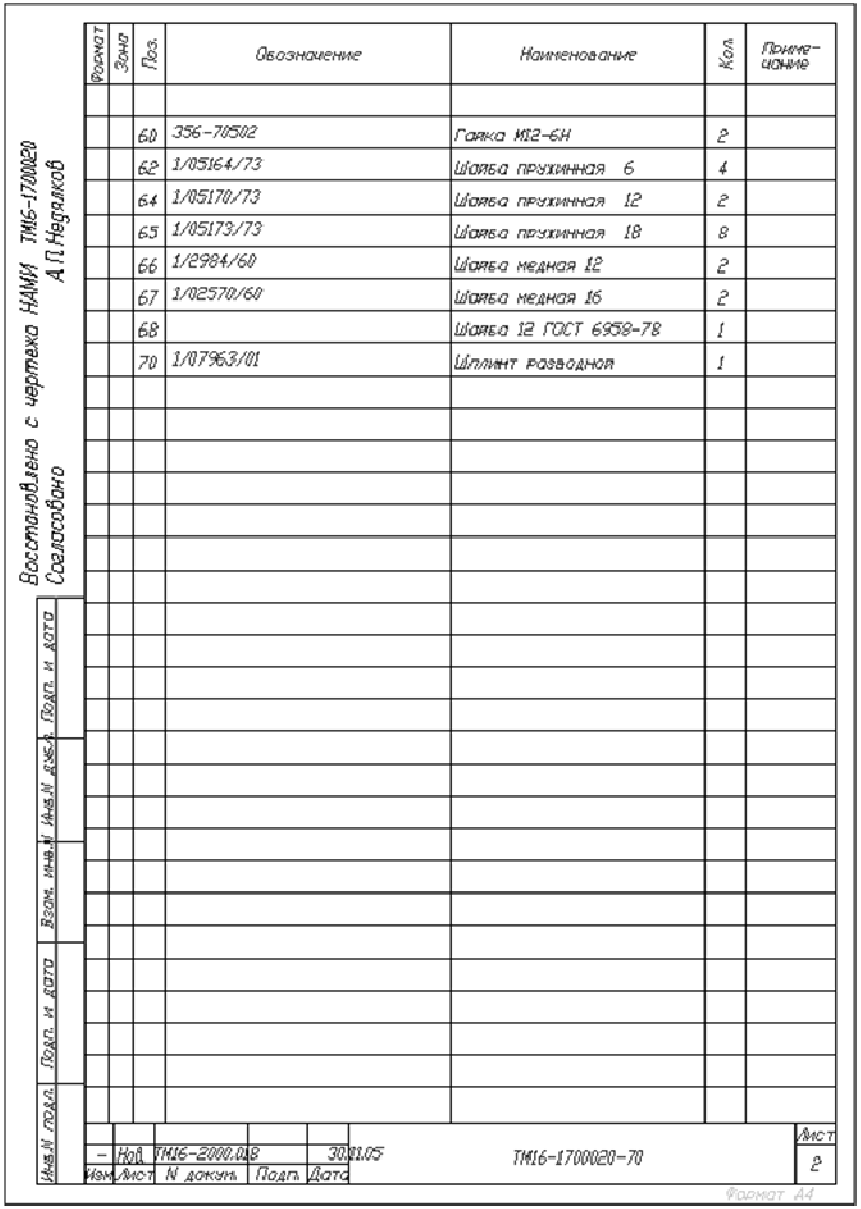
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
А1х2			ТМ16-1700020-70СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
А1		1	ТМ16-1700080-70	Коробка передач	1	
А3		2	ТМ16-1703850-40	Цилиндр		
				гидропневматический	1	
А3		3	ТМ16-1772124	Рукав	1	
А3		5	ТМ16-3519010-01	Пневмокамера	1	
				Детали		
А4		10	ТМ16-1601015	Картер сцепления	1	
А4		11	ТМ16-1601022	Крышка	1	
А4		12	ТМ16-1601203	Вилка выключения сцепления	1	
А4		13	ТМ16-1601205	Болт вилки сцепления	1	
А4		14	ТМ16-1601215	Вал сцепления	1	
А4		15	ТМ16-1601217-20	Рычаг вала сцепления	1	
А4		17	ТМ16-1601218	Болт	1	
А4		19	ТМ16-1601220	Заглушка	1	
А4		20	ТМ16-1601240	Втулка уплотняющего кольца	1	
				Стандартные изделия		
		50	942/32	Подшипник игольчатый		
				ГОСТ 4060-78	2	
		51	260034	Палец	1	
		55		Кольца 032-038-36-1-2		
				ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73	3	
		58	1/09024/21	Болт М6х20	4	
		59		Болт М18х1,5-6g ГОСТ 7798-70	8	

1		ТМ16-2000.035	1.03.06		
–	Нов	ТМ16-2000.018	30.01.05	ТМ16-1700020-70	
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	

Разраб.	Недялков			Лит.	Лист 1 / Листов 2
Пров.	Тумреев В				
Т.контр.	Добрых			Коробка передач	
Н.контр.	Кураева				
Утв.	Тумреев				

Инв.N подл. | Подп. и дата | Взам. инв.N | Инв.N дубл. | Подп. и дата

Формат А4



Восстановлено с чертежа НАМИ ТМ16-1700020
А.П.Недялков
Согласовано

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		60	356-70502	Гайка М12-6Н	2	
		62	1/05164/73	Шайба пружинная 6	4	
		64	1/05170/73	Шайба пружинная 12	2	
		65	1/05173/73	Шайба пружинная 18	8	
		66	1/2984/60	Шайба медная 12	2	
		67	1/02570/60	Шайба медная 16	2	
		68		Шайба 12 ГОСТ 6958-78	1	
		70	1/07963/01	Шплинт разводная	1	

–	Нов	ТМ16-2000.018	30.01.05	ТМ16-1700020-70	Лист 2
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	

Инв.N подл. | Подп. и дата | Взам. инв.N | Инв.N дубл. | Подп. и дата

Формат А4

Рисунок 4.37 - Внешний вид коробки передач ТМ16-2000. Спецификации

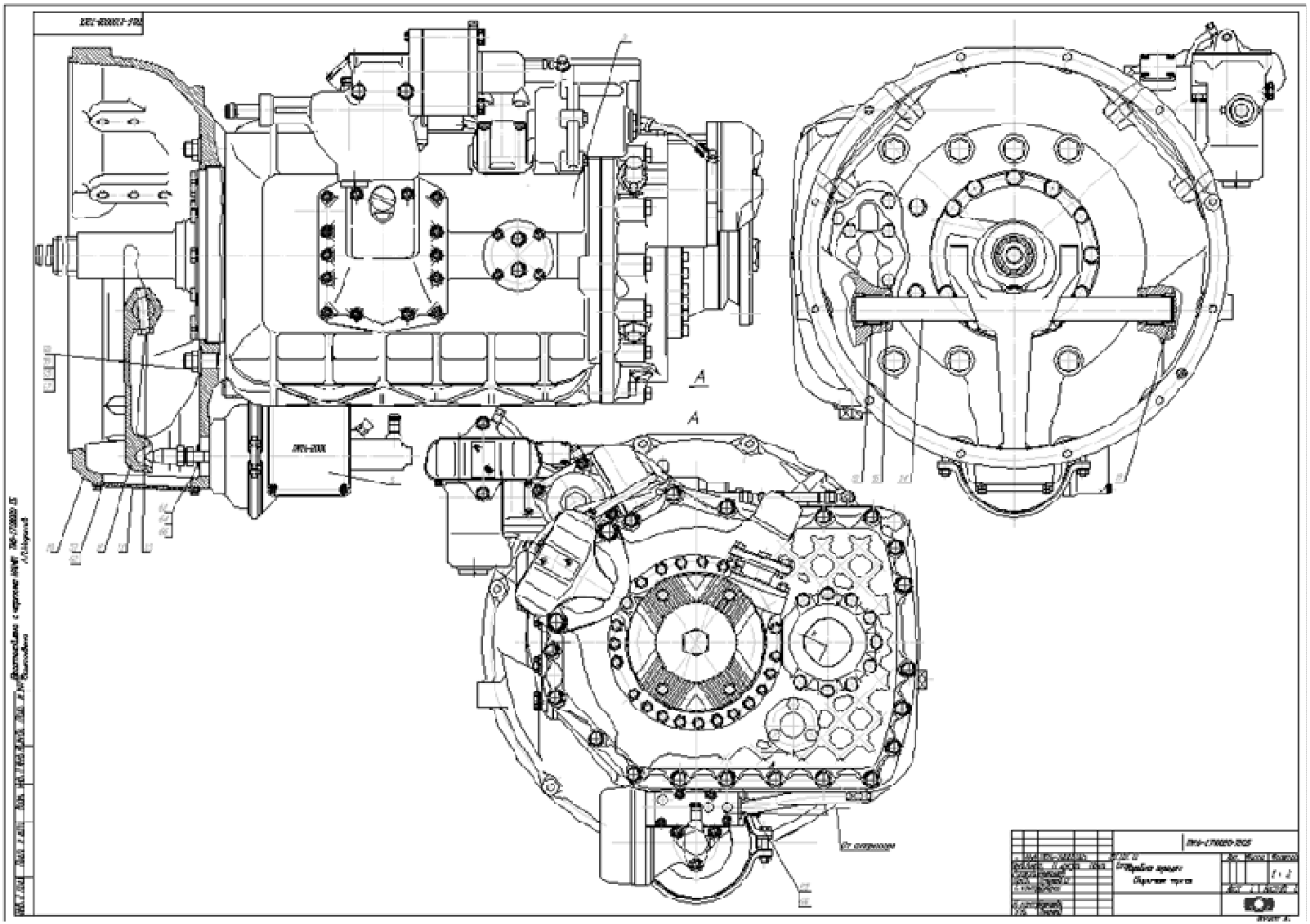
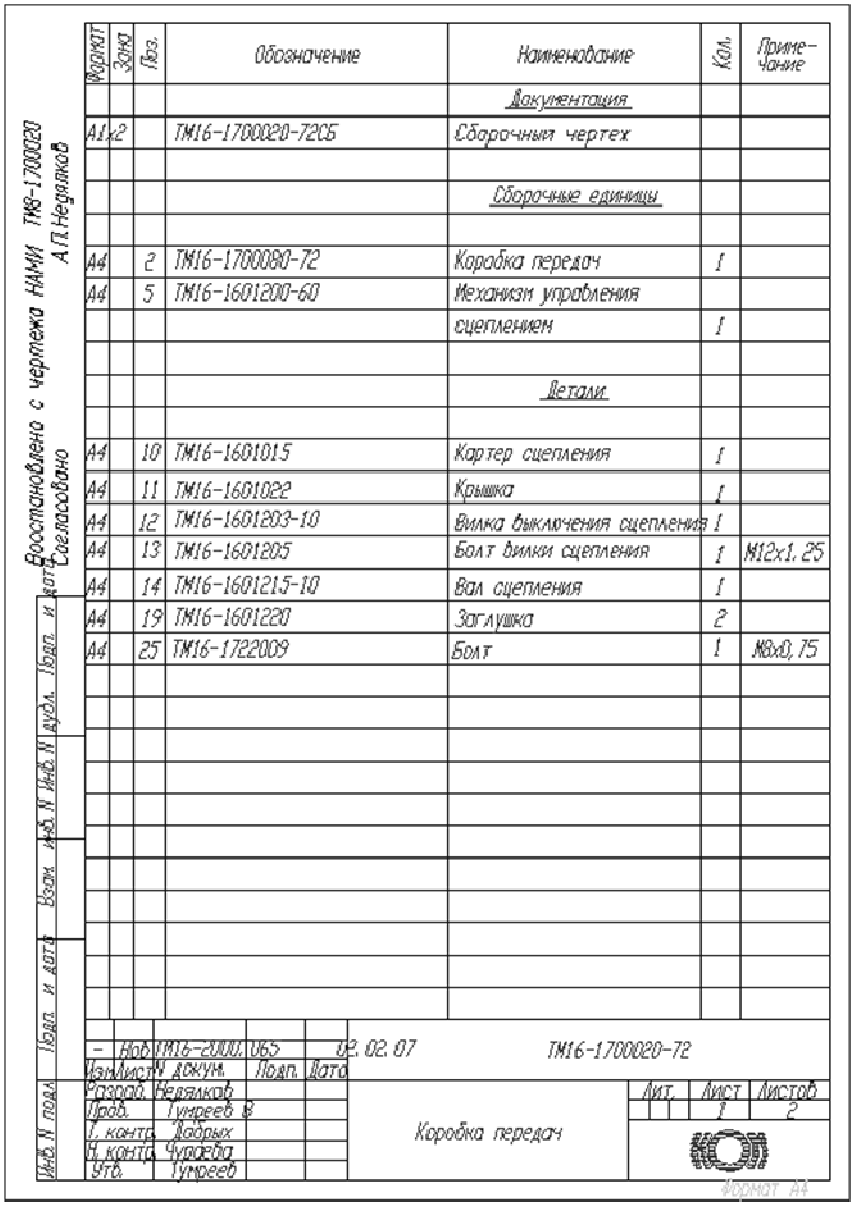
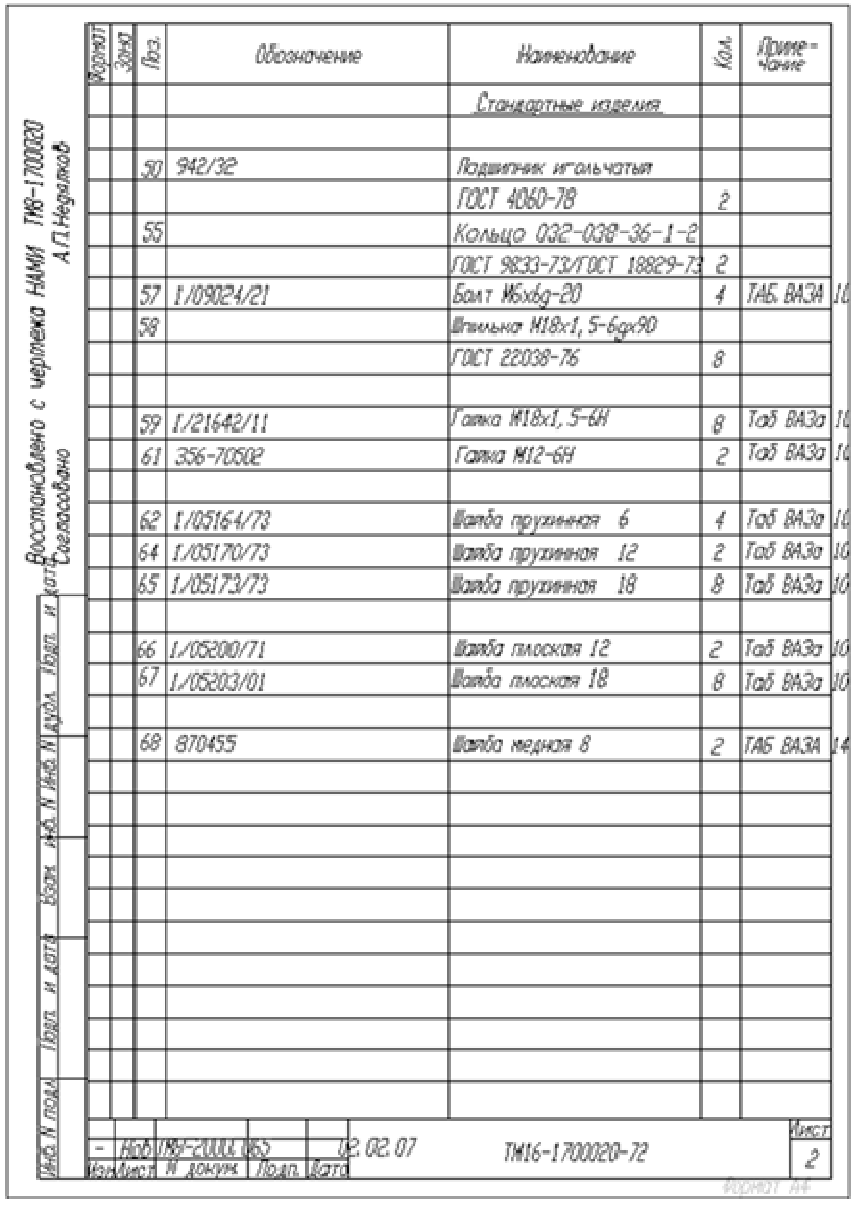


Рисунок 4.38 – Сборочный чертеж коробки передач ТМ16-2000.



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
A1x2			ТМ16-1700020-72СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
A4		2	ТМ16-1700080-72	Коробка передач	1	
A4		5	ТМ16-1601200-60	Механизм управления сцеплением	1	
				Детали		
A4		10	ТМ16-1601015	Картер сцепления	1	
A4		11	ТМ16-1601022	Крышка	1	
A4		12	ТМ16-1601203-10	Вилка выключения сцепления	1	
A4		13	ТМ16-1601205	Болт вилки сцепления	1	М12х1,25
A4		14	ТМ16-1601215-10	Вал сцепления	1	
A4		19	ТМ16-1601220	Заглушка	2	
A4		25	ТМ16-1722009	Болт	1	М8х0,75

Восстановлено с чертежа НАМИ ТМ8-1700020 А.П.Недялков
Согласовано
Инв. N подл. | Подп. и дата | Взам. инв. N | Инв. N дубл. | Подп. и дата
Изм. Лист N докум. Подп. Дата
ТМ16-2000.065 02.02.07 ТМ16-1700020-72
Разраб. Недялков
Пров. Гуриев В
Т. контр. Дабрых
Н. контр. Чураева
Утв. Гуриев
Коробка передач
Лит. Лист 1 Листов 2
Формат А4



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Стандартные изделия		
		50	942/32	Подшипник игольчатый ГОСТ 4060-78	2	
		55		Кольцо 032-038-36-1-2 ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73	2	
		57	1/09024/21	Болт М6х6g-20	4	ТАБ ВАЗа 10
		58		Шпилька М18х1,5-6gх90 ГОСТ 22038-76	8	
		59	1/21642/11	Гайка М18х1,5-6Н	8	Таб ВАЗа 10
		61	356-70502	Гайка М12-6Н	2	Таб ВАЗа 10
		62	1/05164/73	Шайба пружинная 6	4	Таб ВАЗа 10
		64	1/05170/73	Шайба пружинная 12	2	Таб ВАЗа 10
		65	1/05173/73	Шайба пружинная 18	8	Таб ВАЗа 10
		66	1/05200/71	Шайба плоская 12	2	Таб ВАЗа 10
		67	1/05203/01	Шайба плоская 18	8	Таб ВАЗа 10
		68	870455	Шайба медная 8	2	ТАБ ВАЗА 14

Восстановлено с чертежа НАМИ ТМ8-1700020 А.П.Недялков
Согласовано
Инв. N подл. | Подп. и дата | Взам. инв. N | Инв. N дубл. | Подп. и дата
Изм. Лист N докум. Подп. Дата
ТМ16-2000.065 02.02.07 ТМ16-1700020-72
Лист 2
Формат А4

Рисунок 4.39 – спецификация к сборочный чертеж коробки передач ТМ16-2000.

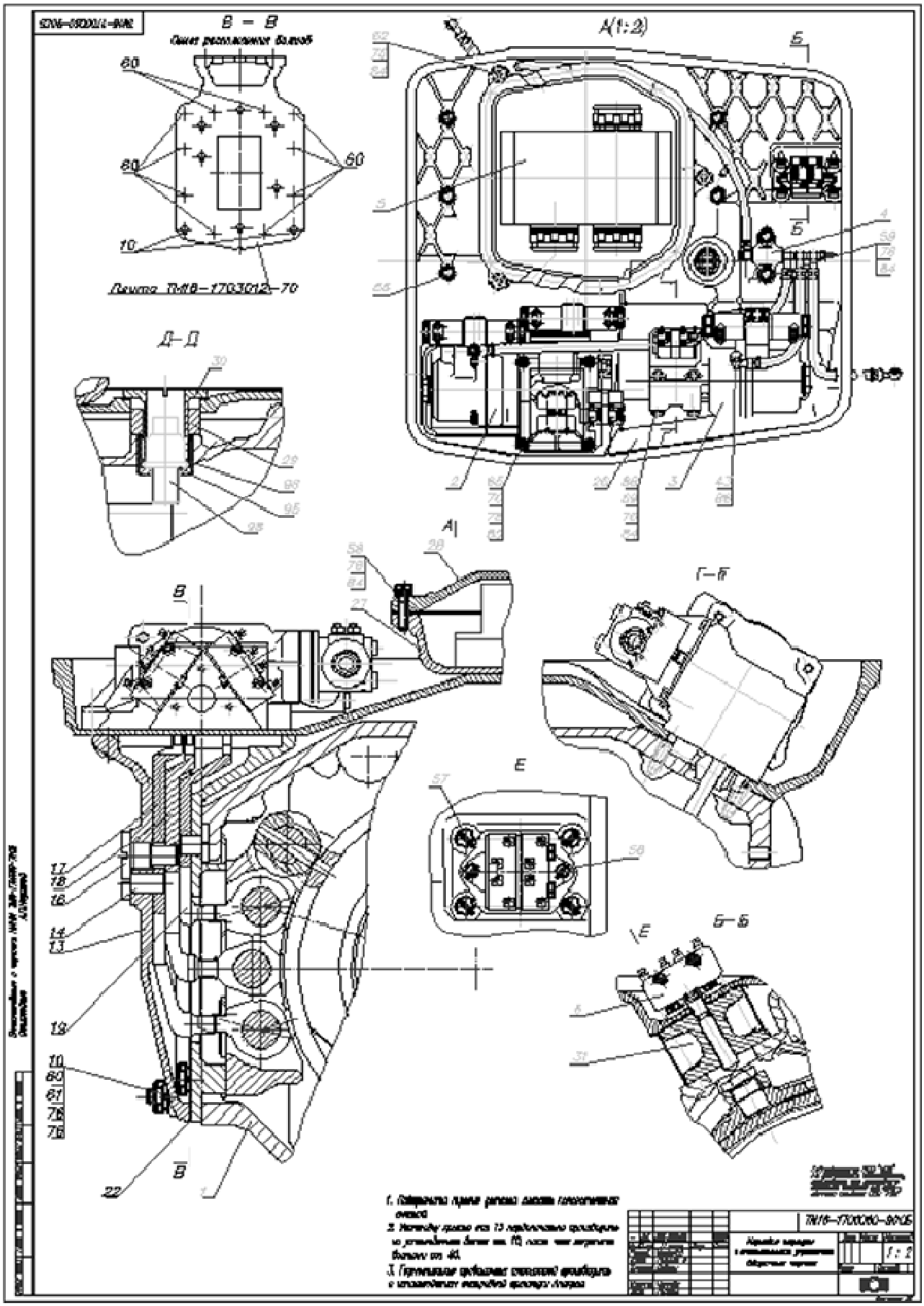
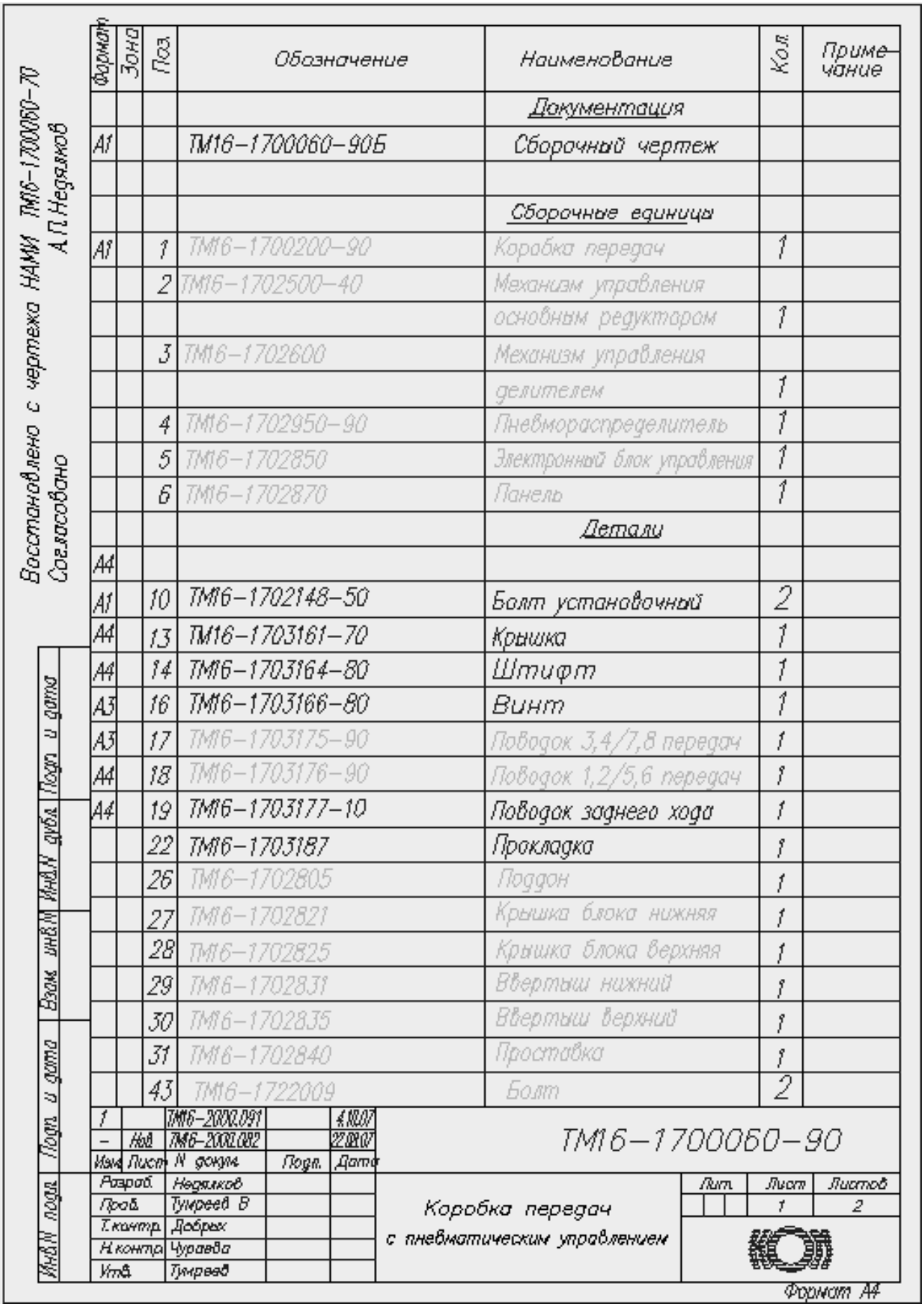


Рисунок 4.40 – Сборочный чертеж коробки передач



Восстановлено с чертежа НАМИ ТМ16-1700060-70
А.П.Недялков
Согласовано

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
А1			ТМ16-1700060-90Б	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
А1		1	ТМ16-1700200-90	Коробка передач	1	
		2	ТМ16-1702500-40	Механизм управления		
				основным редуктором	1	
		3	ТМ16-1702600	Механизм управления		
				делителем	1	
		4	ТМ16-1702950-90	Пневмораспределитель	1	
		5	ТМ16-1702850	Электронный блок управления	1	
		6	ТМ16-1702870	Панель	1	
				Детали		
А4						
А1		10	ТМ16-1702148-50	Болт установочный	2	
А4		13	ТМ16-1703161-70	Крышка	1	
А4		14	ТМ16-1703164-80	Штифт	1	
А3		16	ТМ16-1703166-80	Винт	1	
А3		17	ТМ16-1703175-90	Поводок 3,4/7,8 передач	1	
А4		18	ТМ16-1703176-90	Поводок 1,2/5,6 передач	1	
А4		19	ТМ16-1703177-10	Поводок заднего хода	1	
		22	ТМ16-1703187	Прокладка	1	
		26	ТМ16-1702805	Поддон	1	
		27	ТМ16-1702821	Крышка блока нижняя	1	
		28	ТМ16-1702825	Крышка блока верхняя	1	
		29	ТМ16-1702831	Ввертыш нижний	1	
		30	ТМ16-1702835	Ввертыш верхний	1	
		31	ТМ16-1702840	Проставка	1	
		43	ТМ16-1722009	Болт	2	

Подп. и дата | Взам. инв.№ | Инв.№ дубл. | Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
1		ТМ16-2000.091		4.10.07
–	Нов.	ТМ16-2000.082		27.09.07

ТМ16-1700060-90

Инв.№ подл.

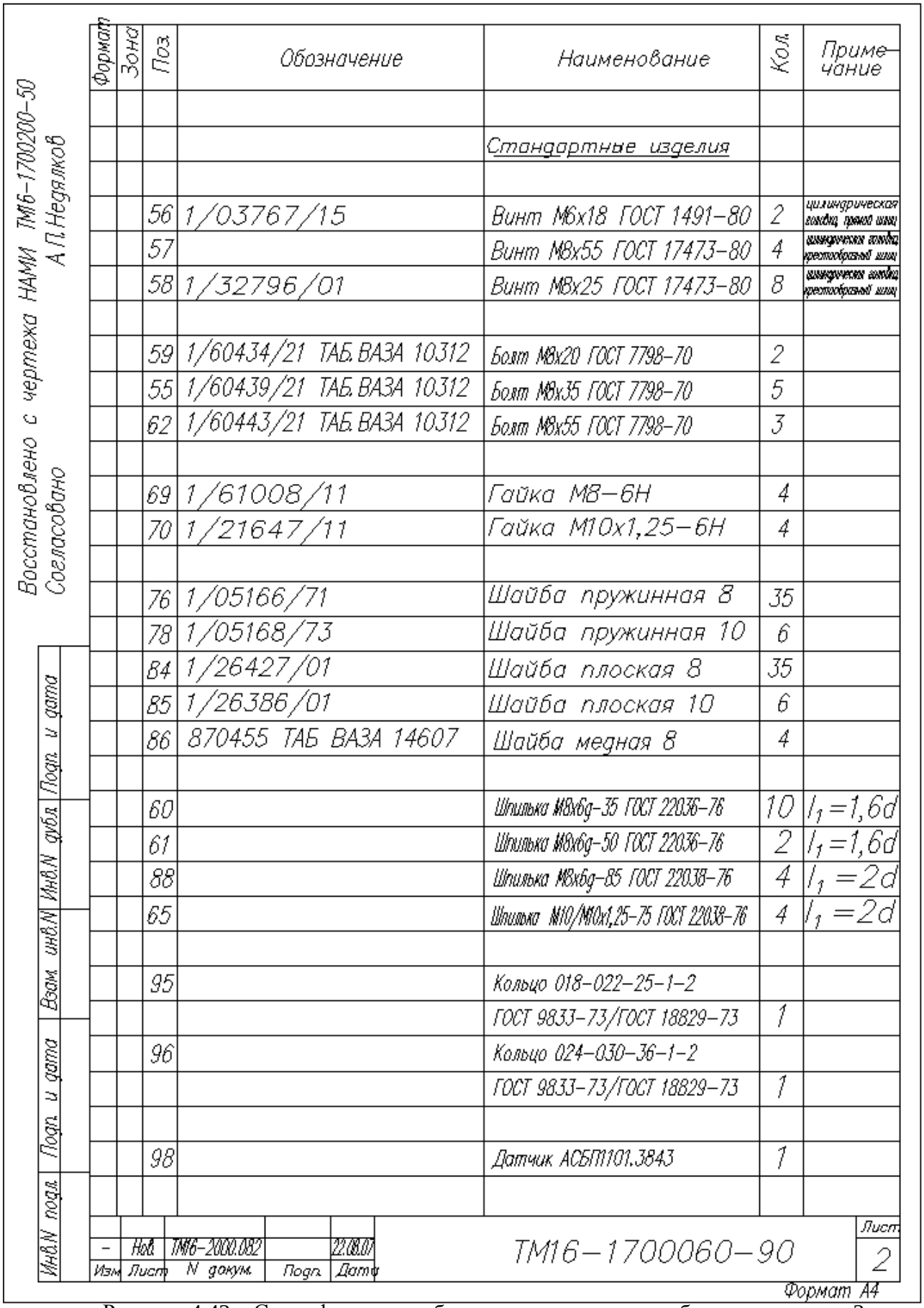
Разраб.	Недялков		
Пров.	Тумрев В		
Т.контр.	Добрех		
Н.контр.	Чуравва		
Утв.	Тумрев		

Коробка передач с пневматическим управлением

Лит.	Лист	Листов
	1	2

Формат А4

Рисунок 4.41 - Спецификация к сборочному чертежу коробки передач лист 1



Восстановлено с чертежа НАМИ ТМ6-1700200-50
А.П.Недялков
Согласовано

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Стандартные изделия		
		56	1/03767/15	Винт М6х18 ГОСТ 1491-80	2	цилиндрическая головка прямой шлиц
		57		Винт М8х55 ГОСТ 17473-80	4	цилиндрическая головка крестообразный шлиц
		58	1/32796/01	Винт М8х25 ГОСТ 17473-80	8	цилиндрическая головка крестообразный шлиц
		59	1/60434/21 ТАБ. ВАЗА 10312	Болт М8х20 ГОСТ 7798-70	2	
		55	1/60439/21 ТАБ. ВАЗА 10312	Болт М8х35 ГОСТ 7798-70	5	
		62	1/60443/21 ТАБ. ВАЗА 10312	Болт М8х55 ГОСТ 7798-70	3	
		69	1/61008/11	Гайка М8-6Н	4	
		70	1/21647/11	Гайка М10х1,25-6Н	4	
		76	1/05166/71	Шайба пружинная 8	35	
		78	1/05168/73	Шайба пружинная 10	6	
		84	1/26427/01	Шайба плоская 8	35	
		85	1/26386/01	Шайба плоская 10	6	
		86	870455 ТАБ ВАЗА 14607	Шайба медная 8	4	
		60		Шпилька М8х6g-35 ГОСТ 22036-76	10	$l_1 = 1,6d$
		61		Шпилька М8х6g-50 ГОСТ 22036-76	2	$l_1 = 1,6d$
		88		Шпилька М8х6g-85 ГОСТ 22036-76	4	$l_1 = 2d$
		65		Шпилька М10/М10х1,25-75 ГОСТ 22038-76	4	$l_1 = 2d$
		95		Кольцо 018-022-25-1-2		
				ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73	1	
		96		Кольцо 024-030-36-1-2		
				ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73	1	
		98		Датчик АСБП1101.3843	1	

Инв.N подл. | Подп. и дата | Взам. инв.N | Инв.N дубл. | Подп. и дата

Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата
-	Нов.	ТМ6-2000.082		22.08.07

ТМ16-1700060-90

Лист 2

Формат А4

Рисунок 4.42 – Спецификация к сборочному чертежу коробки передач лист 2

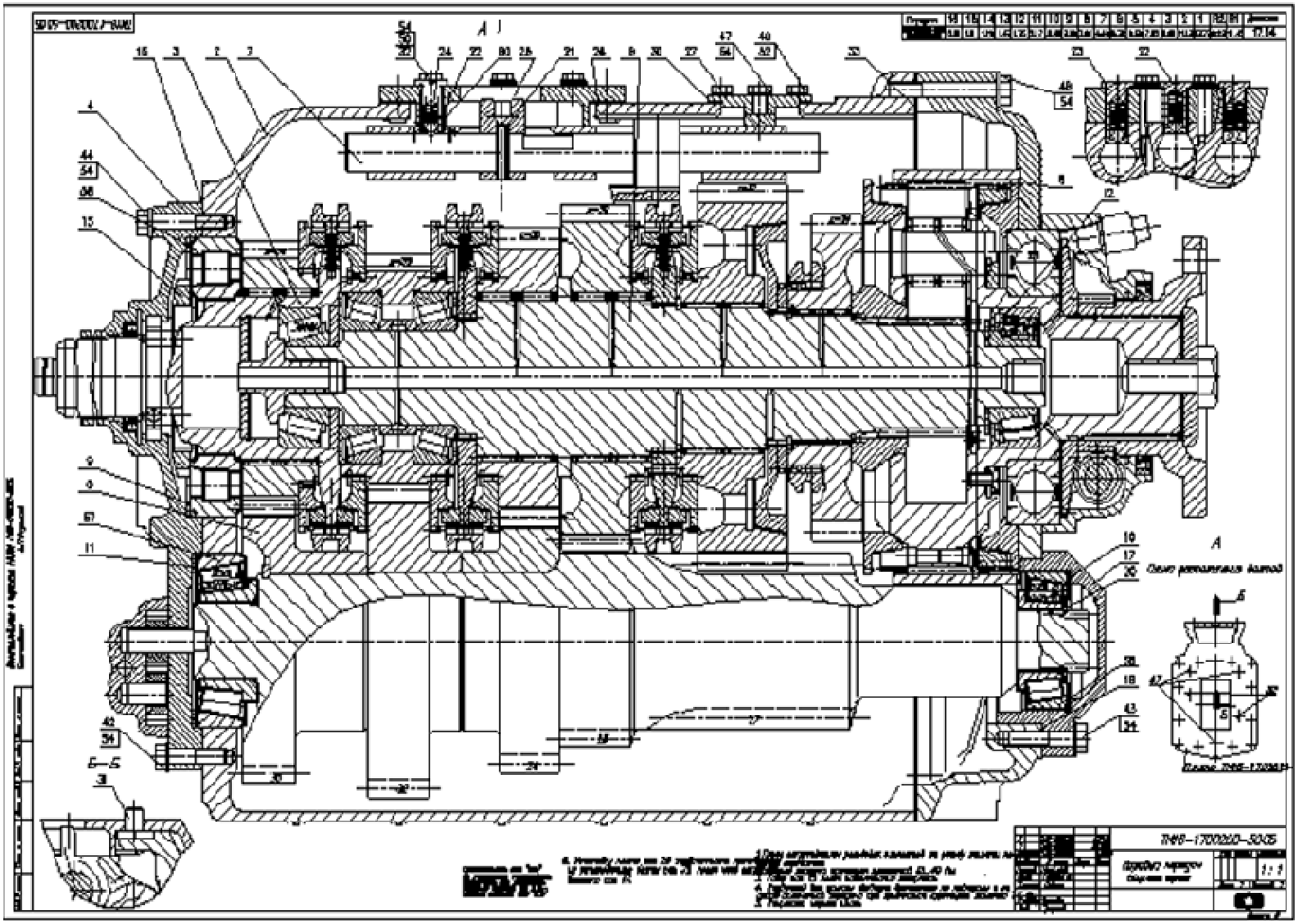
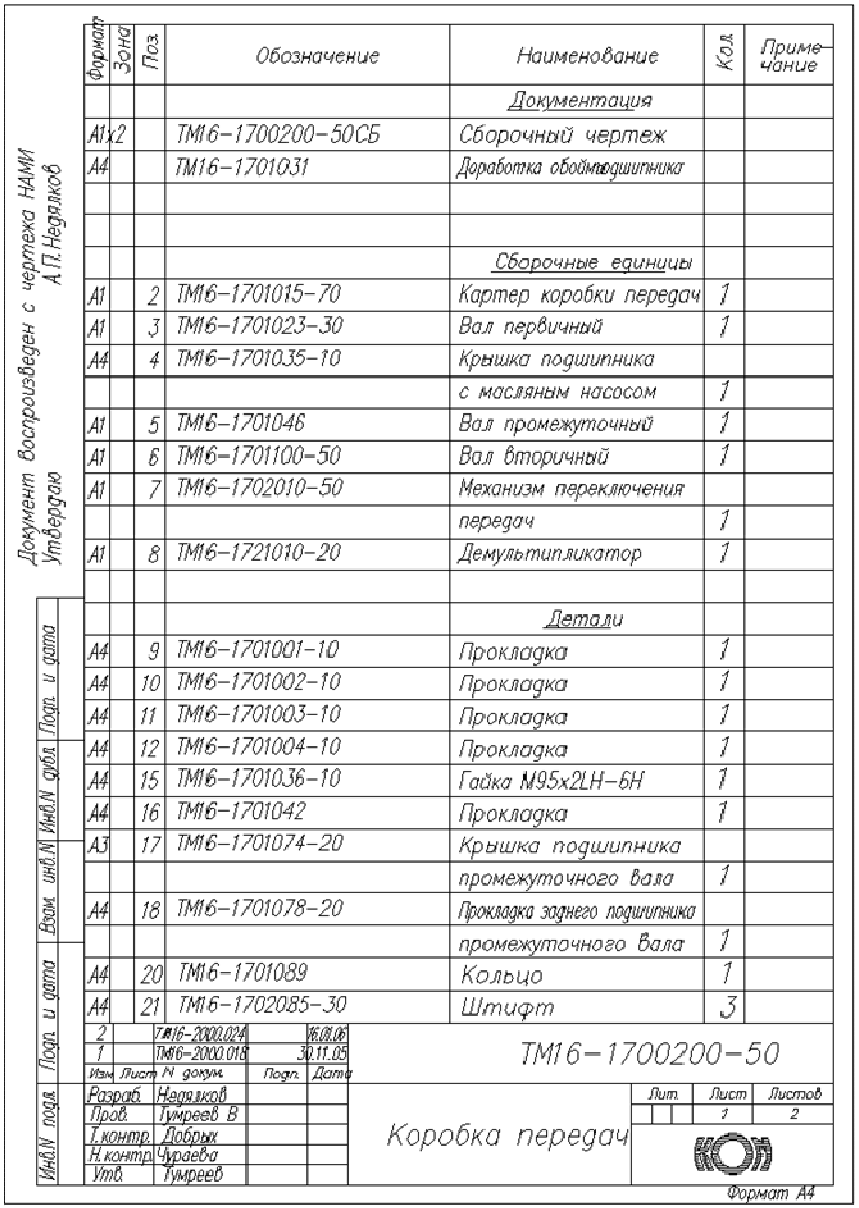


Рисунок 4.43 – Сборочный чертеж коробки передач ТМ16-2000. Продольный разрез



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
A1x2			ТМ16-1700200-50СБ	Сборочный чертеж		
A4			ТМ16-1701031	Доработка обоймы подшипника		
				Сборочные единицы		
A1		2	ТМ16-1701015-70	Картер коробки передач	1	
A1		3	ТМ16-1701023-30	Вал первичный	1	
A4		4	ТМ16-1701035-10	Крышка подшипника		
				с масляным насосом	1	
A1		5	ТМ16-1701046	Вал промежуточный	1	
A1		6	ТМ16-1701100-50	Вал вторичный	1	
A1		7	ТМ16-1702010-50	Механизм переключения		
				передач	1	
A1		8	ТМ16-1721010-20	Демультипликатор	1	
				Детали		
A4		9	ТМ16-1701001-10	Прокладка	1	
A4		10	ТМ16-1701002-10	Прокладка	1	
A4		11	ТМ16-1701003-10	Прокладка	1	
A4		12	ТМ16-1701004-10	Прокладка	1	
A4		15	ТМ16-1701036-10	Гайка М95х2LH-6H	1	
A4		16	ТМ16-1701042	Прокладка	1	
A3		17	ТМ16-1701074-20	Крышка подшипника		
				промежуточного вала	1	
A4		18	ТМ16-1701078-20	Прокладка заднего подшипника		
				промежуточного вала	1	
A4		20	ТМ16-1701089	Кольцо	1	
A4		21	ТМ16-1702085-30	Штифт	3	

Документ воспроизведен с чертежа НАМИ
Утвердил А.П.Недялков

Подп. и дата | Взам. инв.N | Инв.N дубл. | Подп. и дата | Инв.N подл.

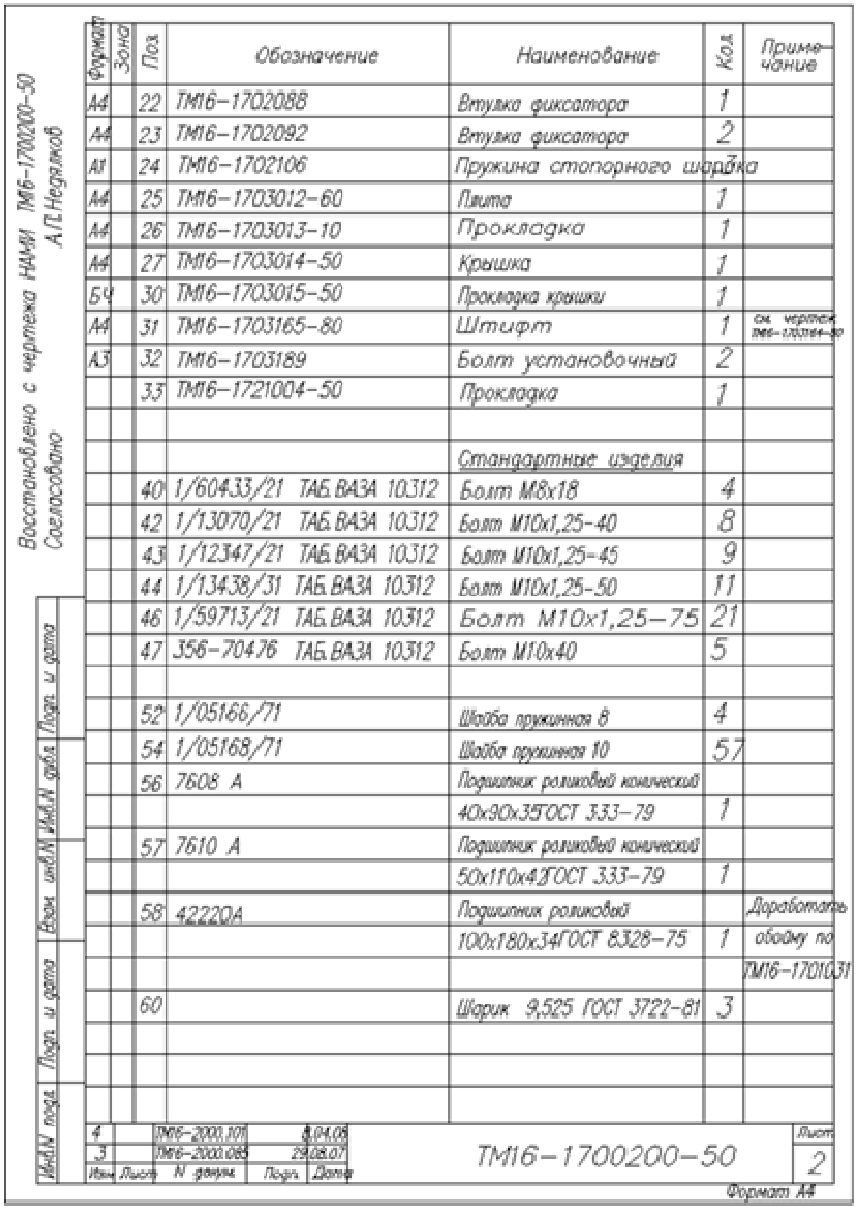
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата
2		ТМ16-2000.024		16.08.06
1		ТМ16-2000.018		30.11.05
Разраб.		Недялков		
Пров.		Гумреев В		
Т.контр.		Добрых		
Н.контр.		Чураева		
Утв.		Гумреев		

ТМ16-1700200-50

Коробка передач

Лит.	Лист	Листов
	1	2

Формат А4



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
A4		22	ТМ16-1702088	Втулка фиксатора	1	
A4		23	ТМ16-1702092	Втулка фиксатора	2	
A1		24	ТМ16-1702106	Пружина стопорного шарика		
A4		25	ТМ16-1703012-60	Плита	1	
A4		26	ТМ16-1703013-10	Прокладка	1	
A4		27	ТМ16-1703014-50	Крышка	1	
БЧ		30	ТМ16-1703015-50	Прокладка крышки	1	
A4		31	ТМ16-1703165-80	Штифт	1	см. чертеж ТМ16-1700164-50
A3		32	ТМ16-1703189	Болт установочный	2	
		33	ТМ16-1721004-50	Прокладка	1	
				Стандартные изделия		
		40	1/60433/21 ТАБ.ВАЗА 10312	Болт М8х18	4	
		42	1/13070/21 ТАБ.ВАЗА 10312	Болт М10х1,25-40	8	
		43	1/12347/21 ТАБ.ВАЗА 10312	Болт М10х1,25-45	9	
		44	1/13438/31 ТАБ.ВАЗА 10312	Болт М10х1,25-50	11	
		46	1/59713/21 ТАБ.ВАЗА 10312	Болт М10х1,25-75	21	
		47	356-704.76 ТАБ.ВАЗА 10312	Болт М10х40	5	
		52	1/05166/71	Шайба пружинная 8	4	
		54	1/05168/71	Шайба пружинная 10	57	
		56	7608 А	Подшипник роликовый конический		
				40х90х35 ГОСТ 333-79	1	
		57	7610 А	Подшипник роликовый конический		
				50х110х42 ГОСТ 333-79	1	
		58	42220А	Подшипник роликовый		Доработать
				100х180х34 ГОСТ 8328-75	1	обойму по
						ТМ16-1701031
		60		Шарик 9,525 ГОСТ 3722-81	3	

Восстановлено с чертежа НАМИ ТМ16-1700200-50
Согласовано А.П.Недялков

Подп. и дата | Взам. инв.N | Инв.N дубл. | Подп. и дата | Инв.N подл.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата
4		ТМ16-2000.101		8.04.08
3		ТМ16-2000.085		29.08.07

ТМ16-1700200-50

Лист 2

Формат А4

Рисунок 4.44 – Сборочный чертеж коробки передач ТМ16-2000. Продольный разрез. Спецификация

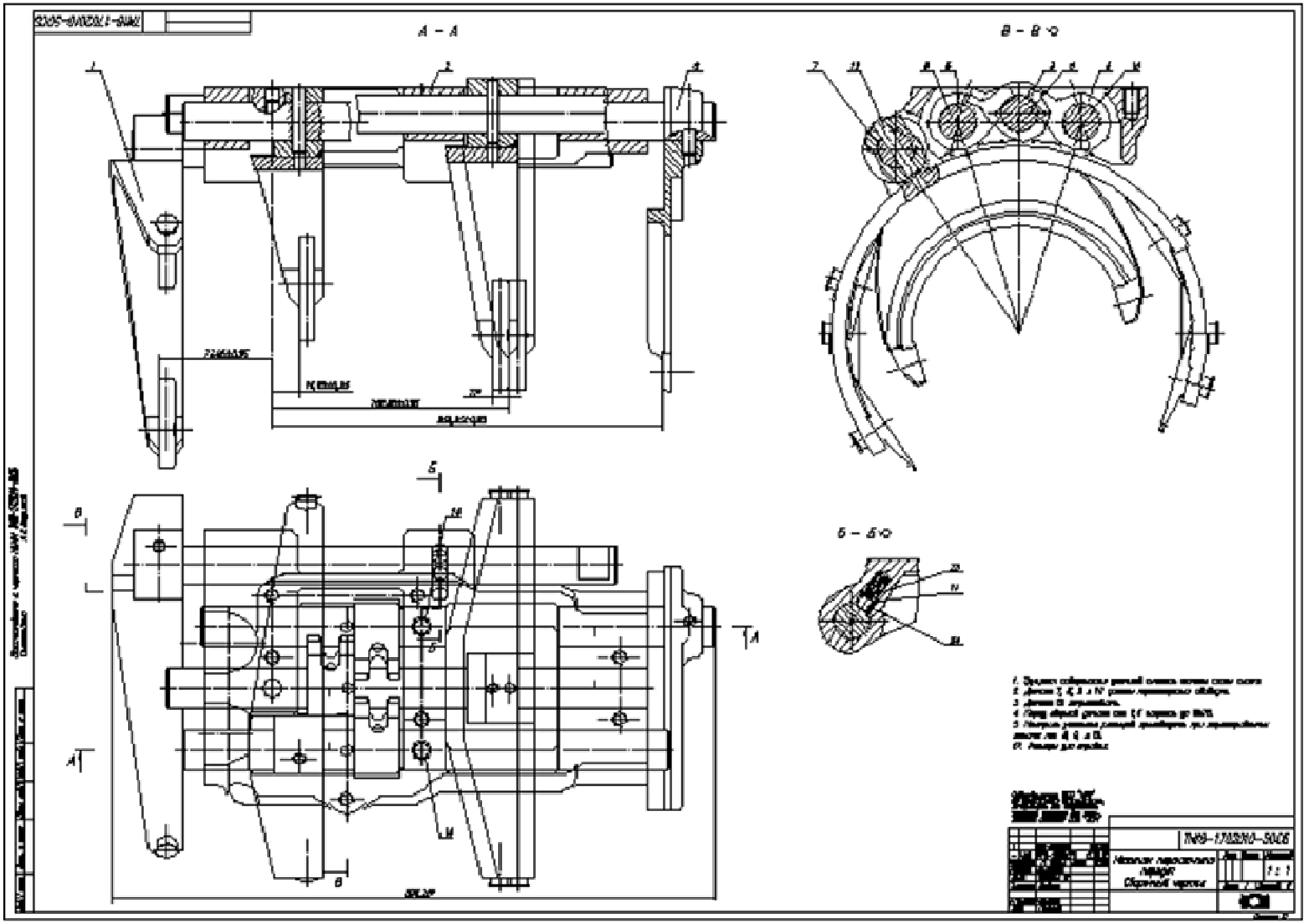
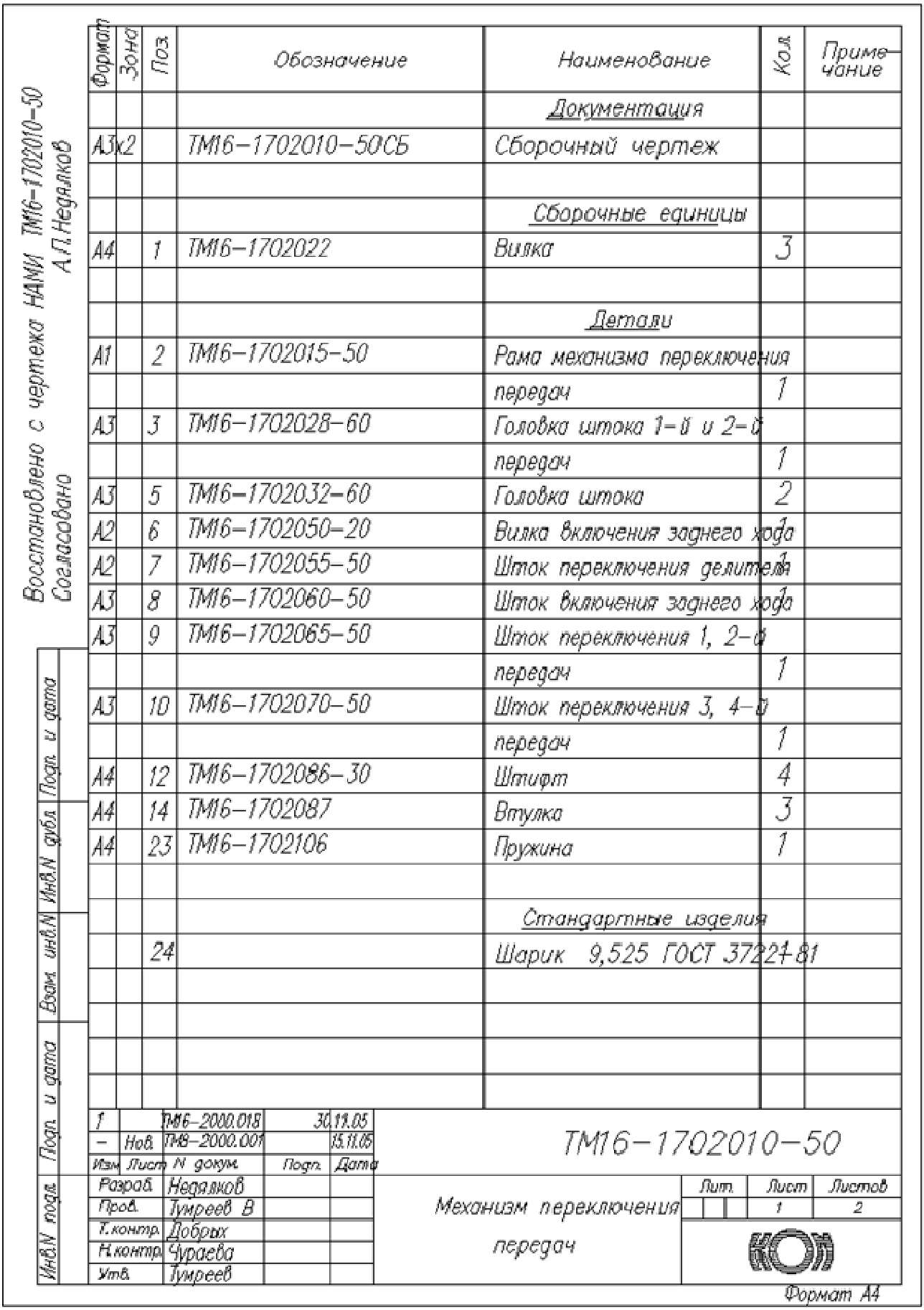


Рисунок 4.45 – Механизм переключения передач сборочный чертеж



Восстановлено с чертежа НАМИ ТМ16-1702010-50
А.П. Недялков
Согласовано

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
А3х2			ТМ16-1702010-50СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
А4		1	ТМ16-1702022	Вилка	3	
				Детали		
А1		2	ТМ16-1702015-50	Рама механизма переключения		
				передач	1	
А3		3	ТМ16-1702028-60	Головка штока 1-й и 2-й		
				передач	1	
А3		5	ТМ16-1702032-60	Головка штока	2	
А2		6	ТМ16-1702050-20	Вилка включения заднего хода	1	
А2		7	ТМ16-1702055-50	Шток переключения делителя	1	
А3		8	ТМ16-1702060-50	Шток включения заднего хода	1	
А3		9	ТМ16-1702065-50	Шток переключения 1, 2-й		
				передач	1	
А3		10	ТМ16-1702070-50	Шток переключения 3, 4-й		
				передач	1	
А4		12	ТМ16-1702086-30	Штифт	4	
А4		14	ТМ16-1702087	Втулка	3	
А4		23	ТМ16-1702106	Пружина	1	
				Стандартные изделия		
		24		Шарик 9,525 ГОСТ 3722-81		

Подп. и дата | Инв.N дубл. | Взам. инв.N | Подп. и дата | Инв.N подл.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата
1		ТМ16-2000.018		30.11.05
–	Нов.	ТМ8-2000.001		15.11.05

Разраб.	Недялков		
Пров.	Тумреев В		
Т.контр.	Добрых		
Н.контр.	Чураева		
Утв.	Тумреев		

ТМ16-1702010-50

Механизм переключения передач

Лит.	Лист	Листов
	1	2

Формат А4

Рисунок 4.46 – Спецификация к механизму переключения передач

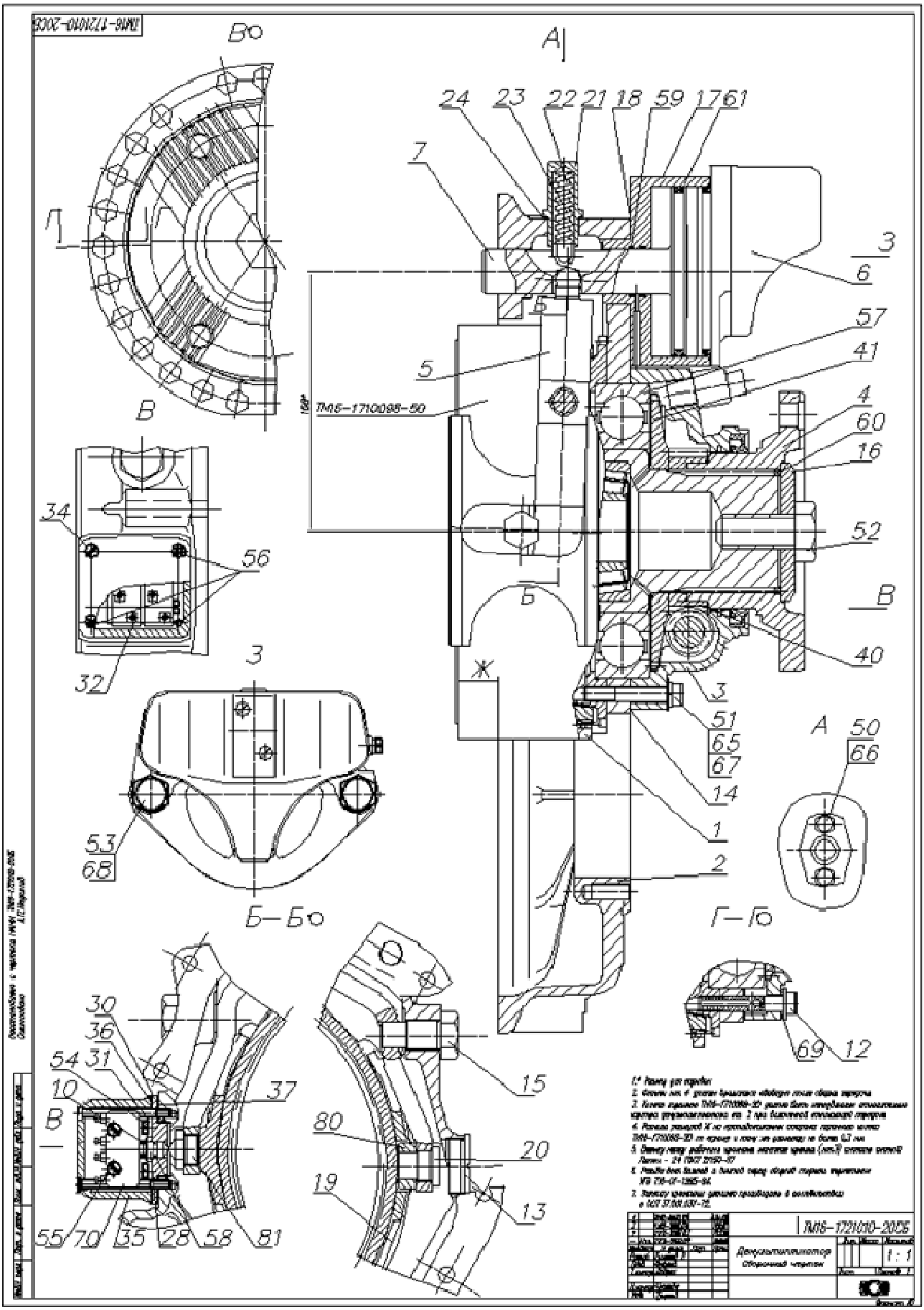
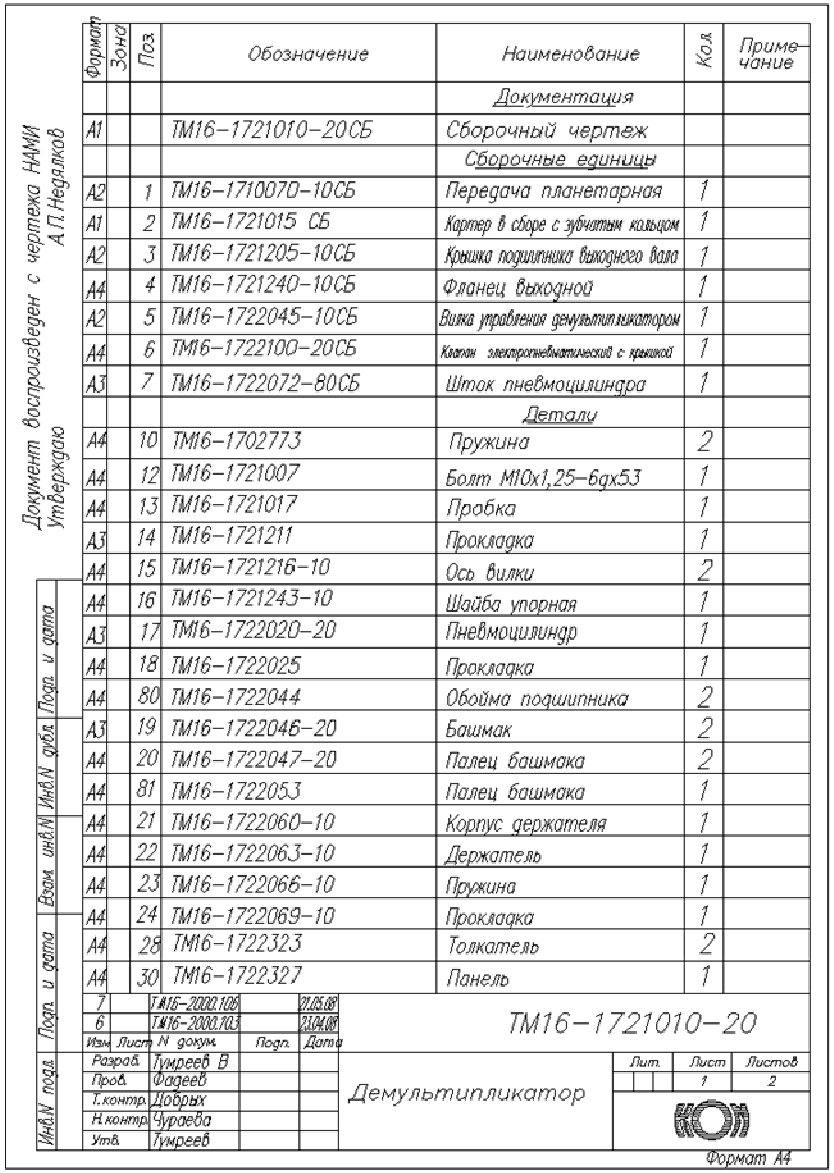


Рисунок 4.47 – Демультипликатор коробки передач ТМ16-2000. Сборочный чертеж



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
A1			ТМ16-1721010-20СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
A2		1	ТМ16-1710070-10СБ	Передача планетарная	1	
A1		2	ТМ16-1721015 СБ	Картер в сборе с зубчатым кольцом	1	
A2		3	ТМ16-1721205-10СБ	Крышка подшипника выходного вала	1	
A4		4	ТМ16-1721240-10СБ	Фланец выходной	1	
A2		5	ТМ16-1722045-10СБ	Вилка управления демультипликатором	1	
A4		6	ТМ16-1722100-20СБ	Клапан электропневматический с крышкой	1	
A3		7	ТМ16-1722072-80СБ	Шток пневмоцилиндра	1	
				Детали		
A4		10	ТМ16-1702773	Пружина	2	
A4		12	ТМ16-1721007	Болт М10х1,25-6gх53	1	
A4		13	ТМ16-1721017	Пробка	1	
A3		14	ТМ16-1721211	Прокладка	1	
A4		15	ТМ16-1721216-10	Ось вилки	2	
A4		16	ТМ16-1721243-10	Шайба упорная	1	
A3		17	ТМ16-1722020-20	Пневмоцилиндр	1	
A4		18	ТМ16-1722025	Прокладка	1	
A4		80	ТМ16-1722044	Обойма подшипника	2	
A3		19	ТМ16-1722046-20	Башмак	2	
A4		20	ТМ16-1722047-20	Палец башмака	2	
A4		81	ТМ16-1722053	Палец башмака	1	
A4		21	ТМ16-1722060-10	Корпус держателя	1	
A4		22	ТМ16-1722063-10	Держатель	1	
A4		23	ТМ16-1722066-10	Пружина	1	
A4		24	ТМ16-1722069-10	Прокладка	1	
A4		25	ТМ16-1722323	Толкатель	2	
A4		30	ТМ16-1722327	Панель	1	

7 ТМ16-2000.108 21.05.08
6 ТМ16-2000.103 21.04.08
Изм. Лист N докум. Подп. Дата

ТМ16-1721010-20

Разраб. Гумреев В
Пров. Фадеев
Т.контр. Добрых
Н.контр. Чураева
Утв. Гумреев

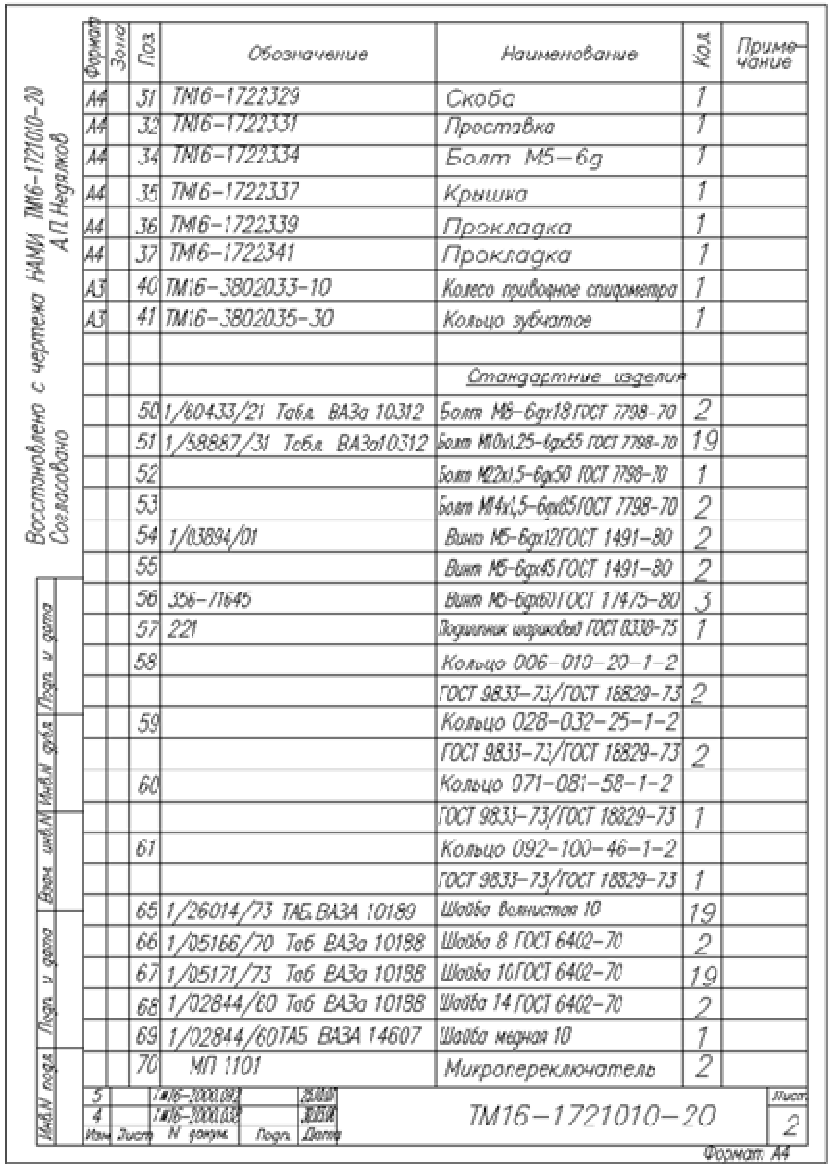
Демультипликатор

Лит. | Лист 1 | Листов 2

Документ воспроизведен с чертежа НАМИ
А.П.Недялков
Утверждаю

Подп. и дата | Взам. инв.N | Инв.N дубл. | Подп. и дата | Инв.N подл.

Формат А4



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
A4		31	ТМ16-1722329	Скоба	1	
A4		32	ТМ16-1722331	Проставка	1	
A4		34	ТМ16-1722334	Болт М5-6g	1	
A4		35	ТМ16-1722337	Крышка	1	
A4		36	ТМ16-1722339	Прокладка	1	
A4		37	ТМ16-1722341	Прокладка	1	
A3		40	ТМ16-3802033-10	Колесо приводное спидометра	1	
A3		41	ТМ16-3802035-30	Кольцо зубчатое	1	
				Стандартные изделия		
		50	1/60433/21 Табл. ВАЗа 10312	Болт М8-6gх18 ГОСТ 7798-70	2	
		51	1/58887/31 Табл. ВАЗа10312	Болт М10х1,25-6gх55 ГОСТ 7798-70	19	
		52		Болт М22х1,5-6gх50 ГОСТ 7798-70	1	
		53		Болт М14х1,5-6gх85 ГОСТ 7798-70	2	
		54	1/03894/01	Винт М5-6gх12 ГОСТ 1491-80	2	
		55		Винт М5-6gх45 ГОСТ 1491-80	2	
		56	356-71645	Винт М6-6gх60 ГОСТ 1475-80	3	
		57	221	Подшипник шариковый ГОСТ 8338-75	1	
		58		Кольцо 006-010-20-1-2		
				ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73	2	
		59		Кольцо 028-032-25-1-2		
				ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73	2	
		60		Кольцо 071-081-58-1-2		
				ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73	1	
		61		Кольцо 092-100-46-1-2		
				ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-73	1	
		65	1/26014/73 ТАБ. ВАЗА 10189	Шайба волнистая 10	19	
		66	1/05166/70 Таб ВАЗа 10188	Шайба 8 ГОСТ 6402-70	2	
		67	1/05171/73 Таб ВАЗа 10188	Шайба 10 ГОСТ 6402-70	19	
		68	1/02844/60 Таб ВАЗа 10188	Шайба 14 ГОСТ 6402-70	2	
		69	1/02844/60 ТАБ ВАЗА 14607	Шайба медная 10	1	
		70	МП 1101	Микропереключатель	2	

5 ТМ16-2000.102 28.08.08
4 ТМ16-2000.038 30.07.08
Изм. Лист N докум. Подп. Дата

ТМ16-1721010-20

Лист 2

Восстановлено с чертежа НАМИ ТМ16-1721010-20
А.П.Недялков
Согласовано

Подп. и дата | Взам. инв.N | Инв.N дубл. | Подп. и дата | Инв.N подл.

Формат А4

Рисунок 4.48 – Спецификация к сборочному чертежу демультипликатора коробки передач ТМ16-2000

5 Обобщение результатов исследований

В процессе выполнения НИР были получены важные научно-практические результаты, позволяющие создать семейство многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматизированным управлением для семейства перспективных грузовых автомобилей.

На первом этапе выполнения работы [1] был проведен аналитический обзор информационных источников. При этом было отмечены тенденции развития современных механических коробок передач:

1. Увеличение плотности ряда передаточных чисел на всем диапазоне коробки передач, что, прежде всего, имеет место в коробках передач автомобилей большой и особо большой грузоподъемности. Уменьшение интервалов ступеней до оптимальных значений обеспечивает:

- лучшее использование мощности двигателя, что сказывается на повышении тяговых, разгонных и топливно-экономических показателей и, в конечном итоге, способствует повышению производительности автомобиля при тех же удельных мощностях;

- уменьшение работы буксования сцепления, синхронизаторов, а также уменьшение динамических нагрузок в трансмиссии, что в целом способствует повышению надежности и долговечности всех узлов и агрегатов трансмиссии;

-уменьшение времени переключения передач, что дополнительно способствует повышению разгонных качеств автомобиля и, следовательно, повышению его производительности.

Так, например, при уменьшении интервала ступеней с 1,8 до 1,35 средняя используемая мощность увеличивается на 8-13% при одновременном уменьшении работы буксования при переключении передач в 1,9 раза.

2. Увеличение диапазона передаточных чисел, определяющего предельные тяговые и скоростные показатели автомобиля, позволяет повышать тяговые качества автомобиля или автопоезда и одновременно уменьшать работу буксования сцепления, тем самым повысить надежность и долговечность его работы.

Увеличение диапазона передаточных чисел позволит лучше загрузить двигатель, снижая его оборотность, что позволяет улучшить топливную экономичность, уменьшить его шумность и одновременно повысить ресурс двигателя за счет снижения оборотов двигателя на 1 км пути. Увеличение диапазона трансмиссии даст особенно большой эффект при значительной по времени и пути работе транспортного средства с частичной нагрузкой на хорошем дорожном покрытии.

Сочетание широкого диапазона с плотным рядом передаточных чисел позволяет выбрать наиболее оптимальный режим загрузки двигателя и работает в зоне, близкой к минимальному расходу топлива.

На легковых автомобилях диапазон передаточных чисел вырос с 3,2-3,6 до 4,5-5,0 и с дальнейшим увеличением числа передач (которое будет доведено в ближайшие годы до 6) диапазон возрастет до 5,5-6,0, что позволит существенно повысить максимальные скорости легковых автомобилей.

На грузовых автомобилях и автопоездах диапазон передаточных чисел за последние два десятилетия возрос с 7-8 до 10-17 при увеличении числа передач с 5 до 10-16, при этом имеется ярко выраженная тенденция к возрастанию применения многоступенчатых коробок передач.

3. Применение новых конструктивных схем коробок передач и, в первую очередь, многоступенчатых коробок передач, позволяющих при сравнительно малом числе шестерен, за счет установки дополнительных приводных пар перед основным редуктором или планетарных синхронизированных демультипликаторов, устанавливаемых за основным редуктором, либо за счет применения так называемых комбинированных схем, включающих в себя как передний делитель, так и задний планетарный демультипликатор, позволяющих обеспечить требуемое число передач.

Коробка передач, выполненная по комбинированной схеме, позволяет обеспечить минимальные весовые, габаритные показатели и иметь высокий к.п.д. Коробки передач, выполненные по этой схеме, производятся в Германии, Швеции, Франции, США, России.

Многоступенчатые коробки передач с задним планетарным синхронизированным демультипликатором обладают наибольшей несущей способностью, что и обеспечивает работу с крутящими моментами двигателей до 2700 Н.м и мощностью 500 кВт. Практически в настоящее время и в перспективе эта схема является единственной, позволяющей обеспечить широкий диапазон передаточных чисел - до 18.

4. Применение новых конструкций малогабаритных энергоемких муфтовых синхронизаторов, отличительной особенностью которых являются:

- увеличенная долговечность при одновременном уменьшении осевых размеров, что позволяет выполнить коробку передач в минимальных осевых габаритах;

- использование молибденированных конусов трения синхронизатора, что в 5-10 раз повышает долговечность работы по сравнению с лучшими марками латуни и бронзы;

- полная ремонтопригодность по каждой из деталей синхронизатора (зубчатый венец, муфта, блокирующее кольцо), что исключительно важно для эксплуатации. Производимые в России пальчиковые и обоймовые синхронизаторы, полностью неремонтопригодные по всем

деталям, резко удорожают стоимость ремонта коробки передач и приводят к повышенному расходу металла;

- нечувствительность к крутильным колебаниям и динамическим нагрузкам, в то время как обоймовый и пальчиковый синхронизаторы резко снижают свою долговечность при наличии вышеуказанных факторов;

- применение двухконусных муфтовых синхронизаторов, двукратно повышающих несущую способность.

5. Тенденция установки шестерен на валах на игольчатых подшипниках в сепараторах, что позволяет существенно повысить скоростной режим работы коробки передач, а также улучшить центрирование шестерен на валах. Данное конструктивное решение в сочетании со смазкой под давлением, что особенно необходимо для высоконагруженных коробок передач, обеспечивает гарантированно надежную работу этого узла.

6. Все возрастающее применение автоматизированного управления сцеплением и переключением передач. Практически все известные фирмы, как, например, «Цанрад Фабрик», «Вольво»,«Мерседес-Бенц», «Скания»,«Рено», «Итон» и др. устанавливают в виде штатного или по требованию заказчика автоматизированное электропневматическое управление коробками передач. При этом, как правило, это управление в первую очередь предназначено для применения на многоступенчатых коробках передач. Применение автоматизированного управления обеспечивает:

- облегчение и упрощение управления;

- уменьшение в 1,5-2 раза времени переключения передач и, соответственно, улучшение разгонных качеств автомобиля;

- улучшение компоновочных возможностей автомобиля;

- повышение экономичности автомобиля за счет автоматического оптимального выбора момента переключения;

- значительное повышение ресурса работы синхронизаторов за счет уменьшения динамических нагрузок на конусах синхронизаторов.

7. Определилась тенденция резкого повышения крутящих моментов двигателей при одновременном значительном возрастании требований к коробкам передач по ресурсу. Буквально за 15-лет крутящие моменты двигателей на автопоездах и тяжелых самосвалах возросли с 1200-1400 Н.м до 1800-2700 Н.м, а требования по ресурсу для коробок передач автопоездов практически возросли на порядок: американские фирмы называют гарантийный пробег коробок передач в пределах 800-1200 тыс. миль, по времени - 2 года с заменой агрегата в случае его отказа в течение 48 ч. Получается фактически, что величина пробега,

которая еще несколько лет назад рекламировалась как ресурс, теперь регламентируется в качестве гарантийного пробега. При этом необходимо учитывать тот факт, что величины крутящих моментов двигателей значительно возросли. Требование увеличения ресурса определяется экономической целесообразностью, так как выход из строя агрегата и обусловленная этим стоимость простоя автомобиля или автопоезда значительно превосходит затраты, связанные с созданием не просто надежного, а гарантированно надежного долговечного агрегата.

Создание таких агрегатов требует весьма большого объема экспериментальных работ, связанных с предельной оптимизацией каждого из элементов коробки передач.

Возрастающие требования по ресурсу трансмиссионных агрегатов для тяжелых автопоездов играют не последнюю роль и в экологическом плане, так как утилизация двух-трех агрегатов до списания автомобиля требует дополнительной затраты энергоресурсов.

Таким образом, как в плане ресурсосбережения, так и улучшения экологической обстановки и повышения производительности автотранспорта экономически целесообразно увеличивать ресурс агрегатов, предназначенный для грузовых автомобилей, автобусов и, особенно, для тяжелых автопоездов, которые имеют большие годовые пробеги.

Затем на первом этапе выполнения НИР [1] было произведено исследование объекта НИР и систематизированы сведения о конструкциях коробок передач и системах их управления.

На рисунке 5.1 представлена классификация коробок передач, откуда следует большое многообразие их конструкций. По наличию ступеней коробки передач делятся на три типа: бесступенчатые, ступенчатые и комбинированные.

Бесступенчатые коробки передач по характеру преобразования крутящего момента разделяют на статические передачи (коробки передач) и динамические передачи.

По способу преобразования крутящего момента коробки передач можно разбить на следующие основные типы:

1) механические (шестеренные, фрикционные, импульсные);
2) гидравлические (гидростатические или гидрообъемные и гидродинамические.
3) электрические;
4) комбинированные (гидромеханические, электромеханические).

В данной работе рассматриваются механические шестеренчатые коробки передач, получившие наибольшее распространение на легковых и грузовых автомобилях.

По числу ступеней коробки передач делятся на трех-, четырех-, пяти-, шести- и многоступенчатые. Задний ход при этом не учитывается.

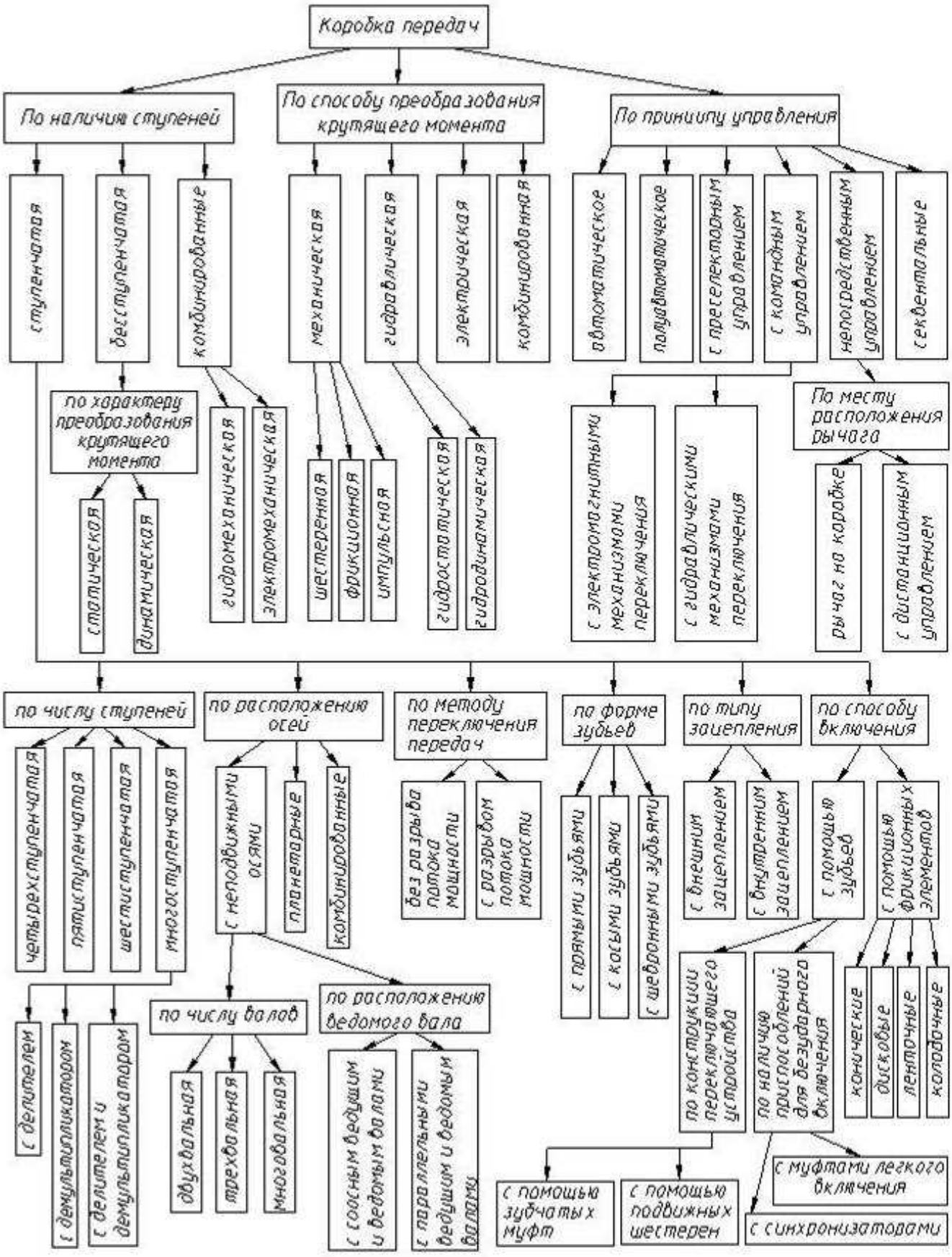


Рисунок 5.1 – Классификация коробок передач

Многоступенчатые коробки передач используются на автомобилях большой грузоподъемности, автомобилях тягачах, работающих с прицепным составом, для

улучшения их тяговых и экономических свойств. Число передач при этом может быть от 8 до 24. В основе конструкций таких коробок передач лежит базовая ступенчатая коробка передач, в общем картере с которой размещен повышающий редуктор (делитель) или понижающий редуктор (демультипликатор), а иногда в одном картере с коробкой передач размещаются и делитель, и демультипликатор.

По расположению осей механические шестеренчатые коробки можно разделить на три основных типа: планетарные, с неподвижными осями и комбинированные.

Коробки передач с неподвижными осями различают по числу валов: двухвальные, трехвальные и многовальные, а также по расположению ведомого вала: с параллельным или соосным ведущим и ведомым валами.

В современных коробках передач шестерни находятся в постоянном зацеплении, кроме этого, устанавливаются приспособления для безударного включения передач (синхронизаторы), а также используются косые зубья вместо прямых, что уменьшает шумность.

По методу переключения передач коробки подразделяют на коробки с разрывом потока мощности и без его разрыва. Передача потока мощности без разрыва осуществляется в автоматических гидромеханических коробках и роботизированных коробках с преселективным управлением (например, коробка передач DSG фирмы Volkswagen, S tronic фирмы Audi, PDK фирмы Porsche).

По способу управления коробки передач могут быть с автоматическим, полуавтоматическим, преселекторным, командным и непосредственным управлением.

Автоматическое управление применяется в бесступенчатых гидродинамических передачах. В гидротрансформаторе автоматически изменяются обороты ведомой части (турбины) при изменении нагрузки или положения педали управления дроссельной заслонкой. В гидромеханических коробках передач саморегулирование происходит только в диапазоне работы гидротрансформатора, а передачи могут включаться либо автоматически, либо водителем. В последнем случае коробка передач является полуавтоматической. При наличии преселекторного управления водитель предварительно выбирает нужную передачу, но само включение осуществляется только после дополнительного нажатия на специальную педаль (кнопку) или после отпускания педали управления дроссельной заслонкой. Командное управление осуществляется в случае перемещения водителем либо рычажка на рулевой колонке, либо кнопкой на рулевом колесе, включающей соответствующий контакт, а переключение происходит с помощью актуатора. В настоящее время во многих механических коробках передач с преселекторным и командным управлением процесс

переключения передач автоматизирован на основе применения микропроцессорной техники, поэтому эти коробки передач также называют роботизированными.

Среди ступенчатых коробок передач наибольшее распространение получили коробки с неподвижными осями валов: двух- и трехвальные коробки передач.

Основные характеристики ступенчатой коробки передач, определяющие при прочих равных условиях относительные величины нагрузок на отдельные элементы,— диапазон и шаг передаточных чисел. Диапазон КП – это отношение передаточных чисел низшей и высшей передач: $Д_{кп} = i_1 : i_{бысш}$, а шаг – отношение передаточных чисел двух соседних передач: $q = i_K : i_{k+1}$.

На первом этапе НИР [1] были представлены кинематические схемы двух и трехвальных коробок передач с числом ступеней от четырех до шести.

Число передач, диапазон и схема КП оказывают влияние на условия работы основных ее элементов. По отношению к зубчатым колесам число передач, диапазон и схема КП определяют относительную продолжительность работы под нагрузкой, подверженность торцовым износам (сколам), величины передаточных чисел и, следовательно, условия зацепления в отдельных парах, характер цикла напряжения изгиба в зубьях. Число передач, диапазон и схема КП, изменяя величину приведенного суммарного момента инерции $J_{ПΣ}$ и перепады угловых скоростей шестерен соседних передач, оказывают также влияние на напряженность зубчатых муфт и синхронизаторов.

При различном числе передач, но одинаковых диапазонах и идентичном формировании низших передач и заднего хода КП с числом передач 4-6 отличаются друг от друга лишь количеством зубчатых колес и плотностью ряда передаточных чисел. КП с большим числом передач имеют большее количество зубчатых колес и меньшее значение шага $q_{ср}$, поэтому условия работы зубчатых колес несколько облегчаются за счет сокращения относительного времени работы на каждой из промежуточных передач и уменьшения передаточных чисел в отдельных парах зубчатых колес.

При одинаковом числе передач схемы трехвальных КП могут отличаться количеством рядов с постоянным зацеплением зубчатых колес, количеством вилок переключения и дополнительных зубчатых венцов, применяемых для получения передачи заднего хода.

На общую напряженность, величины потерь и надежность трехвальной КП, выполненной по классической схеме, в некоторой степени влияет относительная продолжительность использования прямой передачи. В большинстве трехвальных КП прямая передача наиболее употребительна. При этом преобладающая часть общего пробега автомобиля совершается с минимальными потерями и износами в КП. Наряду с этим распространены и трехвальные КП с так называемой ускоряющей передачей, в которых

прямая передача уже не является высшей и наиболее употребительной. Вначале появление трехвальных КП с ускоряющей передачей было вызвано стремлением уменьшить частоту вращения вала двигателя и соответственно износы двигателя при движении автомобиля без груза.

Коробки передач с ускоряющей передачей рекомендовались для автомобилей с технологически неизбежными холостыми пробегами, например для самосвалов. Рост удельных мощностей двигателей позволил использовать и в таких автомобилях главным образом ускоряющую передачу как на холостых, так и на грузовых пробегах.

Выбор схемы КП при проектировании определяется не только относительной напряженностью основных ее элементов, но и рядом других соображений или требований, среди которых особое место занимают габаритные и весовые ограничения, требования к удобству управления, требования унификации.

К габаритным ограничениям относится, например, ограничение межосевого расстояния трехвальной КП, с учетом которого для ряда интервалов входного крутящего момента устанавливается рациональный ряд значений межосевого расстояния. Так, для интервала входного крутящего момента 900-1150 Нм рациональным значением межосевого расстояния трехвальной КП является 160 мм, для 1500-2700 Нм соответственно 170 мм [1].

Ограничивая межосевое расстояние механических коробок передач, конструкторы стремятся получить по-возможности меньший вес коробки, наименьшие окружные скорости зубчатых колес (для уменьшения шума и динамических нагрузок) и моменты инерции (для обеспечения легкости управления), больший просвет под коробкой. Удовлетворяя ограничению межосевого расстояния, современные конструкции механических коробок передач должны иметь высокий срок службы — не менее 650 000 км пробега автомобиля. В настоящее время решается вопрос об обеспечении и более высокого срока службы – до 1000000 км. Наряду с этим современные механические трансмиссии достигают мощности 600-700 л.с. при входном крутящем моменте на первичном валу КП порядка до 2700 Нм.

В настоящее время для большинства грузовых автомобилей и тягачей автопоездов производства зарубежных фирм широко применяются многоступенчатые коробки передач, использование которых позволяет обеспечить высокие тягово-скоростные качества, снизить расход топлива и повысить экологические свойства. Буквально за 15-лет крутящие моменты двигателей на автопоездах и тяжелых самосвалах возросли с 1200-1400 Н.м до 1800-2700 Н.м, а требования по ресурсу для коробок передач автопоездов практически возросли на порядок. Создание гарантированно надежного, долговечного агрегата требует весьма

большого объема экспериментальных работ, связанных с предельной оптимизацией каждого из элементов коробки передач

Естественно, что создание КП для механической трансмиссии большой мощности, удовлетворяющей требованиям по сроку службы, легкости управления, по шумовым качествам и т. д., связано с рядом трудностей. В результате исследований появились конструкции, в которых при сохранении принципиальной схемы трехвальной КП применено внутреннее разделение потока мощности путем установки двух или трех промежуточных валов вместо одного. Разветвляясь в приводе промежуточных валов на две или три параллельные ветви, поток мощности в таких КП затем объединяется на выходных шестернях каждой передачи. Это коробки передач: IFA W50L КП с многоопорными валами, «Фуллер» (США), КП с двумя промежуточными валами, «МАК» (США), КП с тремя промежуточными валами, ZF ASTronic и другие. Отмеченные качества указаннызх коробок достигаются усложнением конструкции: увеличивается количество деталей, принимаются специальные меры по выравниванию нагрузок в параллельных ветвях потока и обеспечению условий сборки.

Чтобы эффективнее использовать автомобили на дальних перевозках, создаются тяжелые автопоезда, удельная мощность которых по отношению к удельной мощности одиночных автомобилей значительно меньшая. Ее снижение в некоторой степени компенсируется уменьшением шага передаточных чисел до значений q_{cp}=1.3-1.4, увеличением числа передач и небольшим увеличением диапазона трансмиссии. Сначала для этого устанавливалась дополнительная коробка в виде самостоятельного агрегата. В настоящее время применяется более рациональное решение – основная КП и дополнительная выполняются в одном агрегате, получившем название многоступенчатой КП. В большинстве случаев многоступенчатая КП образуется на базе основной четырех-, пяти- или шестиступенчатой КП, имеющей классическую трехвальную схему, путем установки к последней дополнительного редуктора.

Чаще всего этот редуктор выполняется двухступенчатым и обеспечивает получение удвоенного числа передач. Таким образом, на базе основной четырехступенчатой КП получается восьмиступенчатая, на базе пятиступенчатой КП-десятиступенчатая, на базе шестиступенчатой КП – двенадцатиступенчатая.

Напряженность элементов основной четырех-, пяти- или шестиступенчатой КП, входящей в состав соответствующе многоступенчатой, определяется не столько схемой основной КП, сколько схемой расположения дополнительного редуктора. Наименее напряженной основная часть многоступенчатой коробки получается при установке заднего понижающего редуктора с относительно большим диапазоном. Это обусловлено малым

диапазоном основной части КП и плотным рядом ее передаточных чисел. На первом этапе выполнения НИР представлены кинематические схемы указанных коробок передач: Восьмиступенчатая КП «Вольво» R 61 (Швеция), Девятиступенчатая КП ZF5S-110GP (Германия), Десятиступенчатая КП для автопоездов КамАЗ-14, четырнадцатистцпенчатя коробка SR-2000 «Вольво», четырнадцатиступенчатая коробка VT2014 «Вольво», шестнадцатиступенчатая коробка ZF 16S220, шестнадатиступенчатая коробка передач Renault B18, двенадцатиступенчатая коробка передач Eaton «Twin Splitter» TS 116-12, TS 136-12, восьмиступенчатая коробка Scania GR900 (фирмы «Скания»), двенадцатиступенчатя коробка GRS900 и другие.

Анализ различных типов трансмиссии показал [1, 17-21], что трансмиссии механические исполнения обладают рядом важных достоинств, основными из которых являются:

1) Простота конструкции, благодаря чему достигается высокая надежность и низкая стоимость механической трансмиссии.

2) Обеспечение по сравнению с иными типами трансмиссии наилучшей топливной экономичности автомобиля, поскольку механические трансмиссии имеют самый высокий КПД.

3) Минимальный объем технического обслуживания и простота ремонта узлов механической трансмиссии.

Поэтому, в современных легких коммерческих автомобилях и грузовых автомобилях различной грузоподъемности, в том числе развозных грузовых автомобилях, автомобилях средней и большой грузоподъемности, автопоездах и других, преимущественное применение получили механические трансмиссии, содержащие в своем составе механическую ступенчатую коробку передач и фрикционное сцепление. Управление такими трансмиссиями осуществляется непосредственным воздействием водителя на соответствующие приводные механизмы.

Вместе с тем, механические трансмиссии с приводами, на которые непосредственно воздействует водитель, не обеспечивают такого же удобства управления автомобилем, как это достигается с помощью трансмиссий, выполненных с полуавтоматическим или полностью автоматическим управлением. По этой причине ряд ведущих автомобилестроительных фирм (Mercedes-Benz, MAN, Volvo, Renault, DAF, Scania и другие) с целью повышения конкурентоспособности выпускаемых ими автомобилей интенсифицировали в последние годы разработки полуавтоматических и автоматизированных трансмиссий на базе механических ступенчатых коробок передач и фрикционных сцеплений. В таких трансмиссиях сохраняются

указанные выше достоинства обычных механических трансмиссий и, вместе с тем, обеспечивается существенное облегчение и упрощение действий водителя.

В первом отчете о НИР [1] рассмотрены: система управления 12-ступенчатой полуавтоматической трансмиссией типа «SAMT» , выпускаемой фирмой «Итон» (Eaton, США), система полуавтоматического управления 8-ступенчатой механической трансмиссией типа «ZF – Семишифт», система автоматизированного управления механической трансмиссией типа «CAG» (Scania, Щвеция), система управления трансмиссией «Робошифт» и система автоматизированного управления трансмиссией, именуемая термином «Гиротроник» (Volvo, Щвеция), электронно-механическая система контроля трансмиссии TSC (Knorr-Bremze Group, Венгрия), трансмиссия с микропроцессорной системой управления типа NAVI-5 фирмы Isuzu (Япония), систему управления автоматических коробок передач для тяжелых грузовых автомобилей AS-Tronic, схему электропневматического управления делителем коробок передач Scania GR801. Следует отметить, что там же подробно рассмотрен наиболее близкий аналог системы автоматического управления коробкой передач – электропневматический привод управления, обеспечивающий дистанционное переключение передач в коробках моделей КамАЗ-14, КамАЗ-141, ЯМЗ-236, ЯМЗ-239, САА3-695 (ЗИЛ) и других, разработанный и изготовленный фирмой КОРА (РФ).

Для выбора наиболее перспективных технических решений на первом этапе выполнения НИР были проведены патентные исследования в соответствии ГОСТ15.011-96.

В качестве приоритетных были выбраны следующие направления поиска:

- исследование материала по конструкциям различного типа механических трансмиссий;
- исследование способов автоматизирования и управления механическими ступенчатыми трансмиссиями.

Было отмечено, что направление поиска «Исследование способов автоматизирования и управления механическими ступенчатыми трансмиссиями» в настоящее время является динамично развивающимся. После изучения классификационных рубрик МПК, отобранные патенты были разделены на группы по следующим направлениям:

– многоступенчатые механические трансмиссии;

– системы и способы управления автоматическим переключением передач;

– способы автоматического управления сцеплением.

На основании проведенного анализа патентов в области различных типов коробок передач и систем управления ими можно сделать выводы об основных перспективах развития трансмиссий большегрузных автомобилей с мехатронной системой управления:

– автоматизация переключения передач в механических ступенчатых коробках с

неподвижными валами;

– развитие конструкций коробок передач с двойным входным валом и адаптация их для работы на тяжёлой технике.

Кроме того, следует отметить наиболее интересные патенты с точки зрения выполнения НИР по созданию трансмиссий с мехатронными системами управления. К таковым относятся:

– по конструкции трансмиссии – патент РФ № 2267675, патент США № 5966989 и патент США № US 6832529.

– по автоматической системе управления переключением передач: патент США № US 6536569, патент США № US 6949051, а также патент РФ № 2123440.

– по автоматическому управлению сцеплением: патент США № US 6949051 и патент РФ №2388944.

Основываясь на сделанных выводах о перспективах развития трансмиссий грузовых автомобилей и мехатронных систем управления ими, были намечены наиболее актуальные на сегодняшний день направления разработок. Дополнительно для этого был проведен анализ кинематических схем трансмиссий грузовых автомобилей. На всех схемах отмечены характерные точки трансмиссии, в которых происходит деление мощности. Способ деления мощности оказывает заметное влияние на относительные величины нагрузок в звеньях, расположенных за данным узлом. При блокированном делении мощности образуются замкнутые через опорную поверхность ведущих колес автомобиля контуры, имеющие в своем составе соответствующие валы и зубчатые колеса трансмиссии. В этих замкнутых контурах при наличии кинематического несоответствия наблюдаются циркуляция паразитной мощности и возрастание нагрузок на элементы контура свыше тех, которые соответствуют полезной работе. Дифференциальное деление мощности обеспечивается установкой в узел деления мощности дифференциала. При малом внутреннем трении дифференциал практически исключает циркуляцию паразитной мощности, что улучшает условия работы элементов трансмиссии.

Особое внимание необходимо уделять снижению внутренних потерь в коробке передач, что в значительной степени способствует уменьшению расхода топлива транспортного средства [9]. Увеличенное число передач с меньшими интервалами ступеней трансмиссии еще ни в коей степени не гарантирует уменьшения расхода топлива. Только в сочетании с низкими внутренними потерями, которые зависят от весьма большого числа конструкторских отличительных особенностей, можно рассчитывать на снижение расхода топлива за счет применения современной коробки передач.

Предварительно определены основные параметры типоразмерного ряда перспективных малогабаритных коробок передач в диапазоне крутящих моментов от 300 до 2700 Нм., разработаны их кинематические схемы, представлены потоки мощности, созданы эскизные варианты продольных разрезов коробок передач. Для всего типоразмерного ряда инновационных малогабаритных коробок передач от М6-300 до ТМ16-2000 предусматриваются следующие виды управления: механическое или пневмомеханическое; электропневматическое: преселективное или командное (полуавтоматическое); автоматическое. Для управления коробками передач всего семейства требуются два механизма управления:

- Четырех ходовой для управления 6 ступенчатыми коробками передач;
- трех ходовой для управления 8-, 10-, 12- и 16 - ступенчатыми коробками передач.

Одновременно для управления всем семейством коробок передач требуются два унифицированных контроллера. Управление делителем в 12 и 16 ступенчатых коробках передач производится автоматически при работе как на режиме автоматического, так и командного управления.

Сравнение контактной несущей способности коробок передач ZF AS2200 и ТМ16-2000, проведенное на первом этапе НИР [13, 23], показали, что:

- напряженность 1-й пары шестерен ZF AS2200 на 12% меньше, чем у ТМ16-2000;
- напряженность 2-ой пары в режиме 16-ой передачи в коробке передач ТМ16-2000 меньше на 35% по сравнению с коробкой передач ZF 16AS2200, поскольку здесь данная пара работает в режиме 15-ой передачи.
- напряженность 5-ой пары у ТМ16-2000 на 29% меньше, чем у ZF 16AS2200;
- напряженность шестерен планетарного ряда коробки передач 16AS2200 сравнительно с напряженностью планетарного ряда коробки передач ZF S16-220 возросла на 24%, а по отношению к напряженности шестерен планетарного ряда коробки передач ТМ16-2000 на 60%.

Эскизный проект коробки передач ТМ16-2000 показал, что она может быть короче коробки передач ZF S16-220 на 30% и по отношению к коробке передач 16AS2200 на 15%, несмотря на то, что в коробке передач ZF 16AS2200 установлено 2 промежуточных вала и отсутствуют 2 синхронизатора, что уменьшает осевой размер коробки передач ZF 16AS2200 на 20 мм.

При установке коробки передач с высшей повышающей передачей на автомобиль, на котором предполагается установка коробки передач с высшей прямой передачей при том же передаточном числе главной передачи, при движении на повышающей передаче с одинаковой скоростью будут обороты двигателя на 20% меньше, а это будет в среднем

уменьшение оборотов двигателя на ~ 300 об/мин. Поскольку, снижение оборотов двигателя на каждые 100 об/мин дает уменьшение расхода топлива от 2-х до 3%, то кроме уменьшения шумности и повышения долговечности двигателя, будет наблюдаться улучшение экономических качеств автопоезда.

По системе автоматического управления коробкой передач ZF 16AS2200 можно сделать следующие замечания [24]:

– слишком большое внимание уделяется информации о состоянии, работе, возникающих дефектах при функционировании системы автоматического управления и отсутствует информация о практических решениях повышения надежности работы системы управления - предусмотренных конструкцией системы управления;

– отсутствию дублирующих, резервных или какого-либо иного типа модификаций схем управления, позволяющих автотранспортному средству продолжать движение при возникновении какого-либо дефекта в основной схеме управления.

Аналитическое исследование, проведенное в работе показало, что традиционная схема блокировки дифференциального ряда, как например на ZF 16S-220, является не оптимальной. Наиболее правильно блокировать дифференциальный ряд за счет соединения корончатой шестерни со вторичным валом (рисунок 4.43, 4.47). В этом случае передача момента идет двумя потоками: один поток через солнечную шестерню и сателлит на корончатую шестерню, а второй поток непосредственно от вторичного вала на корончатую шестерню. Такая блокировка резко снижает величину усилия на зубьях солнечной шестерни и практически исключает возможность бринелирования роликов подшипника. В этом случае величина крутящего момента, проходящего через солнечную шестерню, в 4,5 раза меньше, чем в конструкции планетарного демультипликатора фирмы ZF. Установлено, что процессы синхронизации в предложенной конструкции демультипликатора при включении высшего диапазона и одинаковых силовых элементах пневмоприводов происходят в 6-10 раз быстрее.

Комплекс примененных опережающих технических решений заложенных в типоразмерный ряд инновационных малогабаритных коробок передач на первом этапе НИР [1] дает основание считать, что технический уровень разрабатываемых коробок передач соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы.

На втором этапе выполнения НИР [2] представлен разработанный аналитический аппарат для расчетов процессов синхронизации в коробках передач при переменном давлении в полости силового элемента. Выведенные теоретические зависимости позволяют увязать и рассчитать основные параметры пневматического привода (P_p, S, F, V и др.) в зависимости от параметров двигателя $\left(n_{\text{дв}}\right)$, коробки передач ($I, M_{\text{тр}}, r_{\text{с}}, r_{\text{м}}, i_{\text{кп}}$ и др.),

автомобиля $C_м, i_0 r_к$ и др.) и условий сопротивления движению (ψ)при протекании процесса синхронизации при переменном давлении с различным истечением воздуха в пневматический цилиндр: а) критическом, б) подкритической и в) при постоянном давлении (рисунок 5.2).

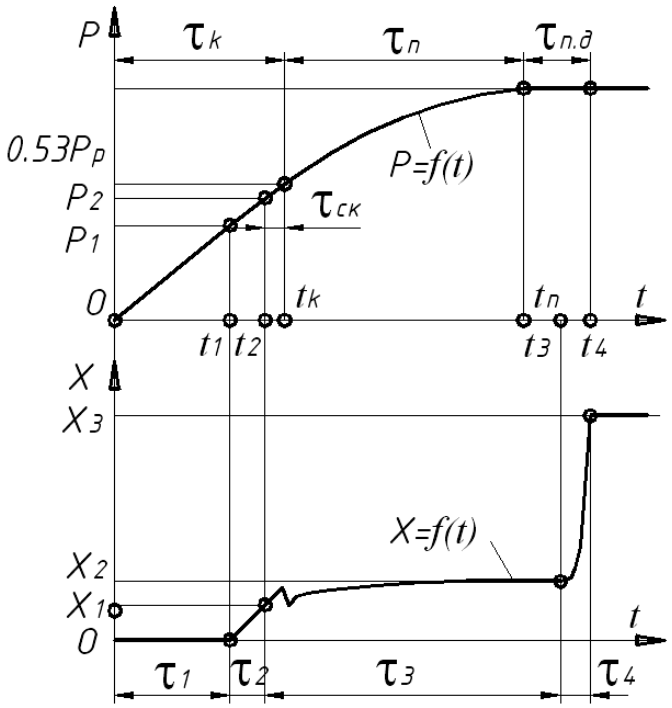


Рисунок 5.2 - Циклограмма процесса включения передачи при переменном давлении в пневматическом цилиндре: к – зона критического истечения; п – зона подкритического истечения; п.д – зона постоянного давления.

При чем, замена криволинейной зависимости давления в функции времени $P = f(t)$ для подкритической зоны истечения линейной зависимостью вполне допустима и дает практически удобные выражения связи, позволяющие получить простые расчетные зависимости.

Полученные уравнения позволяют рассчитать основные параметры процесса синхронизации:

а) величину динамических нагрузок при схождении конусов трения;

б) время синхронизации;

в) скорость автомобиля после окончания процесса синхронизации;

г) работу, затраченную на разгон или замедление автомобиля в процессе синхронизации;

д) работу буксования синхронизатора;

е) работу буксования на муфте синхронизатора.

Анализ зависимостей, определяющих работу буксования, показывает, что для автомобилей, работающих в основном в условиях небольших сопротивлений движению

($\psi < 0{,}1$) более рациональным с точки зрения уменьшения работы буксования синхронизатора является уменьшение момента синхронизации. Если же автомобиль работает при больших коэффициентах сопротивления движению ($\psi > 0{,}1$) желательным является увеличение момента синхронизации, так как в этом случае с улучшением динамических показателей автомобиля одновременно будет уменьшаться работа буксования синхронизатора.

Выведенные теоретические зависимости позволяют рассчитать время разблокировки синхронизатора для различных случаев переключения передач, а также величину усилия, необходимую для разблокировки в зависимости от параметров синхронизатора и величин действующих моментов.

Анализ выведенных зависимостей показывает, что с увеличением передаточного числа включаемой передачи за счет возрастания приведенного момента инерции ведущих деталей коробки передач, а также увеличения приведенных действующих моментов сопротивления условия разблокировки ухудшаются. Для улучшения условий разблокировки синхронизатора является рациональной установка синхронизатора низших передач на промежуточном валу коробки. Это обусловит уменьшение момента инерции ведущих частей коробки передач и действующих приведенных моментов сопротивления, мешающих разблокировке.

Сравнительный анализ расчетных и теоретических данных показал разницу не более 10 – 40%, что подтверждает приемлемость принятых допущений при выводе расчетных зависимостей, описывающих процесс включения передачи.

Также на втором этапе НИР [2] разработан аналитический аппарат для расчета геометрических параметров малогабаритных энергоемких синхронизаторов с применением кольцевых пружинных элементов. Разработанные и приведенные аналитические зависимости позволяют рассчитать все основные геометрические и прочностные параметры принципиально новой простой малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач (рисунок 1.14, 5.3).

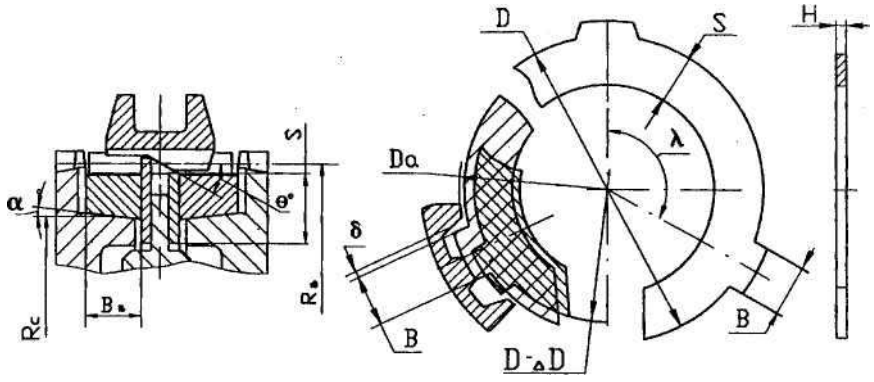


Рисунок 5.3 – Расчетная схема синхронизатора

Кроме этого, на втором этапе выполнения НИР [2] получены аналитические зависимости для определения показателя контактной и изгибной удельной несущей способности для передач с внешним зацеплением и планетарных передач, а также расчетные зависимости для сравнительной долговечности, которая дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя. Полученные аналитические зависимости удельной несущей способности позволяют достаточно быстро сравнить несущие способности коробок передач, выполненных по различным кинематическим схемам, например коробки передач с двумя или тремя промежуточными валами (коробки передач фирм «Итон», «Спэйсер», «Мак») с коробками передач, имеющими трехвальный основной редуктор, в том числе со встроенным делителем в сочетании с задним планетарным демультипликатором (коробки передач фирм «Цанрад Фабрик», «Мерседес-Бенц», «Вольво», «Рено», ЯМЗ и т.д.), и на основе только конструктивных особенностей (при прочих равных условиях) дать оценку их сравнительной долговечности.

В результате анализ силовых, геометрических, кинематических и расчетных параметров, определяющих сравнительные величины изгибной и контактной несущих способностей, позволил выявить существенные преимущества коробки передач ТМ16-2000 по отношению к ближайшим аналогам ведущих фирм в области трансмиссий (ZF 16S220, ZF 16S118, Mercedes-Benz, G80-16/11,9, Volvo SR-2000):

- осевой габарит коробки передач ТМ 16-2000 на 23% (170 мм) меньше по сравнению с коробкой передач 16S220, имеющей равную величину входного крутящего момента;

- величина диапазона передаточных чисел коробки передач ТМ16-2000 в среднем по сравнению с аналогами больше на 8,7%;

- показатель изгибной несущей способности основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,29 раза;

- показатель контактной несущей способностью основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,3 раза;

- показатель изгибной несущей способности планетарного демультипликатора в среднем больше в 1,47 раза;

- показатель контактной несущей способности планетарного демультипликатора в 1,33 раза больше.

Полученные результаты и проведенный анализ показывают существенные преимущества коробки передач ТМ 16-2000 по отношению к ближайшим аналогам по целому комплексу показателей, в том числе, что особенно важно, по изгибной и контактной напряженности

шестерен коробки передач ТМ 16-2000 существенно ниже напряженности шестерен коробок – аналогов, таких как ZF 16S220, ZF 16S118, Mercedes-Benz, G80-16/11,9, Volvo SR-2000.

На третьем этапе выполнения НИР [3] представлены основные параметры типоразмерного ряда перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач, включающего в себя всего тринадцать коробок передач, из которых пять базовых типоразмеров, где три являются 6 ступенчатыми и две - многоступенчатыми, соответственно 8 и 16 ступенчатыми коробками передач (таблица 5.1). Типоразмеры 1,4,5.1,5.2,3 имеют модификации с высшей прямой передачей

Таблица 5.1- Основные параметры перспективных коробок передач

Типоразмер, Модифи-кации	Обозначение коробки передач	Входной момент, нм	Число передач	Диапазон	Осевой габарит по торцам картера, мм	Межцентровое расстояние, мм	Масса без картера сцепления, кг
1	М6-300	360	6	9,25	295	100	51,5
2	М6-700	750	6	9,10	380	135	120
3	М6-1100	1300	6	9,10	460	165	205
4	ТМ8-1300	1650	8	12,38	460	135	160
5	ТМ16-2000	2200	16	17,04	570	170	320
5.1	ТМ8-2700	2600	8	13,77	485	170	280
5.2.	ТМ10-2000	2700	10	14.07	570	170	300
5.3	ТМ12-1800	2200	12	15,05	500	170	290
5.4	ТМ16-2000	2200	16	17,04	615	170	335

На этом же этапе работы разработаны кинематические и силовые схемы для перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач из представленного типоразмерного ряда. Рассмотрены конструктивные особенностями трех типоразмеров 6 ступенчатых коробок передач, охватывающих более чем 4 кратный диапазон крутящих моментов - от 300 до 1300 Нм, и многоступенчатых коробок передач семейства ТМ (10 модификаций), две из которых - ТМ8-1300 и ТМ16-2000 являются базовыми типоразмерами.

Впервые в мировой практике разработаны оригинальные опережающие технические решения для перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач, которые позволили выполнить все коробки передач по предельно простой трехвальной кинематической схеме без каких-либо дополнительных опор и паразитных деталей.

При разработке коробок передач использован так называемый модульный принцип, в соответствии с которым коробка передач комплектуется из функционально-самостоятельных узлов и механизмов. Особенностью кинематической схемы коробки передач ТМ является то, что оси солнечной шестерни и сателлитов планетарного демультипликатора всегда при

любом перекосе в процессе прогиба вторичного вала остаются параллельными, т.е. они самоустанавливаются. Для переключения диапазонов использована перемещающаяся в осевом направлении коронная шестерня с внутренними зубьями, что значительно упрощает конструкцию элементов переключения и сокращает осевой габаритный размер, а блокировка планетарного ряда производится при соединении коронной и солнечной шестерен. В основном редукторе и в демультипликаторах используются малогабаритные бессухарные синхронизаторы муфтового типа с молибденированными блокирующими кольцами, рассчитанные по методике, представленной на втором этапе выполнения НИР.

Механизм переключения выполнен в виде самостоятельного узла передач, упрощающего конструкцию корпусных деталей и сборку коробки передач; сокращающего в 2-2,5 раза длину штоков, в котором используются высокотехнологичные унифицированные для трёх синхронизаторов вилки.

Управление основным редуктором, делителем и демультипликатором осуществляется с помощью электропневматических механизмов, выполненных в виде самостоятельных узлов.

Окончательно определены геометрические и прочностные параметры шестерен основного редуктора перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач, а для многоступенчатых коробок передач серии ТМ – также параметры шестерен делителя и планетарного демультипликатора. Это позволило разработать сборочные чертежи перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением на базе инновационных опережающих конструкторских решений. Разработана рабочая конструкторская документация многоступенчатые синхронизированные малогабиритные коробки передач ТМ16-2000, ТМ8-2700 и М6-300.

На третьем этапе выполнения НИР [3] разработана общая схема управления многоступенчатыми коробками передач типоразмерного ряда (рисунок 5.4, 5.5). Определены критерии формирующие закон переключения передач, обеспечивающие наилучшее согласование параметров двигателя и трансмиссии, и позволяющие достичь требуемых показателей топливной экономичности и тяговой динамики грузовых автомобилей. Определена совокупность зависимостей моментов переключения (закон переключения передач) по всем передачам основного ряда многоступенчатых синхронизированных коробок передач, подлежащим автоматическому управлению, которая выражаться функцией $\boldsymbol{П_{к\pm2}=f(V_a\ ,\ \alpha)}$, зависящей от скорости автомобиля $\boldsymbol{V_a}$ и нагрузки на двигатель $\boldsymbol{\alpha}$ (рисунок 5.6)**.** Разработана схема управления перспективными многоступенчатыми

синхронизированными коробками передач типоразмерного ряда, с заложенным в нее законом оптимального переключения передач (рисунок 1.18).

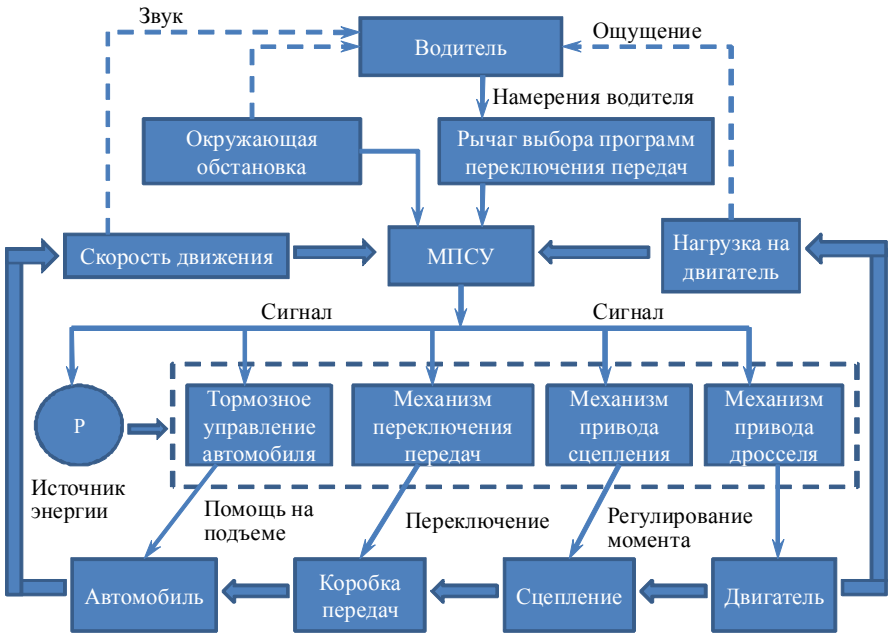


Рисунок 5.4 – Общая блок-схема управления многоступенчатой коробкой передач грузового автомобиля

Рисунок 5.5 – Алгоритм переключения с 3 на 4 передачу основного редуктора многоступенчатых синхронизированных коробок передач

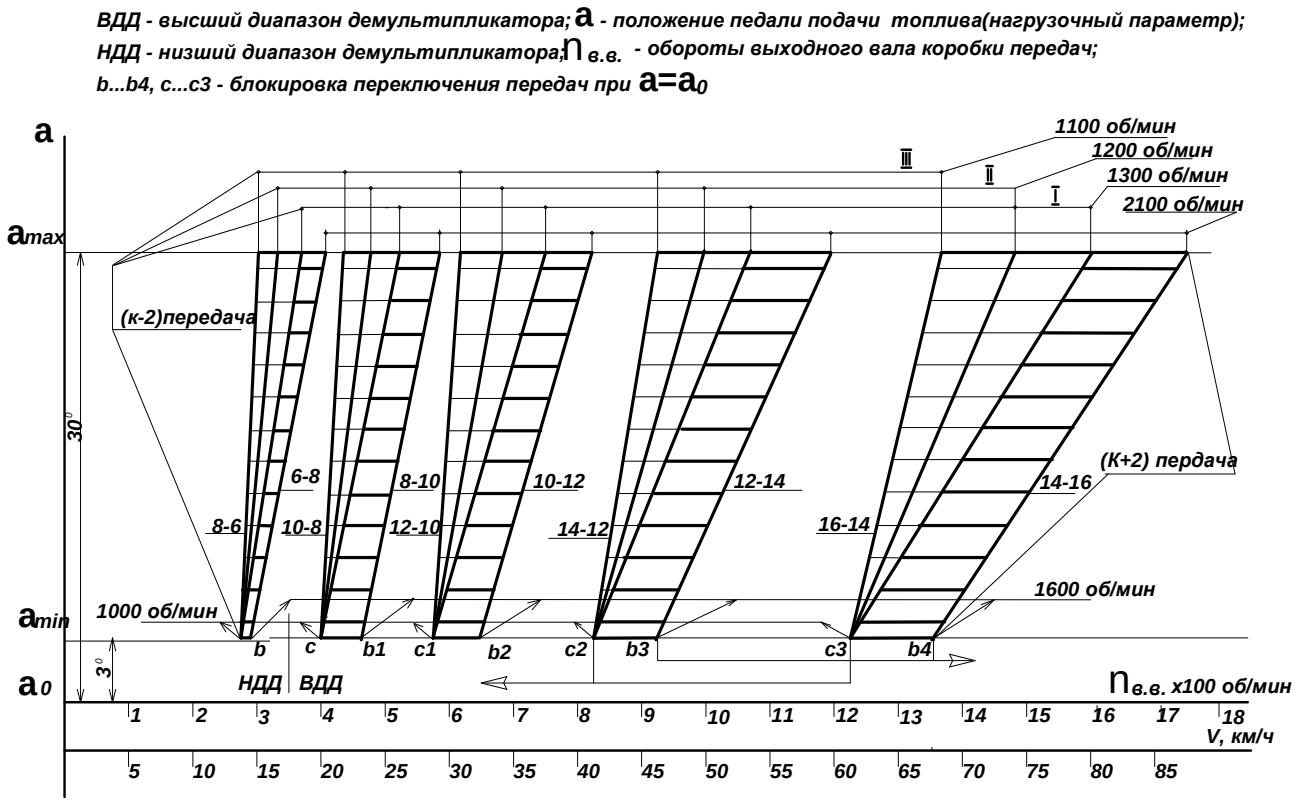


Рисунок 5.6 – Закон переключения передач основного ряда многоступенчатых коробок передач серии ТМ н переключения передач основного ряда многоступенчатых коробок передач

В реальных условиях работы автомобиля величина кинематического интервала ступеней в классическом определении не всегда может достаточно полно характеризовать качества трансмиссии и автомобиля, что потребовало введения понятия действительной величины интервала оборотов ведущих частей трансмиссии, обусловленного изменением скорости автомобиля за время переключения передач: $\lambda_в=f(t)$ – при переключении на высшую передачу, $\lambda_н=f(t)$ – при переключении на низшую передачу.

Проведенные исследования позволили найти аналитические уравнения связи между действительной величиной интервала оборотов ведущих частей трансмиссии и параметрами коробки передач, автомобиля и внешних факторов сопротивления (рисунок 5.7).

Величина действительного интервала оборотов ведущих частей трансмиссии при переключении передач равна величине кинематического интервала оборотов только в случае движения автомобиля под уклон со скоростью $v = 3{,}6 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}}$. Во всех остальных случаях реальных условий эксплуатации автомобиля при значениях кинематических интервалов автомобильных коробок передач, находящихся в диапазоне 1,2 –2, величина действительного интервала оборотов может принимать значения от 0 до +∞.

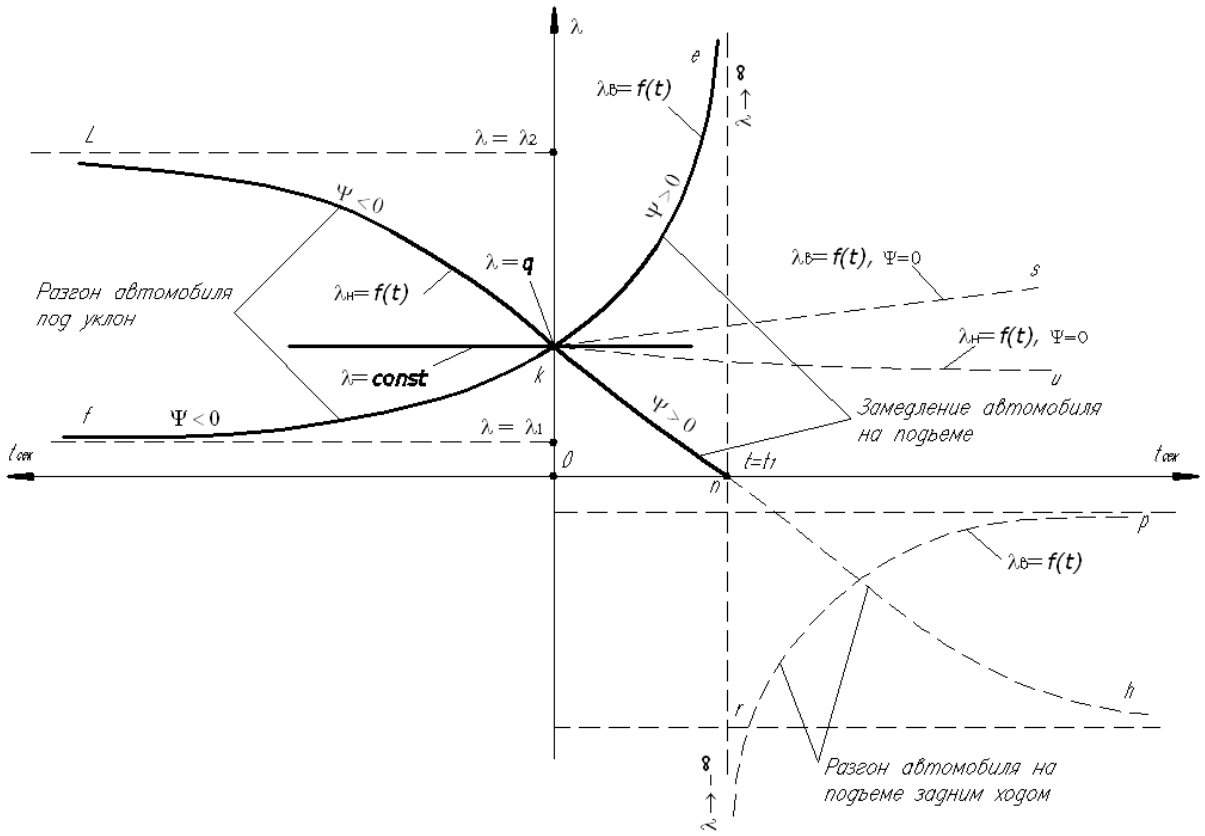


Рисунок 5.7 – График зависимостей $\lambda_в=f(t)$, $\lambda_н=f(t)$
при переключении передач для $\Psi \geq 0$, $\Psi < 0$

При переключении на высшую передачу в зоне больших величин Ψ существенно возрастает величина действительного интервала оборотов, что обусловит увеличение работы синхронизации, в соответствии с чем, в этом случае, целесообразно повышение синхронизирующего момента; это позволит улучшить динамические качества автомобиля и одновременно уменьшить величину работы буксования и соответственно износ синхронизаторов.

При переходе на низшую передачу с целью повышения эффективности торможения двигателем при движении автомобиля под уклон величина действительного интервала оборотов будет возрастать и, как показывают расчеты, в некоторых случаях может лимитировать возможность включения низшей передачи, что подтверждается практикой эксплуатации автомобилей в горных условиях, в соответствии с чем, необходимо для повышения безопасности при движении на крутых спусках перед началом переключения снижать скорость автомобиля.

Расчеты по выведенным зависимостям показывают, что при больших величинах суммарного дорожного сопротивления величина времени переключения передач оказывает на величину действительного интервала оборотов существенно большее влияние, чем

собственно величина кинематического интервала ступеней, что требует уделения особого внимания вопросам легкости и быстроты управления в зоне низших передач при работе автомобиля в тяжелых дорожных условиях.

Величина действительного интервала оборотов является достоверным исходным параметром, который позволит успешнее решать задачи, связанные с выбором системы управления коробкой передач и ее основных параметров в зависимости от назначения автомобиля, определением величин используемой мощности двигателя в зависимости от условий работы автомобиля, определением разгонных и тяговых качеств автомобиля, и другие вопросы теории автомобиля, а также глубже понять процессы происходящих явлений при переключении передач, обусловленные наличием механической ступенчатой трансмиссии.

Кроме этого, на третьем этапе выполнения НИР [3] разработан и изготовлен стенд для испытания коробок передач с мехатронной системой управления, позволяющий исследовать работоспособность коробок передач и получать реальные параметры коробки передач при управлении автоматической системой (рисунок 5.8). Выбрана и установлена на испытательный стенд контрольно-измерительная аппаратура, необходимая для проведения исследований многоступенчатых коробок передач с высокой точностью измерений, соответствующей современному мировому уровню.

Измерительная часть стенда включает бесконтактные датчики крутящего момента типа TF (разработка фирмы Magtrol) с индуктивными датчиками оборотов. На валу двигателя установлен измерительный фланец TF 214 (номинальный момент датчика 1000 Нм), на вторичном валу коробки измерительный фланец TF 217 (номинальный момент датчика 10000) Нм. (рисунок 5.9), которые осуществляют регистрация крутящего момента, скорости вращения валов, время процесса с помощью индикатора крутящего момента 3410 и компьютера с программным обеспечением Torque 1.0 (рисунок 5.10).

Измерительные фланцы представляют вращающуюся часть датчиков, сделаны из стали, включают 4 тензорезистора, соединенных в полный мост, усилитель, фильтр низких частот и A/D преобразователь частот. Это все это крепиться на электромагнитную дорожку по окружности, которая действует как антенна для передачи телеметрического сигнала на ВЧ передатчик и в конечном итоге на преобразователь момента и частоты вращения.

а) Расположение датчика TF 217

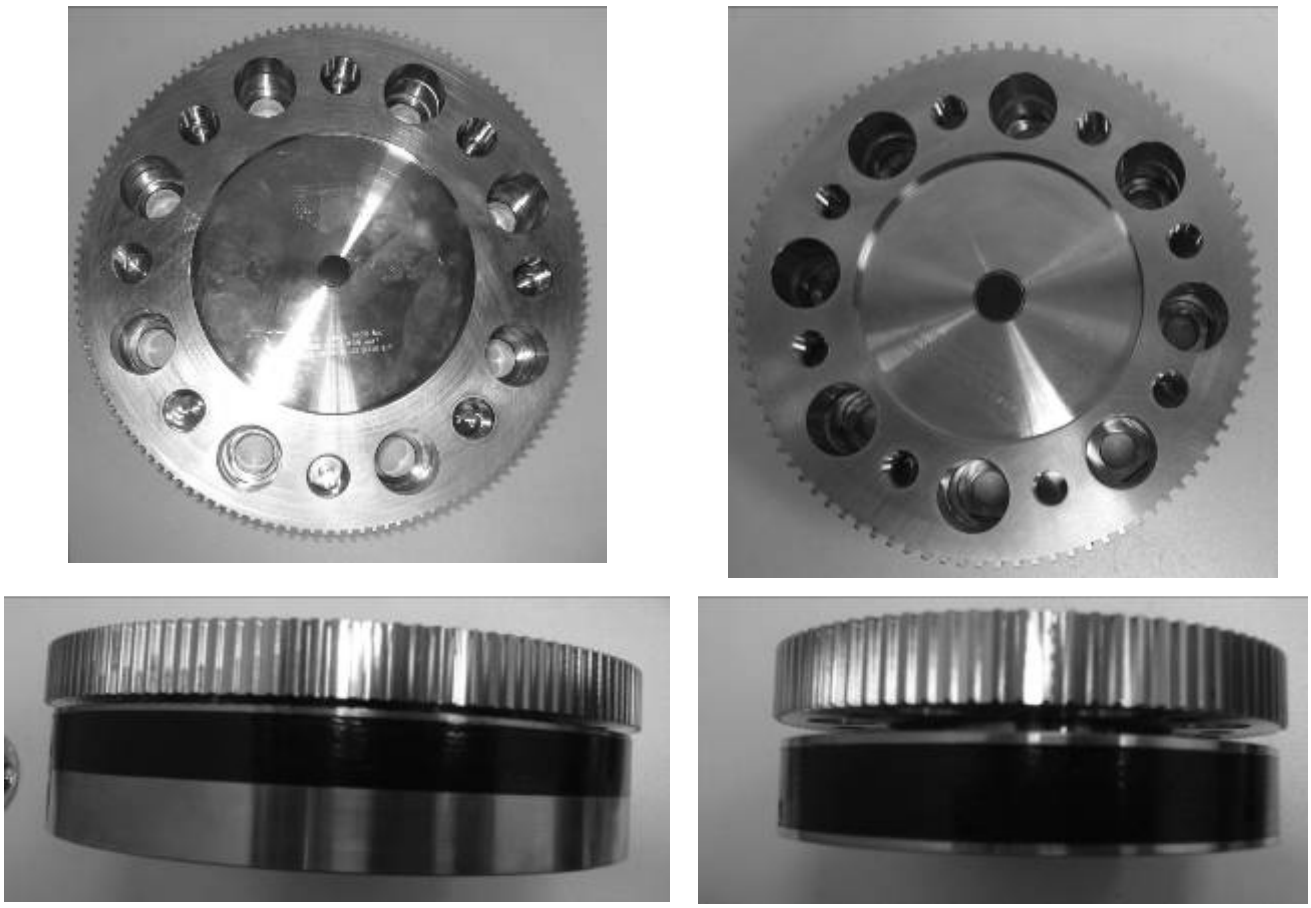
б) Установка коробок передач на стенде

в) Расположение датчика TF 214

г) Соединение с маховиком

д) Внешний вид испытательного стенда

Рисунок 5.8 – Стенд для испытаний коробок передач



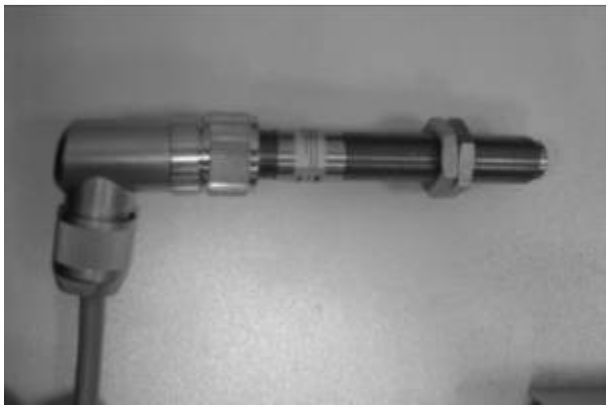
а) Датчик TF 217 б) Датчик TF 217

Рисунок 5.9 – Датчики крутящего момента фирмы Magtrol

Рисунок 5.10 – Индикатор крутящего момента 3410

Датчики частоты вращения и крутящего момента первичного и вторичного валов (рисунок 5.11) позволяют оценить мощности подводимую к коробке передач и отводимую в трансмиссию. Это позволяет оценить коэффициент полезного действия коробки передач на различных передачах. В процессе переключения передач возникает переходный процесс зависящий от момента инерции ведомых частей сцепления и чистоты выключения

сцепления, эти процессы регистрируются и позволяют оценить время переключения передач для отработки алгоритма автоматического управления переключением коробки передач.



а) Датчик оборотов

б) ВЧ передатчик

Рисунок 5.11 – Компоненты контрольно-измерительной системы

На рисунке 5.12 представлена схема соединения датчиков с персональным ЭВМ..

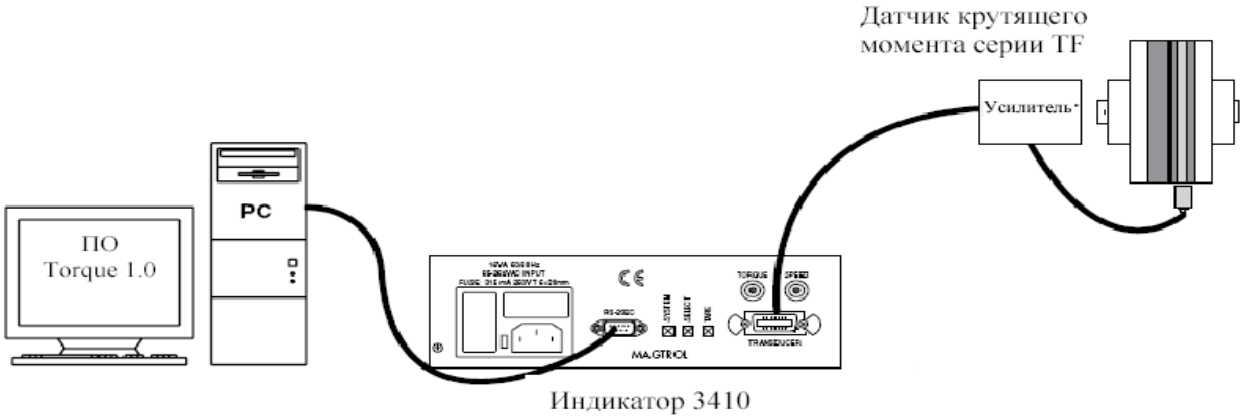


Рисунок 5.12 - Схема соединения датчиков с персональным ЭВМ

На четвертом этапе выполнения НИР были изготовлены экспериментальное образцы унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач (раздел 1, данного отчете о НИР): коробка М6-300, ТМ8-2700 и ТМ16-2000. Представлена их техническая характеристика, конструктивные особенности, а также окончательные кинематические, геометрические и прочностные показатели данных коробок передач. Также представлена система автоматического управления для многоступенчатых коробок передач ТМ8-2700 и ТМ16-2000, рассмотрены ее основные компоненты (рисунки 1.19-1.27).

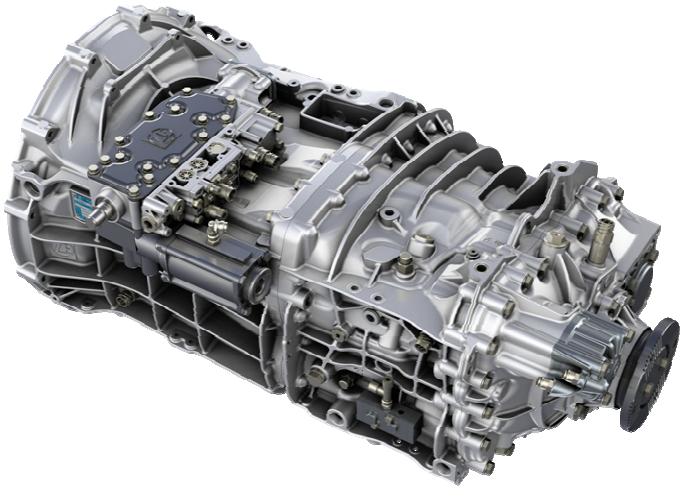
Были проведены испытания системы автоматического управления коробкой передач, экспериментальные исследования процесса синхронизации в многоступенчатых коробках при переменном давлении в полости силового элемента, дорожные испытания коробки

передач М6-300, результаты которых представлены в разделе 2 данного отчета о НИР. На основании данных исследований были внесены изменения и произведена корректировка технической документации на созданные коробки передач. Произведено сравнение технико-экономических характеристик разработанных коробок передач с лучшими мировыми аналогами. В заключении работы произведена оценка полноты решения задач и достижения поставленных целей НИР.

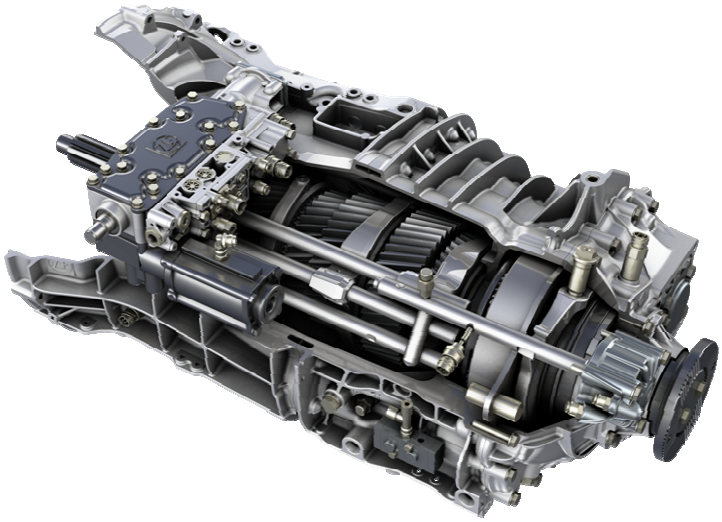
6 Технико-экономическая оценка полученных результатов в сравнении с современным научно-техническим уровнем

6.1 Оценка коробок передач ведущих зарубежных фирм по несущей способности

На первом этапе выполнения НИР [1] было произведено сравнение заложенных технических решений в разрабатываемые коробки передач по сравнению с лучшими мировыми аналогами. Дополнительно на втором этапе выполнения НИР [2] было проведено аналитическое исследование с помощью оценочных критериев по несущей и контактной напряженности многоступенчатых коробок передач ТМ16-2000 и лучших зарубежных аналогов ZF 16S220 (рисунок 6.1-6.2), ZF 16S181 семейства ZF Ecosplite, Mercedes-Benz G180-11,9 (рисунок 6.3), Volvo SR2000 (рисунок 6.4), ZF 16AS Tronic (рисунок 6.5, 6.6) с экстраполированием в параметры сравнительной долговечности коробки передач. В таблице 6.1 представлены необходимые основные параметры коробок передач для проведения оценки сравнительной несущей способности.



а) Внешний вид коробок передач семейства ZF Ecosplit



б) Разрез коробки передач семейства ZF Ecosplit

Рисунок 6.1 – Коробка передач семейства ZF Ecosplit

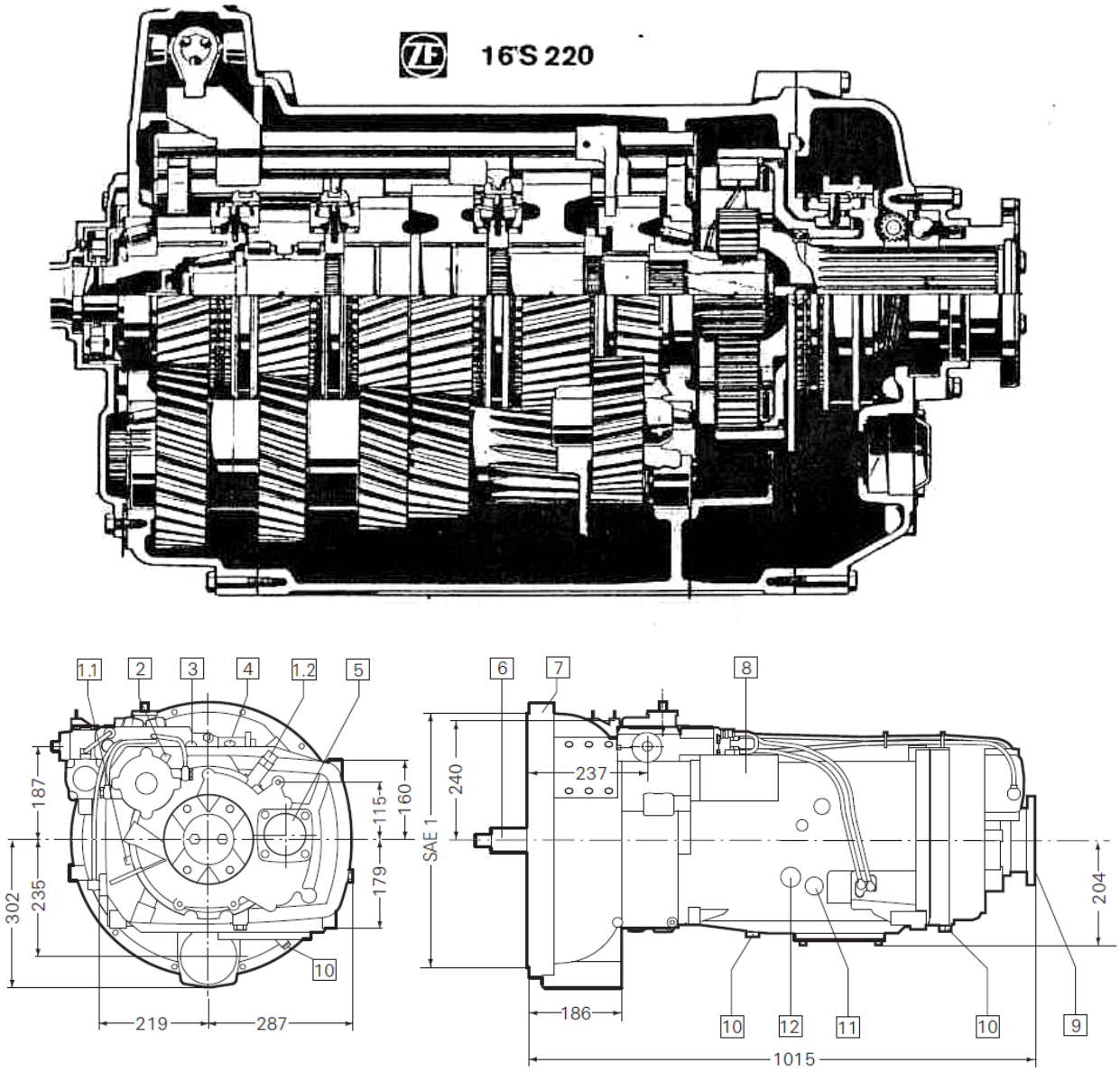
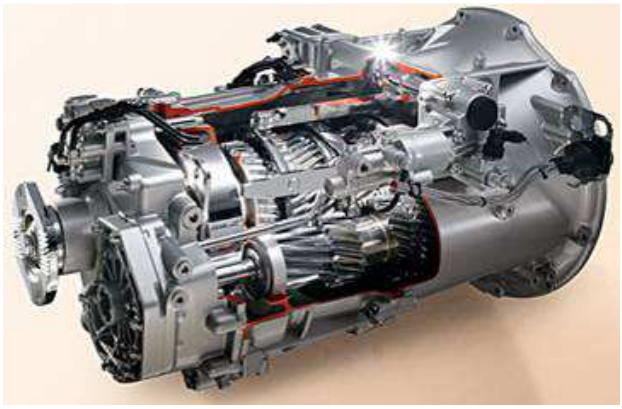


Рисунок 6.2 – Габаритные размеры коробки передач ZF 16S220 семейства Ecosplit

а) 16-ти ступенчатая коробка передач



б) 9-ти ступенчатая коробка передач

Рисунок 6.3 – Коробки передач Mercedes-Benz

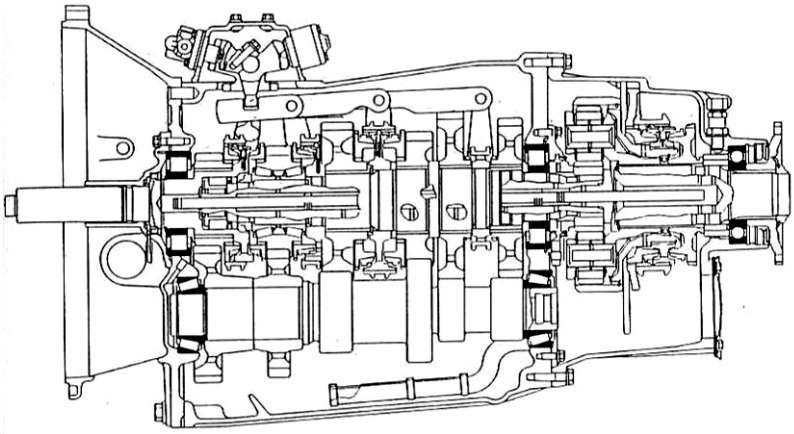
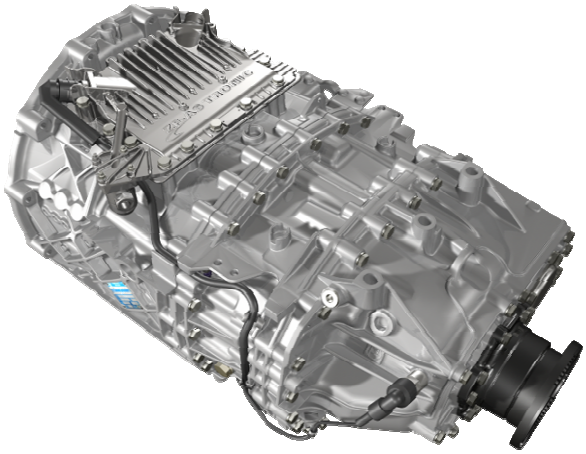
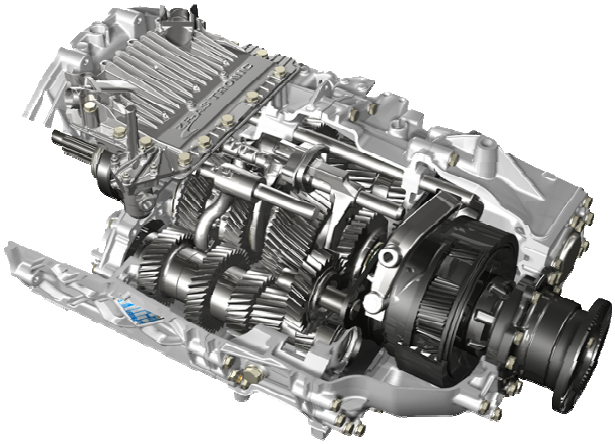


Рисунок 6.4 – Коробка передач Volvo SR 2000

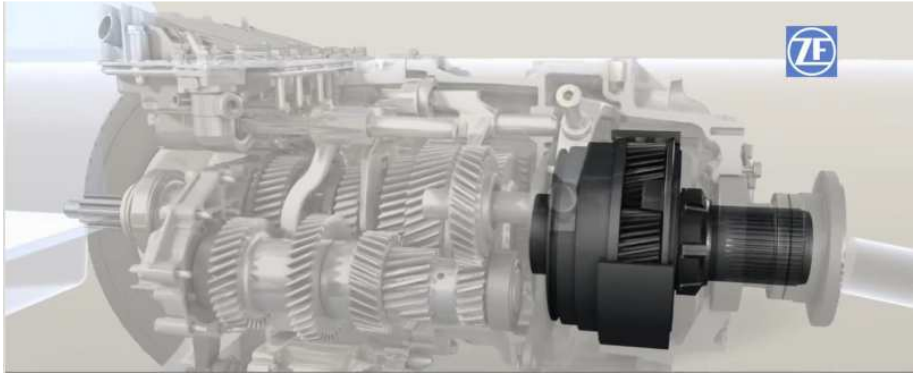


а) Внешний вид



б) Разрез коробки

в) Основной редуктор коробки



г) Планетарный демультипликатор

Рисунок 6.5 – Коробка передач ZF AS-Tronic (с двумя промежуточными валами)

Таблица 6.1 - Основные параметры сравниваемых коробок передач для оценки сравнительной несущей способности

Модель коробки передач	**TM16-2000**	**ZF 16S220 (с ускоряющей)**	**ZF 16S220 (высшая прямая)**	**ZF 16S181**	**Mercedes Benz G180-11,9**	**Volvo SR-2000**	**ZF 16AS2200**
Число ступеней	16	16	16	16	16	14	16
Диапазон	17,04	16,43	16,41	16,43	14,0	15,04	17,03
Входной момент двигателя, Нм	2200	2300	2200	2200	2000	2000	2200
Межосевое расстояние, мм	170	154	154	154	152	170	154
Передаточное число зубчатой пары (делитель - основной редуктор, в соответствии с кинематическими схемами)	u1= 1,034 u2= 1,28 (0,78*) u3= 1,15 u4= 1,695 u5= 2,41	u1= 0,912 u2= 1,09 (0,917*) u3= 1,364 u4= 1,91 u5= 2,76	u1= 1,3 u2= 1,09 (0,917*) u3= 1,3 u4= 1,91 u5= 2,76	u1= 1,088 u2= 1,3 (0,77*) u3= 1,143 u4= 1,6 u5= 2,136	u1= 1,172 u2= 1,38 (0,725) u3= 1,18 u4= 1,66 u5= 2,41	u1= 1,56 u2= 1,25 (0,8) u3= 1,23 u4= 1,87 u5= 2,7**	u1= 1,55 u2= 1,27 (0,79*) u3= 1,364 u4= 1,91 u5= 2,76
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм	b11 = 43,75 b12 = 44,5 b13=42,5 b14=47,5 b15=62	b11 = 47 b12 = 43,5 b13=45 b14=58 b15=64	b11 = 47 b12 = 43,5 b13=45 b14=58 b15=64	b11 = 47 b12 = 46 b13=46 b14=58 b15=64	b11 = 35 b12 = 30 b13=35 b14=40 b15=53	b11 = 31,5 b12 = 33,5 b13=34 b14=35	b11 = 33 b12 = 32 b13=32 b14=40 b15=42
Ширина шестерен промежуточного вала, мм	b21 = 45,3 b22 = 41,5 b23=41 b24=51 b25=76	b21 = 47 b22 = 40,5 b23=45 b24=58 b25=78	b21 = 47 b22 = 40,5 b23=45 b24=58 b25=78	b21 = 47 b22 = 44 b23=45 b24=56 b25=70	b21 = 31,5 b22 = 27 b23=32 b24=37 b25=58	b21 = 45,3 b22 = 41,5 b23=41 b24=51 b25=76	b21 = 47 b22 = 40,5 b23=45 b24=58 b25=78
Межосевое расстояние демультипликатора, мм	80	82	82	82	82	83	77
Передаточное число планетарной передачи	4,46	4,58	4,58	4,5	3,57	3,57	4,4
Число сателлитов	5	5	5	5	5	5	
Осевой габарит без картера сцепления, мм	540	740	740	740	630	625	655
Ширина солнечной шестерни, мм	51	36	36	36	32	39	36
Ширина сателлита, мм	39,6	36	36	36	28	24	36

* - на высшей передаче, ** - анализ первой передачи практического интереса не представляет в связи с кинематической схемой коробки.

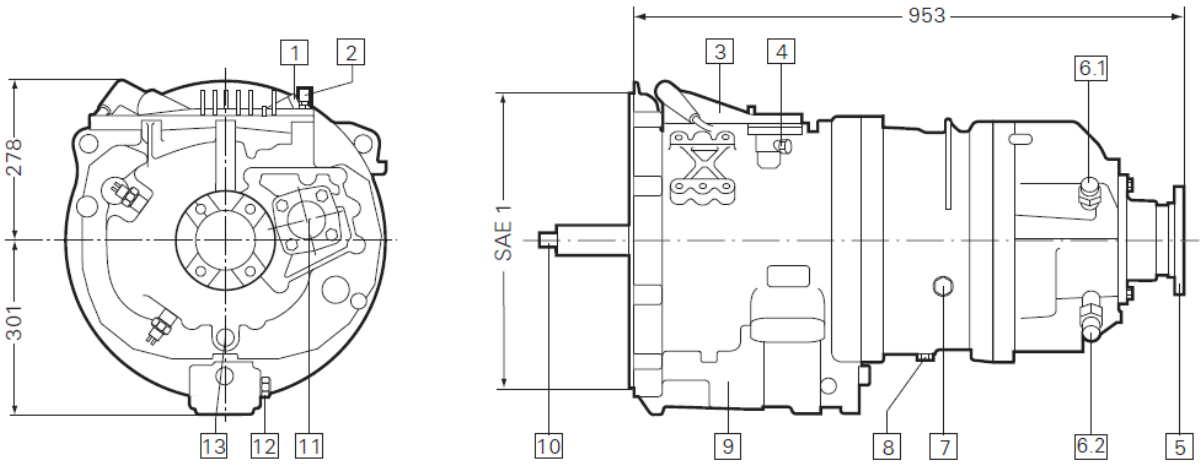


Рисунок 6.6 – Габаритные размеры коробки ZF-16AS2200

В таблице 6.1 номера зубчатых пар соответствуют рисунку 1.7

На втором этапе выполнения НИР [2] были определены выражения для оценки сравнительной несущей способности коробок передач.

Аналитическая зависимость для передач с внешним зацеплением по определению показателя сравнительной изгибной несущей способности на основе зависимостей напряжений изгиба зубьев [6, 7], имеет следующий вид:

$$H_{из} = \frac{A^2 \cdot b \cdot n \cdot \sqrt[6]{I \cdot I_ш}}{M(I+1) \cdot \sqrt[6]{n}}, \; мм^3 / Н.м \qquad (6.1)$$

Такая же зависимость для расчета показателя контактной несущей способности шестерен на основе зависимостей для контактных напряжений зубьев:

$$H_к = \frac{A^2 \cdot b \cdot i \cdot n \cdot \sqrt[3]{I_ш}}{M(I+1)^3 \cdot \sqrt[3]{n}}, мм^3 / Н.м, \qquad (6.2)$$

где $H_{из}$ – показатель сравнительной несущей способности по изгибу;

$H_к$ – показатель сравнительной контактной несущей способности;

A – межосевое расстояние, мм;

b – ширина зубчатого венца шестерни, мм;

M – крутящий момент на шестерни, Н.м;

n – число промежуточных валов;

I – передаточное число расчетной пары (при расчете показателя контактной несущей способности при $I > 1$ в формулу (6.2) подставляется $I=1$);

$I_ш$ - передаточное число от входного вала до шестерни.

Расчетные зависимости (6.1) и (6.2) учитывают геометрические (A и b), силовые (M), кинематические (I) и циклические факторы (число нагружений за один оборот, n) работы.

Относительное увеличение или уменьшение долговечности (относительная,

сравнительная долговечность) по отношению к сравниваемому аналогу (той или иной пары шестерен или целиком редуктора), будет определяться:

- для несущей способности по изгибу:

$$Д_{из} = (\frac{H_{из}}{H_{из.анал}})^6, \quad (6.3)$$

где $H_{из.анал}$ – значение показателя несущей способности по изгибу для сравниваемого аналога;

- для контактной несущей способности:

$$Д_{из} = (\frac{H_{к}}{H_{к.анал}})^3, \quad (6.4)$$

где $H_{к.анал}$ – значение показателя контактной несущей способности для сравниваемого аналога.

Оценка по сравнительной несущей способности и сравнительной долговечности дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя, в частности, в сторону его повышения или при корректировке каких-либо параметров коробки передач, например, изменению передаточных чисел. Простота изложенного метода сравнительной оценки по несущей способности или относительной долговечности заключается в том, что максимально быстро, без необходимости закупки агрегатов и геометрической расшифровки их параметров, имея только графическое изображение агрегата и кинематические параметры, можно получить достоверное представление о новом агрегате, поступившем на рынок, или агрегате, широко используемом в автомобильном парке той или иной страны. Позитивным фактором показателей сравнительной несущей способности является то, что они включают в себя число нагружений за один оборот шестерни или зубчатого колеса (циклический фактор), равное числу промежуточных валов n коробки передач, что не учитывается при оценке по изгибной или контактной напряженности в классическом виде.

Также на втором этапе выполнения НИР [2] получены аналитические расчетные зависимости показателей несущей способности для планетарного механизма:

$$H_{из} = \frac{2 \cdot \rho \cdot A^2 \cdot b \cdot \sqrt[6]{\frac{I_ш \cdot I_п \cdot (I_п - 2)}{2 \cdot (I_п - 1)}}}{M \cdot I_п}, \quad (6.5)$$

$$H_к = \frac{4 \cdot \rho \cdot A^2 \cdot b \cdot (I_п - 2)}{M \cdot I_п^3} \sqrt[3]{\frac{I_ш \cdot I_п}{p \cdot (I_п - 1)}} \quad (6.6)$$

где p – число сателлитов;

I_n – передаточное число планетарного механизма;

$I_ш$ – передаточное число от первичного вала к солнечной шестерне;

M – крутящий момент на солнечной шестерни, Н.м;

A – межосевое расстояние планетарного ряда;

b – ширина солнечной шестерни или сателлита.

Аналитические зависимости (6.1) – (6.6) позволяют достаточно быстро сравнить несущие способности коробок передач, выполненных по различным кинематическим схемам, например коробки передач с двумя или тремя промежуточными валами (коробки передач фирм «Итон», «Спэйсер», «Мак») с коробками передач, имеющими трехвальный основной редуктор, в том числе со встроенным делителем в сочетании с задним планетарным демультипликатором (коробки передач фирм ZF, Mercedes-Benz, Volvo, Renault, ЯМЗ и т.д.), и на основе только конструктивных особенностей (при прочих равных условиях) дать оценку их сравнительной долговечности.

Результаты расчета показателей сравнительной изгибной и контактной несущих способностей коробок передач приведены в таблице 6.2.

Средние расчетные величины коэффициента превышения K (таблица 6.3) показателей изгибной $H_{из}$ и контактной $H_к$ несущих способностей пар шестерен основного редуктора коробки передач ТМ16-2000 и демультипликатора по отношению к несущей способности коробок передач-аналогов можно определить выражением:

$$K = \frac{H}{H'} \qquad (6.7)$$

где H – суммарная величина изгибных или контактных несущих способностей всех пяти пар шестерен основного редуктора и делителя коробки передач ТМ16-2000 или демультипликатора;

H' – аналогично для пяти пар шестерен коробок передач – аналогов основного редуктора или демультипликатора.

Необходимо особо подчеркнуть значительные преимущества коробки передач с высшей повышающей передачей, так как, во-первых, несущая способность всех шестерен коробки передач по сравнению с коробкой передач с высшей прямой передачей повышается в среднем на 20 %, во-вторых, низший диапазон делителя начинает работать только с 13-й передачи, а не с 15-й, как это имеет место при наличии высшей прямой передачи, что дополнительно значительно снижает нагруженность коробки передач.

Таблица 6.2 – Расчетные величины показателей сравнительной изгибной и контактной несущих способностей пар шестерен основного редуктора, делителя и демультипликатора коробок передач TM16-2000, ZF 16S220,ZF 16S181, Mercedes-Benz G180-11,9, Volvo SR-2000

Фирма, модель коробки передач	Показатели несущей способности, мм^3/Н.м	1-я пара	2-я пара			3-я пара		4-я пара		5-я пара		Демультипликатор	
			Режим привода	Режим		Диапазон делителя						Диапазон делителя	
				прямая	повышающая	высший	низший	высший	низший	высший	низший	высший	низший
TM16-2000	$H_{из}$	0,243	0,258	—	0,296	0,252	0,211	0,255	0,213	0,299	0,250	0,1775	0,1485
	$H_к$	0,059	0,059	—	0,074	0,060	0.052	0,053	0,046	0,048	0,042	0,0275	0,0235
ZF 16S220, высшая передача прямая;	$H_{из}$	0,230	0,220	0,187	—	0,205	0,177	0,223	0,192	0,224	0,194	0,1045	0,090
	$H_к$	0,054	0,052	0,048	—	0,048	0,044	0,046	0,041	0,034	0,030	0,018	0,016
ZF 16S220, высшая передача повышающая	$H_{из}$	0,250*	0,210	—	0,240	0,223	0,192	0,247	0,213	0,249	0,215	0,1655	0,0995
	$H_к$	0,063*	0,050	—	0,058	0,050	0,044	0,049	0,044	0,036	0,032	0,0195	0,017
ZF 16S181, высшая передача повышающая	$H_{из}$	0,252*	0,221	—	0,283	0,219	0,188	0,238	0,205	0,234	0,202	0,1275	0,110
	$H_к$	0,161	0,051	—	0,070	0,052	0,046	0,052	0,046	0,038	0,033	0,0205	0,018
Mercedes-Benz G180-16/11,9	$H_{из}$	0,181	0,146	—	0,158	0,160	0,140	0,159	0,139	0,191	0,166	0,1235	0,1075
	$H_к$	0,042	0,032	—	0,040	0,038	0,034	0,034	0,030	0,033	0,030	0,0215	0,019
Volvo SR-2000	$H_{из}$	0,191	0,211	0,170	—	0,200	0,167	0,162	0,135	—	—	0,1295	0,1075
	$H_к$	0,042	0,0476	0,044	—	0,047	0,040	0,033	0,028	—	—	0,0235	0,020

* Некоторое превышение указанных несущих способностей приводной пары (по сравнению с TM16-2000), работающей в режиме повышающей передачи, определяется тем, что геометрические параметры, в частности, ширина зубчатых венцов этой пары, диктовались необходимостью обеспечения надлежащей долговечности при установке приводной пары для модификации коробки передач с высшей прямой передачей, в то время как для повышающей пары такая необходимость отсутствует.

Таблица 6.3. - Результаты расчета коэффициента превышения *К* по пяти парам шестерен основного редуктора и делителя, а также демультипликатора

Фирмы, модель коробки передач	Пары шестерен основного редуктора и делителя		Пара шестерен демультипликатора	
	$К_{из}$	$К_к$	$К_{из}$	$К_к$
ZF 16S220, высшая передача прямая	1,23	1,24	1,63	1,46
ZF 16S220, высшая передача повышенная	1,11	1,16	1,48	1,36
ZF 16S118	1,14	1,14	1,37	1,32
Mercedes-Benz, G80-16/11,9	1,58	1,57	1,41	1,24
Volvo SR-2000	1,4	1,38	1,37	1,17

Принимая во внимание то, что удельные мощности для автопоездов относительно невелики и находятся в пределах 5,9-7,4 кВт/т (8-10 л.с/т), а также в связи с малой величиной интервала 1,18-1,22 между 16-й и 15-й передачами, время работы на этих передачах практически одинаково, в соответствии с чем для коробок передач с широким диапазоном d = 14-17 и плотным рядом передаточных чисел q =1,18-1,22 наиболее экономически рациональным для данной кинематической схемы является выполнение коробки передач с высшей повышающей передачей.

Проведем оценку технического уровня коробки передач ТМ16-2000 на базе сравнительного анализа силовых, геометрических, кинематических и нагрузочных параметров коробок передач ведущих зарубежных фирм (таблица 6.3).

Анализ силовых, геометрических, кинематических и расчетных параметров, определяющих сравнительные величины изгибной и контактной несущих способностей, позволил выявить существенные преимущества коробки передач ТМ16-2000 по отношению к ближайшим аналогам ведущих фирм в области трансмиссий:

- осевой габарит коробки передач ТМ 16-2000 на 23% (170 мм) меньше по сравнению с коробкой передач 16S220, имеющей равную величину входного крутящего момента;

- величина диапазона передаточных чисел коробки передач ТМ16-2000 в среднем по сравнению с аналогами больше на 8,7%;

- показатель изгибной несущей способности основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,29 раза;

- показатель контактной несущей способностью основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,3 раза;

- показатель изгибной несущей способности планетарного демультипликатора в

среднем больше в 1,47 раза;

- показатель контактной несущей способности планетарного демультипликатора в 1,33 раза больше.

Полученные результаты и проведенный анализ показывают существенные преимущества коробки передач ТМ 16-2000 по отношению к ближайшим аналогам по целому комплексу показателей, в том числе, что особенно важно, по изгибной и контактной напряженности шестерен коробки передач ТМ 16-2000 существенно ниже напряженности шестерен коробок - аналогов. Это дает основание считать, что технический уровень коробки передач ТМ16-2000, обусловленный ее конструктивными особенностями, соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы

Далее проведем сравнительный анализ коробок передач фирмы ZF S16-220 (рисунок 6.1, 6.2)ZF и 16AS2200 (рисунок 6.5), считающейся перспективной моделью ZF, и, отметим как общие, так и отличительные их особенности.

Параметры рада передаточных чисел - интервал и диапазон передаточных чисел, наличие переднего делителя, основного редуктора и планетарного демультипликатора практически одни и те же в обеих коробках передач. Таким образом, кинематических отличительных особенностей у данных коробок передач нет. Силовые факторы для всех коробок передач единые, величина входного момента – 2200 Нм.

Однако, существенными конструктивными отличительными особенностями коробки передач 16AS2200 являются следующие:

– основной редуктор с делителем выполнен не по 3-х вальной, а по 4-х вальной схеме с 2-мя промежуточными валами;

– исключены 2 синхронизатора из управления 4-мя передачами основного редуктора;

– для управления делителем используется пальчиковый синхронизатор, что, можно сказать, «обескураживает» в связи с изменой принципам конструирования фирмы ZF, которыми она следовала более 50 лет.

Необходимо отметить, что такой конструктивный параметр, как величина межцентрового расстояния в 154 мм сохранилась и для 2-х промежуточных валов. Видимо, этот конструктивный параметр является для фирмы «ZF» в большей степени технологическим и экономическим факторами, определяемыми требованием сохранения имеющегося производственного оборудования. Нельзя не отметить, что межцентровое расстояние было предельно допустимым при используемых 3-х вальных схемах основного редуктора коробок передач до 1600 – 1800 Нм входного момента. Предельная величина межцентрового расстояния в 154 мм сохраняется фирмой ZF уже более 40 лет и не

является, с нашей точки зрения, оптимальной величиной при величинах крутящих входных моментов до 1800 Нм. При больших значения моментов, указанное значение межосевого расстояния не позволяет создать предельно простую оптимальную конструкцию с выполнением требований надлежащей жесткости, прочности и минимальных габаритов.

Исключение синхронизаторов из управления передачами основного редуктора было уже не причиной, а следствием, так как, при одном промежуточном валу, на низшей передаче основного редуктора требуется уже обязательно 2-х конусный синхронизатор, а при 2-х промежуточных валах, во-первых, потребуется по условию размещения вилки между валами уменьшение диаметра конусов трения на 30÷35 мм, а, во-вторых, в связи с резким возрастанием инерционных масс. Также, как и в случае коробок передач фирмы Eaton пришлось использовать, так называемую, «центральную синхронизацию» с помощью двигателя и тормоза, устанавливаемого на промежуточном валу. Следовательно, из коробки передач исключены 2 синхронизатора, но дополнительно введены 2-ой промежуточный вал с опорными подшипниками, тормоз с пневмоэлектронным управлением, шестерня промежуточная передачи заднего хода. Число полюсов зацепления шестерен увеличено в 2 раза (требуется высокая точность изготовления прямозубых шестерен с увеличенной высотой зубьев) и далее, что самое главное, особенно учитывая весьма специфические условия эксплуатации автопоездов, электронная система управления процессами синхронизации. Это весьма дорогая плата за исключение 2-х синхронизаторов. Фирма Eaton уже более 15-ти лет пытается в различного рода модификациях коробок передач с 2-мя пром. валами наладить их продажу с электронным управлением и центральной синхронизацией и, в том числе, широко разрекламированной 12-ти ступенчатую коробку передач модели «Twin Splitter» (рисунок 6.7), но до последнего момента такого типа коробки передач на широком рынке успеха не имели.

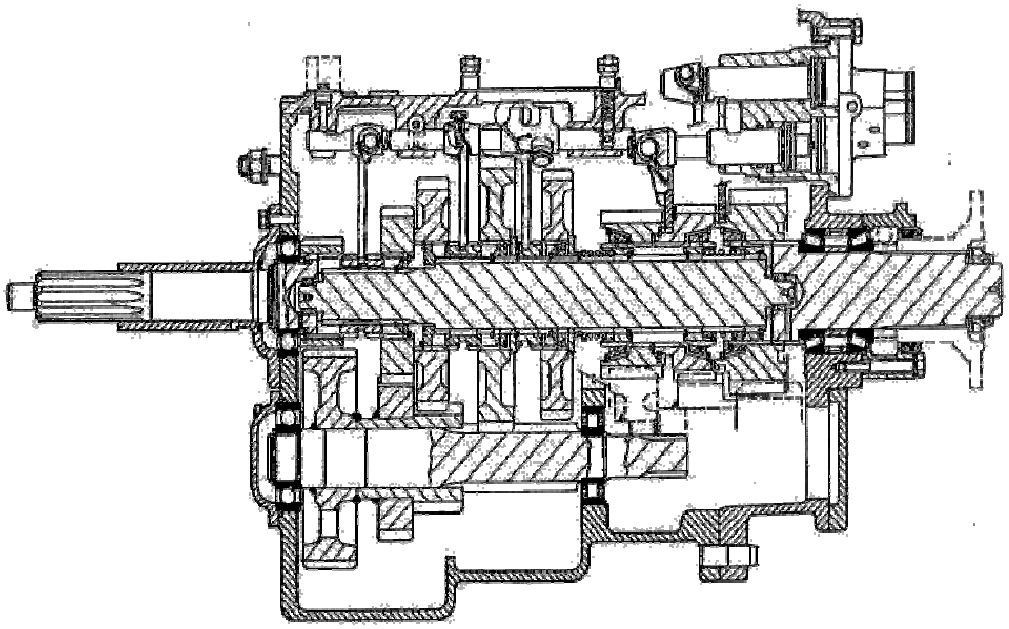


Рисунок 6.7 - Двенадцатиступенчатая коробка передач
Eaton «Twin Splitter» TS 116-12, TS 136-12

По признанию фирмы Eaton система автоматического управления с центральной синхронизацией стоит в 1,5 раза дороже собственно коробки передач. У тех коробок передач было правда и существенное преимущество – они могли эксплуатироваться в варианте с механическим управлением.

В этой предлагаемой фирмой ZF новой серии коробок передач «Astronic», как 16-ти ступенчатой коробки передач, так 12-ти ступенчатой коробки передач, такая возможность отсутствует, что ограничивает зону их применения. Используемый пальчиковый синхронизатор для управления делителем имеет осевые габариты около 62 мм, вследствие чего полученный на 20 мм меньший осевой габарит, за счет применения зубчатых муфт [(45-35)*2] практически нивелируется увеличенным осевым габаритом пальчикового синхронизатора. (Выигрыш в осевом габарите равен всего ~3 мм (45х3 -[(35х2)+62]= 135-132, где: 45 мм - осевой габарит синхронизатора.)

Таким образом, в основном редукторе коробок передач «Astronic» (рисунок 6.5, 6.6) нет абсолютно никакой технической преемственности по отношению к коробкам передач модели ZF Ecosplit (рисунок 6.1) или ZF Ecomid.

Рассмотрим теперь конструкции планетарных демультипликаторов коробок передач ZF S16-220 и ZF 16AS2200. Конструкция демультипликатора коробки передач 16AS2200 значительно переработана, что наглядно говорит о фактическом признании значительных недостатков, как кинематических, так и конструктивных. Назовем хотя бы некоторые отличительные особенности: водило перестало быть плавающим, оно жестко базируется на подшипниках, солнечная шестерня вторичного вала опирается на сателлиты планетарного ряда, корончатая шестерня неподвижная в осевом направлении,

соединенная с муфтой синхронизатора, что позволило исключить из бывших паразитных звеньев-подшипник и ранее связующее звено-корону с муфтой. В общем, имеем конструкцию как минимум 20-ти летней давности, конструкция планетарного ряда коробки передач ZF S16-220 является более чем 40-летней давности.

Осевой габарит планетарного синхронизированного демультипликатора остался практически тем же, что и в коробке ZF S16-220, а именно, 170 мм.

Для сравнения – осевой габарит демультипликатора коробки передач ТМ16-2000 равен 85 мм при ширине сателлита 39,6 мм против ширины сателлитов коробок ZF 36 мм (т.е. несущая способность демультипликатора только за счет ширины сателлитов на 35% больше). Таким образом, выигрыш в осевом габарите демультипликатора коробки передач ТМ16-2000 при равных шириных сателлитов составляет 85 мм.

Следовательно, равноценно сравниваемый осевой габарит демультипликатора ТМ16-2000 в 2 раза меньше осевого габарита демультипликаторов фирмы ZF. Касаясь кинематики планетарного ряда коробки передач ZF 16AS2200 нужно отметить, что прямая передача обеспечивается также как и в коробке ZF S16-220 – путем блокировки корончатой шестерни с водилом. Межцентровое расстояние коробки 16AS2200 составляет – 77 мм. Межцентровое расстояние коробки передач ZF S16-220 82 мм, а коробки передач ТМ16-2000 равно 80 мм (таблица 6.1)

Таким образом, фирма ZF пошла на увеличение напряженности планетарного ряда с целью снижения массы планетарного ряда (наружный диаметр корончатой шестерни ZF 16S 220 составляет 280 мм в то время как коробки 16AS2200 ~ 256 мм). Видимо фирма ZF учитывает в данном случае лучшие условия работы шестерен планетарного ряда за счет исключения перекоса осей солнечной шестерни и осей сателлитов, которые имели место в ZF S16-220.

Произведем теперь необходимые расчеты с целью оценки напряженности коробок передач. Ширины 5-ти пар шестерен делителя и основного редуктора приведены в таблице 6.1:

Напряженность шестерен определяем по зависимостям несущей контактной способности.

Определяем $H_к$ первой пары коробки 16AS2200:

$$\mathrm{H}_к = \frac{154^2 \cdot 33 \cdot 1{,}55 \cdot 2}{220 \cdot 10^4 \cdot (1+1{,}55)^3 \cdot \sqrt[3]{2}} = 0{,}0523\ мм^3 / нмм \qquad (6.8)$$

аналогично определяем $H_к$ для 1-ой пары коробки ТМ16-2000

$$\mathrm{H}_k = \frac{170^2 \cdot 37 \cdot 1{,}03}{220 \cdot 10^4 \cdot (1+1{,}03)^3} = 0{,}059\ мм^3 / нмм \qquad (6.9)$$

Т.е. напряженность 1- пары коробки ТМ16-2000 на 12% меньше, а это значит, что при равных ширинах шестерен, т.е. 33 мм, контактная долговечность этой пары будет одинаковой. Это получается за счет того, что высшая передача в коробке передач ТМ16-2000 повышающая, а коробке передач 16AS2200 – прямая.

Иметь высшую передачу прямой в коробках передач с малым интервалом и широким диапазоном не выгодно со всех точек зрения, но в данном случае, видимо, преследовалась цель – уменьшить шумность, так как полюсов зацепления шестерен в 2 раза больше. Поскольку в режиме 2-ой приводной пары передаточные числа практически одинаковые то можно воспользоваться просто пересчетом межцентровых расстояний, ширин шестерен и цикличности шестерен.

Для коробки передач ZF 16AS2200 пересчета условной ширины венца шестерни, (остальные факторы для обеих схем коробок одинаковые) будет равен:

$$B_1 = \frac{b_1 \cdot n}{\sqrt[3]{n}} = \frac{32 \cdot 2}{\sqrt[3]{2}} = 50{,}7 \text{ мм}, \qquad (6.10)$$

А для второй пары шестерен коробки передач ТМ16-2000 условная ширина, приведена к межосевому расстоянию 154 будет равна:

$$B_2 = \frac{b_2 \cdot A_1^2}{A_2^2} = \frac{41{,}5 \cdot 170^2}{154^2} = 50{,}7 \text{ мм} \qquad (6.11)$$

Таким образом, приведенные ширины 2-ой пары делителя в режиме приводной пары обладают одинаковой несущей способностью и, следовательно, напряженностью и долговечностью.

Определим теперь напряженность этой 2-ой пары, когда она работает в режиме 15-ой передачи.

Эта пара работает в коробке передач ZF 16AS2200 на 15-ой передаче с передаточным числом 1,2. Тогда подставляя значения в известное уравнение, получим:

$$H_к = \frac{154^2 \cdot 32 \cdot 0{,}79 \cdot 2 \cdot \sqrt[3]{1{,}55}}{220 \cdot 10^4 \cdot 1{,}55 \cdot (1+0{,}79)^3 \cdot \sqrt[3]{2}}, \qquad (6.12)$$

Аналогичное уравнение для определения несущей контактной способности коробки передач ТМ16-2000 режиме 16-ой передачи будет выглядеть следующим образом:

$$H_{к1} = \frac{170^2 \cdot 41{,}5 \cdot 0{,}79 \cdot \sqrt[3]{1{,}03}}{220 \cdot 10^4 \cdot 1{,}03 \cdot (1+0{,}79)^3}. \qquad (6.13)$$

С целью упрощения вычислений разделим $H_{к1}$ на $H_к$, тогда получим величину превышения:

$$C_2 = \frac{170^2 \cdot 41{,}5 \cdot 1{,}55 \cdot 1{,}26}{154^2 \cdot 32 \cdot 2 \cdot 1{,}16} = 1{,}35. \qquad (6.14)$$

т.е. несущая способность 2-ой пары режиме 16-ой передачи в коробке передач ТМ16-2000 больше на 35% по сравнению с тем, когда эта пара работает в коробке передач 16AS2200 в режиме 15-ой передачи.

Методом пересчета найдем значение коэффициента превышения $Н_к$ по коробке передач ТМ16-2000 для 3-ей пары:

$$C_3 = \frac{170^2 \cdot 41 \cdot 1{,}55 \cdot \sqrt[3]{2} \cdot \sqrt[3]{1{,}27}}{154^2 \cdot 32 \cdot 2 \cdot \sqrt[3]{1{,}55} \cdot 1{,}27} = 1{,}12. \qquad (6.15)$$

т.е. 3-я пара коробки передач ТМ16-2000 имеет на 12% большую несущую способность и, таким образом, равные несущие способности были бы при ширине шестерни 36,5мм.

Подобным методом пересчета определим превышение $Н_к$ коробки передач ТМ16-2000 для 4-ой пары шестерен:

$$C_4 = \frac{170^2 \cdot 47{,}5 \cdot 1{,}55 \cdot \sqrt[3]{2} \cdot \sqrt[3]{1{,}27}}{154^2 \cdot 40 \cdot 2 \cdot \sqrt[3]{1{,}55} \cdot 1{,}27} = 1{,}04. \qquad (6.16)$$

И соответственно для 5-ой пары будем иметь коэффициент превышения:

$$C_5 = \frac{170^2 \cdot 62 \cdot 1{,}55 \cdot \sqrt[3]{2} \cdot \sqrt[3]{1{,}27}}{154^2 \cdot 42 \cdot 2 \cdot \sqrt[3]{1{,}55} \cdot 1{,}27} = 1{,}29. \qquad (6.17)$$

т.е на 29% большая несущая способность на 5-ой паре шестерен коробки передач ТМ16-2000 и соответственно при ширине шестерен 48мм несущие способности были бы равны.

Аналогичным образом по соответствующим уравнениям произведем расчет сравнительной несущей способности по планетарным демультипликаторам. С целью упрощения расчетов будем определять коэффициенты пересчета несущей способности по упрощенному уравнению :

$$\mathrm{Н}_к = \frac{\mathrm{A}^2 \cdot (i_n - 2) \cdot b}{i \cdot i_n^3 \cdot \mathrm{M}}, \qquad (6.18)$$

где:

A – межцентровое расстояние (мм)

b – ширина сателлита (мм)

M - величина входного крутящего момента (в данном случае принимается за 1, так как он является единым для всех 3-х модификаций рассматриваемых коробок передач).

i - передаточное число низшей передачи основного редуктора

i_n – передаточное число планетарного ряда.

Расчетные данные представлены в таблице 6.4:

Таблица 6.4 – Результаты расчета несущих способностей планетарных демультипликаторов

Параметры Модели	A	i	i_n	b	$H_к$
ZF 16AS2200	77	3,6	4,4	36	$1{,}74 \cdot 10^3$
ZF 16S-220	82	3,01	4,58	36	$2{,}16 \cdot 10^3$
TM16-2000	80	3,09	4,46	48,5	$2{,}78 \cdot 10^3$

Из результатов расчетов видно, что напряженность шестерен планетарного ряда коробки передач 16AS2200 сравнительно с напряженностью планетарного ряда коробки передач ZF S16-220 возросла на 24%, а по отношению к напряженности шестерен планетарного ряда коробки передач TM16-2000 на 60%. Это позволяет сделать вывод о том, что одинаковую напряженность шестерен планетарного ряда коробки передач TM16-2000 в сравнении с коробкой передач ZF S16-220 можно иметь при ширине сателлита 38 мм и 29,5 мм по сравнению с коробкой передач ZF 16AS-2200. Демультипликатор коробки передач 16AS2200 по отношению к демультипликатору коробки передач TM16-2000 имеет ширину на 18 мм большую.

Вывод из проведенного аналитического расчета напрашивается сам собой: разрабатывая концепцию создания коробки ZF 16AS2200 преследовались цели не снижения напряженности шестерен за счет введения второго промежуточного вала, а предельного уменьшения осевых габаритов коробки передач и снижения ее массы. Данные параметры безусловно носят в значительной степени рекламный характер.

С целью достаточно быстрой оценки сравнительной контактной напряженности $\Delta C_{нк}$ шестерен основного редуктора при одинаковых кинематических параметрах коробки с одним и 2-мя промежуточными валами, а также при наличии высшей прямой передачи в коробке передач с 2-мя промежуточными валами и одним промежуточным валом в коробке с высшей повышающей передачей можно воспользоваться следующим уравнение:

$$\Delta нк = \frac{A_1^2 \cdot q \cdot \sqrt[3]{n/q} \cdot b_1}{A_2^2 \cdot n \cdot b_2}. \qquad (6.19)$$

Или подставляя значения *A, n,* и *q* для сравнения несущей способности шестерен основного редуктора коробок передач TM16-2000 и 16AS2200 получим в окончательном виде:

$$\Delta Cнк = 0{,}87 \frac{b_1}{b_2}, \qquad (6.20)$$

откуда следует вывод, что для одинаковой несущей способности при одном промежуточном валу необходимо увеличение ширины зубчатых венцов шестерен на 15%.

6.2 Сравнительный анализ осевых габаритов коробки передач ТМ16-2000, ZF 16S-220 и ZF 16AS2200

Проведем сравнительный анализ осевых габаритов коробки передач ТМ16-2000, ZF 16S-220 и ZF 16AS2200. Значения определяющих длин картеров основной коробки передач с делителем, демультипликатора и сцепления представлены на рисунке 6.2, 6.6, в таблице 6.1 и таблице 6.5 (рисунок 6.8).

Таблица 6.5 – Значения длин картеров основной коробки с делителем, демультипликатора и сцепления

Модель коробки передач	L_1	L_2	L_3	L
ТМ16-2000	197	570	112,5	879,5
ZF S16-220	177	741	99	1015
ZF 16AS2200	195	655	103	953

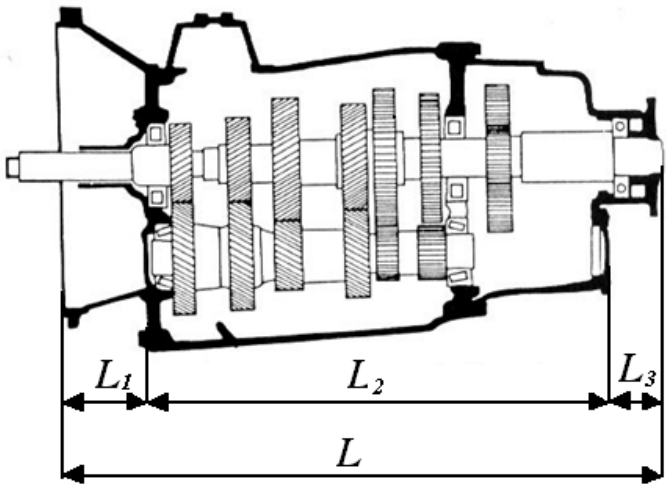


Рисунок 6.8 – Схема для определения длины коробки передач

Таким образом, по осевым габаритам коробка передач ТМ16-2000 (размеру L) короче коробки передач ZF S16-220 на 140,5мм и на 76,5 мм короче коробки передач ZF 16AS2200, а по торцам картера коробки передач - размеру L2, (который является определяющим параметром коробки передач, и, и в том числе, таким как жесткость коробки передач и др.) короче коробки передач ZF S16-220 на 171 мм и коробки передач 16AS2200 на 85 мм. Эта разница в осевых габаритах коробки передач является фактической без учета существенно большей способности шестерен планетарного демультипликатора коробки передач ТМ16-2000.

Следует отметить, что разница в осевом размере (учитывая только ширину шестерен) коробки передач ТМ16-2000 и 16AS2200 составляет 29%:

$$\Delta C_{нк} = \frac{37 + 41{,}5 + 41 + 47{,}5 + 62}{33 + 32 + 32 + 40 + 42} = \frac{175}{129} = 1{,}29 \qquad (6.21)$$

В том случае, когда обе вышеозначенные коробки передач будут выполняться с высшей повышающей передачей, то коэффициент сравнения несущих способностей основного редуктора и делителя будут определяться следующей зависимостью:

$$\Delta Cнк = \frac{A^2 \cdot \sqrt[3]{n} \cdot b1}{A^2 \cdot n \cdot b2} = \frac{170^2 \cdot 1.27 \cdot b1}{154^2 \cdot 2 \cdot b2} = 0.774 \frac{b1}{b2}; \qquad (6.22)$$

Коробка передач ТМ16-2000 короче коробки передач ZF 16S-220 на 30% и по отношению к коробке передач 16AS2200 на 15% и этот результат мы имеем несмотря на то, что в коробке передач 16AS2200 установлено 2 промежуточных вала и отсутствуют 2 синхронизатора, что уменьшает осевой размер коробки передач 16AS2200 на 20 мм.

3) Анализ скоростных параметров шестерен коробок передач ТМ16-2000 и 16AS2200

Проведем анализ скоростных параметров шестерен коробок передач ТМ16-2000 и 16AS2200. При наличии 2-х промежуточных валов число полюсов зацеплений шестерен увеличивается (при наличии заблокированного планетарного ряда) увеличивается с 7 до 14 и, следовательно, если не снижать скорости вращающихся деталей, резко возрастет, как шумность, так и потери в коробке передач (тем более, что при наличии 2-х промежуточных валов используются прямозубые шестерни вследствие чего исчезает осевое перекрытие зубьев шестерен, значительно способствующее снижению шумности работы шестерен). Поэтому наличие высшей прямой передачи становится необходимостью и при этом приходится мириться с увеличенными в 1,45 раза силами на первой паре привода делителя и на 20% на всех парах основного ряда редуктора и планетарного демультипликатора.

Принимая во внимание тот факт, что число циклов на шестернях вторичного вала возрастает в 2 раза за счет наличия 2-х промежуточных валов, то это адекватно увеличению силовых факторов в $\sqrt[3]{2} = 1{,}26$ раза. Таким образом, цена за введение высшей прямой передачи при наличии 2-х промежуточных валов получается достаточно высокой.

Теперь отметим весьма значительное преимущество коробки передач с высшей повышающей передачей. При установке коробки передач с высшей повышающей передачей на автомобиль, на котором предполагается установка коробки передач с

высшей прямой передачей при том же передаточном числе главной передачи, при движении на повышающей передаче с одинаковой скоростью будут обороты двигателя на 20% меньше, а это будет в среднем уменьшение оборотов двигателя на ~ 300 об/мин.

Известно, что снижение оборотности двигателя на каждые 100 об/мин дает уменьшение расхода топлива от 2-х до 3%. Таким образом, снижение оборотности двигателя, кроме уменьшения шумности и повышения долговечности двигателя, будет способствовать повышению экономических качеств автопоезда.

4) Анализ конструкторских особенностей компоновки узлов и механизмов автоматизированного управления коробками передач ZF S16-220, 16AS2200 и TM16-2000, TM8-2700

Как известно, кинематические схемы этих трех коробок передач практически одинаковы и состоят из основного редуктора, делителя и планетарного демультипликатора.

При автоматизации управления каждым из указанных кинематических узлов могут быть использованы различные конструкторские решения. Анализируя известные выполненные конструкторские решения выполнения узлов автоматизации управления 16-ти ступенчатыми коробками передач можно выделить три основных варианта принципиальных конструкторских решений:

1. Блочный;

2. Интегральный-встроенный;

3. Функционально-модульный навесной.

По первому принципу - блочному — выполнена система автоматизированного управления коробками передач фирмы ZF Ecosplit, ZF Ecomid.

Этот принцип заключается в том, что электропневматические клапана выполняются в едином блоке, от которого шлангами подается сжатый воздух к исполнительным силовым элементам, при этом сами силовые элементы выполнены в виде самостоятельных узлов-блоков. Конечные выключатели располагаются вдоль всей коробки передач и они не привязаны непосредственно к исполнительному силовому элементу.

Недостатками являются наличие большого числа шлангов и связанное с этим снижение быстродействия системы управления, возможность обрыва и промерзания трассы, отсутствие функциональной привязанности командных, исполнительных и контрольных элементов системы управления.

Недостатком выполненных конструктивных решений автоматизации управления коробками передач являются, по нашему мнению, исключение возможности выполнения

модификации коробки передач с механическим управлением на базе этих коробок передач, так как все корпусные детали указанных коробок передач разработаны специально под автоматизированное управление и не позволят иметь модификацию коробки передач с механическим управлением.

По второй принципиальной схеме интегрально – встроенной выполнена система управления коробки передач ZF 16AS2200. Эта схема отличается тем, что все силовые элементы конструктивно выполнены в едином узле и являются встроенными непосредственно в коробку передач, при этом электропневматические клапана и конечные выключатели также размещены встроенными в этот интегральный узел.

Преимуществом дайной компоновки является отсутствие разветвленной пневматической трассы, которая имеет место в первом-блочном варианте, и обеспечение существенно лучшей герметизации элементов управления. Существенным недостатком указанной схемы компоновки является отсутствие модификации коробки передач с механическим управления, а также сложности устранения неисправности в силовых элементах при выходе из строя уплотнений от пневмодавления, так как будет «надуваться» коробка передач и из нее начнет вытекать смазка.

Система автоматизации коробки передач ТМ16-2000 выполняется по третьей принципиальной схеме – функционально-модульной. Конструктивно это представлено на рисунок 1.18. Планетарный демультипликатор выполнен в едином узле с силовым элементом и пневмоклапанами и полностью проходит функциональные испытания до установки на коробку передач. Механизм управления делителем может выполняться в различных модификациях с нейтральным положением и без нейтрального положения для различных систем управления.

Механизм является легкосъемным и позволяет до установки на коробку передач произвести весь объем необходимых испытаний. Длина пневмотрассы от электроклапанов до исполнительных силовых элементов равна нулю, в соответствии с чем обеспечивается быстродействие системы управления и исключается промерзание пневмосистемы. Механизм управления основным редуктором является навесным (а не встроенным, как это имеет место в интегральной схеме), что позволяет иметь возможность различных модификаций управлений – установку кулисы – в случае необходимости механического управления коробкой передач при их установке на автомобили с капотной компоновкой (автомобили типа УралАЗ, КрАЗ и др.), или установку механизма для дистанционного механического привода, для автомобилей с вагонной компоновкой кабины (например, автомобили КамАЗ, МАЗ и др.). При автоматизированном управлении функционально-модульная схема позволяет полностью произвести все необходимые испытания до

установки на коробку передач. В случае появления какого-либо дефекта в работе механизма он может быть легко устранен, так как ко всем элементам имеется свободный доступ и механизм в случае необходимости может быть легко демонтирован. Таким образом, каждый из механизмов управления является функциональным модульным узлом навесной компоновки, позволяющий иметь различные модификации систем управления.

Рассмотрим особенности коробок передач коробки передач ТМ82700 (рисунке 1.7, 1.10).

При создании коробки передач ТМ8-2000 для автомобиля спец. назначения полной массой до 15000 кг. необходимо выполнить ряд требований. Одним из основных требований, учитывая назначение силового агрегата, было обеспечить минимальные габаритные и массовые показатели, при этом наиболее важный минимальный осевой габарит агрегата. Требование сводилось к следующему – уложиться в осевой габарит 5-ти ступенчатых коробок передач ЯМЗ-236 и КамАЗ-14, т.е. осевой габарит по торцам картера коробки передач 485 мм. По весовым показателям требование также сводилось к приближению к весовым показателям вышеназванных коробок передач, т.е. масса силового агрегата в сборе с картером сцепления, деталями управления сцеплением, коробки передач, заправленной смазкой, не должна превышать 300 кгс, а в перспективе масса в указанной комплектации должна быть доведена до 275 кгс.

Столь жесткие требования по габаритам и массе силового агрегата вызваны необходимостью применяться с двигателями относительно небольших мощностных показателей N=250÷300 л.с. с Мкр=90÷100 кгм с возможностью в перспективе при значительном увеличении мощностных показателей и, соответственно, крутящих моментов, что позволит существенно повысить тактико-технические характеристики транспортного средства. При полном сохранении всех параметров коробки передач, обеспечив тем самым длительные временные перспективы применяемости разработанного агрегата.

Получены следующие результаты выполненных исследований и разработок:

– величина входного крутящего момента увеличена по отношению к крутящему моменту вышеозначенных 5-ти ступенчатых коробок передач в 3 раза и достигает 270кгм;

– величина диапазона передаточных чисел превышает в 2 раза;

– величина выходного крутящего момента превышает в 6 раз.

Коробка передач ТМ8-2000 может работать с двигателями до 750 л.с.

Таким образом, малые габаритные и весовые показатели позволяют использовать коробку передач на транспортных средствах с двигателями относительно небольших

мощностных показателей, в то время как напряженное состояние коробки передач позволяет ей работать с двигателями весьма значительных мощностных показателей.

Применение коробки передач ТМ8-2000, имеющей диапазон передаточных чисел 13,77 (таблица 1.3) обеспечивает для полноприводного автомобиля спец. назначения полной массой 15000 с двигателем мощностью 350 л.с. возможность движения со скоростью до 130 км/час и предельные тяговые качества, позволяющие преодолевать автомобилю практически 30° подъем. Таким образом, предельные тяговые качества будут определяться в значительной степени сцепными свойствами шины.

Заложенная в коробку передач средняя величина интервала передаточных чисел, равна ~ 1,45 является оптимальной с точки зрения обеспечения наилучших разгонных и тяговых качеств автомобиля. Это определяется 2-мя основными факторами: величиной удельной мощности в пределах 20 и более л.с./т, а также существенным изменением коэффициента сопротивления движению при движении по грунтовым дорогам и бездорожью. (Применение коробок передач с интервалом 1,2÷1,25, как в ТМ16-2000, целесообразно в тяжелых автопоездах при движении на дорогах с хорошим покрытием, особенно, при сравнительно небольших удельных мощностях автопоезда 10÷15 л.с./т).

Необходимо здесь особо отметить, что практически безгранично улучшение разгонных и тяговых качеств автомобиля, т.к. это способствует повышению тактико-технических характеристик автомобиля, а последнее может быть достигнуто в перспективе путем повышения удельной мощности до 50 л.с./т, что позволяет коробка передач ТМ8-2000.

Следующая весьма важная и ответственная задача, которая решалась в процессе проектирования, заключалась в выборе системы управления коробкой передач.

При этом рассматривались следующие 3 варианта систем управления:

– чисто механическое управление коробкой передач и сцеплением;

– автоматизированное командное управление коробкой передач и сцеплением;

– автоматическое управление коробкой передач.

В процессе анализа и разработки каждого из указанных вариантов выяснилось, что ни один из них не удовлетворяет противоречивым требованиям к системе управления, а именно:

– максимальной надежности и практически безотказности в работе, которая в значительной степени определяет «живучесть» транспортного средства;

– простота и легкость управления, принимаемая во внимание относительно не высокую квалификацию водителей, при достаточно сложных условиях вождения и в т.ч. возможно в условиях военных действий;

– минимальное время процесса переключения передач с целью обеспечения высоких динамических качеств автомобиля.

Разработанная система управления должна исключать различного рода «человеческие факторы», «внештатные ситуации» и другие инсинуации, которые довольно широко вошли в обиход с целью снятия с себя ответственности за имеющиеся недоработки и непродуманность в деталях, чего не прощает практика.

В результате проведенных разработок и выполненных исследований был принят к разработке 4-ый вариант, который представляет собой наличие механического управления коробкой передач и сцеплением, при этом рычаг переключения передач представляет собой фактически рукоятку контроллера при нажатии на которую обеспечивается автоматическое выключение сцепления, уменьшение подачи топлива и подача давления в сервопривод для легкого включения передачи, т.е. осуществляется практически автоматическое управление тремя агрегатами – двигателем, сцеплением и коробкой передач. После включения передачи и снятия усилия с рукоятки происходит включение сцепления и подача топлива возобновится в соответствии с положением педали управления подачей топлива.

Замеры показывают, что время переключения передач не превышает в среднем 0,4 сек. (см. раздел 2данного отчета о НИР), (при этом нельзя сказать, что это и есть время разрыва потока мощности т.к. при разгоне автомобиля довольно существенная величина момента синхронизации подводится к колесам автомобиля).

С целью простого и удобного управления переключением передач расположение рукоятки рычага соответствует схеме Н-Н при этом не взирая на тот факт, что высшая передача коробки передач является повышающей рисунок положений рукоятки рычага остается таким же как и при высшей прямой передаче, что существенно упрощает управление переключением передач и исключает возможную ошибку избирания иной передачи, т.е. водителю не требуется задумываться при переходе со 2-ой на 3-ю передачу и с 6-ой на 7-ю передачу, также как и при обратных переключениях.

Таким образом, схема положений рукоятки рычага представляется в следующем наиболее упрощенном виде (рисунок 3.28):

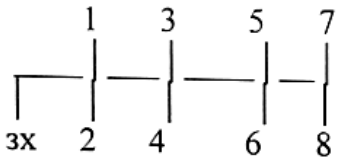


Рисунок 6.9 - Схема положений рукоятки рычага

В подавляющем числе случаев, при движении по обычным автомобильным трассам, водителю придется работать в зоне 3-8 передач, т.е. также как водителям обычных легковых автомобилей и вполне могут пригодиться навыки работы с обычными механическими коробками передач, только в более облегченном варианте, т.к. водителю не требуется ни выключать, ни включать сцепление, ни манипулировать с педалью управления подачи топлива. При трогании с места на 3-ей передаче водитель будет развивать скорость 16÷20 км/час, что и требуется, чтобы быстро уходить от светофора и вообще, чтобы иметь необходимые динамические качества автомобиля.

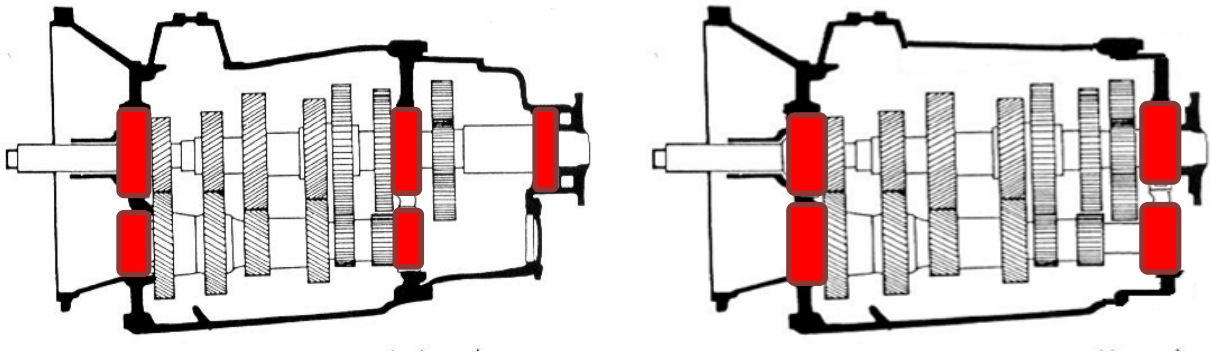
Педалью сцепления водителю необходимо пользоваться при маневрировании автомобиля, а также при трогании с места (хотя последнее не обязательно при трогании на 1-ой и 2-ой передачах). С целью максимальной надежности работы привод управления сцеплением выполнен механическим с пневмоусилителем.

Несмотря на простоту избирания той или иной передачи при заданной схеме положений рукоятки в системе управления с целью исключения возможности перекрутки коробки передач в случае ошибочной попытки установки водителем рычага управления в недопустимо низшую по скоростному параметру передачу при переходе с хода 5-6 на ход 3-4 передач перемещения рычага механически блокируется и загорается красным цветом мигающая лампочка, информирующая водителя о его действии. Водитель не должен опасаться информирующего сигнала, т.к. несколько опережающее желание перейти на низшую передачу может быть и умышленным с целью выхода на предельную мощность двигателя в условиях быстрого падения скорости автомобиля.

Электронная защита от перекрутки настроена с запасом в 200 об/мин (т.е. не на 1900 об/мин, а на 2100 об/мин), что и позволяет после завершения переключения в планетарном демультипликаторе и основном редукторе, двигателю, выйти на максимальную мощность.

(Блокирование переключения на низший диапазон планетарного демультипликатора происходит при скорости автомобиля превышающей 30 км/час.)

В результате выполненных оригинальных конструкторских технических решений разработанные многоступенчатые коробки передач с планетарным демультипликатором изготовлены фактически по обычной трех вальной классической схеме, когда имеется три вала, четыре опоры и две картерных детали (рисунок 6.10).



а) Схема аналогов (ZF, Mercedes-Benz) б) Схема коробок ТМ16-2000, ТМ8-2000

Рисунок 6.10 – Схема картера многоступенчатых коробок передач
(красным цветом выделены опоры валов)

Одновременно решалась задача уменьшения внутренних потерь в коробке передач за счет оригинальных конструкторских, геометрических и кинематических особенностей. Внутренние потери в коробке передач ТМ16-2000 составляют 1,3 кВт против 2,65 кВт в коробке передач S16-220 (по результатам фирмы ZF на режиме измерения - прямая передача при 2000 мин$^{-1}$).

Ниже приводится сравнение параметров и технологических свойств коробки передач ТМ16-2000 с коробкой передач ZF 16S-220 «Экосплит», которая наиболее близка к коробке передач ТМ16-2000 по кинематическим и выходным параметрам.

Синхронизатор ТМ16-2000 (рисунок 1.8, 1.11) имеет широкую ступицу, ограничиваемую зубчатыми венцами, что уменьшает угловые колебания муфты синхронизатора при включенной передаче и склонность к самовыключению передачи. В синхронизаторе ТМ16-2000 упругие элементы фиксаторов выполнены в виде стопорных колец, что упрощает сборку и исключает специальную сборку спиральных пружин и фиксаторных элементов. В этом случае также исключается возможность прижатия конусного блокирующего кольца к конусу зубчатого венца при включенной передаче. В синхронизаторе ТМ16-2000 блокирующие элементы на блокирующем кольце выполнены в виде трех зубьев и имеют скосы зубьев, независимые от торцевых скосов зубьев муфты. В результате этого износы на передних торцах зубьев муфты в процессе длительной работы коробки передач не влияют на блокирующие свойства синхронизатора. При изменении геометрии передних торцов у коробки передач фирмы ZF будут ухудшаться блокирующие свойства синхронизатора, что способствует пробиванию синхронизатора. Одновременно разделение блокирующих элементов синхронизатора и включающих элементов муфты дает возможность оптимально выбрать параметры этих элементов. Спиральные канавки на фрикционных поверхностях синхронизатора выполняются не на

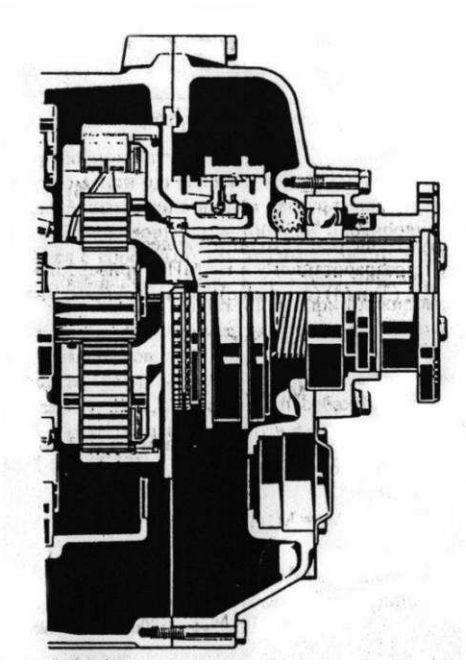
молибденовом покрытии, что весьма сложно и требует трех - четырех кратной толщины слоя покрытия, а на зубчатом венце. Муфта синхронизатора фирмы ZF использует для ограничения хода широкие (строенные) зубья, что требует обязательного применения протяжек, в то время как муфта ТМ16-2000 может нарезаться на обычном стандартном оборудовании. То есть изготовление синхронизатора ТМ 16-2000 не требует специализированного оборудования, он может изготавливаться на стандартном оборудовании.

Дополнительного пояснения требует конструкция двух конусного синхронизатора 1-й передачи (рисунок 1.8). Данное конструкторское решение с установкой дополнительного кольца с обратной стороны шестерни позволяет обеспечивать удвоенно эффективную работу синхронизатора без применения 2-х конусных двойных синхронизаторов типа ZF, которые обуславливают увеличенные внутренние потери.

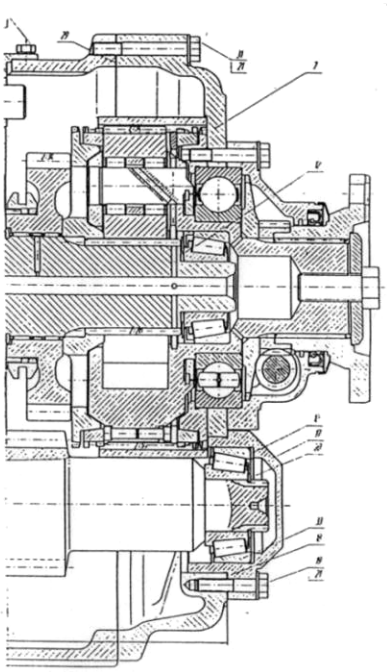
В коробке передач ТМ16-2000 направление спирали зуба имеет противоположное направление по отношению к общепринятому классическому, в том числе, примененном в коробке передач ZF. Указанное конструкторское решение обеспечит существенное уменьшение внутренних потерь в коробке передач. При классическом направлении спиралей зубьев осевые нагрузки от наклона зубьев шестерен действуют на наружные опорные подшипники, первичных и вторичных валов. Эти подшипники работают в условиях абсолютных оборотов валов. При обратном направлении спиралей зубьев, что заложено в коробке передач ТМ16-2000, силы направлены внутрь и замыкаются через подшипник передней опоры вторичного вала. В этом случае подшипник воспринимает не абсолютные обороты валов, а только разность этих оборотов, что в зоне особенно высших передач в несколько раз уменьшит внутренние потери.

Следующей отличительной особенностью, которая способствует уменьшению внутренних потерь коробки передач, является расположение подшипника задней опоры вторичного вала не в корпусе картера, а внутри водила, что практически при включении высшего диапазона демультипликатора снижает потери до нуля.

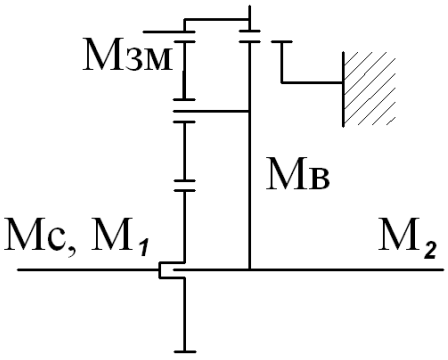
Аналитическое исследование, проведенное в работе и представленное ниже, показало, что указанная схема блокировки дифференциального ряда является не оптимальной. Наиболее правильно блокировать дифференциальный ряд за счет соединения корончатой шестерни со вторичным валом (рисунок 6.11). В этом случае передача момента идет двумя потоками: один поток через солнечную шестерню (Мс рисунок 6.11) и сателлит на корончатую шестерню (Мзм), а второй поток непосредственно от вторичного вала на корончатую шестерню.



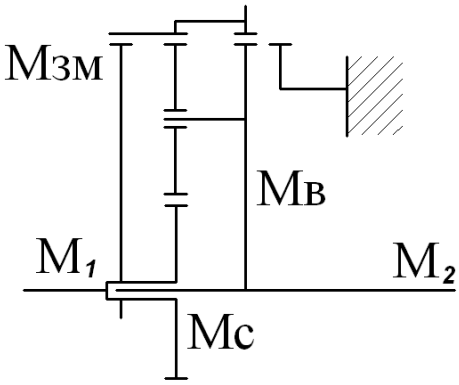
а) конструкция планетарного демультипликатора ZF 16S220



б) конструкция планетарного демультипликатора коробки ТМ16-2000, ТМ8-2700



г) кинематическая схема планетарного демультипликатора ZF 16S220



д) кинематическая схема планетарного демультипликатора коробки ТМ16-2000, ТМ8-2700

Рисунок 6.11 – Конструкция планетарного демультипликатора

Такая блокировка резко снижает величину усилия на зубьях солнечной шестерни и практически исключает возможность бринелирования роликов подшипника. В этом случае величина крутящего момента, проходящего через солнечную шестерню, в 4,5 раза меньше, чем в конструкции планетарного демультипликатора фирмы «Цанрад Фабрик». Аналитическим исследованием установлено, что процессы синхронизации в конструкции НАМИ при включении высшего диапазона и одинаковых силовых элементах пневмоприводов происходят в 6-10 раз быстрее. За основу построения

синхронизированного планетарного ряда была взята конструкторская схема «синхронизатора», при этом муфтой синхронизатора являлась корончатая шестерня, а роль ступицы выполняют пять сателлитов. В результате указанного решения, позволившего получить планетарный ряд с малыми размерами, в 1,5 раза более мощным синхронизатором (по сравнению с синхронизатором фирмы «ZF»), удалось сократить (при увеличении несущей способности планетарного ряда и синхронизатора) осевой габарит коробки передач на 170 мм, а это позволило исключить промежуточную опору в коробке передач. Необходимо заметить, что наличие промежуточной опоры в коробках передач фирмы ZF при прогибах вторичного вала и соответствующем перекосе в задней опоре вторичного вала обуславливает скрещивание осей солнечной шестерни и осей сателлитов. С увеличением крутящего момента в коробке передач это скрещивание будет возрастать, что не позволит обеспечить надлежащий контакт в зацеплении шестерен планетарного ряда и существенно сократит ресурс работы солнечной шестерни. Это качество будет сильнее проявляться при более тяжелых условиях работы автомобиля или автопоезда. В коробке передач этот недостаток исключен за счет исключения опоры вала в стенку.

Выполненное конструкторское решение планетарного ряда позволило исключить шесть достаточно сложных паразитных деталей, которые к тому же ухудшали функциональную работоспособность планетарного ряда.

Особо стоит остановиться на оригинальном конструкторском решении механизма переключения передач. Он выполнен в виде самостоятельного модульного узла. Конструкция механизма обладает следующими преимуществами:

– существенно упрощает конструкцию и обработку корпусных деталей коробки передач и упрощает его компоновочные возможности и сборку коробки передач;

– сокращается длина штоков вилок в 2÷2,5 раза;

– высокой технологичностью изготовления вилок из листовой полосы, к тому же унифицированных.

Важной особенностью разработанной коробки передач ТМ8-2000 является то, что при ее создании использовался многолетний опыт разработок как коробок передач различных размерностей и модификаций, так и систем управления, при этом подавляющее большинство технологических и конструкторских решений было апробировано большим объемом стендовых, лабораторных и дорожно-эксплуатационных испытаний, что гарантирует надежную работу примененных конструкторских решений и следовательно, коробки передач.

Таким образом, в результате проведенных исследований, конструкторских изысканий и выполненных оригинальных разработок созданы многоступенчатые

малогабаритные коробки передач с входным крутящим моментом до 2700 нм, мощностью двигателя до 750 л.с. с автоматическим управлением двигателем, коробкой передач и сцеплением при одновременном наличии резервного механического управления указанными агрегатами, что гарантировано обеспечивает надлежащую надежность работы агрегата, в сочетании с облегчением и упрощением управления коробкой передач, а, следовательно, повышает живучесть транспортного средства.

Заключение по разделу 6

6.1 Анализ силовых, геометрических, кинематических и расчетных параметров, определяющих сравнительные величины изгибной и контактной несущих способностей, позволил выявить существенные преимущества коробки передач ТМ16-2000 по отношению к ближайшим аналогам (ZF 16S220, ZF 16S181, Mercedes-Benz G180-11,9, Volvo SR-2000ведущих фирм в области трансмиссий:

1) осевой габарит коробки передач ТМ 16-2000 на 23% (170 мм) меньше по сравнению с коробкой передач 16S220, имеющей равную величину входного крутящего момента;
2) величина диапазона передаточных чисел коробки передач ТМ16-2000 в среднем по сравнению с аналогами больше на 8,7%;
3) показатель изгибной несущей способности основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,29 раза;
4) показатель контактной несущей способностью основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,3 раза;
5) показатель изгибной несущей способности планетарного демультипликатора в среднем больше в 1,47 раза;
6) показатель контактной несущей способности планетарного демультипликатора в 1,33 раза больше.

6.2 Напряженность шестерен планетарного ряда коробки передач ZF 16AS2200 сравнительно с напряженностью планетарного ряда коробки передач ZF S16-220 возросла на 24%, а по отношению к напряженности шестерен планетарного ряда коробки передач ТМ16-2000 на 60%. Это позволяет сделать вывод о том, что одинаковую напряженность шестерен планетарного ряда коробки передач ТМ16-2000 в сравнении с коробкой передач ZF S16-220 можно иметь при ширине сателлита 38 мм и 29,5 мм по сравнению с коробкой передач ZF 16AS-2200

6.3 Установлено, что одинаковая контактная напряженность шестерен основного редуктора при одинаковых кинематических параметрах коробки с одним и 2-мя

промежуточными валами, а также при наличии высшей прямой передачи в коробке передач с 2-мя промежуточными валами и одним промежуточным валом в коробке с высшей повышающей передачей может быть достигнута за счет увеличения ширины зубчатых венцов шестерен на 15%.

6.4 По осевым габаритам коробка передач ТМ16-2000 короче коробки передач ZF S16-220 на 140,5мм и на 76,5 мм короче коробки передач ZF 16AS2200. По размеру по торцам картера коробки передач, который является определяющим параметром коробки передач (влияющим на жесткость коробки передач и др.), ТМ16-2000 короче коробки передач ZF S16-220 на 171 мм и коробки передач 16AS2200 на 85 мм. Эта разница в осевых габаритах коробки передач является фактической без учета существенно большей способности шестерен планетарного демультипликатора коробки передач ТМ16-2000.

6.5 В результате выполненных оригинальных конструкторских технических решений разработанные многоступенчатые коробки передач с планетарным демультипликатором впервые в мировой практике изготовлены фактически по обычной трех вальной классической схеме, когда имеется три вала, четыре опоры и две картерных детали.

6.6 Ра счет оригинальных конструкторских, геометрических и кинематических особенностей внутренние потери в коробке передач ТМ16-2000 составляют 1,3 кВт против 2,65 кВт в коробке передач ZF 16S-220 (по результатам фирмы ZF на режиме измерения - прямая передача при 2000 мин$^{-1}$).

6.7 По конструкции синхронизаторов разработанные многоступенчатые коробки передач существенно отличаются от аналогов. В синхронизаторе ТМ16-2000 упругие элементы фиксаторов выполнены в виде стопорных колец, что упрощает сборку и исключает специальную сборку спиральных пружин и фиксаторных элементов. Также в этом случае исключается возможность прижатия конусного блокирующего кольца к конусу зубчатого венца при включенной передаче. Блокирующие элементы на блокирующем кольце выполнены в виде трех зубьев и имеют скосы зубьев, независимые от торцевых (включающих) скосов зубьев муфты. В результате этого износы на передних торцах зубьев муфты в процессе длительной работы коробки передач не влияют на блокирующие свойства синхронизатора. При изменении геометрии передних торцов у коробки передач фирмы ZF будут ухудшаться блокирующие свойства синхронизатора, что способствует пробиванию синхронизатора. Одновременно разделение блокирующих элементов синхронизатора и включающих элементов муфты дает возможность оптимально выбрать параметры этих элементов. Спиральные канавки на фрикционных поверхностях синхронизатора выполняются не на молибденовом покрытии, что весьма

сложно и требует трех - четырех кратной толщины слоя покрытия, а на зубчатом венце. Муфта синхронизатора фирмы ZF использует для ограничения хода широкие (строенные) зубья, что требует обязательного применения протяжек, в то время как муфта ТМ16-2000 может нарезаться на обычном стандартном оборудовании. То есть изготовление синхронизатора ТМ 16-2000 не требует специализированного оборудования, он может изготавливаться на стандартном оборудовании.

6.8 Для улучшения параметров синхронизации на первой передаче основного редуктора в аналогах используются двухконусные синхронизаторы Однако, в отличие от 2-х конусных двойных синхронизаторов типа ZF, которые обуславливают увеличенные внутренние потери, в многоступенчатых коробках применены оригинальные 2-х конусные синхронизаторы разнесенной конструкции, обеспечивающие удвоенную эффективную работу синхронизатора без увеличения внутренних потерь в коробке.

6.9 Аналитическое исследование, проведенное в работе показало, что традиционная схема блокировки дифференциального ряда, как например на ZF 16S-220, является не оптимальной. Наиболее правильно блокировать дифференциальный ряд за счет соединения корончатой шестерни со вторичным валом. В этом случае передача момента идет двумя потоками: один поток через солнечную шестерню и сателлит на корончатую шестерню, а второй поток непосредственно от вторичного вала на корончатую шестерню. Такая блокировка резко снижает величину усилия на зубьях солнечной шестерни и практически исключает возможность бринелирования роликов подшипника. В этом случае величина крутящего момента, проходящего через солнечную шестерню, в 4,5 раза меньше, чем в конструкции планетарного демультипликатора фирмы ZF. Установлено, что процессы синхронизации в предложенной конструкции демультипликатора при включении высшего диапазона и одинаковых силовых элементах пневмоприводов происходят в 6-10 раз быстрее.

6.11 Комплекс примененных опережающих технических решений заложенных в типоразмерный ряд инновационных малогабаритных коробок передач дает основание считать, что технический уровень разрабатываемых коробок передач соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы. Созданные экспериментальные образцы многоступенчатых механических унифицированных малогабаритных коробок передач по своим технико-экономическим характеристикам не уступают лучшим зарубежным аналогам.

7. Разработка рекомендаций по использованию результатов проведенных НИР

7.1 Разработка рекомендаций по использованию результатов проведенных НИР в реальном секторе экономики

В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям (Группы КОМ) новые и эффективные методы и средства для исследования и создания коробок передач с автоматическим управлением, использующих энергоэффективные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетному направлению «Транспортные и космические системы».

Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по созданию коробок передач с автоматическим управлением внедрены в организациях Группы КОМ (ООО «КОМ», ООО «КОМ-Проект») при создании семейства многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматическим управлением.

Для данных организаций были предложены следующие рекомендации:

1) Использовать основные параметры предложенного типоразмерного ряда перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач, включающего в себя всего тринадцать коробок передач, из которых пять базовых типоразмеров, где три являются 6 ступенчатыми и две - многоступенчатыми, соответственно 8 и 16 ступенчатыми коробками передач.

2) Использовать кинематические и силовые схемы, а также выбранные геометрические параметры для перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач из представленного типоразмерного ряда.

3) Для расчета геометрических и прочностных параметров принципиально новой простой малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач использовать предложенные аналитические зависимости.

4) При определении показателей контактной и изгибной несущей способности для передач с внешним зацеплением и планетарных передач, а также при определении сравнительной долговечности, которая дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента, использовать предложенные аналитические зависимости.

5) При выборе основных параметров электропневматического привода управления многоступенчатыми коробками передач использовать полученные зависимости от параметров двигателя, коробки передач, автомобиля и условий сопротивления движению.

6) При разработке планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач рекомендуется блокировать дифференциальный ряд за счет соединения корончатой шестерни со вторичным валом. В этом случае передача момента идет двумя потоками: один поток через солнечную шестерню и сателлит на корончатую шестерню, а второй поток непосредственно от вторичного вала на корончатую шестерню. Такая блокировка резко снижает величину усилия на зубьях солнечной шестерни и практически исключает возможность бринелирования роликов подшипника. В этом случае величина крутящего момента, проходящего через солнечную шестерню, в 4,5 раза меньше, чем в конструкции планетарного демультипликатора фирмы ZF. Установлено, что процессы синхронизации в предложенной конструкции демультипликатора при включении высшего диапазона и одинаковых силовых элементах пневмоприводов происходят в 6-10 раз быстрее.

7) При выборе параметров синхронизаторов использовать полученные теоретические зависимости для времени разблокировки синхронизатора в различных случаях переключения передач, и величины усилия, необходимого для разблокировки.

8) Использовать схему управления перспективными многоступенчатыми синхронизированными коробками передач типоразмерного ряда, с заложенным в нее законом оптимального переключения передач.

9) Использовать коробку передач М6-300 прежде всего на автомобилях повышенной проходимости типа «джип», малых автобусах и грузовых автомобилях с полной массой до 8000 кг. с крутящим моментом двигателя до 360 Нм.

10) Использовать в коробке передач М6-300 широкий диапазон передаточных чисел d=9,28, гарантированно обеспечивающий необходимые требования по скоростным и тяговым качествам автомобиля при полной массе транспортного средства до 8000 кг.

11) Максимальной унифицировать малогабаритные механические синхронизированные многоступенчатые коробки передач ТМ8-2700 и ТМ16-2000, предназначенные для работы с двигателями в диапазоне мощностей 600…700 л.с. (соответственно для ТМ16 и ТМ8) и крутящих моментов до 2200 Нм для коробки ТМ16 и 2700 Нм для коробки ТМ8, требуемых для тяжелых грузовых автомобилей, автобусов большого и особо большого класса, автопоездов, строительной и дорожной техники, а

также автомобилей специального назначения. Унификация может достигаться использованием базового универсального технологического модуля, включающего планетарный демультипликатор, пару шестерен с муфтой включения передачи заднего хода, узел низшей передачи с мощным 2-х конусным синхронизатором, оригинальной конструкции, работающий на низшем и высшем диапазонах демультипликатора. Этот общий универсальный модуль по длине от заднего торца коробки передач до левого торца муфты синхронизатора низшей передачи составляет 275 мм.

12) Проводить экспериментальные исследования многоступенчатых коробок передач в соответствии с разработанной программой и методикой проведения испытаний на созданном специализированном стенде, позволяющем исследовать работоспособность коробок передач и системы их управления и получать реальные параметры коробки передач во всем диапазоне оборотов.

13) Использовать полученные результаты экспериментальных исследований многоступенчатых коробок передач на стенде для дальнейшей их доводки при установке и исследованиях в составе транспортного средства.

14) Использовать перспективные малогабаритные механические синхронизируемые многоступенчатые коробки передач разработанного типоразмерного ряда с механическим, преселекторным и автоматическим управлением на семействе инновационных грузовых автомобилей «Русак».

Полученные акты внедрения в предприятиях реального сектора экономики, представлены в приложении А.

7.2 Разработка рекомендаций и предложений по использованию результатов проведенных НИР в образовательном процессе

Результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученные в результате исследований, используются в учебном процессе бакалавров и магистров по направлению 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ, в НОЦ «Транспорт» в курсовом и дипломном проектировании, а также в теоретических курсах лекций по дисциплинам «Конструирование и расчет автомобиля», «Теория автомобиля», «САПР автомобиля и трактора»**:**

- **Конструирование и расчет автомобиля:**

- Особенности конструирования и выбор основных параметров многоступенчатых коробок передач, 2 ч.
- Особенности конструкций и расчета планетарных демультипликаторов коробок передач, 2 ч.
- Анализ конструкций и расчета конусных инерционных синхронизаторов, 2 ч.
- Методика выбора основных параметров электропневматического привода многоступенчатых коробок передач с учетом условий протекания процесса синхронизации при переменном давлении с различным истечением воздуха в пневматический цилиндр (критическим, подкритическим и при постоянном давлении), а также параметров двигателя, коробки передач, автомобиля и сопротивления движению , 4ч.
- Определение основных параметров процесса синхронизации: динамических нагрузок при схождении конусов трения; время синхронизации; скорости автомобиля после окончания процесса синхронизации; работу, затраченную на разгон или замедление автомобиля в процессе синхронизации; работу буксования синхронизатора; работу буксования на муфте синхронизатора, 4 ч.
- Определение времени разблокировки синхронизатора для различных случаев переключения передач, а также величину усилия, необходимую для разблокировки в зависимости от параметров синхронизатора и величин действующих моментов, 2ч.
- Определение времени и усилий для переключения диапазонов в случае использования планетарного демультипликатора, 2 ч.
- Аналитические зависимости для выбора основных геометрических и прочностных параметров новой простой малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач, 2ч.

- Аналитические зависимости для определения показателей контактной и изгибной несущей способности для передач с внешним зацеплением и планетарных передач, а также расчетные зависимости для сравнительной долговечности, которая дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя, 4 ч.
- Экспериментальные исследования на стенде многоступенчатых коробок передач с механическим, преселекторным и автоматическим управлением с использованием современного измерительного оборудования, 4 ч.

- Теория автомобиля:

- Анализ тенденций развития и требований, предъявляемых к современных механических многоступенчатых коробкам передач, 2 ч.
- Методика выбора передаточных чисел многоступенчатых механических трансмиссии, 4 ч.
- Определение аналитических зависимостей между действительной величиной интервала оборотов ведущих частей трансмиссии и параметрами коробки передач, автомобиля и внешних факторов сопротивления, 2 ч.
- Определение критериев, формирующих закон переключения передач, обеспечивающие наилучшее согласование параметров двигателя и трансмиссии, и позволяющие достичь требуемых показателей топливной экономичности и тяговой динамики грузовых автомобилей, 4 ч.

- САПР автомобиля и трактора

- Разработка трехмерной параметрической модели картера коробки передач, 4 ч.
- Разработка трехмерной параметрической модели сборки на примере многоступенчатой коробки передач, 4 ч.
- Особенности проектирования 3D узлов и деталей коробок передач в системах Mechanical Desktop и CATIA, 2 ч.
- Особенности расчета на прочность и жесткость картеров агрегатов трансмиссии методом конечных элементов, 2 ч.

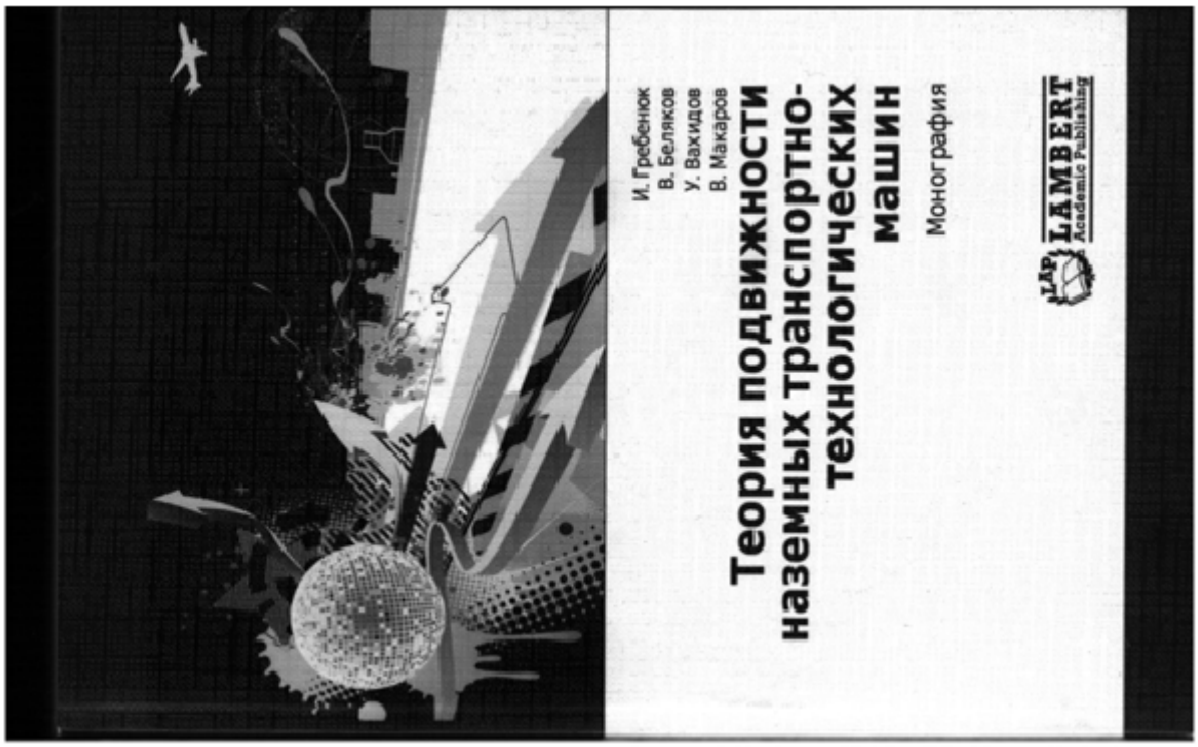
Акты внедрения в образовательный процесс на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ, представлены в приложении Б, а программа внедрения результатов НИР в образовательный процесс в Приложение В.

8. Проведение научного семинара по теме: «Опыт по разработки, исследованию и созданию типоразмерного ряда перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением».

Рисунок 8.1 – Макет приглашения на семинар

9. Подготовка макета учебного пособия

В результате выполнения НИР были подготовлены монографии (рисунок 9.1-9.3), используемые в учебном процессе (см. раздел 7 данного отчете о НИР).



Impressum/Imprint (nur für Deutschland/only for Germany)
Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek: Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.
Alle in diesem Buch genannten Marken und Produktnamen unterliegen warenzeichen-, marken- oder patentrechtlichem Schutz bzw. sind Warenzeichen oder eingetragene Warenzeichen der jeweiligen Inhaber. Die Wiedergabe von Marken, Produktnamen, Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen u.s.w. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutzgesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Coverbild: www.ingimage.com

Verlag: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG
Heinrich-Böcking-Str. 6-8, 66121 Saarbrücken, Deutschland
Telefon +49 681 3720-310, Telefax +49 681 3720-3109
Email: info@lap-publishing.com

ДА: Нижегородский государственный технический университет, 2012

Herstellung in Deutschland:
Schaltungsdienst Lange o.H.G., Berlin
Books on Demand GmbH, Norderstedt
Reha GmbH, Saarbrücken
Amazon Distribution GmbH, Leipzig
ISBN: 978-3-8484-0587-9

Только для России и стран СНГ
Библиографическая информация, изданная Немецкой Национальной Библиотекой. Немецкая Национальная Библиотека включает данную публикацию в Немецкий Книжный Каталог; с подробными библиографическими данными можно ознакомиться в Интернете по адресу http://dnb.d-nb.de.
Любые названия марок и брендов, упомянутые в этой книге, принадлежат торговой марке, бренду или запатентованы и являются брендами соответствующих правообладателей. Использование названий брендов, названий товаров, торговых марок, описаний товаров, общих имён, и т.д. даже без точного упоминания в этой работе не является основанием того, что данные названия можно считать незарегистрированными под каким-либо брендом и не защищены законом о брендах и их можно использовать всем без ограничений.

Изображение на обложке предоставлено: www.ingimage.com

Издатель: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG
Heinrich-Böcking-Str. 6-8, 66121 Saarbrücken, Germany
Телефон +49 681 3720-310, Факс +49 681 3720-3109
Email: info@lap-publishing.com

Напечатано в России
ISBN: 978-3-8484-0587-9

АВТОРСКОЕ ПРАВО ©2012 принадлежат автору и LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG и лицензиарам
Все права защищены. Saarbrücken 2012

Рисунок 9.1 – Монография «Теория подвижности наземных транспортно-технологических машин»

Impressum / Выходные данные

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek: Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.

Alle in diesem Buch genannten Marken und Produktnamen unterliegen warenzeichen-, marken- oder patentrechtlichem Schutz bzw. sind Warenzeichen oder eingetragene Warenzeichen der jeweiligen Inhaber. Die Wiedergabe von Marken, Produktnamen, Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen u.s.w. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutzgesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Библиографическая информация, изданная Немецкой Национальной Библиотекой. Немецкая Национальная Библиотека включает данную публикацию в Немецкий Книжный Каталог; с подробными библиографическими данными можно ознакомиться в Интернете по адресу http://dnb.d-nb.de.

Любые названия марок и брендов, упомянутые в этой книге, принадлежат торговой марке, бренду или запатентованы и являются брендами соответствующих правообладателей. Использование названий брендов, названий товаров, торговых марок, описаний товаров, общих имён, и т.д. даже без точного упоминания в этой работе не является основанием того, что данные названия можно считать незарегистрированными под каким-либо брендом и не защищены законом о брендах и их можно использовать всем без ограничений.

Coverbild / Изображение на обложке предоставлено: www.ingimage.com

Verlag / Издатель:
LAP LAMBERT Academic Publishing
ist ein Imprint der / является торговой маркой
AV Akademikerverlag GmbH & Co. KG
Heinrich-Böcking-Str. 6-8, 66121 Saarbrücken, Deutschland / Германия
Email / электронная почта: info@lap-publishing.com

Herstellung: siehe letzte Seite /
Напечатано: см. последнюю страницу
ISBN: 978-3-659-22990-9

Copyright / АВТОРСКОЕ ПРАВО © 2012 AV Akademikerverlag GmbH & Co. KG
Alle Rechte vorbehalten. / Все права защищены. Saarbrücken 2012

Рисунок 9.2 – Монография «Моделирование движения автомобилей в MatLab Simulink»

Impressum/Imprint (nur für Deutschland/only for Germany)
Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek: Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.
Alle in diesem Buch genannten Marken und Produktnamen unterliegen warenzeichen-, marken- oder patentrechtlichem Schutz bzw. sind Warenzeichen oder eingetragene Warenzeichen der jeweiligen Inhaber. Die Wiedergabe von Marken, Produktnamen, Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen u.s.w. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutzgesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Coverbild: www.ingimage.com

Verlag: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG
Heinrich-Böcking-Str. 6-8, 66121 Saarbrücken, Deutschland
Telefon +49 681 3720-310, Telefax +49 681 3720-3109
Email: info@lap-publishing.com

ДА: г. Нижний Новгород, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2006

Herstellung in Deutschland:
Schaltungsdienst Lange o.H.G., Berlin
Books on Demand GmbH, Norderstedt
Reha GmbH, Saarbrücken
Amazon Distribution GmbH, Leipzig
ISBN: 978-3-8443-5115-6

Только для России и стран СНГ
Библиографическая информация, изданная Немецкой Национальной Библиотекой. Немецкая Национальная Библиотека включает данную публикацию в Немецкий Книжный Каталог, с подробными библиографическими данными можно ознакомиться в Интернете по адресу http://dnb.d-nb.de.
Любые названия марок и брендов, упомянутые в этой книге, принадлежат торговой марке, бренду или запатентованы и являются брендами соответствующих правообладателей. Использование названий брендов, названий товаров, торговых марок, описаний товаров, общих имён, и т.д. даже без точного упоминания в этой работе не является основанием того, что данные названия можно считать незарегистрированными под каким-либо брендом и не защищены законом о брендах и их можно использовать всем без ограничений.

Изображение на обложке предоставлено: www.ingimage.com

Издатель: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG
Heinrich-Böcking-Str. 6-8, 66121 Saarbrücken, Germany
Телефон +49 681 3720-310, Факс +49 681 3720-3109
Email: info@lap-publishing.com

Напечатано в России
ISBN: 978-3-8443-5115-6

АВТОРСКОЕ ПРАВО ©2012 принадлежат автору и LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG и лицензиарам
Все права защищены. Saarbrücken 2012

Рисунок 9.2 – Монография «Метод определения передаточных чисел трансмиссии автомобиля»

10. Оценка полноты решения задач и достижения поставленных целей НИР

Целью выполнения НИР являлось проведение исследований и создание научного задела по многоступенчатым трансмиссиям грузовых автомобилей, обеспечивающим высокие динамические, экономические показатели и уменьшающим влияние человеческого фактора на процессы управления за счет применения адаптивных микропроцессортных систем.

Перед выполнением НИР были поставлены научно-технические задачи, представленные в таблице 10.1.

Таблица 10.1 – Достижение поставленных перед НИР задач

№	Научно-техническая задача	Этап НИР, на котором задача решена
1	Разработка оценочных критериев напряженности агрегата, несущей способности отдельных элементов и узлов, в частности изгибной и контактной сравнительной долговечности.	Отчет по 2 этапу НИР, раздел 3, раздел 4
2	Математическое моделирование протекания процесса синхронизации при переменном давлении, исследование динамики процесса.	Отчет по 2 этапу НИР, раздел 1
3	Математическое моделирование процесса переключения передач с целью определения действительного интервала ступеней трансмиссии в зависимости от условий движения и кинематических параметров трансмиссии. Математическое моделирование переходных процессов при переключении передач.	Отчет по 3 этапу НИР, раздел 3
4	Разработка метода сравнительной оценки технического уровня многоступенчатых коробок передач.	Отчет по 2 этапу НИР, раздел 5
5	Разработка на основании проведенных аналитических и экспериментальных исследований алгоритма микропроцессорной системы управления автоматической многоступенчатой коробки передач.	Отчет по 3 этапу НИР, раздел 2
6	Разработка типоразмерного ряда многоступенчатых синхронизированных коробок передач с автоматическим управлением.	Отчет по 3 этапу НИР, раздел 1, раздел 4
7	Разработка эскизной конструкторской документации на	Отчет по 4 этапу НИР,

	перспективные унифицированные синхронизированные малогабаритные многоступенчатые коробки передач.	раздел 4
8	Разработка стенда для экспериментальных исследований синхронизированных многоступенчатых коробок передач и их привода.	Отчет по 3 этапу НИР, раздел 6
9	Создание перспективных малогабаритных высокоэкономичных коробок передач с автоматическим управлением, превышающих зарубежный технический уровень аналогов.	Отчет по 4 этапу НИР, раздел 1
10	Разработка программы внедрения полученных результатов научных исследований и конструкторских разработок в образовательный процесс.	Отчет по 4 этапу НИР, раздел 7, приложение Б, В.
11	Разработка патентных документов синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач.	Отчетные документы по 2 и 4 этапам работы
12	Разработка учебного пособия по конструированию многоступенчатых коробок передач с автоматическим управлением.	Отчет по 4 этапу НИР, раздел 9

Как следует из таблицы 10.1 все поставленные научно-технические задачи для достижения выбранной цели исследования выполнены в полном объеме.

Таким образом, на основании результатов выполнения НИР можно указать научную значимость проекта:

1. Разработаны новые оценочные критерии напряженности агрегата, несущей способности отдельных элементов и узлов, в частности изгибной и контактной сравнительной долговечности.
2. Разработан аналитический аппарат для описания процесса синхронизации при переменном давлении, исследование динамики процесса.
3. Разработано математическое описание процесса переключения передач с целью определения действительного интервала ступеней трансмиссии в зависимости от условий движения и кинематических параметров трансмиссии и произведено математическое моделирование переходных процессов при переключении передач.
4. Разработан метод сравнительной оценки технического уровня многоступенчатых коробок передач.

5. Разработан алгоритм микропроцессорной системы управления многоступенчатой коробки передач в автоматическом и преселекторном режиме.

6. Предложен типоразмерный ряд многоступенчатых унифицированных малогабаритных синхронизированных коробок передач с механическим, преселекторным и автоматическим управлением для перспективных грузовых автомобилей.

Практической ценностью НИР являются:

- Алгоритм микропроцессорной системы управления автоматической многоступенчатой коробки передач;

- Эскизная конструкторская документация на перспективные унифицированные синхронизированные малогабаритные многоступенчатые коробки передач.

- Стенд для экспериментальных исследований синхронизированных многоступенчатых коробок передач и их привода.

- Агрегаты: малогабаритные высокоэкономичные коробки передач М6-300, ТМ8-2700, ТМ16-2000 с механическим, преселекторным и автоматическим управлением, превышающих зарубежный технический уровень аналогов.

- Патентные документы на синхронизированные малогабаритные многоступенчатые коробки передач.

- Программа внедрения полученных результатов научных исследований и конструкторских разработок в образовательный процесс.

- Монографии по конструированию многоступенчатых коробок передач и их привода, выбору их основных параметров и моделированию процессов, происходящих при переключении передач.

На основании результатов проведенных исследований можно поставленная в работе цель достигнута.

Заключение

1 Разработаны и изготовлены экспериментальные образцы унифицированных малогабаритных механических синхронизированных коробок передач: шестиступенчатая коробка М6-300; восьмиступенчатая коробка ТМ8-2700, шестнадцатистпенчатая коробка передач ТМ16-2000.

2 Основными конкурентными преимуществами коробки передач М6-300 при ее использовании являются:

2.1) предназначена для применения на автомобилях повышенной проходимости типа «джип», малых автобусах и грузовых автомобилях с полной массой до 8000 кг. с крутящим моментом двигателя до 360 Нм.

2.2) малый вес и габариты – практически шестиступенчатая коробка передач М6-300 выполнена в габаритах и массе пятиступенчатых коробок передач;

2.3) увеличенный в 1,5…2 раза диапазон передаточных чисел, что обеспечивает:

- снижение расхода топлива до 5…8%, что достигается одновременным снижением внутренних потерь в коробке;

- снижение оборотов двигателя на один километр пути и тем самым повышение ресурса двигателя;

- уменьшение шумности двигателя за счет снижения его оборотности;

- исключение демультипликатора из раздаточной коробки в полноприводных автомобилях, что существенно упрощает, облегчается и удешевляет ее конструкцию;

- исключение приводов управления диапазонами раздаточной коробки и блокировкой дифференциала;

- увеличение долговечности сцепления в 1,5…2 раза за счет резкого уменьшения работы буксования сцепления, что особенно будет сказываться при частом трогании при наличия движения в так называемых «пробках»;

3. Коробки передач ТМ16-2000 и ТМ8-2700 являются малогабаритными максимально унифицированными механическими синхронизированными многоступенчатыми коробками передач, предназначенные для работы с двигателями в диапазоне мощностей 600…700 л.с. и крутящих моментов до 2200 …2700 Нм соответственно. Это позволяет удовлетворить самым разнообразным требованиям, предъявляемым к автомобилям, автобусам, автопоездам, а также автомобилям специального назначения.

4 Многоступенчатые коробки передач ТМ16 и ТМ8 изготовлены с механическим и с мехатронным электропневматическим управлением, технический уровень которых,

обусловленный их конструктивными особенностями, соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы.

5 Рассмотрены конструктивные особенности экспериментальных образцов коробок передач их общий вид, отдельные узлы и детали. Коробки передач ТМ8-2700 и ТМ16-2000 имеют технологический модуль длиной 275 мм, который для обеих коробок полностью унифицирован. Технологический модуль включает: планетарный демультипликатор; пара шестерен с муфтой включения передачи заднего хода; узел низшей передачи с мощным 2-х конусным синхронизатором, оригинальной конструкции, работающий на низшем и высшем диапазонах демультипликатора.

6 Кроме указанного технологического модуля для коробок передач ТМ8-2700 и ТМ16-2000 также унифицированными являются:

- все синхронизаторы основного редуктора коробок передач;
- механизм электропневматического переключения передач;
- механизм командного и автоматического управления коробкой передач;
- микропроцессорные блоки автоматического управления коробки передач.

7 Рассмотрена схема мехатронной электропневматической системы управления экспериментальных образцов коробок передач ТМ16-2000 и ТМ8-2700, представлены отдельные компоненты системы и их характеристики.В результате экспериментальных исследований определены характеристики осевой жесткости синхронизаторов, динамические усилия на конусах синхронизатора от диаметра жиклера и давления, зависимость момента трения на первичном валу от температуры масла, параметры процесса включения передачи при переменном давлении в пневматическом цилиндре и проведены исследования мехатронной системы управления коробки передач, в том числе «провокационные испытания».

8 В результате испытаний было выявлено соответствие системы автоматического управления коробкой передач техническим требованиям, а также обеспечение выполнения закона управления в полном объеме.

9 Анализ силовых, геометрических, кинематических и расчетных параметров, определяющих сравнительные величины изгибной и контактной несущих способностей, позволил выявить существенные преимущества коробки передач ТМ16-2000 по отношению к ближайшим аналогам (ZF 16S220, ZF 16S181, Mercedes-Benz G180-11,9, Volvo SR-2000ведущих фирм в области трансмиссий:

9.1 осевой габарит коробки передач ТМ 16-2000 на 23% (170 мм) меньше по сравнению с коробкой передач 16S220, имеющей равную величину входного крутящего момента;

9.2 величина диапазона передаточных чисел коробки передач ТМ16-2000 в среднем по сравнению с аналогами больше на 8,7%;

9.3 показатель изгибной несущей способности основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,29 раза;

9.4 показатель контактной несущей способностью основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,3 раза;

9.5 показатель изгибной несущей способности планетарного демультипликатора в среднем больше в 1,47 раза;

9.6 показатель контактной несущей способности планетарного демультипликатора в 1,33 раза больше.

10 Напряженность шестерен планетарного ряда коробки передач ZF 16AS2200 сравнительно с напряженностью планетарного ряда коробки передач ZF S16-220 возросла на 24%, а по отношению к напряженности шестерен планетарного ряда коробки передач ТМ16-2000 на 60%. Это позволяет сделать вывод о том, что одинаковую напряженность шестерен планетарного ряда коробки передач ТМ16-2000 в сравнении с коробкой передач ZF S16-220 можно иметь при ширине сателлита 38 мм и 29,5 мм по сравнению с коробкой передач ZF 16AS-2200

11 Установлено, что одинаковая контактная напряженность шестерен основного редуктора при одинаковых кинематических параметрах коробки с одним и 2-мя промежуточными валами, а также при наличии высшей прямой передачи в коробке передач с 2-мя промежуточными валами и одним промежуточным валом в коробке с высшей повышающей передачей может быть достигнута за счет увеличения ширины зубчатых венцов шестерен на 15%.

12 По осевым габаритам коробка передач ТМ16-2000 короче коробки передач ZF S16-220 на 140,5мм и на 76,5 мм короче коробки передач ZF 16AS2200. По размеру по торцам картера коробки передач, который является определяющим параметром коробки передач (влияющим на жесткость коробки передач и др.), ТМ16-2000 короче коробки передач ZF S16-220 на 171 мм и коробки передач 16AS2200 на 85 мм. Эта разница в осевых габаритах коробки передач является фактической без учета существенно большей способности шестерен планетарного демультипликатора коробки передач ТМ16-2000.

13 В результате выполненных оригинальных конструкторских технических решений разработанные многоступенчатые коробки передач с планетарным демультипликатором впервые в мировой практике изготовлены фактически по обычной трех вальной классической схеме, когда имеется три вала, четыре опоры и две картерных детали.

14 Ра счет оригинальных конструкторских, геометрических и кинематических особенностей внутренние потери в коробке передач ТМ16-2000 составляют 1,3 кВт против 2,65 кВт в коробке передач ZF 16S-220 (по результатам фирмы ZF на режиме измерения - прямая передача при 2000 мин$^{-1}$).

15 По конструкции синхронизаторов разработанные многоступенчатые коробки передач существенно отличаются от аналогов. В синхронизаторе ТМ16-2000 упругие элементы фиксаторов выполнены в виде стопорных колец, что упрощает сборку и исключает специальную сборку спиральных пружин и фиксаторных элементов. Также в этом случае исключается возможность прижатия конусного блокирующего кольца к конусу зубчатого венца при включенной передаче. Блокирующие элементы на блокирующем кольце выполнены в виде трех зубьев и имеют скосы зубьев, независимые от торцевых (включающих) скосов зубьев муфты. В результате этого износы на передних торцах зубьев муфты в процессе длительной работы коробки передач не влияют на блокирующие свойства синхронизатора. При изменении геометрии передних торцов у коробки передач фирмы ZF будут ухудшаться блокирующие свойства синхронизатора, что способствует пробиванию синхронизатора. Одновременно разделение блокирующих элементов синхронизатора и включающих элементов муфты дает возможность оптимально выбрать параметры этих элементов. Спиральные канавки на фрикционных поверхностях синхронизатора выполняются не на молибденовом покрытии, что весьма сложно и требует трех - четырех кратной толщины слоя покрытия, а на зубчатом венце. Муфта синхронизатора фирмы ZF использует для ограничения хода широкие (строенные) зубья, что требует обязательного применения протяжек, в то время как муфта ТМ16-2000 может нарезаться на обычном стандартном оборудовании. То есть изготовление синхронизатора ТМ 16-2000 не требует специализированного оборудования, он может изготавливаться на стандартном оборудовании.

16 Для улучшения параметров синхронизации на первой передаче основного редуктора в аналогах используются двухконусные синхронизаторы Однако, в отличие от 2-х конусных двойных синхронизаторов типа ZF, которые обуславливают увеличенные внутренние потери, в многоступенчатых коробках применены оригинальные 2-х конусные синхронизаторы разнесенной конструкции, обеспечивающие удвоенную эффективную работу синхронизатора без увеличения внутренних потерь в коробке.

17 Аналитическое исследование, проведенное в работе показало, что традиционная схема блокировки дифференциального ряда, как например на ZF 16S-220, является не оптимальной. Наиболее правильно блокировать дифференциальный ряд за счет соединения корончатой шестерни со вторичным валом. В этом случае передача момента

идет двумя потоками: один поток через солнечную шестерню и сателлит на корончатую шестерню, а второй поток непосредственно от вторичного вала на корончатую шестерню. Такая блокировка резко снижает величину усилия на зубьях солнечной шестерни и практически исключает возможность бринелирования роликов подшипника. В этом случае величина крутящего момента, проходящего через солнечную шестерню, в 4,5 раза меньше, чем в конструкции планетарного демультипликатора фирмы ZF. Установлено, что процессы синхронизации в предложенной конструкции демультипликатора при включении высшего диапазона и одинаковых силовых элементах пневмоприводов происходят в 6-10 раз быстрее.

18 Комплекс примененных опережающих технических решений заложенных в типоразмерный ряд инновационных малогабаритных коробок передач дает основание считать, что технический уровень разрабатываемых коробок передач соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы. Созданные экспериментальные образцы многоступенчатых механических унифицированных малогабаритных коробок передач по своим технико-экономическим характеристикам не уступают лучшим зарубежным аналогам.

19. Анализ работ посвященных тенденциям развития современных механических коробок передач позволит выделить следующие направления:

- Увеличение плотности ряда передаточных чисел на всем диапазоне коробки передач, что, прежде всего, имеет место в коробках передач автомобилей большой и особо большой грузоподъемности.

- Увеличение диапазона передаточных чисел, определяющего предельные тяговые и скоростные показатели автомобиля, позволяет повышать тяговые качества автомобиля или автопоезда и одновременно уменьшать работу буксования сцепления, тем самым повысить надежность и долговечность его работы.

- Применение новых конструктивных схем коробок передач и, в первую очередь, многоступенчатых коробок передач, позволяющих при сравнительно малом числе шестерен, за счет установки дополнительных приводных пар перед основным редуктором или планетарных синхронизированных демультипликаторов, устанавливаемых за основным редуктором, либо за счет применения так называемых комбинированных схем, включающих в себя как передний делитель, так и задний планетарный демультипликатор, позволяющих обеспечить требуемое число передач.

- Применение новых конструкций малогабаритных энергоемких муфтовых синхронизаторов, отличительной особенностью которых являются увеличенная долговечность при одновременном уменьшении осевых размеров, что позволяет

выполнить коробку передач в минимальных осевых габаритах; использование молибденированных конусов трения синхронизатора, что в 5-10 раз повышает долговечность работы по сравнению с лучшими марками латуни и бронзы; полная ремонтопригодность по каждой из деталей синхронизатора (зубчатый венец, муфта, блокирующее кольцо), что исключительно важно для эксплуатации. Производимые в России пальчиковые и обоймовые синхронизаторы, полностью неремонтопригодные по всем деталям, резко удорожают стоимость ремонта коробки передач и приводят к повышенному расходу металла; нечувствительность к крутильным колебаниям и динамическим нагрузкам, в то время как обоймовый и пальчиковый синхронизаторы резко снижают свою долговечность при наличии вышеуказанных факторов; применение двухконусных муфтовых синхронизаторов, двукратно повышающих несущую способность.

- Тенденция установки шестерен на валах на игольчатых подшипниках в сепараторах, что позволяет существенно повысить скоростной режим работы коробки передач, а также улучшить центрирование шестерен на валах. Данное конструктивное решение в сочетании со смазкой под давлением, что особенно необходимо для высоконагруженных коробок передач, обеспечивает гарантированно надежную работу этого узла.

- Все возрастающее применение автоматизированного управления сцеплением и переключением передач.

20. Применение автоматической механической трансмиссии обеспечивает лучшую топливную экономичность автомобилей, а, следовательно, и меньшую токсичность отработавших газов, по сравнению с гидромеханическими передачами и вариаторами, поскольку механической трансмиссии при прочих равных условиях имеют более высокий КПД;

21. Особое внимание необходимо уделять снижению внутренних потерь в коробке передач, что в значительной степени способствует уменьшению расхода топлива транспортного средства. Увеличенное число передач с меньшими интервалами ступеней трансмиссии еще ни в коей степени не гарантирует уменьшения расхода топлива. Только в сочетании с низкими внутренними потерями, которые зависят от весьма большого числа конструкторских отличительных особенностей, можно рассчитывать на снижение расхода топлива за счет применения современной коробки передач.

22. Выведенные теоретические зависимости позволяют увязать и рассчитать основные параметры пневматического привода (P_p, S, F, V и др.) в зависимости от

параметров двигателя $(n_{дв})$, коробки передач ($I, M_{тр}, r_с, r_м, i_{кп}$ и др.), автомобиля $C_м, i_0 r_к$ и др.) и условий сопротивления движению (ψ)при протекании процесса синхронизации при переменном давлении с различным истечением воздуха в пневматический цилиндр: а) критическом, б) подкритической и в) при постоянном давлении.

23. Полученные уравнения позволяют рассчитать основные параметры процесса синхронизации:

а) величину динамических нагрузок при схождении конусов трения;

б) время синхронизации;

в) скорость автомобиля после окончания процесса синхронизации;

г) работу, затраченную на разгон или замедление автомобиля в процессе синхронизации;

д) работу буксования синхронизатора;

е) работу буксования на муфте синхронизатора.

24. Анализ зависимостей, определяющих работу буксования, показывает, что для автомобилей, работающих в основном в условиях небольших сопротивлений движению ($\psi < 0{,}1$) более рациональным с точки зрения уменьшения работы буксования синхронизатора является уменьшение момента синхронизации.

Если же автомобиль работает при больших коэффициентах сопротивления движению ($\psi > 0{,}1$) желательным является увеличение момента синхронизации, так как в этом случае с улучшением динамических показателей автомобиля одновременно будет уменьшаться работа буксования синхронизатора.

25. Выведенные теоретические зависимости позволяют рассчитать время разблокировки синхронизатора для различных случаев переключения передач, а также величину усилия, необходимую для разблокировки в зависимости от параметров синхронизатора и величин действующих моментов.

26. Анализ выведенных зависимостей показывает, что с увеличением передаточного числа включаемой передачи за счет возрастания приведенного момента инерции ведущих деталей коробки передач, а также увеличения приведенных действующих моментов сопротивления условия разблокировки ухудшаются. Для улучшения условий разблокировки синхронизатора является рациональной установка синхронизатора низших передач на промежуточном валу коробки. Это обусловит уменьшение момента инерции ведущих частей коробки передач и действующих приведенных моментов сопротивления, мешающих разблокировке.

27 Разработаны аналитические зависимости позволяющие рассчитывать все основные геометрические и прочностные параметры принципиально новой простой малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач.

28. Получены аналитические зависимости для определения показателей контактной и изгибной несущей способности для передач с внешним зацеплением и планетарных передач, а также расчетные зависимости для сравнительной долговечности, которая дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя.

29. Представлены основные параметры типоразмерного ряда перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач, включающего в себя всего тринадцать коробок передач, из которых пять базовых типоразмеров, где три являются 6 ступенчатыми и две - многоступенчатыми, соответственно 8 и 16 ступенчатыми коробками передач.

30. Разработаны кинематические и силовые схемы для перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач из представленного типоразмерного ряда.

31. Рассмотрены конструктивные особенностями трех типоразмеров 6 ступенчатых коробок передач, охватывающих более чем 4 кратный диапазон крутящих моментов - от 300 до 1300 Нм, и многоступенчатых коробок передач семейства ТМ (10 модификаций), две из которых - ТМ8-1300 и ТМ16-2000 являются базовыми типоразмерами.

32. Для всего типоразмерного ряда инновационных малогабаритных коробок передач от М6-300 до ТМ16-2000 предусматриваются следующие виды управления: механическое или пневмомеханическое; электропневматическое: преселективное или командное (полуавтоматическое); автоматическое.

33. Для управления коробками передач всего семейства требуются два механизма управления:

- Четырех ходовой для управления 6 ступенчатыми коробками передач;
- трех ходовой для управления 8-, 10-, 12- и 16 - ступенчатыми коробками передач.

Одновременно для управления всем семейством коробок передач требуются два унифицированных контроллера.

34. Управление делителем в 12 и 16 ступенчатых коробках передач производится автоматически при работе как на режиме автоматического, так и командного управления.

35. Разработана общая схема управления многоступенчатыми коробками передач типоразмерного ряда.

36. Определены критерии формирующие закон переключения передач, обеспечивающие наилучшее согласование параметров двигателя и трансмиссии, и позволяющие достичь требуемых показателей топливной экономичности и тяговой динамики грузовых автомобилей.

37. Определена совокупность зависимостей моментов переключения (закон переключения передач) по всем передачам основного ряда многоступенчатых синхронизированных коробок передач, подлежащим автоматическому управлению, которая выражаться функцией $\mathbf{П_{к\pm2}=}f(V_a\ ,\ \alpha)$, зависящей от скорости автомобиля V_a и нагрузки на двигатель α.

38. Разработана схема управления перспективными многоступенчатыми синхронизированными коробками передач типоразмерного ряда, с заложенным в нее законом оптимального переключения передач.

39. Найдены аналитические уравнения связи между действительной величиной интервала оборотов ведущих частей трансмиссии и параметрами коробки передач, автомобиля и внешних факторов сопротивления.

40. Величина действительного интервала оборотов ведущих частей трансмиссии при переключении передач равна величине кинематического интервала оборотов только в случае движения автомобиля под уклон со скоростью $v = 3{,}6 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot \Psi}{k \cdot F}}$. Во всех остальных случаях реальных условий эксплуатации автомобиля при значениях кинематических интервалов автомобильных коробок передач, находящихся в диапазоне 1,2 –2, величина действительного интервала оборотов может принимать значения от 0 до $+\infty$.

41. При переключении на высшую передачу в зоне больших величин Ψ существенно возрастает величина действительного интервала оборотов, что обусловит увеличение работы синхронизации, в соответствии с чем, в этом случае, целесообразно повышение синхронизирующего момента; это позволит улучшить динамические качества автомобиля и одновременно уменьшить величину работы буксования и соответственно износ синхронизаторов.

42. При переходе на низшую передачу с целью повышения эффективности торможения двигателем при движении автомобиля под уклон величина действительного интервала оборотов будет возрастать и, как показывают расчеты, в некоторых случаях может лимитировать возможность включения низшей передачи, что подтверждается практикой эксплуатации автомобилей в горных условиях, в соответствии с чем, необходимо для повышения безопасности при движении на крутых спусках перед началом переключения снижать скорость автомобиля.

43. Расчеты по выведенным зависимостям показывают, что при больших величинах суммарного дорожного сопротивления величина времени переключения передач оказывает на величину действительного интервала оборотов существенно большее влияние, чем собственно величина кинематического интервала ступеней, что требует уделения особого внимания вопросам легкости и быстроты управления в зоне низших передач при работе автомобиля в тяжелых дорожных условиях.

44. Величина действительного интервала оборотов является достоверным исходным параметром, который позволит успешнее решать задачи, связанные с выбором системы управления коробкой передач и ее основных параметров в зависимости от назначения автомобиля, определением величин используемой мощности двигателя в зависимости от условий работы автомобиля, определением разгонных и тяговых качеств автомобиля, и другие вопросы теории автомобиля, а также глубже понять процессы происходящих явлений при переключении передач, обусловленные наличием механической ступенчатой трансмиссии.

45. Впервые в мировой практике разработаны оригинальные опережающие технические решения для перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач, которые позволили выполнить все коробки передач по предельно простой трехвальной кинематической схеме без каких-либо дополнительных опор и паразитных деталей.

46. При разработке коробок передач использован так называемый модульный принцип, в соответствии с которым коробка передач комплектуется из функционально-самостоятельных узлов и механизмов.

47. Особенностью кинематической схемы коробки передач ТМ является то, что оси солнечной шестерни и сателлитов планетарного демультипликатора всегда при любом перекосе в процессе прогиба вторичного вала остаются параллельными, т.е. они самоустанавливаются.

48. Механизм переключения выполнен в виде самостоятельного узла передач, упрощающего конструкцию корпусных деталей и сборку коробки передач; сокращающего в 2-2,5 раза длину штоков, в котором используются высокотехнологичные унифицированные для трёх синхронизаторов вилки.

49. Управление основным редуктором, делителем и демультипликатором осуществляется с помощью электропневматических механизмов, выполненных в виде самостоятельных узлов.

50. Определены геометрические и прочностные параметры шестерен основного редуктора перспективных унифицированных синхронизированных

малогабаритных многоступенчатых коробок передач, а для многоступенчатых коробок передач серии ТМ – также параметры шестерен делителя и планетарного демультипликатора.

51. Разработаны сборочные чертежи перспективных унифицированных синхронизированных малогабаритных многоступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением на базе инновационных опережающих конструкторских решений.

52. Разработана рабочая конструкторская документация на механические многоступенчатые унифицированные синхронизированные малогабаритные коробки передач М6-300, ТМ8-2700, ТМ16-2000.

53. Разработан и изготовлен стенд для испытания коробок передач с мехатронной системой управления, позволяющий исследовать работоспособность коробок передач и получать реальные параметры коробки передач при управлении автоматической системой.

54 Выбрана и установлена на испытательный стенд контрольно-измерительная аппаратура, необходимая для проведения исследований многоступенчатых коробок передач с высокой точностью измерений, соответствующей современному мировому уровню.

55 В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям (Группы КОМ) новые и эффективные методы и средства для исследования и создания коробок передач с автоматическим управлением, использующих энергоэффективные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетному направлению «Транспортные и космические системы».

56 Результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученные в результате исследований, используются в учебном процессе бакалавров и магистров по направлению 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ, в НОЦ «Транспорт» в курсовом и дипломном проектировании, а также в теоретических курсах лекций по дисциплинам «Конструирование и расчет автомобиля», «Теория автомобиля», «САПР автомобиля и трактора».

Список использованных источников

1. Отчет о научно-исследовательской работе по теме «Разработка, исследование и создание типоразмерного ряда инновационных многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматизированным управлением для семейства перспективных грузовых автомобилей»: промежуточный (1-й этап) в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы / Государственный контракт № 14.740.11.0943 от 29 апреля 2011 // Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева; Руководитель проекта А.Е. Кропп. Нижний Новгород: НГТУ, 2011.– 159 стр.

2. Отчет о научно-исследовательской работе по теме «Разработка, исследование и создание типоразмерного ряда инновационных многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматизированным управлением для семейства перспективных грузовых автомобилей»: промежуточный (2-й этап) в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы / Государственный контракт № 14.740.11.0943 от 29 апреля 2011 // Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева; Руководитель проекта А.Е. Кропп. Нижний Новгород: НГТУ, 2011.– 103 стр.

3. Отчет о научно-исследовательской работе по теме «Разработка, исследование и создание типоразмерного ряда инновационных многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматизированным управлением для семейства перспективных грузовых автомобилей»: промежуточный (3-й этап) в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы / Государственный контракт № 14.740.11.0943 от 29 апреля 2011 // Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева; Руководитель проекта А.Е. Кропп. Нижний Новгород: НГТУ, 2012.– 138 стр.

4. Недялков, А.П. Исследование процесса синхронизации в коробках передач, работающих с пневматическим приводом // Труды «НАМИ». Выпуск 72. М.: «НАМИ», 1965, с. 135-191.

5. Недялков, А.П. Анализ процесса разблокировки синхронизатора коробки передач // Труды «НАМИ». Выпуск 72. М.: «НАМИ», 1965, с. 191-200.

6. Недялков, А.П. Влияние силовых, кинематических и конструктивных параметров коробок передач на их весовые показатели / А.П. Недялков, А.С. Уголев // Автомобильная промышленность. - 1976 - №7. - С. 10-12.

7. Недялков, А. П. Перспективы создания типоразмерного ряда унифицированных механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением. / А.П. Недялков, А.А. Ипатов // Автомобили. Сборник научных трудов. Выпуск 232. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2004, с. 11-62.

8. Недялков, А.П. Расчет основных элементов синхронизаторов коробки передач / А.П. Недялков, А.А. Трикоз // Автомобили и двигатели. Сборник научных трудов. Выпуск 230. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2002, с. 160-169.

9. Недялков, А.П. Механические синхронизированные коробки передач / Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. Сб.науч.тр. / НАМИ – 1993. – Вып.214. С. 73-85.

10. Недялков, А.П. Перспективные разработки конструкций механических коробок передач с механическим и автоматическим управлением./А.П. Недялков, А.А. Ипатов // Автомобили: Сб.науч.тр. / НАМИ – 2004. – Вып.232. С. 63-89.

11. Недялков, А.П. Применение опережающих технических решений при создании механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением. / А.П. Недялков, А.Н. Блохин // technomag.edu.ru: Наука и Образование: электронное научно-техническое издание. 2011. выпуск 2.
URL http://technomag.edu.ru/doc/165381.html (дата обращения 03.03.11).

12. Недялков, А.П. Расчет основных элементов синхронизаторов коробки передач / А.П. Недялков, А.А. Трикоз // Автомобили и двигатели. Сборник научных трудов. Выпуск 230. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2002, с. 160-169.

13. Недялков, А.П. Сравнительная оценка показателей изгибной и контактной несущих способностей / А.П. Недялков, А.А. Трикоз // Автомобили и двигатели. Сборник научных трудов. Выпуск 230. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2002, с. 160-169.

14. Недялков, А.П. Метод расчета бессухарного инерционного синхронизатора с кольцевым пружинным элементом / А.П. Недялков, А.А. Трикоз, А.Н. Блохин // «Журнал ААИ». Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2011. - №2(67). – С. 22-25.

15. Кропп, А.Е. Новые механизмы машин. Израиль, 2007, 214 с.

16. Кропп, А.Е. Автотракторная бесступенчатая трансмиссия // Автомобильная промышленность. - №6. – 2007. - с. 20-24.

17. Кропп, А.Е. Машиноведение. Часть 3. Прикладная механика. Учебное пособие / А.Е. Кропп, Ю.В. Янчевкий, Ф.П. Русских. Яр.: ЯрГТУ, 2009г.

18. Кропп, А.Е. Исследование трансмиссий грузовых автомобилей с использованием мехатронных систем управления. / А.Е. Кропп, А.Н. Блохин, С.Р. Бикташев, А.С. Фадеев // Материалы 71-й международной научно-технической конференции ААИ «Безопасность

транспортных средств в эксплуатации». – Н. Новгород: НГТУ, 2010. – С. 110-113.

19. Кропп, А.Е. Причины распространения трансмиссий автомобилей с мехатронным управлением / А.Е. Кропп, А.Н. Блохин, А.А. Богдан, Д.В. Афанасьева, А.С. Фадеев // Тезисы докладов IX Международной молодежной научно-технической конференции «Будущее технической науки». – Н. Новгород: НГТУ, 2010. – С. 119-121.

20. Кропп, А.Е. Автоматическое управление шестнадцатиступенчатой коробкой передач большегрузного автомобиля / А.Е. Кропп, А.Н. Блохин, А.А. Богдан, С.Р. Бикташев, К.Я. Лелиовский, А.С. Фадеев // Тезисы докладов IX Международной молодежной научно-технической конференции «Будущее технической науки». – Н. Новгород: НГТУ, 2010. – С. 466-467.

21. Кропп, А.Е. Новые обгонные муфты и их применение // Вестник машиностроения. – 2005. - №6. – с.8-12.

22. Блохин, А.Н. Разработка методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии с учетом эксплуатационных свойств и назначения автомобиля. Автореферат дисс….канд. техн. наук. – Нижний Новгород, 2006. – 18 с.

23. Блохин, А.Н. Инновационные коробки передач «КОМ-НАМИ» с механическим и автоматизированным управлением. / А.Н. Блохин, В.В. Маньковский, А.П. Недялков // technomag.edu.ru: Наука и Образование: электронное научно-техническое издание. 2011. выпуск 9. URL http://technomag.edu.ru/doc/214551.html

24. Блохин, А.Н. Перспективные решения для ведущего моста / А.Н. Блохин, В.В. Маньковский, А.С. Фадеев // Мир транспорта - 2011.- №1. – С.52-55.

25. Александров, Е.Б. Сопоставление двух вариантов блокировки планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач по величинам усилий между звеньями и времени синхронизации при переключении диапазонов демультипликаторов./ Е.Б.Александров, А.П. Недялков, А.А.Трикоз // Сб.науч.тр. / НАМИ – 1999. – Вып.223. С. 96-107.

26. Недялков, А.П. Аналитическое исследование вариантов кинематических схем планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач и выбор оптимальных параметров планетарного механизма. / А.П. Недялков, Е.Б. Александров, А.Н. Блохин // Вестник ИжГТУ. – 2011 – №2(50) – С.39-43.

27. Гируцкий, О.И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О.И. Гируцкий, Ю.К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк // М.: Транспорт, 2000, 213 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Копии акта внедрения в реальный сектор экономики

А К Т

о внедрении результатов научно-исследовательской
(опытно-конструкторской) работы

Разработки:
Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева
(название вуза)

выполненные по государственному контракту №14.740.11.0943 от 29.04.2011 г по теме «Разработка, исследование и создание типоразмерного ряда инновационных многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматизированным управлением для семейства перспективных грузовых автомобилей», госрегистрация от 21.07.2011 № 01201171863.

1. Методика выбора основных параметров электропневматического привода многоступенчатых коробок передач с учетом условий протекания процесса синхронизации при переменном давлении с различным истечением воздуха в пневматический цилиндр (критическим, подкритическим и при постоянном давлении), а также параметров двигателя, коробки передач, автомобиля и сопротивления движению.
2. Конструкторская документация на механические многоступенчатые синхронизированные малогабаритные коробки передач М6-300, ТМ8-2700, ТМ16-2000 с механическим, преселекторным и автоматическим управлением.
3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований многоступенчатых коробок передач и системы автоматического управления на работоспособность

переданные ООО «УК КОМ», ООО «КОМ-Проект»
наименование организации (предприятия) – заказчика

внедренные с сентября 2012 года в ООО «УК КОМ», ООО «КОМ-Проект»
дата внедрения — организации (предприятия), где внедрены разработки

при разработке инновационных многоступенчатых коробок передач для семейства перспективных грузовых автомобилей «Русак» и автобусов
(указать наименование объекта или системы, в составе которых нашли практическое применение разработки Вов, или в качестве самостоятельного объекта)

Назначение внедренных разработок:
Разработка и создание механических многоступенчатых унифицированных малогабаритных синхронизированных коробок передач с автоматическим управлением.
(раскрыть конкретные рабочие функции внедренных разработок)

Технический уровень разработок:
Соответствует мировому уровню.

Вид внедрения единичное производство механических многоступенчатых синхронизированных коробок передач с автоматическим управлением
эксплуатация изделий и сооружений, изготовление продукции (серийное, уникальное, единичное производство), выполнение производственных работ, функционирование систем организаций и управления и т.д.

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Конурина

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ

1. Организационно-технические преимущества:

Коробки передач имеют механическое, преселекторное и автоматическое управление, позволяя улучшить использование мощности двигателя и топливную экономичность. По величине крутящего момента, диапазону передаточных чисел и числу синхронизируемых передач коробки соответствуют лучшим мировым аналогам. Блокировка дифференциального ряда демультипликатора осуществляется за счет соединения корончатой шестерни с солнечной. Процессы синхронизации в демультипликаторе при включении высшего диапазона происходят в 6-10 раз быстрее, чем у аналога ZF 16S220. Осевые размеры коробки ТМ16-2000 на 172 мм меньше, т.е. на 30%, чем у аналога ZF 16S220, а внутренние потери меньше в 2 раза.

(эксплуатационных показателей по сравнению с базовым или заменяемым вариантом)

2. Социальный эффект:

Снижение психофизиологической нагрузки на водителей грузовых автомобилей, автобусов, автопоездов. Повышение производительности и энергоэффективности перевозок. Снижение расхода топлива и выбросов отработавших газов в атмосферу.

(подробно раскрыть конкретный вид эффекта: защита здоровья человека, охрана окружающей среды, повышение престижа страны, совершенствование структур управления, развитие науки и научных исследований и т.д.)

3. Экономический эффект от внедрения разработок достигнут за счет:

- Сокращения расходов на разработку, испытания и доводку многоступенчатых коробок передач с механическим, преселекторным и автоматическим управлением.
- Снижения расхода топлива автомобиля;
- Повышения производительности перевозок.

(Количественная характеристика экономии материальных, энергетических и трудовых ресурсов, сокращения капитальных вложений, повышения качества продукции и т.д.)

При этом полученный фактический экономический эффект с момента внедрения:

не подсчитывался

(сумма прописью и цифрами)

От Заказчика

Зам. генерального директора
ООО «УК «КОМ»

_____ С.Н. Затеев

Начальник конструкторского отдела
ООО "КОМ-Проект"

_____ В.Ю. Тумреев

От Исполнителя

Проректор по научной работе

_____ к.т.н., доц. Н.Ю. Бабанов

Руководитель темы работы

_____ д.т.н., проф. А.Е. Кропп

Ответственный исполнитель

_____ к.т.н. доц. А.Н. Блохин

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» _____ А.А. Кошурина

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Копия акта внедрения в образовательный процесс

А К Т

о внедрении результатов научно-исследовательской (опытно-конструкторской) работы

Разработки:

Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева (НГТУ)
(название вуза)

а именно:

1. Методика выбора основных параметров электропневматического привода многоступенчатых коробок передач с учетом условий протекания процесса синхронизации при переменном давлении с различным истечением воздуха в пневматический цилиндр (критическим, подкритическим и при постоянном давлении), а также параметров двигателя, коробки передач, автомобиля и сопротивления движению.
2. Методика расчета основных геометрических и прочностных параметров малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач.
3. Аналитические зависимости для определения показателей контактной и изгибной несущей способности для передач с внешним зацеплением и планетарных передач, а также расчетные зависимости для сравнительной долговечности, которая дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя.
4. Аналитические уравнения связи между действительной величиной интервала оборотов ведущих частей трансмиссии и параметрами коробки передач, автомобиля и внешних факторов сопротивления.
5. Результаты теоретических и экспериментальных исследований многоступенчатых коробок передач и системы автоматического управления на работоспособность

(полное наименование разработок или перечня разработок)

выполненные по государственному контракту №14.740.11.0943 от 29.04.2011 по теме «Разработка, исследование и создание типоразмерного ряда инновационных многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматизированным управлением для семейства перспективных грузовых автомобилей», госрегистрация от 21.07.2011 № 01201171863.

(хоздоговору, госбюджету, внутривузовскому, внутрипроизводственному заказам, договору на передачу научных достижений; наименованию темы) номер и индекс темы; дата начала и окончания; объем затрат НИР; № госрегистрации

и переданные на кафедру «Автомобили и тракторы» НГТУ

названия организации (предприятия) – заказчика

внедрены с сентября месяца 2012 года на (в) учебном процессе

организации (предприятия), где внедрены разработки

в составе курсов «Конструирование и расчет автомобиля», «Теория автомобиля», «САПР автомобиля и трактора»

(указать наименование объекта или системы, в составе которых внедрена практическое применение разработки Вов, или в качестве самостоятельного объекта)

в соответствии с планом учебных и научно-исследовательских работ НГТУ

(документы на основании которых проводилось внедрение разработок вуза, по какому плану проводились работы)

Назначение внедренных разработок использование в лекционных курсах, практических и лабораторных занятиях со студентами, в курсовом и дипломном проектировании

(раскрыть конкретные рабочие функции внедренных разработок)

Технический уровень разработок разработано впервые

(впервые)

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Ковгурина

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ

Организационно-технические преимущества:

Повышение производительности и энергоэффективности перевозок за счет автоматизации управления многоступенчатыми коробками передач, выбора оптимальных моментов переключения передач.
Увеличение долговечности деталей и узлов коробок передач за счет выбора необходимых показателей контактной и изгибной несущей способности.
Уменьшение осевых габаритов за счет использование синхронизаторов новой бессухарной конструкции

(параметры, характеризующие степень качественного улучшения функциональных или эксплуатационных показателей по сравнению с базовым или заменяемым вариантом)

Социальный эффект Развитие научных исследований в области автоматизации управления узлами и агрегатами наземных транспортных средств, позволяющие уменьшить психофизиологические нагрузки на водителя грузовых автомобилей, автобусов, автопоездов

(подробно раскрыть конкретный вид эффекта: защита здоровья человека, охрана окружающей среды, повышение престижа страны, совершенствование структур управления, развитие науки и научных исследований и т.д.).

Экономический эффект от внедрения разработок достигнут за счет повышения качества лекционных курсов и подготовки студентов, практических и лабораторных занятий

(количественная характеристика экономии материальных, энергетических и трудовых ресурсов, сокращение капитальных вложений, повышение качества продукции и т.д.)

При этом фактический экономический эффект с момента внедрения не подсчитывался

(сумма цифрами и прописью)

Долевое участие _____ в полученном

(наименование)

фактическом экономическом эффекте составляет _____ тыс. руб.

(сумма цифрами и прописью)

«10» сентября 2012 г.

Проректор по научной работе НГТУ
к.т.н., доц. Н.Ю. Бабанов

Заведующий кафедрой
«Автомобили и тракторы»
д.т.н., проф. Л.Н. Орлов

Руководитель темы
д.т.н., проф. А.Е. Кропп

Ответственный исполнитель
к. т.н., доц. А.Н. Блохин

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кошурина

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Копия программы внедрения в учебный процесс

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

«НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»
(НГТУ)

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
_____ Н.Ю. Бабанов
«15»октября 2012 г.

ПРОГРАММА
ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ НИР

проведенной в рамках государственного контракта от 29.04.2011 г. №14.740.11.0943 «Разработка, исследование и создание типоразмерного ряда инновационных многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматизированным управлением для семейства перспективных грузовых автомобилей»

в образовательный процесс

(для бакалавров и магистров по направлению ***190100 "Наземные транспортно-технологические комплексы"*** и специалистов по специальности ***190109 "Наземные транспортно-технологические средства"*** всех форм обучения)

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» _____ А.А. Кошурина

Составители:

А.Н. Блохин, А.В. Тумасов, А.С. Вашурин, С.Ю. Костин

УДК 629.113.001(075)

Программа внедрения результатов НИР в образовательный процесс: для бакалавров и магистров по направлению190100 "Наземные транспортно-технологические комплексы" и специалистов по специальности 190109 "Наземные транспортно-технологические средства"/НГТУ; сост.: А.Н. Блохин и др. – Н. Новгород, 2012. – 6с.

Указаны: цель, задачи программы и план внедрениярезультатов НИР по государственному контракту №14.740.11.0943 от 29.04.2011 г. по теме «Разработка, исследование и создание типоразмерного ряда инновационных многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматизированным управлением для семейства перспективных грузовых автомобилей» в образовательный процесс.

Научный редактор В.В. Шатилов

Редактор Э.Б. Абросимова

Подп. к печ. 23.03.09. Формат 60x84 1/16. Бумага газетная. Печать офсетная.
Печ. л. 1,5 Уч.-изд. л. 1 Тираж 150 экз. Заказ .
Нижегородский государственный технический университет им.Р.Е. Алексеева.
Типография НГТУ, 603950, Н.Новгород, ул. Минина, 24.

© Нижегородский государственный
технический университет им. Р.Е. Алексеева,2012

Копия верна. Директор ПОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кошурина

Целипрограммы:

1. Повысить уровень подготовки специалистов по проектированию многоступенчатых механических трансмиссий транспортных средств;
2. Увеличить объем знаний путем ознакомлениясс методами расчета, выбора и оптимизации отдельных узлов и деталей многоступенчатых коробок передач с механическим, преселекторным и автоматическим управлением, включая планетарный демультипликатор и бессухарные синхронизаторы;
3. Познакомить студентов с новейшими технологиями проведения экспериментальных исследованийна стенде многоступенчатых коробок передач с механическим, преселекторным и автоматическим управлением с использованием современного измерительного оборудования.

Задачи программы:

Актуализировать сведения по вопросам:

1. Анализ тенденций развития и требований, предъявляемых к современных механических многоступенчатых коробкам передач
2. Конструкции, конструирование и расчетмеханических многоступенчатых трансмиссий транспортных средств;
3. Анализ контактной и изгибной несущей способности зубчатых передач;
4. Конструкции и проектирование инерционных синхронизаторов;
5. Определение основных показателей синхронизации при переключении передач;
6. Проектирование механизмов, узлов и деталей для преселекторного или автоматического управления коробкой передач;
7. Моделирования процесса синхронизации при переменном давлении в полости силового элемента. Анализ дифференциальных уравнений движения поршня;
8. Определение действительного интервала оборотов ведущих частей трансмиссии при переключении передач в различных условиях движения.
9. Выбор передаточных чисел многоступенчатых механических трансмиссии.
10. Экспериментальные исследования многоступенчатых коробок передач на работоспособность.
11. Экспериментальные исследования систем автоматического управления многоступенчатыми коробками передач.
12. Использование возможностей САПР при проектировании и расчете узлов и деталей многоступенчатых коробок передач.

План внедрения результатов НИР

Результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученные в рамках выполнения НИРпо государственному контракту №14.740.11.0943 от 29.04.2011 г.по теме «Разработка, исследование и создание типоразмерного ряда инновационных многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматизированным управлением для семейства перспективных грузовых автомобилей»будут использованы на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ в образовательном процессе по дисциплинам и в объеме указанном в таблице:

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Конурина

Форма внедрения, дисциплина	Дополнения и уточнения к разделам курса	Кол-во часов	Место внедрения
Дополнение к курсу лекций «Конструирование и расчет автомобиля»	Особенности конструирования и выбор основных параметров многоступенчатых коробок передач	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Особенности конструкций и расчета планетарных демультипликаторов коробок передач	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Анализ конструкций и расчета конусных инерционных синхронизаторов	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Методика выбора основных параметров электропневматического привода многоступенчатых коробок передач с учетом условий протекания процесса синхронизации при переменном давлении с различным истечением воздуха в пневматический цилиндр (критическим, подкритическим и при постоянном давлении), а также параметров двигателя, коробки передач, автомобиля и сопротивления движению	4	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Определение основных параметров процесса синхронизации: динамических нагрузок при схождении конусов трения; время синхронизации; скорости автомобиля после окончания процесса синхронизации; работу, затраченную на разгон или замедление автомобиля в процессе синхронизации; работу буксования синхронизатора; работу буксования на муфте синхронизатора	4	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Определение времени разблокировки синхронизатора для различных случаев переключения передач, а также величину усилия, необходимую для разблокировки в зависимости от параметров синхронизатора и величин действующих моментов	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Определение времени и усилий для переключения диапазонов в случае использования планетарного демультипликатора	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	геометрических и прочностных параметров новой простой		томобили и тракторы»

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Конурина

	малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач		НГТУ
	Аналитические зависимости для определения показателей контактной и изгибной несущей способности для передач с внешним зацеплением и планетарных передач, а также расчетные зависимости для сравнительной долговечности, которая дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя	4	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Экспериментальные исследования на стенде многоступенчатых коробок передач с механическим, преселекторным и автоматическим управлением с использованием современного измерительного оборудования	4	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
Дополнение к курсу лекций «Теория автомобиля»	Анализ тенденций развития и требований, предъявляемых к современных механических многоступенчатых коробкам передач	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Методика выбора передаточных чисел многоступенчатых механических трансмиссии	4	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Определение аналитических зависимостей между действительной величиной интервала оборотов ведущих частей трансмиссии и параметрами коробки передач, автомобиля и внешних факторов сопротивления	4	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Определение критериев, формирующих закон переключения передач, обеспечивающие наилучшее согласование параметров двигателя и трансмиссии, и позволяющие достичь требуемых показателей топливной экономичности и тяговой динамики грузовых автомобилей	4	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
Дополнение к курсу лекций «САПР автомобиля и трактора»	Разработка трехмерной параметрической модели картера коробки передач	4	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Разработка трехмерной параметрической модели сборки на	4	Кафедра «Автомобили и

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кошурина

	примере многоступенчатой коробки передач		тракторы» НГТУ
	Особенности проектирования 3D узлов и деталей коробок передач в системах MechanicalDesktop и CATIA	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
	Особенности расчета на прочность и жесткость картеров агрегатов трансмиссии методом конечных элементов	2	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ

Доцент _____ А.Н. Блохин

Доцент _____ А.В. Тумасов

Старший преподаватель _____ А.С. Вашурин

Ведущий инженер _____ С.Ю. Костин

Копия верна. Директор НОЦ АМИ «Транспорт» _____ А.А. Ковшрина