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
№ госрегистрации 01201066024
Инв. №

УТВЕРЖДАЮ

Ректор НГТУ

_____ С.М. Дмитриев

«_____» _____ 2011г.

ОТЧЕТ
О НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЕ

по теме:

Исследование трансмиссии грузового автомобиля с мехатронной системой управления

Государственный контракт № 02.740.11.5112от 09.03.2010 г.
в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России»
на 2009-2013 годы
шифр «2010-1.5-507-001-018»

ЭТАП № 2: ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСМИССИИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ С МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ

(заключительный)

Руководитель НИР _____ А.Е. Кропп
подпись, дата

Нормоконтролер _____ А.Н. Блохин
подпись, дата

г. Н.Новгород 2011

Руководитель темы, док. техн. наук	_____ подпись, дата	А.Е. Кропп (введение, раздел 3, 4, 6 заключение, приложение В)

Исполнители темы

д.т.н., доцент	_____ подпись, дата	А.А Аникин (раздел 3)
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	А.М. Грошев (введение, раздел 1, приложение В)
к.т.н., доцент, докторант	_____ подпись, дата	А.Н. Блохин (раздел 1, 2, 3, 4, 6 приложение В)
к.т.н., с.н.с.	_____ подпись, дата	А.П. Недялков (раздел 1, 3, 4, 6)
к.т.н.	_____ подпись, дата	А.А. Кошурина (введение, раздел 7)
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	Т.И. Курагина (раздел 1)
к.т.н.	_____ подпись, дата	К.О. Гончаров (раздел 3, 4)
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	А.В. Тумасов (раздел 2, 3, 4)
к.т.н., доцент	_____ подпись, дата	К.Я. Лелиовский (раздел 3)
инженер	_____ подпись, дата	В.В. Маньковский (раздел 1, 2)
инженер	_____ подпись, дата	А.С. Фадеев (раздел 3, 4)
инженер	_____ подпись, дата	В.В. Шатилов (раздел 2)
аспирант	_____ подпись, дата	Е.Г. Денисенко (раздел 6, Приложение А, Б)
ассистент	_____ подпись, дата	А.С. Вашурин (раздел 3, 4, 6)
аспирант	_____ подпись, дата	Д.В. Зезюлин (раздел 3, 4)
аспирант	_____ подпись, дата	С.Ю. Костин (раздел 3, 4)

аспирант	_____ подпись, дата	А. В. Герасин (раздел 1, 2, 3)
аспирант	_____ подпись, дата	А. В. Пальцев (раздел 3)
аспирант	_____ подпись, дата	М. С. Крашенинников (раздел 2, 3)
студент	_____ подпись, дата	А.Д. Яржемский (раздел 2, 3)
студент	_____ подпись, дата	И.С. Кладов (раздел 2)
студент	_____ подпись, дата	Д.В. Афанасьева (раздел 3)
студент	_____ подпись, дата	С.К. Бычков (раздел 4)
студент	_____ подпись, дата	А. М. Носков (раздел 2)
студент	_____ подпись, дата	С. В. Семенов (раздел 2)
нормоконтролер	_____ подпись, дата	А.Н. Блохин

РЕФЕРАТ

Отчет 140 с., 57 рис., 18 табл., 25 источник, 4 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 8,75 п.л.), включая: разработку экспериментального образца коробки передач с мехатронным управлением; изготовление стенда и разработка плана проведения экспериментальных исследований работы; проведение экспериментальных исследований; разработка методов оценки, выбора и совершенствования конструктивных параметров трансмиссии автомобиля; обработка и анализ экспериментальных данных, сравнение с результатами теоретических исследований; ; заключение; список использованных источников

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 «Энергетика и энергосбережение».

СОДЕРЖАНИЕ

Нормативные ссылки…… 7

Определения…… 8

Обозначения и сокращения……... 9

Введение……. 12

1. Разработка экспериментального образца коробки передач с мехатронным управлением…….. 13

1.1 Экспериментальный образец коробки ТМ16-2200……..... 13

1.2 Экспериментальные образцы системы управления и ее компонентов… 23

Заключение по разделу 1……... 36

2 Изготовление стенда и разработка плана проведения экспериментальных исследований работы……. 37

Заключение по разделу 2……... 45

3. Проведение экспериментальных исследований……. 46

Заключение по разделу 3……... 52

4 Обработка и анализ экспериментальных данных. Сравнение с результатами теоретических исследований……. 53

4.1 Постановка задачи и расчетная схема……..... 53

4.2 Давления, действующие в пневмоцилиндре при переключении передач…….. 57

4.3 Дифференциальные уравнения движения поршня. Определение динамических нагрузок в синхронизаторе……..... 60

4.4 Действующие моменты синхронизации……..... 74

4.5 Дифференциальные уравнения движения синхронизируемых элементов коробки передач…… 76

4.6 Определение времени синхронизации и результирующей угловой скорости после окончания процесса синхронизации…… 76

4.7 Энергия, получаемая или отдаваемая автомобилем за время синхронизации……... 90

4.8 Работа буксования на муфте синхронизатора…… 94

4.9 Работа буксования синхронизатора…… 94

4.10 Выбор оптимальной величины момента синхронизации в зависимости от назначения автомобиля…… 98
4.11 Анализ процесса разблокировки синхронизатора…… 102
4.12 Сравнение теоретических и экспериментальных значений времени разблокировки синхронизатора…….. 109
Заключение по разделу 4……... 111
5. Проведение научного семинара по теме «Сравнительная оценка результатов испытаний и теоретических исследований ступенчатой коробки передач с мехатронным управлением»…….. 113
6 Разработка методов оценки, выбора и совершенствования конструктивных параметров трансмиссии автомобиля. 114
6.1 Расчет основных элементов синхронизаторов коробки передач…… 114
6.2 Аналитическое исследование вариантов кинематических схем планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач и выбор оптимальных параметров планетарного механизма……... 124
Заключение по разделу 6……... 132
7 Разработка рекомендаций и программы внедрения результатов проведенных НИР в учебный процесс и на производстве…… 133
8 Проведение научного семинара по теме «Опыт исследования трансмиссии грузового автомобиля с мехатронной системой управления»…….. 134
Заключение…… 135
Список использованных источников…… 138
Приложение А. Статьи, отправленные в высокорейтинговые российские журналы по результатам работ по этапу №2…….. 141
Приложение Б. Копии документов, подтверждающих внедрение результатов НИР в учебный процесс……. 210
Приложение В. Дальнейший план взаимодействия с приглашенным исследователем …….. 214
Приложение Г. Уведомление о поступлении и регистрации заявки на полезную модель «Планетарный механизм коробки передач»…… 215

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
α	–	внутренние передаточное число планетарного ряда;
$Z_к$	–	число зубьев коронного зубчатого колеса;
$Z_с$	–	число зубьев солнечного зубчатого колеса;
$M_к$,	–	момент на коронном зубчатом колесе;
$M_с$	–	момент на солнечном зубчатом колесе;
$M_в$	–	момент на водиле;
$M_{мфI}$	–	момент, передаваемый муфтой блокировки коронной шестерни и водила в варианте I планетарного демультипликатора;
P^I	–	усилия, действующие на зубья заблокированного по варианту I планетарного демультипликатора;
M_1	–	момент на ведущем валу демультипликатора;
M_3	–	момент на ведомом валу демультипликатора;
n_1	–	частота вращения на ведущем валу демультипликатора;
n_3	–	частота вращения на ведомом валу демультипликатора;
$M_{мф}^{II}$	–	момент, передаваемый муфтой блокировки коронной шестерни с солнечной в варианте II планетарного демультипликатора;
P^{II}	–	усилия, действующие на зубья заблокированного по варианту II планетарного демультипликатора;
Δt	–	время синхронизации;
$M_{СН}$	–	момент на конусах синхронизатора;
$M_{пвт}$	–	суммарный момент потерь (момент ведения), действующий на все элементы вторичного вала;
$M_{баш}$	–	момент трения, создаваемый башмаками, передвигающими коронную шестерню вдоль оси при синхронизации;
$\Delta\omega^{I}$	–	разница угловых скоростей коронной шестерни в начале и конце синхронизации по варианту I планетарного демультипликатора;
Δt^{I}	–	время синхронизации при первом варианте блокировки демультипликатора;
$J_{првт}$	–	приведенный к коронной шестерне момент инерции вторичного вала;
$J_{вт}$	–	момент инерции вторичного вала коробки перемены передач;

$U_{вт\text{-}к}$	–	передаточное число от вторичного вала к коронной шестерне демультипликатора;
$J_к$	–	момент инерции коронной шестерни;
$J_{прст}^{I}$	–	приведенный к коронной шестерне момент инерции сателлита;
$J_{ст}$	–	момент инерции сателлита;
$U_{ст\text{-}к}$	–	передаточное число от сателлита к коронной шестерне в движении сателлита относительно нее;
$\omega_{ст}^{в}$	–	угловая скорость коронной шестерни относительно водила;
$Z_{ст}$	–	число зубьев сателлита;
$M_{сн}$	–	момент синхронизатора, непосредственно воздействующий на вторичный вал;
$J_{прк}$	–	приведенный ко вторичному валу момент инерции коронной шестерни;
$J_{прст}^{II}$	–	приведенный к вторичному валу момент инерции сателлита по второму варианту планетарного демультипликатора;
$\Delta\omega^{II}$	–	- изменение скорости вторичного вала в процессе синхронизации по варианту I планетарного демультипликатора
Δt^{II}	–	время синхронизации при втором варианте блокировки демультипликатора;
g	–	ускорение силы тяжести, м/с;
ξ	–	коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс деталей трансмиссии и ходовой части (для автомобилей);
r_K	–	радиус качения колеса, м;
ψ	–	коэффициент сопротивления дороги, учитывающий сопротивление качению и наклон дороги;
f_K	–	коэффициент трения качения колеса;
φ	–	угол наклона профиля дороги.
$M_{тр1}$	–	момент трения на первичном валу коробки передач.
S	–	рабочая площадь поршня пневмоцилиндра;
r_M	–	средний радиус поверхности трения муфты синхронизатора;
f	–	коэффициент трения скольжения вилки по муфте синхронизатора;
p_c	–	величина свободного давления, создающего осевую силу на вилке.
r_c	–	средний радиус конусов трения;
f	–	коэффициент трения скольжения конусов;
ρ	–	угол наклона конусов трения;
P_c	–	величина свободного усилия, создающего синхронизирующий момент.

I_0	–	момент инерции ведомого диска сцепления и первичного вала;
$I_П$	–	момент инерции промежуточного вала со всеми закрепленными на нем шестернями;
$I_{П.Ш.}$	–	момент инерции паразитной шестерни заднего хода,
I_{B1}, I_{B2}, I_{B3}	–	моменты инерции шестерен постоянного зацепления, расположенных на выходном валу коробки передач, Н·м·с^2;
I_1	–	момент инерции ведомого диска и ведущих частей коробки, приведенный к шестерне включаемой передачи, Н·м·с^2;
q	–	шаг между соседними передачами;
$i_{кп}$	–	передаточное число коробки передач;
$i_{рк}$	–	передаточное число раздаточной коробки;
i_0	–	передаточное число главной передачи;
$\eta_{тр}$	–	механический к.п.д. трансмиссии;
ω_0	–	угловая скорость первичного вала;
$\omega_П$	–	угловая скорость промежуточного вала
$\omega_{П.Ш.}$	–	угловая скорость паразитной шестерни заднего хода
ω_1	–	угловая скорость шестерни включаемой передачи
ω_2	–	угловая скорость вторичного вала коробки передач
$\omega_{B1}, \omega_{B2}, \omega_{B3}$	–	угловые скорости шестерен постоянного зацепления, расположенных на выходном валу
p_p	–	давление в ресивере, из которого происходит истечение воздуха;
p	–	текущее давление в силовом цилиндре;
V	–	объем цилиндра, в который происходит истечение;
T	–	абсолютная температура воздуха;
μ	–	коэффициент расхода;
F	–	сечение жиклера, через который происходит истечение воздуха;
x	–	смещение поршня относительно начального положения
γ_1, γ_2	–	жесткость пружин пневматического цилиндра и фиксатора;
θ	–	угол наклона лунки фиксатора;
P_0	–	сила предварительного сжатия пружины пневматического цилиндра;
Q_0	–	сила предварительного сжатия пружины фиксатора;
$P_{тр}$	–	сила трения.

ВВЕДЕНИЕ

В данном отчете представлены исследования, проведенные на втором, заключительном этапе работы по государственному контракту № 02.740.11.5112от 09.03.2010 г.

На основании научно-исследовательских и конструкторских работ, выполненных на первом этапе, изготовлены экспериментальный образец шестнадцатиступенчатой коробки передач и мехатронной системы управления. В работе значительное внимание уделено конструктивным особенностям разработанной коробки передач, выбору параметров элементов, новым техническим решениям.

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.

Однако, методов расчета параметров мехатронных систем управления коробок передач и сцепления в литературе нет. Поэтому, в работе большое внимание уделяется методики расчета параметров коробок передач с мехатронным электропневматическим приводом, а также сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований при включении передач. Выведенные теоретические зависимости позволяют увязать и рассчитать основные параметры пневматического привода в зависимости от параметров двигателя, коробки передач, автомобиля и условий сопротивления движению при протекании процесса синхронизации при переменном давлении с различным истечением воздуха в пневматический цилиндр: критическом, подкритической, при постоянном давлении.

Кроме этого, в работе представлены аналитические зависимости позволяющие рассчитывать все основные геометрические и прочностные параметры принципиально новой простой малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач, и новая конструкция планерного демультипликатора коробки передач, разработанного совместно со специалистами НАМИ, на конструкцию которого подана заявка на полезную модель. В работе показано, 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.

Таким образом, материал, представленный в отчете о НИР по первому этапу исследования и в данном отчете, позволяет получить достаточно полное представление об особенностях проектирования многоступенчатых коробок передач с мехатронной системой управления.

1 Разработка экспериментального образца коробки передач с мехатронным управлением

1.2 Экспериментальный образец коробки ТМ16-2200

В процессе выполнения работы по данной научно-исследовательской работе создан экспериментальный образец коробки передач ТМ16-2200: шестнадцатиступенчатой коробки передач с мехатронным управлением [4, 6, 7, 8, 20].

Технические характеристики экспериментального образца коробки ТМ16-2200 представлены в таблице 1.1

Таблица 1.1 – Техническая характеристика экспериментального образца коробки ТМ16-2200

<table>
<tr><td colspan="2">Тип коробки передач</td><td colspan="16">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</td></tr>
<tr><td colspan="2">Максимальная мощность двигателя</td><td colspan="16">450 кВт (600 л.с.)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Максимальный момент</td><td colspan="16">2200 Нм</td></tr>
<tr><td colspan="18">Передаточные числа</td></tr>
<tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>12</td><td>13</td><td>14</td><td>15</td><td>16</td><td>R1</td><td>R2</td></tr>
<tr><td>14,2</td><td>11,4</td><td>9,98</td><td>8,03</td><td>6,75</td><td>5,45</td><td>4,63</td><td>3,70</td><td>3,10</td><td>2,50</td><td>2,20</td><td>1,70</td><td>1,50</td><td>1,20</td><td>1,00</td><td>0,81</td><td>9,47</td><td>11,7</td></tr>
<tr><td colspan="2">Диапазон передаточных чисел</td><td colspan="16">17,53</td></tr>
<tr><td colspan="2">Межцентровое расстояние</td><td colspan="16">Основного редуктора 170 мм
планетарного демультипликатора 80 мм</td></tr>
<tr><td colspan="2">Задний ход
Тип управления</td><td colspan="16">Постоянное зацепление шестерен
Включение передачи с помощью зубчатой муфты</td></tr>
<tr><td colspan="2">Тип синхронизаторов</td><td colspan="16">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.</td></tr>
<tr><td colspan="2">Типы управления</td><td colspan="16">1. Мехатронное (автоматическое электропневматическое с помощью микропроцессорных блоков).
2. Командное электропневматическое с помощью контроллера.
3. Командное электропневматическое, работает по «Резервной» схеме управления.</td></tr>
<tr><td colspan="2">Управление сцеплением</td><td colspan="16">Автоматическое, кроме типа 3 управления коробкой передач</td></tr>
<tr><td colspan="2">Осевой габарит по торцам картера коробки передач</td><td colspan="16">570 мм</td></tr>
<tr><td colspan="2">Масса коробки передач без картера сцепления</td><td colspan="16">280 кг</td></tr>
<tr><td colspan="2">Объем смазки</td><td colspan="16">8 л</td></tr>
</table>

Внешний вид коробки передач представлен на рисунке 1.1

Рисунок 1.1 - Коробка передач ТМ16-2200

Основные особенности конструкции разработанной коробки передач состоят в следующем (рисунок 1.2) [8, 20]:

1. При разработке коробки передач использован так называемый модульный принцип, 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 коробка передач, представленная на рисунках 1.1-1.2, 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 1.3, 1.4);
- узла планетарного демультипликатора с элементом управления (рисунок 1.5);
- механизма переключения передач.

2. Исходный модуль-коробка передач отличается от всех известных аналогов следующими главными особенностями:

- задняя опора вторичного вала находится не в дополнительной (паразитной) стенке картера коробки передач, а в водиле планетарного демультипликатора;
- задняя опора промежуточного вала располагается также не в дополнительной стенке, а в картере демультипликатора.

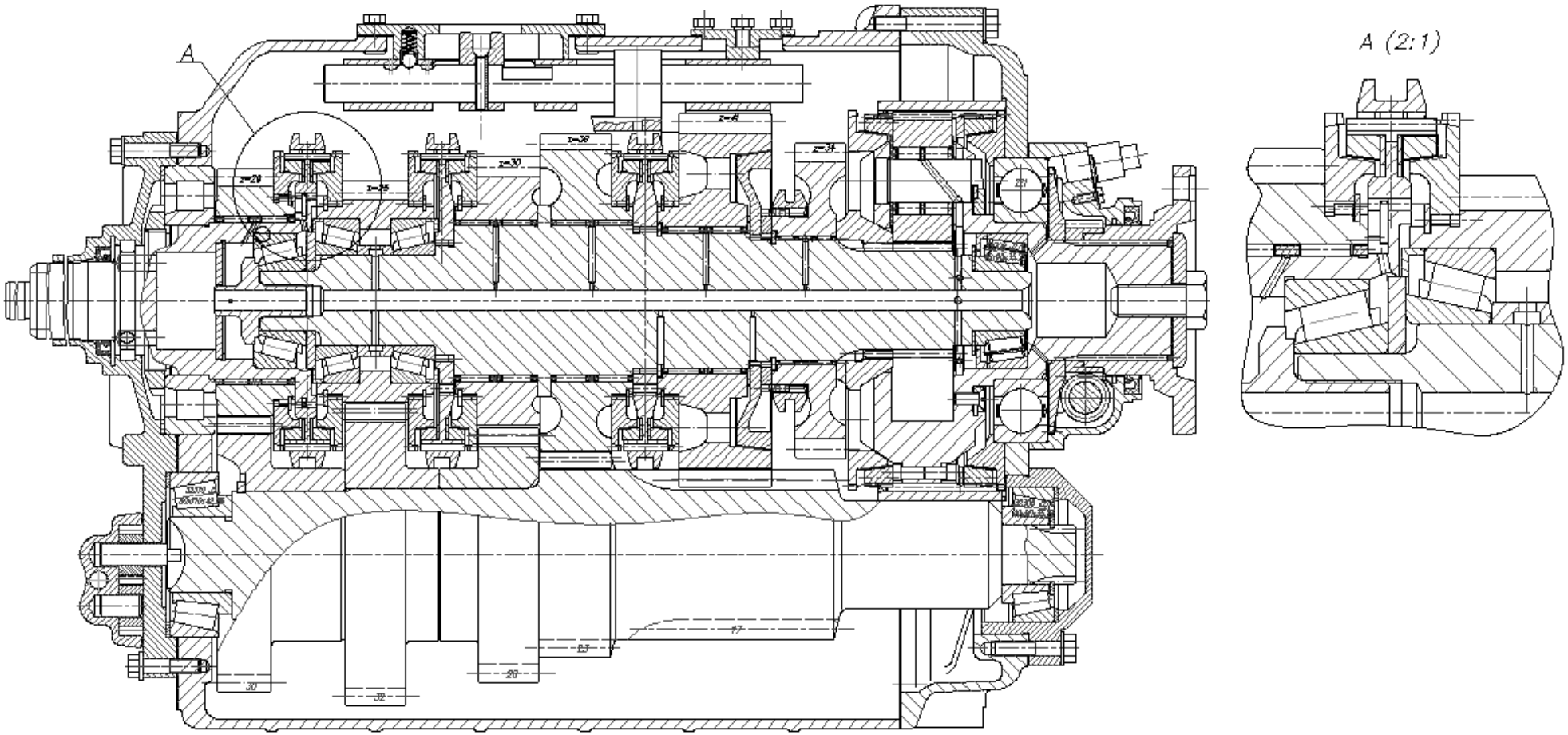
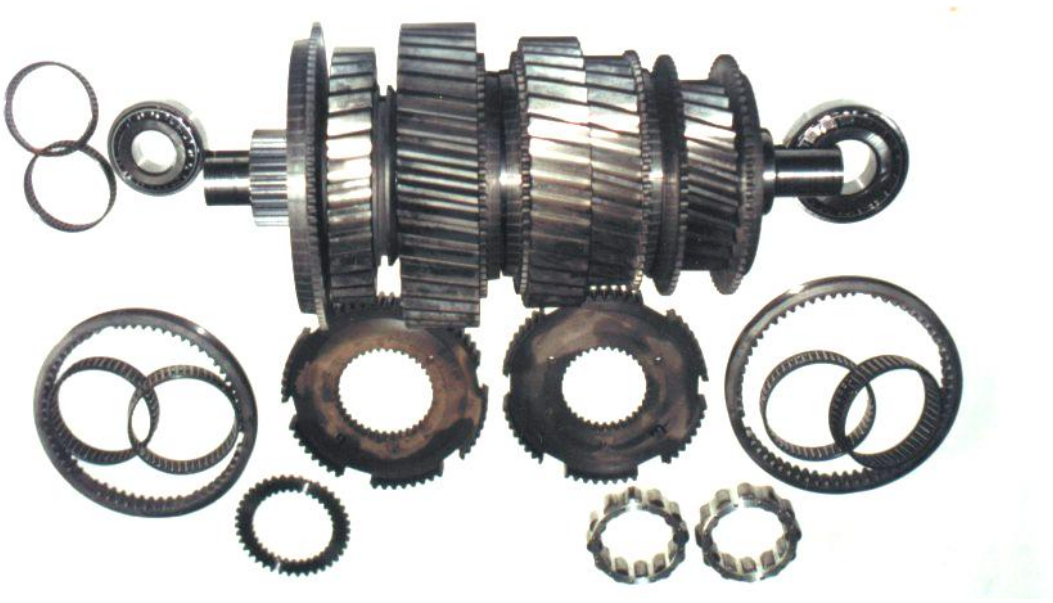


Рисунок 1.2 – Коробка передач ТМ16-2200 (продольный разрез)

Это позволило вместо четырех стенок (три в корпусных деталях и одна в виде стальной пластины) иметь две стенки (две корпусных детали).

а) детали первичного вала коробки передач



б) детали вторичного вала коробки передач

Рисунок 1.3 – Детали узлов первичного и вторичного валов

3. 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. 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.

Рисунок 1.4 – Детали промежуточного вала коробки передач

4. Направление осевых сил в коробке передач выполнено обратно общепринятому, что разгружает подшипники опор и значительно уменьшает внутренние потери, так как подшипник передней опоры вторичного вала работает в режиме относительно малых оборотов, а подшипник внешних опор со значительно большими оборотами.

5. Особенность конструкции планетарного демультипликатора (также являющегося модулем) по сравнению с широко распространенными решениями состоит в следующем:

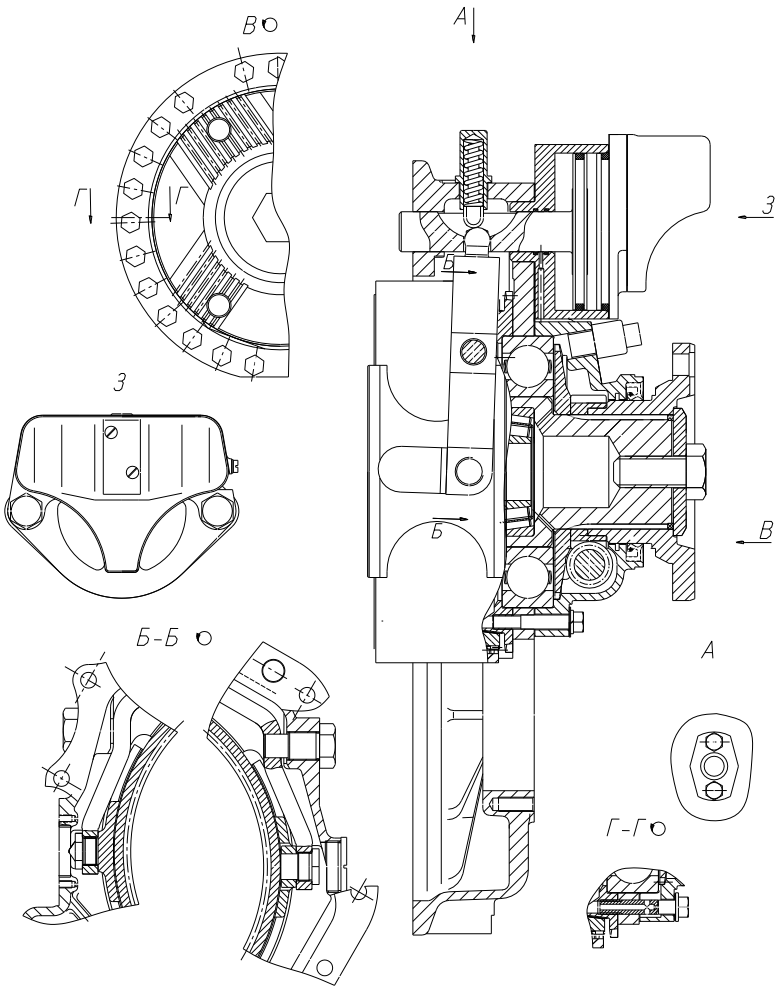
- для переключения диапазонов использована перемещающаяся в осевом направлении коронная шестерня с внутренними зубьями, что значительно упрощает конструкцию элементов переключения и сокращает осевой габаритный размер (рисунок 1.5);

- блокировка планетарного ряда производится при соединении коронной и солнечной шестерен. Традиционным решением является блокирование путем соединения коронной шестерни с водилом. При принятой в разработанной коробке передач схеме блокировки достигается более, чем в 4 раза уменьшение момента, передаваемого солнечной шестерней, что исключает ее бринелирование, одновременно в 4-6 раз снижается время синхронизации при переключении демультипликатора с низшего на высший диапазон [8, 22, 23].

На планетарный механизм коробки передач подана заявка на полезную модель №2011140211 от 03.10.2011 г.

Решаемая задача, представленная в данной заявке на полезную модель – обеспечение гарантированной разблокировки коронного колеса планетарного механизма при различных температурах, в том числе отрицательных.

Технический результат, представленный в заявке на полезную модель - 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.



а) конструкция демультипликатора

б) детали демультипликатора

Рисунок 1.5 – Планетарный демультипликатор коробки передач ТМ16-2200

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, 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.

6. Как в основном редукторе, так и в демультипликаторе использовались малогабаритные бессухарные синхронизаторы муфтового типа с молибденированными блокирующими кольцами. Три синхронизатора основного редуктора унифицированы. На шестерне первой передачи применен дополнительный конус для обеспечения снижения усилия при переключении. Конструкция синхронизатора изображена на продольном разрезе коробки передач (рисунок 1.2). На рисунке 1.6 представлены чертежи блокирующего кольца и муфты синхронизатора.

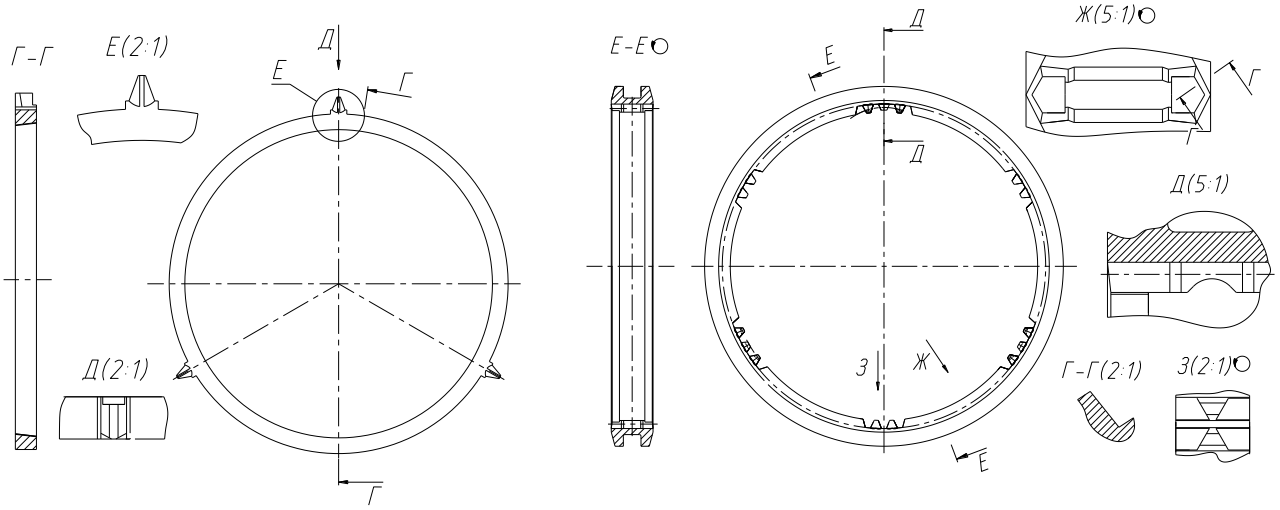
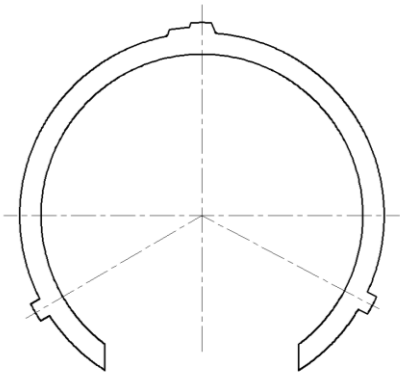


Рисунок 1.6 – Блокирующее кольцо и муфта синхронизатора коробки передач ТМ16-2200

Конструкция синхронизаторов имеет следующие особенности (рисунок 1.6-1.7):

- 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;

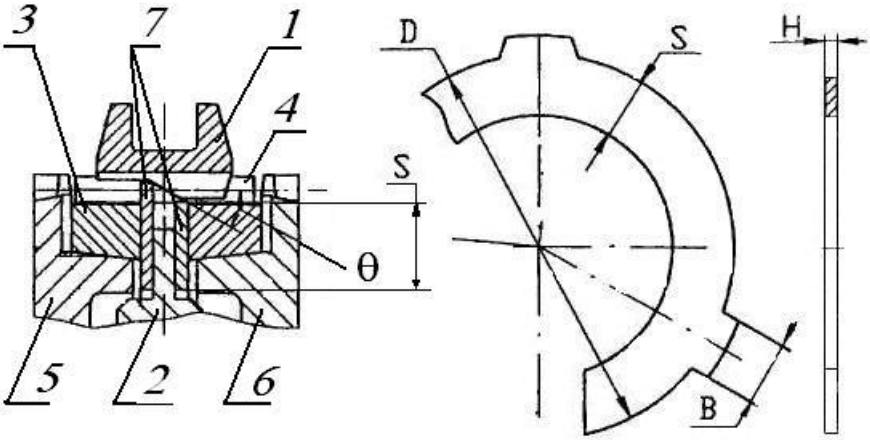
а)



б)

в)

г)



е)

Рисунок 1.7 – 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

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

- 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.

7. Механизм переключения передач 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.

8. 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 1.2 данного отчета о НИР.

Таким образом, по числу передач синхронизированных ступеней, передаваемому максимальному крутящему моменту и мощности, диапазону и плотности ряда передаточных чисел разрабатываемая коробка передач соответствует современным лучшим аналогам, в частности, таким известным, как ZF 16S2220 «Цанрад Фабрик», 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 коробки передач ТМ16-2000, 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 1.8):

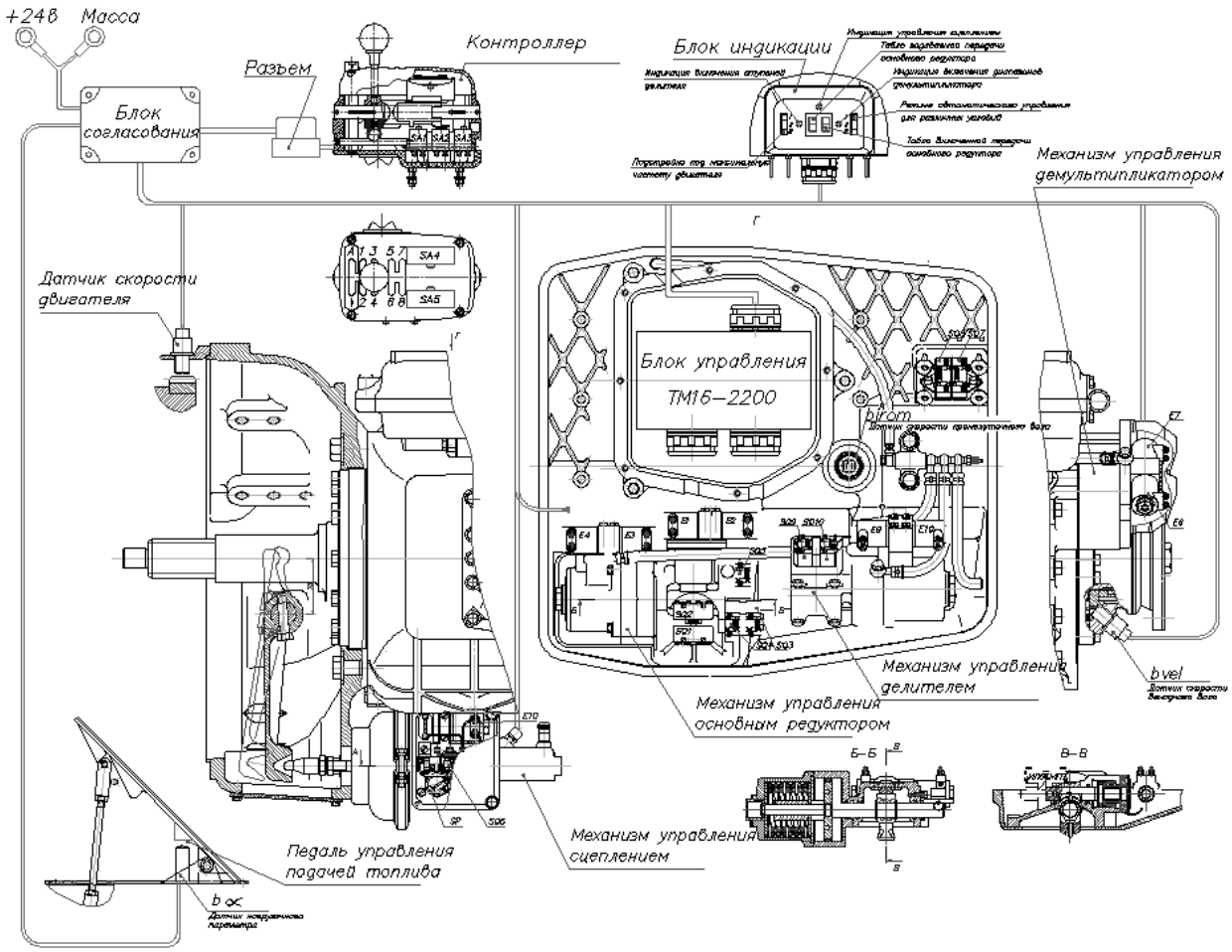


Рисунок 1.8 – Схема автоматического управления коробкой передач ТМ16-2200.

- контроллер (рисунок 1.9);
- механизм электропневматического управления переключением передач основного редуктора (рисунок 1.10);
- механизм управления сцеплением (рисунок 1.11);
- механизм переключения диапазонов делителя;
- механизм управления демультипликатором (рисунок 1.12);

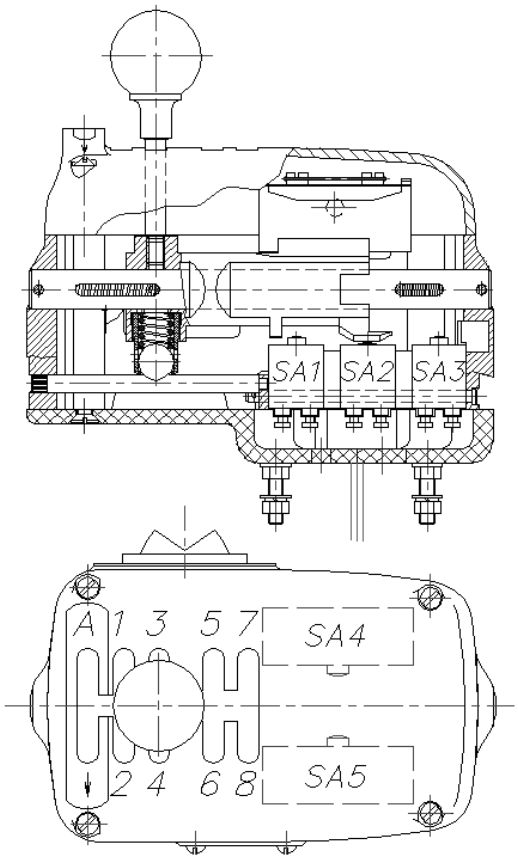
- педаль управления подачей топлива с нагрузочным датчиком положения педали (рисунок 1.16);

- датчики оборотов двигателя, промежуточного вала и выходного вала коробки (рисунок 1.17);

-электронный блок управления коробкой передач и сцеплением (рисунок 1.13);

- электронный блок индикации состояния коробки передач (информационное табло) (рисунок 1.14);

- электронный блок согласования сигналов контроллера (рисунок 1.15).



а)

б)

в)

Рисунок 1.9 – 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 [4, 6].

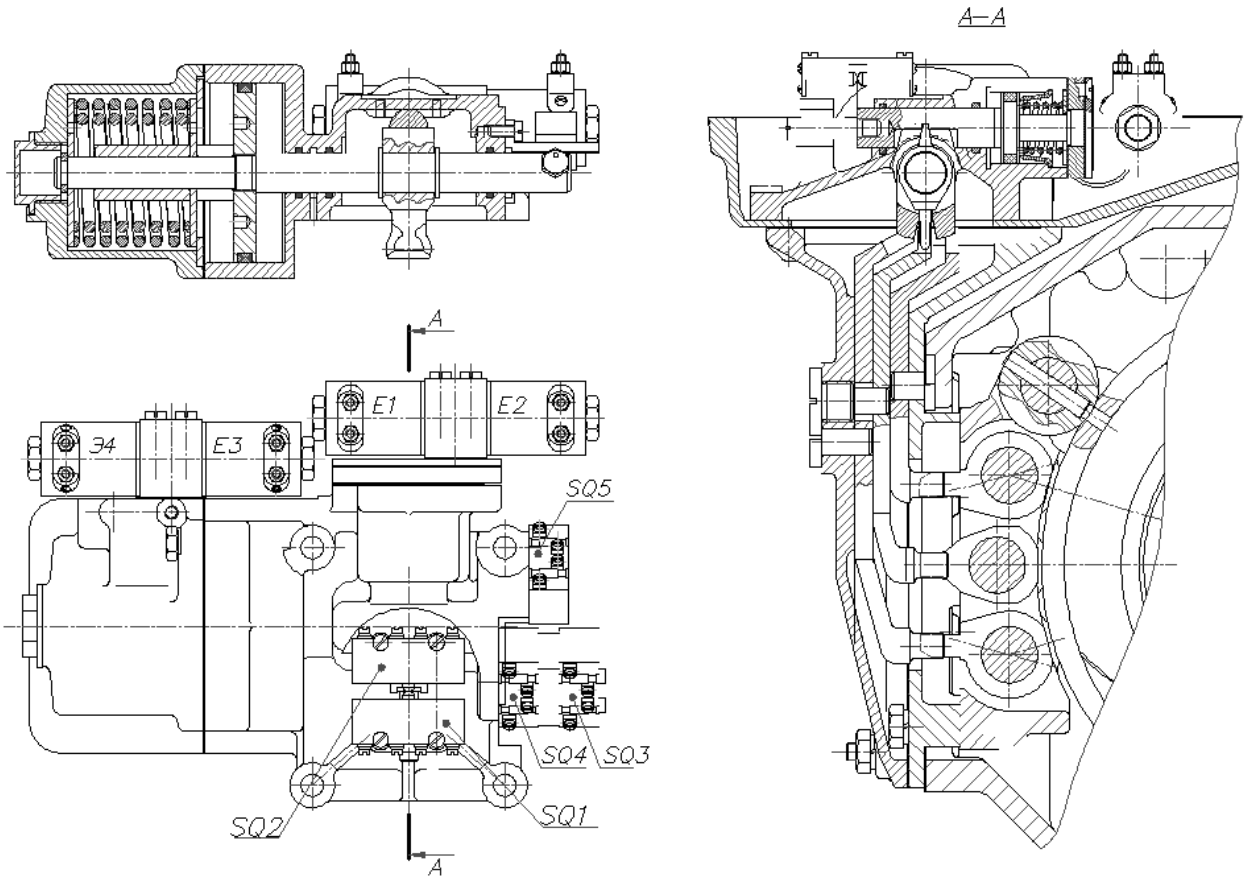
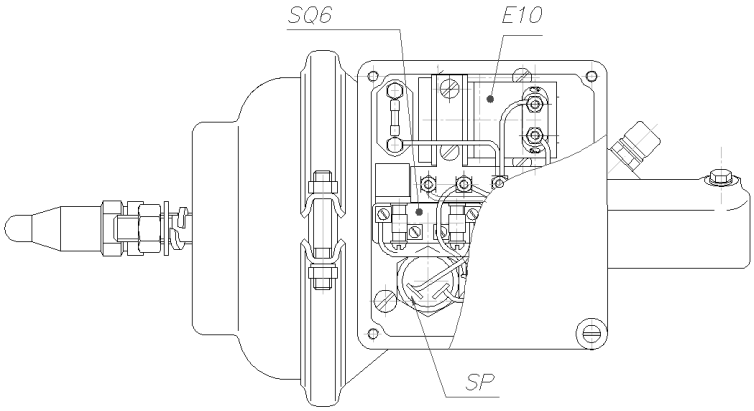


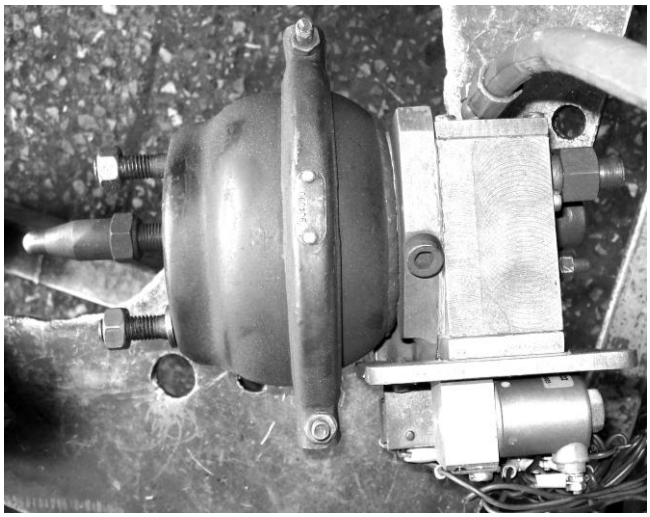
Рисунок 1.10 – Механизм электропневматического управления переключением передач основного редуктора

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 1.11 –Механизм управления сцеплением

а) внешний вид, *б)* экспериментальный образец

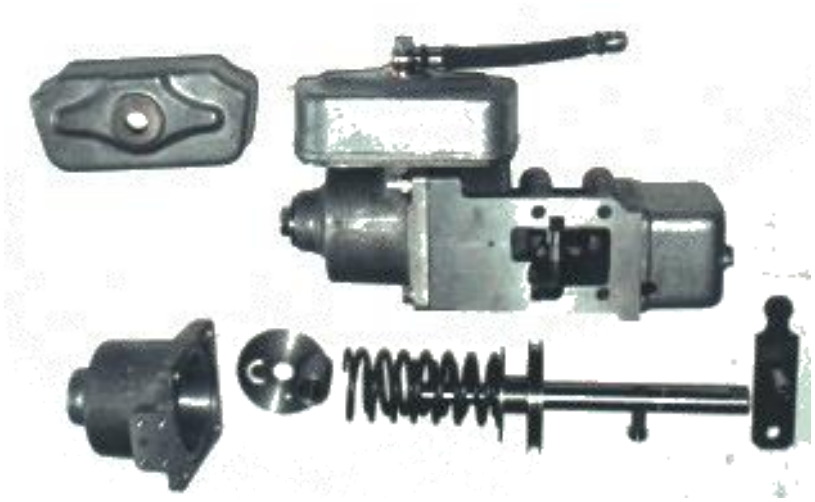


Рисунок 1.12 – Механизм управления демультипликатором

Контроллер (рисунок 1.9) 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 1.10) 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 1,1, 1.8). 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.

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 1.12). 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 = 17,53) 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 1.13): 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:

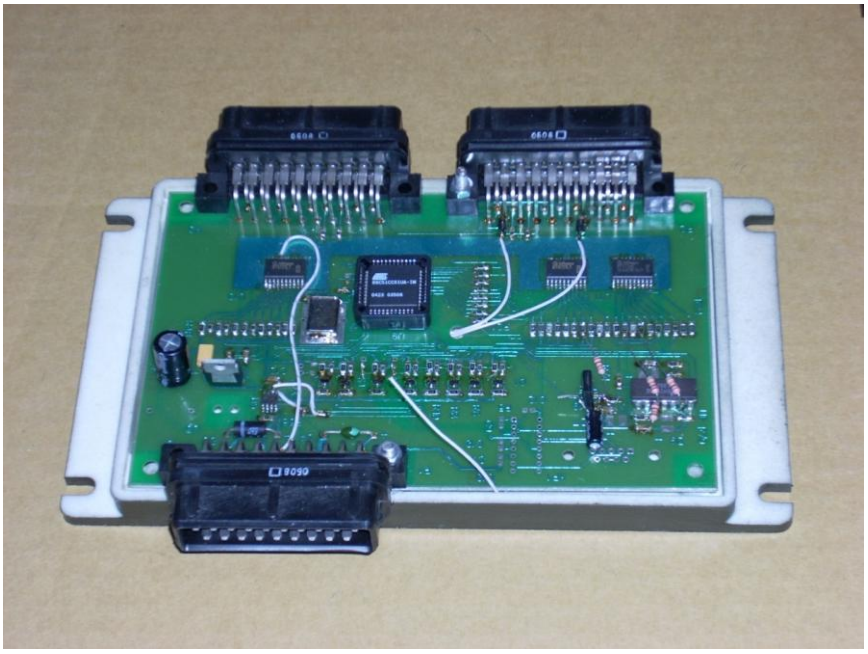
- основная архитектура 80C51;
- частота макс 40 МГЦ, в режиме X2, 20 МГЦ ;
- пять портов: 32 ввода/вывода;
- пяти канальный 16-и битный программируемый счетчик;
- PWM (8- БИТ) – широтно-импульсный модулятор;
-21- сторожевой битовый таймер (7 программируемых битов)
-256 байт RAM (оперативная память);
-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 1.13 – Блок управления коробкой передач и сцеплением

Устройство входных цепей.

Электропитание внешних датчиков (микровыключателей SQ1-SQ10) 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 1.14).

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)

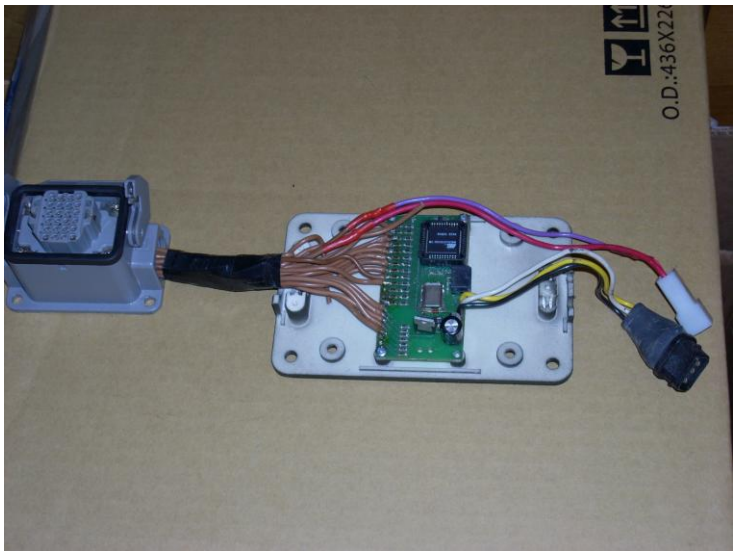
б)

Рисунок 1.14 – Блок индикации

Блок согласования (рисунок 1.15).

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 1.15 – Блок согласования

Педаль управления подачей топлива с нагрузочным датчиком (рисунок 1.16). 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.

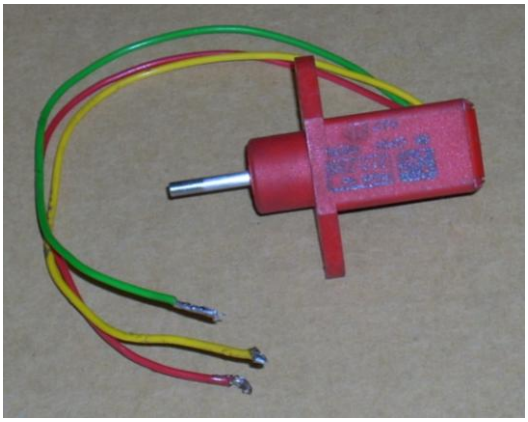


Рисунок 1.16 – Датчик положения педали подачи топлива

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 1.17 – Индуктивный датчик скорости автомобиля

Заключение по разделу 1

1. Разработан и изготовлен экспериментальный образец шестнадцатистпенчатой коробки передач с мехатронным электропневматическим управлением, технический уровень которой, обусловленный ее конструктивными особенностями, соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы.
2. Рассмотрены конструктивные особенности экспериментального образца шестнадцатиступенчатой коробки передач, ее общий вид, отдельные узлы и детали.
3. Рассмотрена схема мехатронной электропневматической системы управления экспериментального образца шестнадцатиступенчатой коробкой передач, представлены отдельные компоненты системы и их характеристики.

2 Изготовление стенда и разработка плана проведения экспериментальных исследований работы

Стенд предназначен для проведения испытаний механических коробок передач и мехатронной системы управления при автоматическом или полуавтоматическом режимах работы и отработки алгоритмов управления сцеплением и коробкой передач. Стенд позволяет проводить ресурсные испытания зубчатых передач.

При разработке стенда решался ряд основных вопросов:

1. Выбор двигателя установки.
2. Выбор (тормозного) нагрузочного устройства установки.
3. Выбор контрольно-измерительной аппаратуры.

В качестве двигателя при разработке стенда рассматривались варианты использования двигателя внутреннего сгорания, асинхронного электродвигателя и двигателя постоянного тока.

Использование двигателя внутреннего сгорания, в качестве которого предполагалось использования двигателя ЯМЗ-7511, могло позволить приблизить испытания к реальным условиям, в особенности исследования вопросов управления сцеплением при трогание и переключении передач. Выбор двигателя существенно влияет и на выбор нагрузочного устройства, но как будет показано далее, соответствующих данному двигателю приемлемых по техническим и стоимостным характеристикам тормозных устройств не было найдено. Кроме того, требования по эксплуатации и обеспечению техники безопасности при работе с данной установкой наиболее высокие, поэтому от данного варианта двигателя в результате работы отказались.

Использование асинхронного двигателя с регулируемым приводом было отклонено в силу значительных финансовых затрат на приобретение привода.

Наиболее приемлемым с точки зрения финансовых затрат, производительности, выполнения требований техники безопасности и обслуживания оказался вариант использования двигателя постоянного тока, в качестве которого был выбрал электродвигатель 4ПН280SГУХЛ4 220/220 1500/2600 с тахогенератором ТС-1М (производство ПАО «Электромашина», г. Харьков). Мощность 110 кВт, номинальные обороты 1500 об/мин., максимальные обороты – 2600 об/мин.

Тормозные устройства необходимы для того, чтобы нагружать двигатель при стендовых испытаниях путем поглощения его механической энергии специальным устройством – тормозом и измерять при помощи контрольно-измерительного оборудования развиваемый двигателем крутящий момент.

В настоящее время широкое применение получили тормозные устройства с гидравлическими и электрическими тормозами, в том числе электромагнитные.

Анализ электромагнитных тормозных устройств позволит выделить наибольший тормоз серии ПТ250ТМ1 (производитель Завод Станкоконструкция, г. Москва). Данный тормоз являлся приемлемым по нагрузочным показателям, но удовлетворял по скоростным (максимальный нагрузочный момент – 2500 Нм, максимально допустимая частота вращения – 2000 об/мин), т.к. обороты современных дизельных двигателей, устанавливаемых на транспортные средства, могут быть до 2500 об/мин, поэтому при дальнейшем рассмотрении от этого тормоза отказались.

В качестве гидравлического тормоза рассматривался вариант использования динамометров серии X фирмы Power Test, в частности 50X02, которые рассчитаны как на продолжительные испытания, так и на кратковременные. Данные динамометры имеют диапазон мощности от 20-1000 л.с. и обороты до 6000 об/мин. Но, на сегодняшний день их стоимость 35147 €, что явилось главной причиной отказа от этого решения.

В результате продолжительного исследования, было принято решение об использовании в качестве тормоза электродвигателя постоянного тока, работающего в режиме генератора, аналогичного двигателю, но без тахогенератора.

Таким образом, в качестве тормоза используется электродвигатель 4ПН280SУХЛ4 220/220, 1500/2600.

Для обеспечения и поддержания требуемых оборотов и нагрузки для двигателя и генератора были выбраны преобразователи для привода постоянного тока тиристорного типа ТП-500/460Н-2-2УХЛ4.

На рисунке 2.1 представлена одна из разработанных схем стенда для испытаний коробок передач. В данной схеме используется одна испытываемая коробка передач (поз. 6).

На схеме обозначено: *1* – приводной электродвигатель, *2* – измерительный фланец TF 214, *3* – карданная передача, *4* – сцепление, *5* – рама стенда, *6* – коробка передач, *7* - измерительный фланец TF 217, *8* – инерционная масса, *9*- генератор, *10* – пазовая плита.

Механическая часть стенда состоит из рамы крепления коробок передач, установленной на пазовой плите размерами 5000х2500 мм на которой размещены приводной электродвигатель, тормозной генератор и испытуемые коробки передач.

Электрическая часть стенда (рисунок 2.2) включает питающую систему состоящую из тиристорного преобразователя типа ТП-500/460Н-2-2УХЛ4 (изготовитель ОАО «Электровыпрямитель», г. Саранск) с габаритными размерами 600х600х1800 мм, который питается от сети трехфазного тока с напряжением 380 вольт и передает ток постоянного напряжения 220 вольт на тяговый электродвигатель 4ПН280. Крутящий момент,

проходящий через испытуемую коробку передач, вращает генератор 4ПН280 постоянного тока, а ток вырабатываемый генератором рассеивается на чугунных сопротивлениях. Управление электрической силовой частью стенда производится с пульта управления. В электрической части стенда все электроагрегаты (преобразователи ТП-500/460Н-2-2УХЛ4, электродвигатели 4ПН280, датчики крутящего момента TF, измерительная и регистрирующая аппаратура) заземлены. Питающие и измерительные кабели и жгуты проводов установлены в защитных желобах и недоступны для обслуживающего персонала.

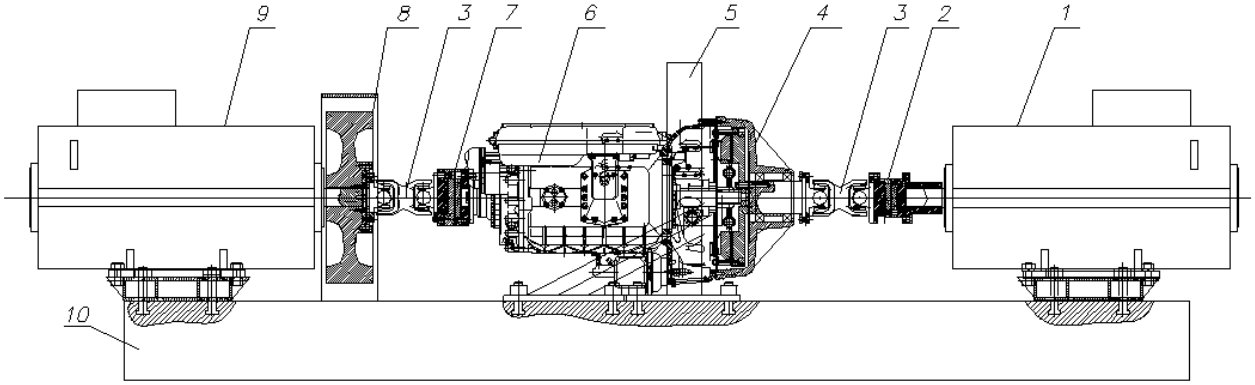


Рисунок 2.1 – Схема стенда для испытаний коробок передач (1 коробка)

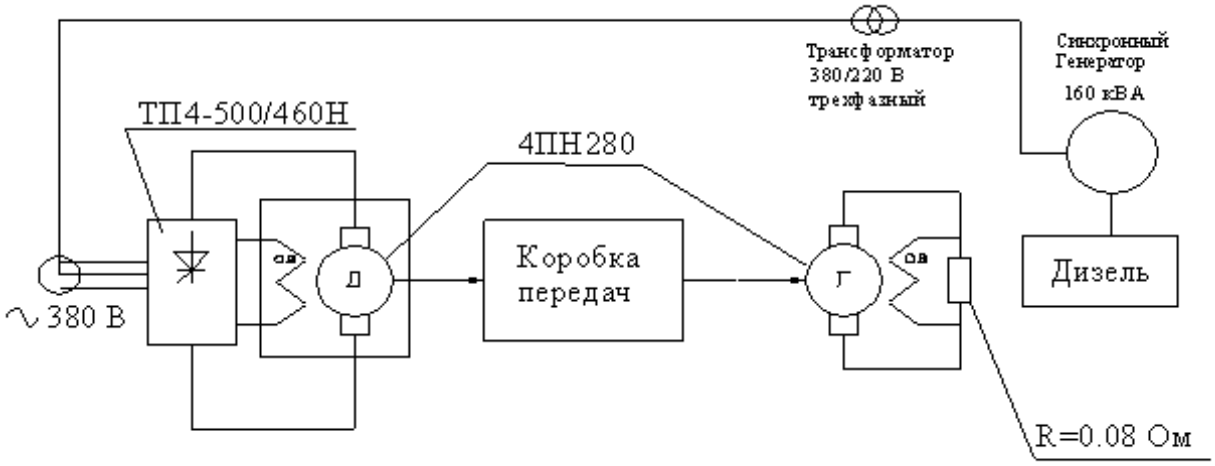


Рисунок 2.2 – Электрическая схема стенда для испытаний коробок передач (1 коробка)

Измерительная часть стенда включает бесконтактные датчики крутящего момента типа TF (разработка фирмы Magtrol). На валу двигателя установлен измерительный фланец TF 214 (номинальный момент датчика 1000 Нм) (рисунок 2.3), на вторичном валу коробки измерительный фланец TF 217 (номинальный момент датчика 10000) Нм. (рисунок 2.4), которые осуществляют регистрация крутящего момента, скорости вращения валов, время процесса с помощью индикатора крутящего момента 3410 и компьютера с программным обеспечением Torque 1.0.

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.

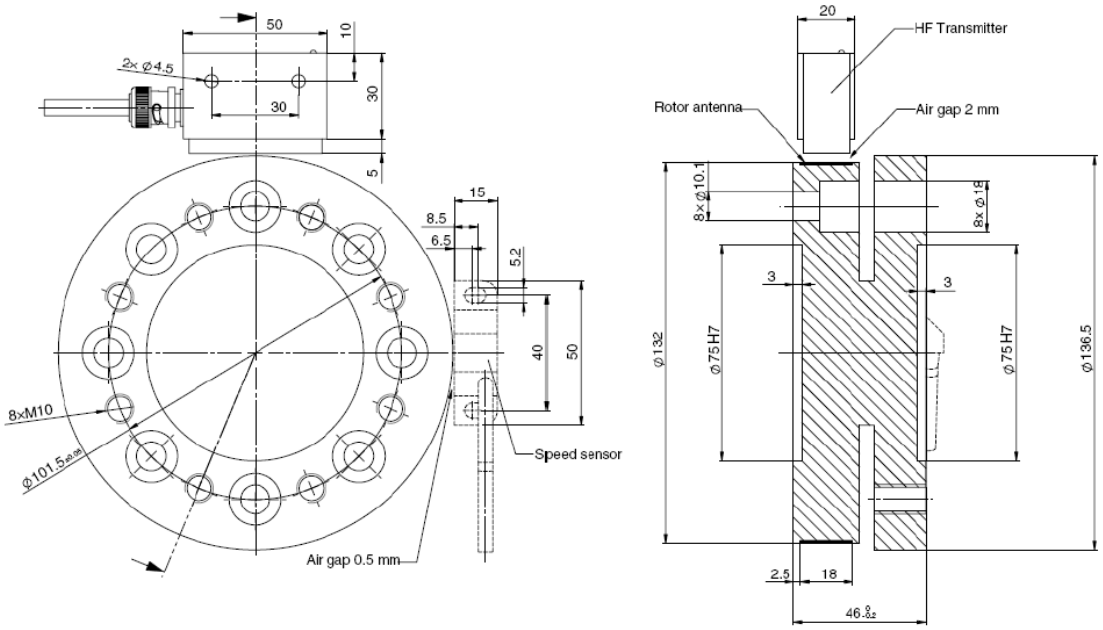


Рисунок 2.3 – Размеры датчика TF 214

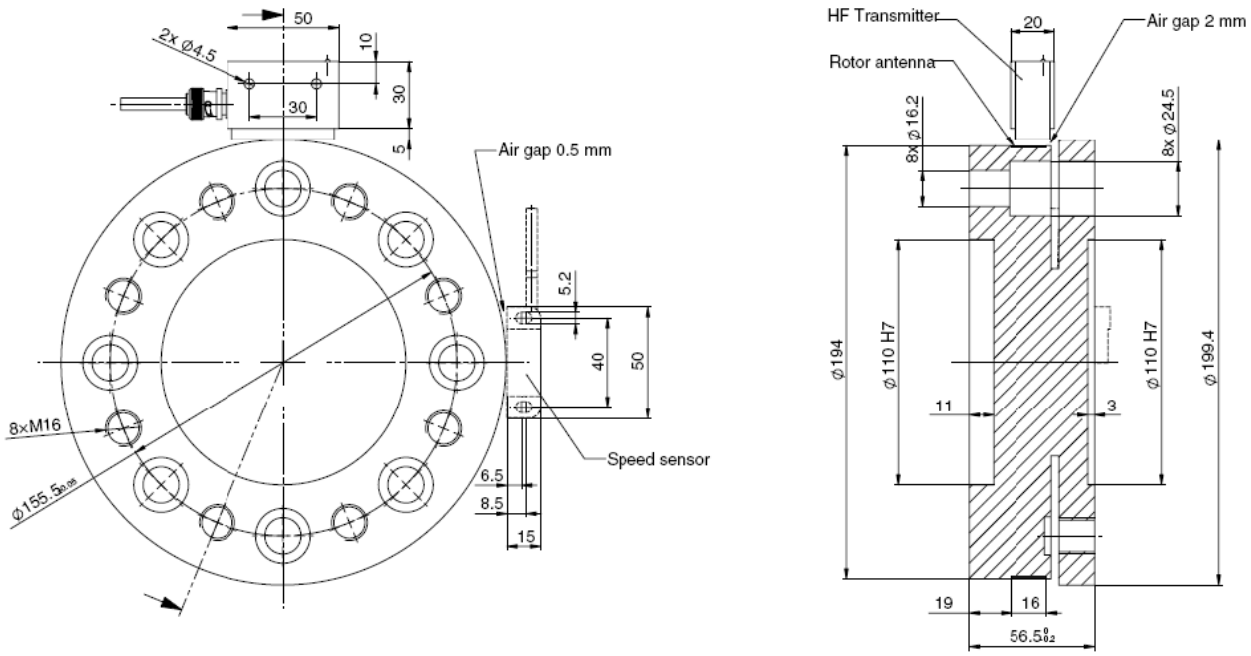


Рисунок 2.4 – Размеры датчика TF 217

Принципиальная схема преобразования сигнала с датчиков TF представлена на рисунке 2.5.

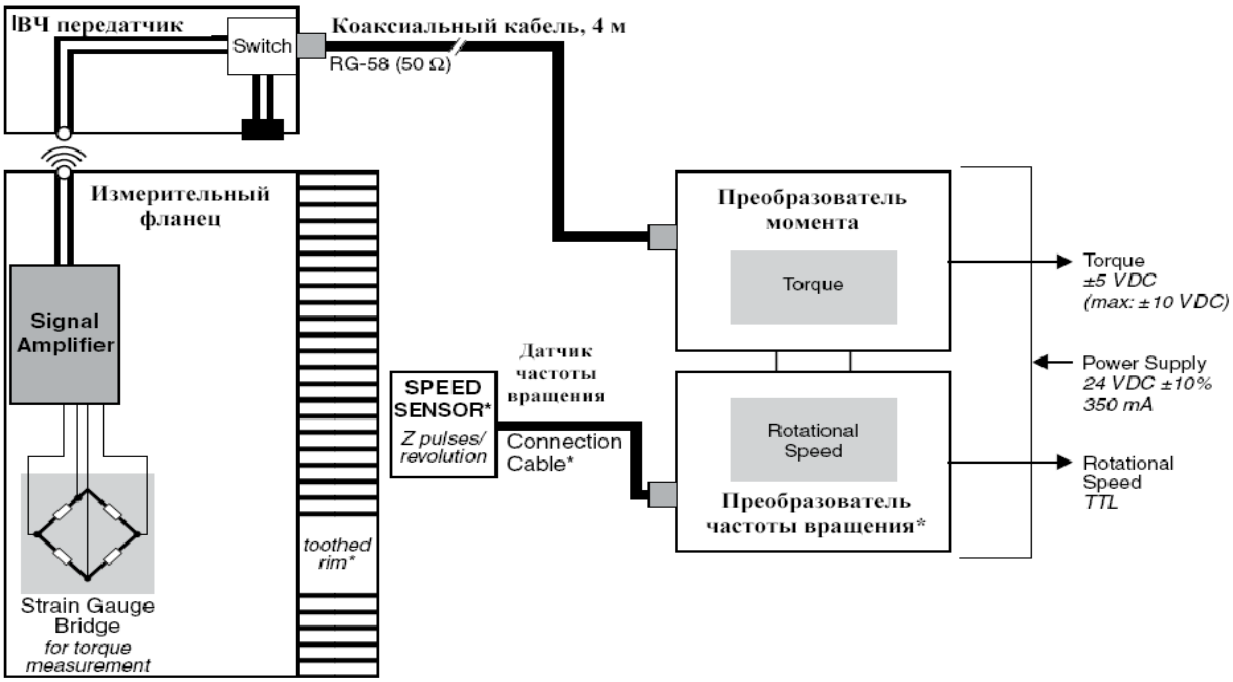


Рисунок 2.5 – Схема преобразования сигнала с датчиков TF

Измерение крутящего момента и оборотов на валу двигателя производится бесконтактным датчиком TF 214. Измерение крутящего момента и оборотов на вторичном валу коробки передач производится бесконтактным датчиком TF 217. Используемые бесконтактные датчики, имеют высокий класс точности и позволяют бесконечно долго производить замеры крутящего момента и частоты вращения валов. Высокий класс точности приборов позволяет оценить потери на внутреннее трение в элементах коробки передач, возникающие при работе коробки. Основные характеристики датчиков крутящего момента приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Основные характеристики датчиков крутящего момента

Модель датчика	Номин. крутящ. момент Нм	Допуст. перегруз. %	Класс точности %	Макс. частота, об/мин	Число зубьев	Жесткость на кручение Нм/рад	Угол деформ. градус	Вес, кг	Момент инерции, кГм^2
TF 214	1000	200	0,1	8000	91	$9{,}55 \times 10^5$	0,060	3,3	$7{,}803 \times 10^{-3}$
TF 217	10000	150	0,1	4000	133	$1{,}25 \times 10^7$	0,046	9,3	$4{,}706 \times 10^{-2}$

Датчик скорости TF 214 имеет 91 зуб, датчик скорости TF 217 имеет 133 зуба, таким образом при частоте вращения вала 1000 об/мин TF 214 выдает 91000 импульсов в минуту или 1516,67Гц, датчик TF217 выдает 133000 импульсов в минуту или 2216,67 Гц.

Датчики частоты вращения и крутящего момента первичного и вторичного валов 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.

На рисунке 2.6 представлена схема соединения датчиков с персональным ЭВМ.

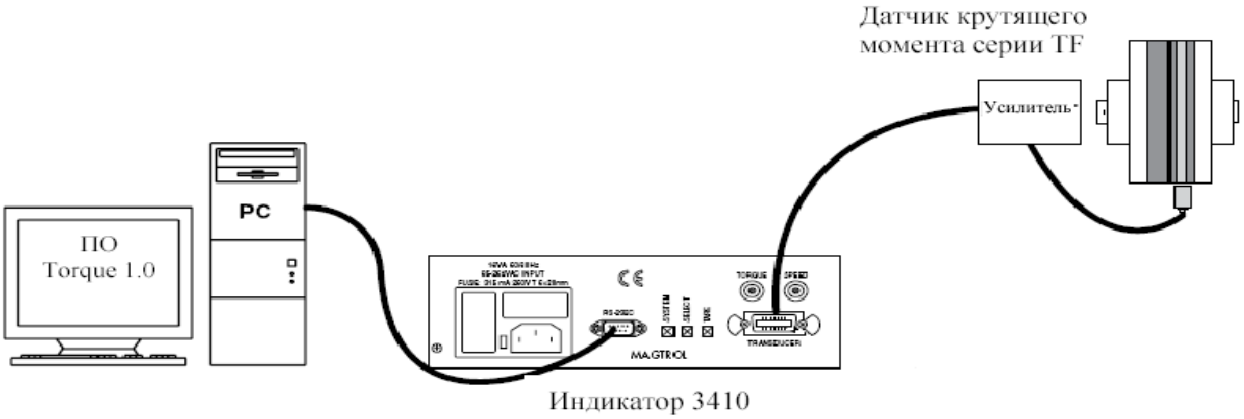


Рисунок 2.6 - Схема соединения датчиков с персональным ЭВМ

В схеме стенда, представленной на рисунке 2.1 имеется недостаток в том, что электрические машины – приводной электродвигатель и генератор работают в разных режимах, что не позволяет проводить испытания при полной нагрузке. Поэтому, в дальнейшей работе предполагается стенд модернизировать путем установки второй испытываемой коробки передач, аналогичной первой и дополнительного для нее сцепления. Коробки передач в данной конструкции стенда необходимо соосно соединить выходными валами, между которыми будет расположен измерительный фланец TF 217 и карданная передача (рисунок 2.7).

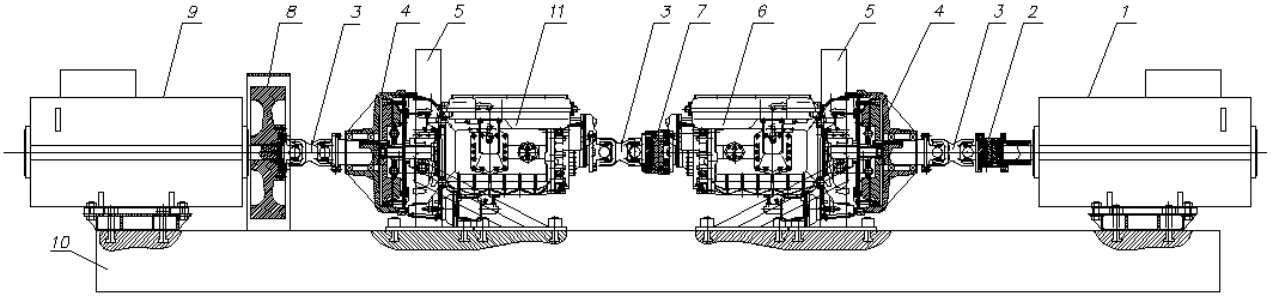


Рисунок 2.7 – Схема стенда для испытаний коробок передач (2 коробки)

Данное решение приведет к изменению электрической схемы стенда, которое в этом случае будет включать два тиристорных преобразователя постоянного тока ТП4-500/460 Н. (рисунок 2.8).

При одновременном включении одинаковых передач в коробках режимы работы электрических машин будут довольно близкими друг к другу, что позволит иметь их одинаковую загрузку и реализовать режимы полной нагрузки (110 кВт).

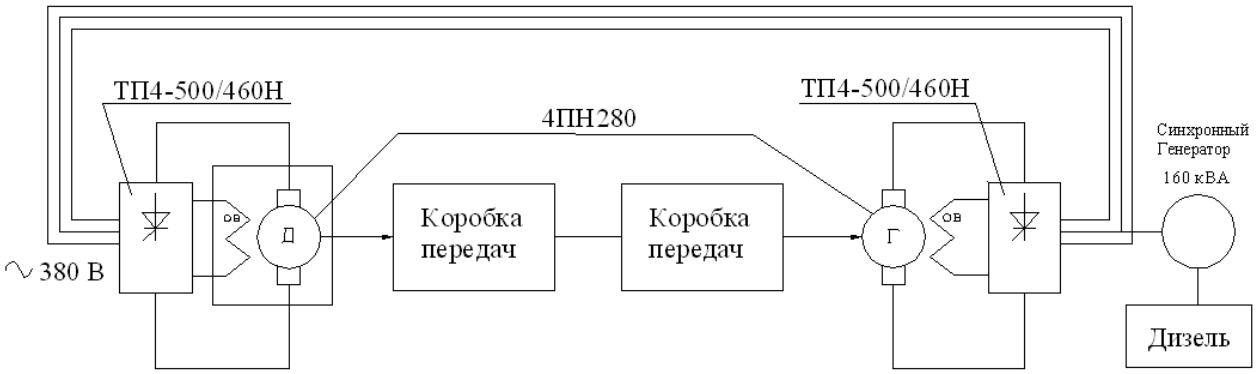


Рисунок 2.8 – Электрическая схема стенда для испытаний коробок передач (2 коробки)

На рисунке 2.9 представлен стенд для испытаний коробок передач, выполненный по схеме рисунка 2.1.

а)

б)

Рисунок 2.9 – Стенд для испытания коробок передач

На рисунке 2.10 представлена мехатронная система управления во время испытания шестнадцатиступенчатой коробкой передач ТМ12-2200.

а)

б)

Рисунок 2.10 – Система управления переключения коробкой передач

На основании результатов исследований, проведенных на I этапе работы, а также в ходе проведения научных семинаров в ГОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» 30.05.2011 был утвержден план экспериментальных исследований, представленный в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – План экспериментальных исследований коробки передач

№	Наименование исследования
1	Определение характеристики осевой жесткости синхронизаторов
2	Определение расхода воздуха в зависимости от диаметра жиклера

	электропневматического клапана.
3	Определение динамических усилий на конусах синхронизатора от диаметра жиклера и давления.
4	Определение зависимости момента трения на первичном валу от температуры масла.
5	Исследование процесса включения передачи при переменном давлении в пневматическом цилиндре: - характера нарастания давления в силовых цилиндрах; - изменения оборотов первичного и выходного валов; - усилия на штоках переключения; - момент синхронизации на вторичном валу коробки передач; - времени синхронизации; - времени разблокировки синхронизатора; - времени включения передачи.
6	Исследование временных характеристик переключения передач во всех 3-х редукторах коробки передач.
7	Проведение «провокационных испытания» мехатронной системы управления коробки передач: - 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.

Заключение по разделу 2

1. 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.
2. Разработан план экспериментальных исследований параметров и характеристик коробки передач и системы электропневматического привода на стенде, достаточный для подтверждения работоспособности коробок передач и ее привода.

3. Проведение экспериментальных исследований

Для определения динамических нагрузок на конусах синхронизатора снята характеристика осевой жесткости синхронизатора I-II передач коробки, представленная на рисунке 3.1. 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.

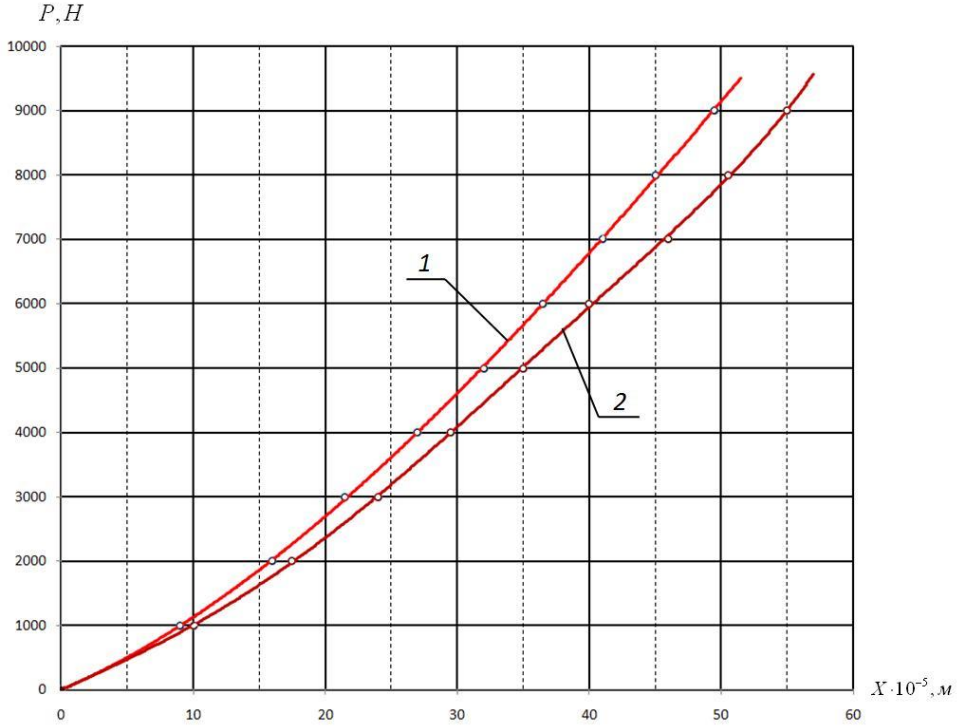


Рисунок 3.1 – Характеристика жесткости синхронизатора

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 3.2. 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).

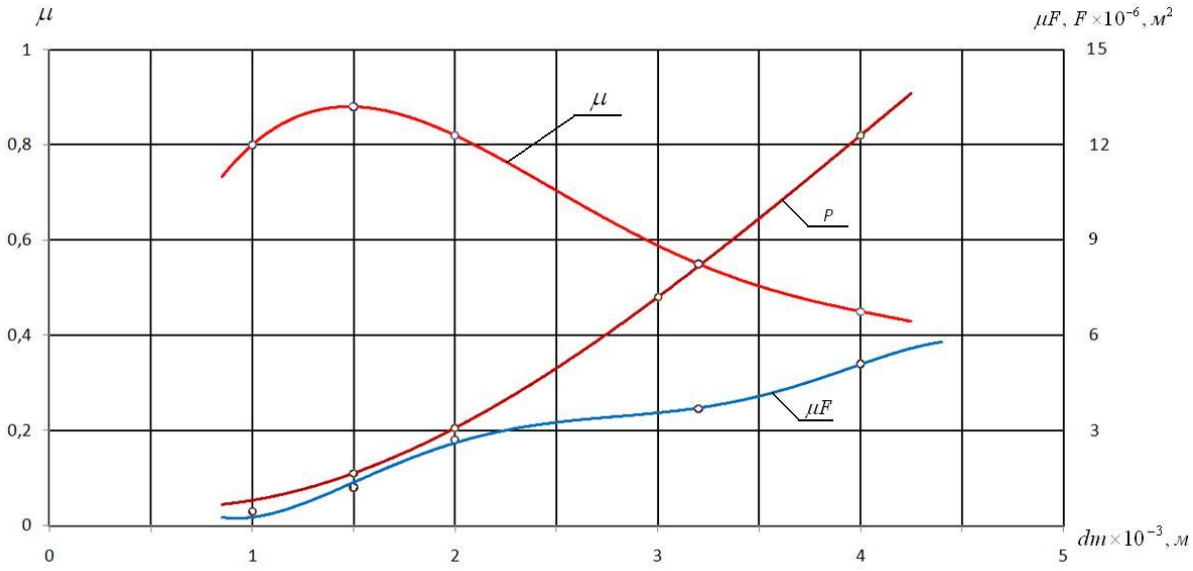


Рисунок 3.2 – Изменение коэффициента расхода воздуха μ и расхода воздуха $\mu \cdot F$ в зависимости от диаметра жиклера *dm*.

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 3.3

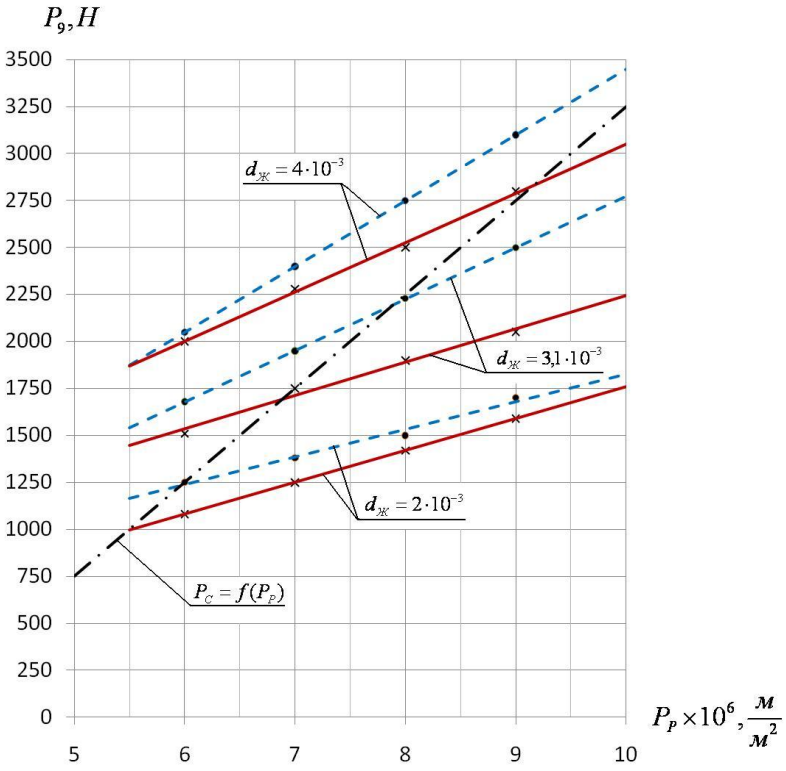


Рисунок 3.3 – Изменение динамического усилия на конусах синхронизатора от диаметра жиклера и давления (— экспериментальные значения; – – расчетные значения)

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 3.4), что необходимо для уточненного расчета таких основных этапов включения передачи, как синхронизация и разблокировка. Анализ осциллограмм (рисунок 3.5), 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.

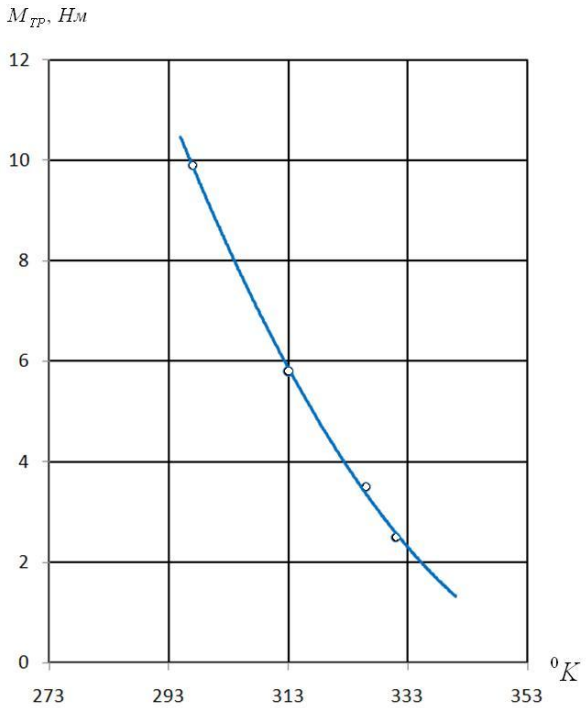


Рисунок 3.4 – Изменение момента трения на первичном валу от температуры масла

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:

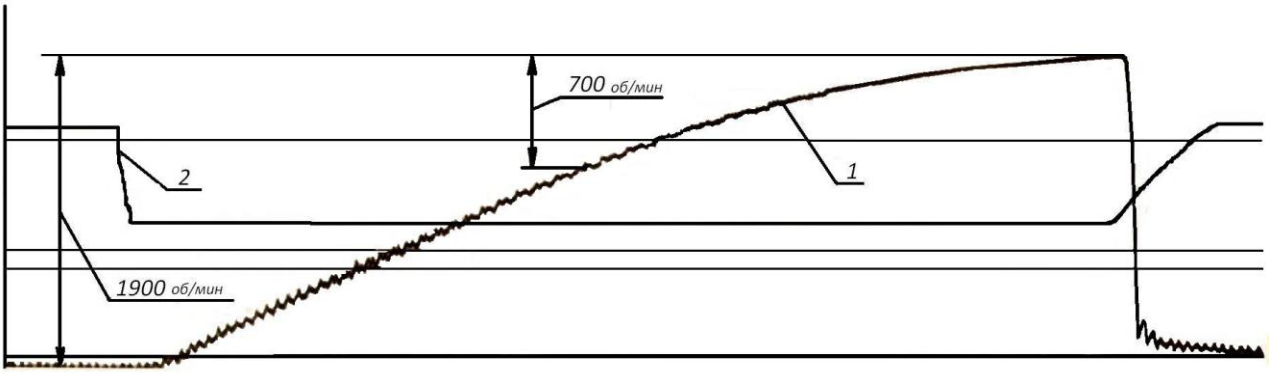


Рисунок 3.4 – Изменение скорости первичного вала (вала делителя) по времени при выключенном сцеплении

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

$$M_{тр} = M_{тр1} \cdot U_{кп}.$$

В таблице 3.1 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 3.1 – 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

Испытания системы автоматического управления коробкой передач ТМ16-2200.

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.

При испытаниях были отработаны все режимы переключения передач в командном, автоматическом режимах, а также по резервной схеме.

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.

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

Заключение по разделу 3

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.

4 Обработка и анализ экспериментальных данных. Сравнение с результатами теоретических исследований

4.1 Постановка задачи и расчетная схема

Постановка задачи (рисунок 4.1) сводится к расчету основных параметров пневматического привода, определению времени синхронизации и всего цикла включения передачи, динамических нагрузок на синхронизаторе, определению работы буксования синхронизатора, энергии получаемой и отдаваемой автомобилем за время синхронизации, времени разблокирования синхронизатора и других зависимостей. Процесс синхронизации при работе с пневматическим приводом в общем случае протекает при переменном давлении в пневматическом цилиндре и по времени и характеру работы включает в себя четыре этапа (рисунок 4.2):

1) от момента поступления воздуха в пневматический цилиндр до начала движения поршня (продолжительность этапа τ_1);

2) от начала движения поршня до соприкосновения конусов синхронизируемых элементов (продолжительность этапа τ_2);

3) от соприкосновения конусов синхронизируемых элементов до полного выравнивания угловых скоростей (продолжительность этапа τ_3);

4) от полного выравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов до включения зубчатой муфты.

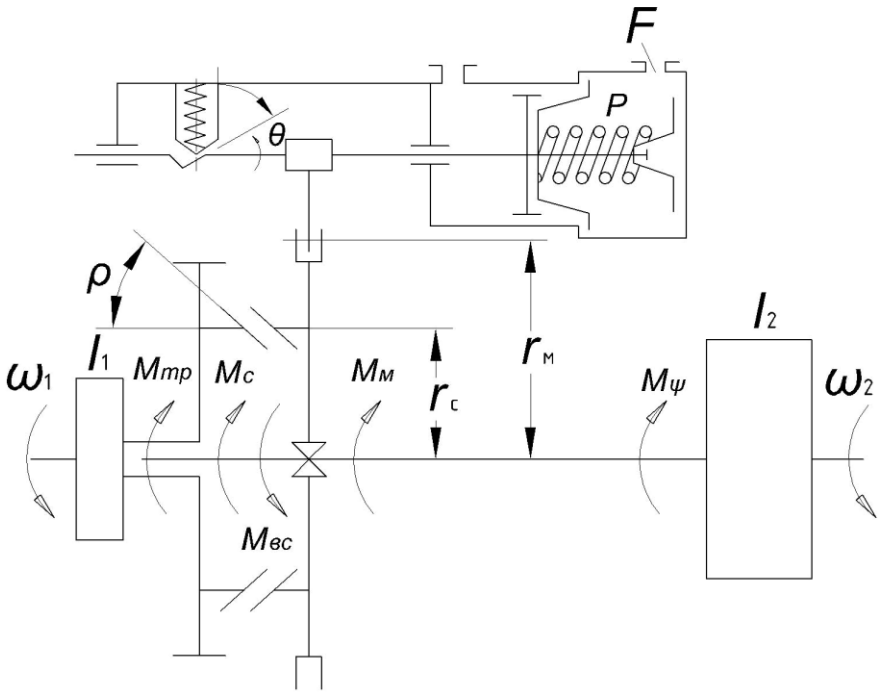


Рисунок 4.1 – Расчетная схема

Процесс синхронизации может происходить в трех зонах [1]:

а) критического истечения воздуха;

б) подкритического истечения воздуха;

в) постоянного давления в пневматическом цилиндре.

В зависимости от параметров пневматического привода, коробки передач, момента сопротивления движению автомобиля и других факторов процесс синхронизации может закончиться в любой из этих трех зон.

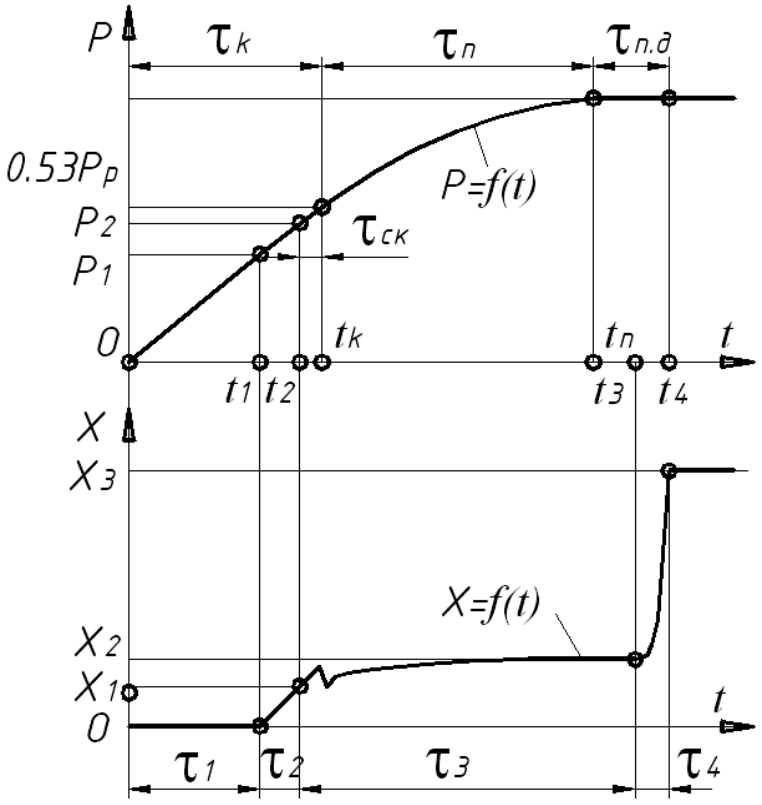


Рисунок 4.2 - Циклограмма процесса включения передачи при переменном давлении в пневматическом цилиндре: к – зона критического истечения; п – зона подкритического истечения; п.д – зона постоянного давления.

На рисунке 4.3 показана схема синхронизированной коробки передач с шестернями постоянного зацепления со всеми инерционными моментами элементов коробки и передаточными числами.

Введем условные обозначения и найдем значения действующих величин.

I_1 - момент инерции ведомого диска и ведущих частей коробки, приведенный к шестерне включаемой передачи, Н·м·с^2;

I_0 - момент инерции ведомого диска сцепления и первичного вала, Н·м·с^2;

$I_П$ - момент инерции промежуточного вала со всеми закрепленными на нем шестернями, Н·м·с^2;

$I_{П.Ш.}$ - момент инерции паразитной шестерни заднего хода, Н·м·с^2;

$I_{В1}, I_{В2}, I_{В3}$ - моменты инерции шестерен постоянного зацепления, расположенных на выходном валу коробки передач, Н·м·с^2;

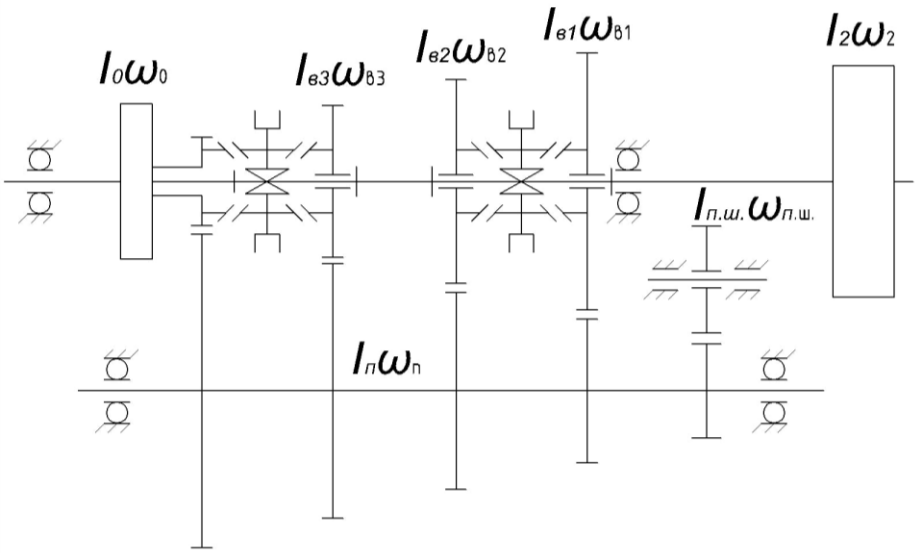


Рисунок 4.3 – Схема коробки передач с шестернями постоянного зацепления.

ω_0 - угловая скорость первичного вала, 1/с;

$\omega_П$ - угловая скорость промежуточного вала, 1/с;

$\omega_{П.Ш.}$ - угловая скорость паразитной шестерни заднего хода, 1/с;

ω_1 - угловая скорость шестерни включаемой передачи, 1/с;

ω_2 - угловая скорость вторичного вала коробки передач, 1/с;

$\omega_{В1}, \omega_{В2}, \omega_{В3}$ - угловые скорости шестерен постоянного зацепления, расположенных на выходном валу, 1/с.

На основании равенства кинетических энергий, а также принимая во внимание, что

$$\frac{\omega_0}{\omega_{В1}} = i_{К1}; \quad \frac{\omega_0}{\omega_{В2}} = i_{К2}; \quad \frac{\omega_0}{\omega_{В3}} = i_{К3}; \quad \frac{\omega_0}{\omega_П} = i_П; \quad \frac{\omega_0}{\omega_{П.Ш.}} = i_{П.Ш.}, \tag{4.1}$$

можем записать:

$$I = I_0 + I_П \frac{1}{i_П^2} + I_{В1} \frac{1}{i_{К1}^2} + I_{В2} \frac{1}{i_{К2}^2} + I_{В3} \frac{1}{i_{К3}^2} + I_{П.Ш.} \frac{1}{i_{П.Ш.}^2}, \tag{4.2}$$

где I - момент инерции ведущих частей коробки передач, приведенный к первичному валу.

Тогда инерционный момент ведущих частей коробки передач, приведенный к включаемой шестерне

$$I_1 = i_{К.П.}^2 \left(I_0 + \sum I_К \frac{1}{i_{к^2}} \right) = I i_{К.П.}^2, \tag{4.3}$$

где $I_к$ - момент инерции любого звена, связанного передаточным отношением $i_к$ с первичным валом;

$i_{К.П.}$ - передаточное число включаемой передачи.

Выражение, заключенное в скобки, является для данной конструкции коробки передач величиной постоянной и, следовательно, зная величину I, можно легко подсчитать момент инерции вращающихся масс шестерен, приведенный к включаемой шестерне.

Момент инерции автомобиля, а также вращающихся деталей трансмиссии и ходовой части при выключенной передаче, приведенный к выходному валу коробки передач I_2 определяется выражением [1, 19]:

$$I_2 = \frac{G_M r_K^{\ 2}}{g i_0^2 \eta_{тр}} (1 + \xi), \tag{4.4}$$

где G_M - вес машины, Н;

g - ускорение силы тяжести, м/с;

ξ - коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс деталей трансмиссии и ходовой части (для автомобилей);

r_K - радиус качения колеса, м;

i_0 - передаточное число главной передачи;

$\eta_{тр}$ - механический к.п.д. трансмиссии.

Момент сопротивления машины, приведенный к выходному валу коробки передач M_ψ:

$$M_\psi = \frac{G_M r_K}{i_0 \eta_{тр}} \psi, \tag{4.5}$$

где ψ - коэффициент сопротивления дороги, учитывающий сопротивление качению и наклон дороги.

$$\psi = f_K \cos\varphi \pm \sin\varphi; \tag{4.6}$$

где f_K - коэффициент трения качения колеса;

φ - угол наклона профиля дороги.

Момент трения ведущих частей коробки, приведенный к включаемой шестерне, вызванный потерями на разбрызгивание масла и трение в опорах, определяемый экспериментально $M_{тр}$:

$$M_{тр} = M_{тр1} i_{К.П.}, \tag{4.7}$$

где $M_{тр1}$ - момент трения на первичном валу коробки передач.

Момент трения вилки о муфту синхронизатора M_M:

$$M_M = S \cdot r_M \cdot f \cdot p_c, \tag{4.8}$$

где S - рабочая площадь поршня пневмоцилиндра;

r_M - средний радиус поверхности трения муфты синхронизатора;

f - коэффициент трения скольжения вилки по муфте синхронизатора;

p_c - величина свободного давления, создающего осевую силу на вилке.

Момент синхронизации (для конического синхронизатора) M_C:

$$M_C = \frac{r_c f}{\sin \rho} P_c, \tag{4.9}$$

где r_c - средний радиус конусов трения;

f - коэффициент трения скольжения конусов, f =0,08-0,10 ;

ρ - угол наклона конусов трения;

P_c - величина свободного усилия, создающего синхронизирующий момент.

Момент ведения в дисках сцепления, приведенный к шестерне включаемой передачи $M_{B.C}$:

$$M_{B.C} = M_{B.C.1} i_{K.П.}, \tag{4.10}$$

где $M_{B.C1}$ - момент ведения сцепления на первичном валу коробки передач.

4.2 Давления, действующие в пневмоцилиндре при переключении передач

Процесс включения передачи может закончиться в любой из трех зон истечения. Для определения времени синхронизации и других величин необходимо найти зависимость $p = f(t)$ для каждой зоны истечения, а также определить время действия каждой из зон.

Найдем зависимость $p = f(t)$ при критическом истечении воздуха в постоянный объем.

Дифференциальное уравнение изменения давления при заполнении постоянного объема для случая, если процесс в полости цилиндра принимается изотермическим, имеет вид [1]

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \mu F \sqrt{\frac{2g}{RT} p_p^2 \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}} \tag{4.11}$$

где p_p - давление в ресивере, из которого происходит истечение воздуха;

p - текущее давление в силовом цилиндре, н/м^2;

V - объем цилиндра, в который происходит истечение, м^3;

T - абсолютная температура воздуха, °К;

R - газовая постоянная, $\frac{\text{н} \cdot \text{м}}{\text{н} \cdot {}^{\circ}\text{К}}$; $R = 29.27$;

k - показатель адиабаты для воздуха $k = 1.41$;

g - ускорение силы тяжести, м/с^2;

μ - коэффициент расхода;

F - сечение жиклера, через который происходит истечение воздуха, м^2.

Подставляя в уравнение значения постоянных величин, будем иметь:

$$\frac{dp}{dt} = 11.63 p_p \mu F \frac{\sqrt{T}}{V}, \tag{4.12}$$

Разделяя переменные и интегрируя, находим:

$$t = \frac{0{,}086V(p - p_a)}{p_p \mu F \sqrt{T}} = \frac{0{,}086V}{p_p \mu F \sqrt{T}} p_И, \tag{4.13}$$

где p_a - начальное давление в рабочем цилиндре; в частном случае начальное давление в цилиндре может быть равно атмосферному;

$p_И$ - избыточное давление в пневматическом цилиндре.

При критическом истечении воздуха в пневматическом цилиндре [1] может устанавливаться давление в диапазоне:

$$p_a \le p \le 0{,}53 p_p.$$

Продолжительность критической зоны истечения $\tau_к$ найдем, если вместо p подставим его значение $0{,}53 p_p$, соответствующее концу критической зоны истечения. Тогда получим:

$$\tau_к = \frac{0{,}086V}{\mu F \sqrt{T}} \left(0{,}53 - \frac{p_a}{p_p} \right). \tag{4.14}$$

Следовательно, текущее значение времени t при критическом истечении воздуха ограничено диапазоном $0 \le t \le \tau_к$.

С момента времени $t_к$ начинается зона подкритического истечения воздуха. В этом случае при заполнении постоянного объема уравнение изменения давления имеет вид:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \mu F p_p \sqrt{\frac{2gk}{RT(k-1)} \left[\left(\frac{p}{p_p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \tag{4.15}$$

Разделяя переменные и интегрируя (4.15), находим:

$$t = \frac{0{,}1548V}{\mu F}\left[\sqrt{1-\left(\frac{p_н}{p_p}\right)^{0{,}29}} - \sqrt{1-\left(\frac{p}{p_p}\right)^{0{,}29}}\right], \qquad (4.16)$$

где $p_н$ и p - соответственно начальное и текущее давление в зоне подкритического истечения.

Подставляя в уравнение (4.16) $p_н = 0{,}53p_p$, что будет соответствовать началу подкритического истечения, и, решая это уравнение относительно p, получим:

$$p = p_p \sqrt[0{,}29]{1-\left(0{,}41-6{,}45\frac{\mu F\sqrt{T}}{V}t\right)^2}. \qquad (4.17)$$

Для вывода интересующих нас зависимостей и получения формул, удобных для инженерных расчетов, произведем аппроксимацию функции (4.17) линейной зависимостью. Искомое уравнение, найденное из условия минимальной относительной погрешности приближенной функции относительно истинной, будет:

$$p = p_p\left(0{,}56+7{,}8\frac{\mu F\sqrt{T}}{V}t\right). \qquad (4.18)$$

В этом случае p может принимать значения в диапазоне:

$$0{,}56p_p \le p \le p_p$$

Предельная погрешность при подсчетах по уравнению (4.18) не превышает 6%, что вполне допустимо, если при этом дополнительно учесть, что последнее позволяет получить простые зависимости, удобные для расчетов. Тогда избыточное давление, способное совершать работу,

$$p_и = p_p\left(0{,}56+7{,}8\frac{\mu F\sqrt{T}}{V}t\right) - p_a. \qquad (4.19)$$

Продолжительность подкритической зоны истечения $\tau_п$ найдется из уравнения (4.18) при подстановке в него $p = p_p$, то есть когда давление в цилиндре достигнет давления в ресивере

$$\tau_П = \frac{0{,}0564V}{\mu F\sqrt{T}}. \qquad (4.20)$$

Текущее значение времени в зоне подкритического истечения будет ограничено диапазоном $0 \le t \le \tau_П$.

После окончания подкритической зоны истечения процесс включения передачи (если он к этому моменту еще не закончится) будет происходить при постоянном давлении в пневматическом цилиндре p_p.

Текущее значение времени в зоне постоянного давления будет ограничено диапазоном $0 \le t \le \tau_{П.Д.}$, где $\tau_{П.Д.}$ - продолжительность зоны постоянного давления.

4.3 Дифференциальные уравнения движения поршня. Определение динамических нагрузок в синхронизаторе

Используя расчетную схему, приведенную на рисунке 4.1, можно написать дифференциальное уравнение движения поршня для 1-го и 2-го этапов, имеющее вид

$$m\ddot{x} = p_И S - x(\gamma_1 + \gamma_2 tg\theta) - P_0 - Q_0 tg\theta - P_{тр}, \qquad (4.21)$$

где m - масса всех подвижных деталей, связанных с поршнем;

x - смещение поршня относительно начального положения;

γ_1 - жесткость пружины пневматического цилиндра;

γ_2 - жесткость пружины фиксатора;

θ - угол наклона лунки фиксатора;

P_0 - сила предварительного сжатия пружины пневматического цилиндра;

Q_0 - сила предварительного сжатия пружины фиксатора;

$P_{тр}$ - сила трения.

Представим силу трения, как сумму двух сил:

$$P_{тр} = P_{тр_0} + \alpha p_И S, \qquad (4.22)$$

где $P_{тр_0}$ - постоянная сила трения;

$\alpha p_И S$ - сила трения, пропорциональная величине давления в пневматическом цилиндре;

α - коэффициент пропорциональности.

Так как приращение объема за счет перемещения поршня от начального положения до соприкосновения конусов в подавляющем большинстве коробок передач сравнительно невелико по отношению к начальному объему (практически перемещение поршня до соприкосновения конусов синхронизатора не превышает 3 мм), в первом приближении можно вполне допустить, что истечение происходит в постоянный объем.

Тогда для случая, когда соприкосновение конусов произойдет в зоне критического истечения, имеем:

$$m\ddot{x} = \frac{(1-\alpha)Sp_p\mu F\sqrt{T}}{0{,}086V}t - x(\gamma_1 + \gamma_2 tg\theta) - P_0 - Q_0 tg\theta - P_{mp_0}. \qquad (4.23)$$

4.3.1 Первый этап процесса включения передач

Исходя из условия равенства активных сил, действующих на поршень, силам сопротивления в момент начала движения поршня ($x = 0; \dot{x} = 0$), можно из уравнения (4.23) найти время начала движения поршня

$$\tau_1 = \frac{0{,}086V(P_0 - Q_0 tg\theta + P_{mp0}}{(1-\alpha)Sp_p\mu F\sqrt{T}}. \qquad (4.24)$$

Используя же уравнение (2.21) и подставляя в него значение силы трения и те же начальные условия ($x = 0; \dot{x} = 0$), можно найти величину давления p_1 в момент начала движения поршня:

$$p_1 = \frac{Q_0 tg\theta + P_0 + P_{mp0}}{S(1-\alpha)}. \qquad (4.25)$$

4.3.2 Второй этап процесса включения передач

Этот этап длится от начала движения поршня до соприкосновения конусов трения синхронизатора. Чтобы найти интересующие нас величины после начала движения поршня, необходимо решить дифференциальное уравнение (4.23) с учетом начальных условий, полученных в конце 1-го этапа, то есть при $t = \tau_1; x = 0; \dot{x} = 0$

С целью упрощения выкладок введем в уравнение (4.23) замену постоянных величин *a*, *b* и *c*.

$$a = \frac{11.63 \cdot (1-\alpha) \cdot S \cdot p_p \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T}}{V}. \qquad (4.26)$$

Коэффициент *a* (Н/с) характеризует приращение усилия в пневматическом цилиндре в единицу времени за счет истечения воздуха.

$$b = P_0 + Q_0 tg\theta + P_{mp0}. \qquad (4.27)$$

Коэффициент *b* (Н) равен сумме всех постоянных сил сопротивления.

$$c = \gamma_1 + \gamma_2 tg\theta > 0. \qquad (4.28)$$

Коэффициент *c* (Н/м) равен приведенной жесткости всех упругих элементов.

Используя введенные обозначения, получим неоднородное линейное дифференциальное уравнение

$$m\ddot{x} + cx = at - b. \qquad (4.29)$$

Используя начальные условия ($t = \tau_1 = \frac{b}{a}; x = 0; \dot{x} = 0$), получим частное решение

$$x = \frac{a}{c}\left\{t - \frac{b}{a} - \sqrt{\frac{m}{c}} \cdot \sin\left[\sqrt{\frac{c}{m}} \cdot \left(t - \frac{b}{a}\right)\right]\right\}. \qquad (4.30)$$

4.3.3 Расчет и сопоставление с экспериментом результатов процесса синхронизации на 1 и 2 этапах включения передач

Исходные данные к расчету представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные к расчету процесса синхронизации на 1 и 2 этапах

.№	Название параметра	Значение
1	Рабочая площадь поршня пневматического цилиндра	$S = 5 \cdot 10^{-3}\,\text{м}^2$
2	Давление воздуха в ресивере	$p_p = 6{,}86 \cdot 10^5\,\text{н/м}^2$
3	Коэффициент расхода	$\mu = 0{,}82$
4	Коэффициент, учитывающий силы сопротивления, пропорциональные давлению	$\alpha = 0{,}03$
5	Постоянная сила трения	$p_{тр_0} = 87\,\text{Н}$
6	Начальный объем рабочей полости пневматического цилиндра	$V = 2.3 \cdot 10^{-4}\,\text{м}^3$
7	Площадь проходного сечения жиклера	$F = 3.14 \cdot 10^{-6}\,\text{м}^2$
8	Температура воздуха	$T = 293^0\,\text{К}$
9	Сила предварительного сжатия возвратной пружины	$P_0 = 880\,\text{Н}$
10	Жесткость возвратной пружины	$\gamma_1 = 2{,}9 \cdot 10^4\,\text{Н/м}$
11	Сила предварительного сжатия пружины фиксатора	$Q = 146\,\text{Н}$
12	Жесткость пружины фиксатора	$\gamma_2 = 3{,}9 \cdot 10^4\,\text{Н/м}$
13	Угол наклона лунки фиксатора	$\theta = 30^0$
14	Масса всех подвижных частей, связанных с поршнем	$m = 8\,\text{кг}$
15	Смещение поршня от начального положения до соприкосновения конусов трения	$x_1 = 3 \cdot 10^{-3}\,\text{м}$

Используя уравнения (4.26), (4.27) и (4.28), определим значения коэффициентов *a*, *b* и *c*:

$$a = 7400\,\text{Н/с}\ ;\ b = 1050\,\text{Н};\ c = 52000\ \text{Н/м}\ .$$

Подставляя данные значения коэффициентов в уравнения (4.30), получим:

$$x = \frac{7400}{52000}\left\{t - \frac{1050}{7400} - \sqrt{\frac{8}{52000}} \cdot \sin\left[\sqrt{\frac{52000}{8}}\left(t - \frac{1050}{7400}\right)\right]\right\}. \qquad (4.31)$$

Решая равенство (4.31) для значения $x = x_1 = 3 \cdot 10^{-3}$, найдем время соприкосновения конусов трения синхронизатора

$$t_2 = \tau_1 + \tau_2 = 0.171 \text{ с}.$$

Если же пренебречь третьим членом уравнения (4.31), то получим

$$t_2 = 0{,}142 + 0{,}021 = 0{,}163 \text{ с}.$$

Расчеты показывают, что для реально выполненных конструкций коробок передач и механизмов управления, когда жесткость возвратной пружины и пружины фиксатора довольно существенна, третьим членом уравнения (4.31), благодаря малости коэффициента $\sqrt{\frac{m}{c}}$ можно пренебречь. Ошибка в этом случае не будет превышать 6-8%. Тогда продолжительность двух этапов работы пневматического механизма будет выражаться следующей упрощенной зависимостью:

$$t_2 = \tau_1 + \tau_2 = \frac{b}{a} + \frac{x_1 c}{a}, \qquad (4.32)$$

где x_1 – перемещение поршня за время t_2.

Так как при выводе уравнения (4.30) была использована зависимость изменения давления по времени для критической зоны истечения, то должно выполняться условие

$$\tau_1 + \tau_2 \le \tau_к. \qquad (4.33)$$

Используя зависимость (4.30), найдем выражение для скорости поршня на втором этапе при критическом истечении

$$\dot{x} = \frac{a}{c}\left\{1 - \cos\left(\sqrt{\frac{c}{m}}\left(t - \frac{b}{a}\right)\right)\right\}. \qquad (4.34)$$

Анализ уравнения (4.34) показывает, что скорость поршня изменяется от нуля до определенного максимального значения

$$\dot{x}_{\max} = 2\frac{a}{c}. \qquad (4.35)$$

Так как угловая частота $\sqrt{\frac{c}{m}}$ довольно высока, то вполне допустимо (и это подтверждается экспериментально) взять среднюю скорость поршня

$$\dot{x}_k = \frac{a}{c}. \qquad (4.36)$$

В том случае, когда условие (4.33) не выполняется, время может быть найдено как сумма времени критического истечения и части времени подкритической зоны истечения:

$$t_2 = \frac{V}{\mu F \sqrt{T}} \left(0.128 \frac{p_2}{p_p} - 0.086 \frac{p_a}{p_p} - 0.026 \right), \tag{4.37}$$

где p_2 - величина давления, необходимая для преодоления всех сопротивлений к моменту соприкосновения конусов трения (см. 4.72)

В этом случае величина p_2 может принимать значения в диапазоне

$$0{,}56 p_p \le p_2 \le p_p \tag{4.38}$$

Тогда, аналогично уравнению (4.36), для случая подкритического истечения скорость поршня будет определяться уравнением

$$\dot{x}_k = \frac{a_1}{c} . \tag{4.39}$$

Значение a_1 определяется уравнением (4.62).

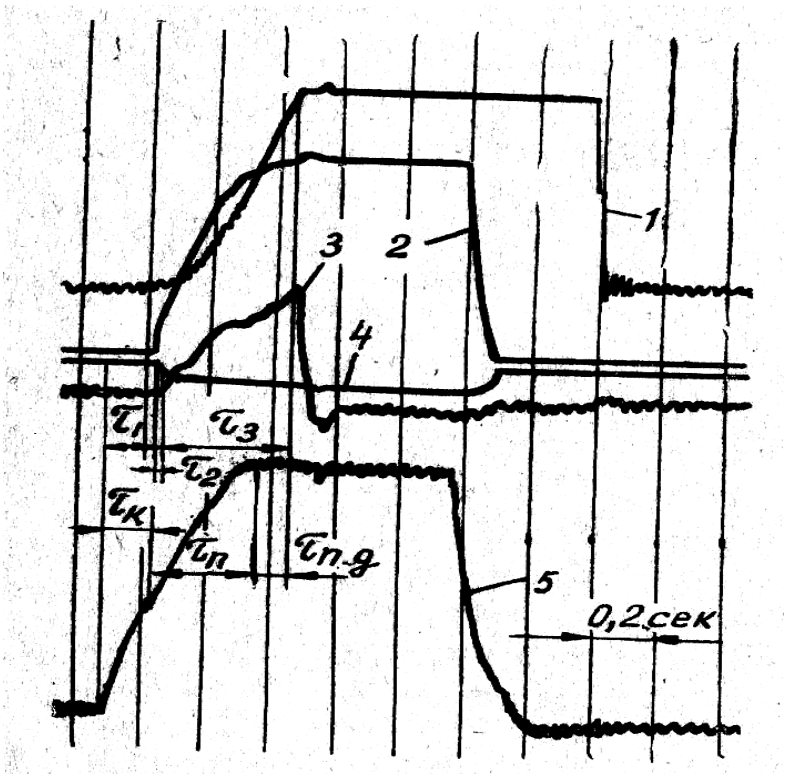


Рисунок 4.4 – Осциллограмма включения передачи:

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

Таким образом, найдены начальные условия для расчета 3-го этапа, начинающегося от соприкосновения конусов трения синхронизатора. Для сравнения теоретических и

экспериментальных данных на рисунке 4.4 приведена осциллограмма. Сравнительный анализ показывает, что разница в интервалах времени для 1-го и 2-го этапов, а также в значениях скорости поршня в момент соприкосновения конусов трения не превышает 10 – 40%, что подтверждает приемлемость принятых нами допущении при выводе расчетных зависимостей.

4.3.4 Третий этап процесса включения передач

В реально выполненных конструкциях ступенчатых коробок передач при рассмотрении 3-го этапа процесса включения, мы имеем многомассовую колебательную систему (рисунок 4.3).

В качестве одного из вариантов расчетной схемы может рассматриваться двухмассовая колебательная система (рисунок 4.5), где первой массой *m* является собственно синхронизатор с осевой жесткостью c_1, связанные с ним подвижные детали, а второй массой *M* - детали, сидящие на вторичном валу, включая и сам вторичный вал с осевой жесткостью подшипника вторичного вала c_2.

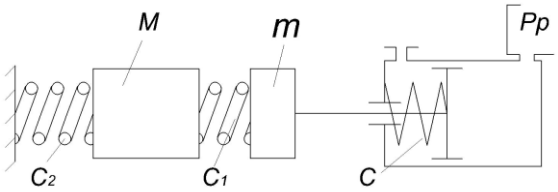


Рисунок 4.5 – Расчетная схема при двухмассовой колебательной системе

При включении прямой передачи второй массой *M* будет первичный вал со связанными с ним деталями и жесткостью c_2 подшипника первичного вала. Экспериментальные исследования, проведенные с коробками передач ЯМЗ-230 и ЗИЛ-130 показали, что осевая жесткость подшипников вторичного вала существенно меньше (в диапазоне реальных рабочих усилий указанных упругих элементов) жесткости синхронизаторов, в связи с чем колебательный характер системы после схождения конусов трения синхронизатора фактически определяется суммарной массой системы (*m*+*M*) и жесткостью подшипника вторичного вала c_2. Расчетная схема существенно упрощается, когда принимается во внимание сравнительно малый угол конуса синхронизатора, $\rho = 7 \div 8^0$, близкий к углу трения, что позволяет считать удар масс *m* и *M* абсолютно неупругим при определении конечной скорости системы и рассматривать в дальнейшем уже одномассовую колебательную систему с массой *m*+*M* и жесткостью c_2 (рисунок 4.6, *б*).

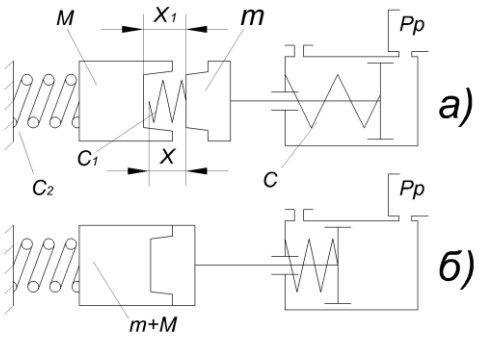


Рисунок 4.6 – Расчетная схема до схождения (*а*) и
после схождения конусов трения (*б*).

Определим вначале максимальное значение усилия, возникающего в процессе удара масс *m* и *M*, используя следующие допущения:

1) удар считаем абсолютно неупругим при определении конечной скорости соударяемых элементов;

2) изменением возмущающей силы за время удара пренебрегаем ввиду малого промежутка времени.

Кинетическая энергия подвижных деталей в момент соприкосновения конусов трения будет равна

$$W_1 = \frac{m \cdot \dot{x}_1^2}{2}. \tag{4.40}$$

Скорость новой массы *m*+*M* после схождения конусов синхронизатора (которое начинается с момента их соприкосновения) в результате удара будет

$$\dot{x}_2 = \frac{\dot{x}_1 \cdot m}{m + M}, \tag{4.41}$$

а ее кинетическая энергия

$$W_2 = \frac{m^2 \dot{x}_1^2}{2(m + M)}; \tag{4.42}$$

тогда работа, равная разности кинетических энергий $W_1 - W_2$, пойдет па деформацию синхронизатора и на трение в конусах.

В случае линейности характеристики деформируемых упругих элементов, а также считая в первом приближении коэффициент трения конических поверхностей f_1 в осевом направлении постоянной величиной, можно записать, что

$$W_1 - W_2 = \frac{P_Д \Delta x}{2} + \frac{P_Д \Delta x f_1}{2}, \tag{4.43}$$

или, зная жесткость упругих элементов,

$$\Delta x = \frac{P_Д}{c_1} \qquad (4.44).$$

Тогда, подставляя в уравнение (4.43) значения работы W_1 и W_2 и значение Δx и решая это уравнение относительно $P_Д$, получим

$$P_Д = \dot{x} \cdot \sqrt{\frac{mc_1}{1+f_1}\left(1-\frac{m}{m+M}\right)}, \qquad (4.45)$$

или, подставляя значение $\dot{x}$ по уравнению (4.36), а также используя замены (4.26) и (4.28), получим равенство для определения силы $P_Д$ при соударении двух масс в зоне критического истечения:

$$P_Д = \frac{11{,}63 \cdot (1-\alpha) \cdot S \cdot p_p \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T}}{(\gamma_1 - \gamma_2 \cdot tg\theta) \cdot V} \sqrt{\frac{m \cdot c_1}{1+f_1} \cdot \left(1-\frac{m}{m+M}\right)}. \qquad (4.46)$$

Или, используя 4.39, для зоны подкритического истечения будем иметь:

$$P_Д = \frac{7{,}8(1-\alpha) S p_p \mu F \sqrt{T}}{(\gamma_1 - \gamma_2 tg\theta) V} \sqrt{\frac{mc_1}{1+f_1}\left(1-\frac{m}{m+M}\right)}. \qquad (4.47)$$

Определим время удара

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{\dot{x}_{cp}} = \frac{2P_Д}{c_1\left(\dot{x}_1 + \dot{x}_2\right)}. \qquad (4.48)$$

или, подставив значение $P_Д$, $\dot{x}_1$ и $\dot{x}_2$, получим

$$\Delta t = 2 \cdot \frac{\sqrt{\frac{m}{c_1(1+f_1)} \cdot \left(1-\frac{m}{m+M}\right)}}{1+\frac{m}{m+M}}. \qquad (4.49)$$

Считая, что в дальнейшем после схождения конусов трения будет одномассовая колебательная система (см. рисунок 4.6, б) и принимая в первом приближении, что трение пропорционально скорости перемещения поршня, для случая критического истечения, можно написать следующее дифференциальное уравнение:

$$M_П \ddot{x}_1 + \gamma \dot{x}_1 + (c + c_2)(x - x_1) = atb - cx_1, \qquad (4.50)$$

где $M_П = m + M$.

Вводя некоторые замены в уравнение (4.50), можно записать

$$\ddot{x} + v \cdot \dot{x} + u \cdot x = \frac{a \cdot t - b + c_2 \cdot x_1}{M_П}, \qquad (4.51)$$

где $v = \dfrac{\gamma}{M_П}$ и $u = \dfrac{c_2 + c}{M_П}$,

тогда общий интеграл уравнения будет

$$x = e^{-\frac{v}{2}\cdot t}(C_1 \cdot \cos(\beta \cdot t) + C_2 \cdot \sin(\beta \cdot t)) + \frac{a}{c_2 + c} \cdot \left(t - \frac{b - c_2 \cdot x_1}{a} - \frac{M_П \cdot v}{c_2 + c} \right), \tag{4.52}$$

где

$$\beta = \sqrt{u - \frac{v^2}{4}} = \sqrt{\frac{c_2 + c}{M_П} - \frac{v^2}{4}}. \tag{4.53}$$

Используя начальные условия, найдем значения коэффициентов C_1 и C_2:

$$C_1 = \frac{A \cdot \left(\beta \cdot \cos(\beta \cdot t_2) - \frac{v}{2}\sin(\beta \cdot t_2) \right) - B \cdot \sin(\beta \cdot t_2)}{\beta \cdot e^{-\frac{v}{2}\cdot t_2}};$$

$$C_2 = \frac{B \cdot \cos(\beta \cdot t_2) + A \cdot \left(\frac{v}{2}\cos(\beta \cdot t_2) - \beta \cdot \sin(\beta \cdot t_2) \right)}{\beta \cdot e^{-\frac{v}{2}\cdot t_2}},$$

где
$$A = x_1 - \frac{a}{c_2 + c}\left(t_2 - \frac{b - c_2 x_1}{a} - \frac{M_П v}{c_2 + c} \right),$$

или, подставляя значение $t_2 = \dfrac{b - cx_1}{a}$, получим:

$$A = \frac{aM_П v}{(c_2 + c)^2} \tag{4.54}$$

и

$$B = \dot{x}_2 - \frac{a}{c + c_2} = a\left(\frac{m}{cM_П} - \frac{1}{c + c_2} \right). \tag{4.55}$$

Подставляя значение коэффициентов C_1 и C_2 в уравнение (4.52) и делая необходимые преобразования, получим частное решение

$$x = \frac{A\beta\cos\beta(t - t_2) + \left(B + A\frac{v}{2} \right)\sin\beta(t - t_2)}{Be^{\frac{v}{2}(t - t_2)}} + \frac{a}{c + c_2}\left(t - \frac{b - c_2 x_1}{a} - \frac{vM_П}{c + c_2} \right). \tag{4.56}$$

Для удобства пользования уравнение (4.56) можно представить в виде:

$$x = \frac{N}{e^{\frac{v}{2}\cdot(t - t_2)}} \cdot \sin\left[\beta \cdot (t - t_2) + \varphi_0\right] + \frac{a}{c + c_2} \cdot \left(t - \frac{b - c_2 \cdot x_1}{a} - \frac{v \cdot M_П}{c + c_2} \right), \tag{4.57}$$

где

$$N = \sqrt{A^2 + \left(\frac{B + A\frac{v}{2}}{\beta} \right)^2} \tag{4.58}$$

и

$$\varphi_0 = arctg \frac{A \cdot \beta}{B + A\frac{v}{2}}. \tag{4.59}$$

Для случая подкритической зоны истечения можно получить дифференциальное уравнение движения поршня следующего вида:

$$M_П \cdot \ddot{x} + \gamma \cdot \dot{x} + (c + c_2) \cdot (x - x_1) = S \cdot p_p \cdot (1 - \alpha) \left[0.56 + 7.8 \frac{\mu F \sqrt{T}}{V} (t - t_2) - \frac{p_a}{p_p} \right] - (b + c \cdot x_1). \tag{4.60}$$

Это уравнение действительно при $t > t_2$. Преобразовав его, получим

$$\ddot{x} + v \cdot \dot{x} + u \cdot x = \frac{a_1 \cdot (t - t_2) + l - b + c_2 \cdot x_1}{M_П}, \tag{4.61}$$

где

$$a_1 = 7{,}8 \cdot \frac{S \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T} \cdot p_p \cdot (1 - \alpha)}{V} \tag{4.62}$$

и

$$l = S \cdot (p_p \cdot 0.56 - p_a) \cdot (1 - \alpha). \tag{4.63}$$

Тогда, по аналогии с вышеприведенными выкладками, частное решение уравнения (4.60) будет иметь вид:

$$x = \frac{N_1}{e^{\frac{v}{2}(t - t_2)}} \sin\left[\beta(t - t_2) + \varphi_1\right] + \frac{a_1}{c + c_2} \cdot \left[(t - t_2) + \frac{l + c_2 x_1 - b}{a_1} - \frac{M_П v}{c_2 + c} \right], \tag{4.64}$$

где

$$N_1 = \sqrt{A_1^2 + \left(\frac{B_1 + A_1 \frac{v}{2}}{\beta} \right)^2}, \tag{4.65}$$

$$\varphi_1 = arctg \frac{A_1 \beta}{B_1 + A_1 \frac{v}{2}}, \tag{4.66}$$

и для случая, если подкритическая зона истечения началась в момент соприкосновения конусов, получим:

$$A_1 = \frac{b + c \cdot x_1 - l}{c_2 + c} + \frac{a_1 \cdot M_П \cdot v}{(c_2 + c)^2}; \tag{4.67}$$

$$B_1 = \frac{a \cdot m}{c \cdot M_{П}} + \frac{a_1}{c_2 + c}. \qquad (4.68)$$

Представляет некоторый интерес определение силы, получаемой за счет чисто динамического эффекта, без учета приращения силы за счет второго члена уравнения (4.64) и сравнение ее с силой, получаемой за счет удара масс *m* и *M*. Указанное сравнение позволит быстро оценить оба случая с точки зрения максимального динамического усилия.

С этой целью возьмем первую производную от первого члена уравнения (4.64) и, приравняв ее нулю, найдем значение, соответствующее экстремальному значению функции

$$t_x = t - t_2 = \frac{arctg\,\frac{2 \cdot \beta}{\nu} - \varphi_1}{\beta}. \qquad (4.69)$$

Тогда искомое максимальное усилие, без учета линейной части уравнения (4.64), будет равно

$$P_{Д1} = x_x \cdot (c_2 + c) = \left[\frac{N_1}{e^{\frac{\nu}{2} \cdot t_x}} \cdot \sin(\beta \cdot t_x + \varphi_1) \right] \cdot (c_2 + c). \qquad (4.70)$$

Имея экспериментальные данные, характеризующие затухание колебаний (например, значения амплитуд за полупериод колебания), можно по известной зависимости определить коэффициент затухания

$$\nu = \frac{2 \cdot \lg \frac{H_1}{H_2}}{\lg e \frac{t_{П}}{2}}, \qquad (4.71)$$

где $\frac{t_{П}}{2}$ - полупериод колебания;

H_1 и H_2 - последовательные положительные и отрицательные значения амплитуд.

Для того чтобы иметь возможность рассчитать динамические нагрузки, возникающие на конусах синхронизатора, необходимо знать максимально допустимую величину давления в пневматическом механизме, определяемую конструктивными параметрами синхронизатора, пневматического привода и максимально допустимыми удельными давлениями для данной фрикционной пары материалов.

Определим вначале величину давления, необходимого для преодоления всех сопротивлений к моменту соприкосновения конусов трения. Для этого подставим в уравнение (4.13) значение $t = t_2$ и разрешим последнее относительно *p*:

$$p = p_2 = \frac{cx_1 + b}{S(1 - \alpha)} + p_a. \qquad (4.72)$$

Далее, определим из условия предельно допустимых удельных давлений $\sigma_{\max}$ для данной фрикционной пары, а также параметров синхронизатора максимально допустимое свободное давление на конусах синхронизатора

$$p_c = \frac{S_1 \cdot \sigma_{\max}}{S \cdot (1-\alpha)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_c \cdot h \cdot \sigma_{\max} \cdot \sin\rho}{S \cdot (1-\alpha)}, \tag{4.73}$$

где S_1 – рабочая площадь конических поверхностей трения в направлении оси синхронизатора; h – рабочая ширина конической поверхности и кольца синхронизатора.

Тогда полное максимальное допустимое давление на входе в пневматический цилиндр будет

$$p_{p\max} = p_2 + p_c = \frac{c \cdot x_1 + b + 2 \cdot \pi \cdot r_c \cdot h \cdot \sigma_{\max} \cdot \sin\rho}{S \cdot (1-\alpha)} + p_a. \tag{4.74}$$

4.3.5 Расчет и сопоставление с экспериментом третьего этапа процесса включения передач

Приведем пример расчета третьего этапа включения передачи, приняв исходные данные, представленные в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Исходные данные для расчета третьего этапа включения передачи

.№	Название параметра	Значение
1	Рабочая площадь поршня пневматического цилиндра	$S = 5 \cdot 10^{-3}\,\text{м}^2$
2	Противодавление в пневматическом цилиндре	$P_a = 0.981 \cdot 10^5\,\text{н/м}^2$
3	Коэффициент расхода	$\mu = 0{,}82$
4	Коэффициент, учитывающий силы сопротивления, пропорциональные давлению	$\alpha = 0{,}03$
5	Постоянная сила трения	$p_{mp_0} = 87\,\text{Н}$
6	Начальный объем рабочей полости пневматического цилиндра	$V = 2.3 \cdot 10^{-4}\,\text{м}^3$
7	Площадь проходного сечения жиклера	$F = 3.14 \cdot 10^{-6}\,\text{м}^2$
8	Жесткость подшипника вторичного вала	$c_2 = 4 \cdot 10^6\,\text{Н/м}$
9	Осевая жесткость синхронизатора	$c_1 = 11 \cdot 10^7\,\text{Н/м}$
10	Температура воздуха	$T = 293^0\,\text{К}$
11	Сила предварительного сжатия возвратной пружины	$P_0 = 880\,\text{Н}$
12	Жесткость возвратной пружины	$\gamma_1 = 2{,}93 \cdot 10^4\,\text{Н/м}$

13	Сила предварительного сжатия пружины фиксатора	$Q = 146$ Н
14	Жесткость пружины фиксатора	$\gamma_2 = 3{,}9 \cdot 10^4$ Н/м
15	Угол наклона лунки фиксатора	$\theta = 30^0$
16	Масса всех подвижных частей, связанных с поршнем	$m = 8$ кг
17	Масса деталей вторичного вала коробки передач	$M = 57$ кг
18	Смещение поршня от начального положения до соприкосновения конусов трения	$x_1 = 3 \cdot 10^{-3}$ м
19	Отношение амплитуд, соответствующих полупериоду колебания	$\frac{H_1}{H_2} = 10$
20	Полупериод колебания	$\frac{t_П}{2} = 0{,}02$ c
21	Допускаемое удельное давление на конусах трения при фрикционной паре сталь-бронза	$\sigma_{\max} = 1{,}8 \cdot 10^6$ Н/м^2
22	Средний радиус конуса трения	$r_c = 0{,}075$м
23	Рабочая ширина конической поверхности синхронизатора	$h = 0{,}015 м$
24	Угол конуса синхронизатора	$\rho = 7^0 30'$
25	Коэффициент трения конических поверхностей в осевом направлении	$f = 0{,}1$

Определяем по уравнению (4.74) максимально допустимое давление на входе в пневматический цилиндр:

$$p_{p\max} = 6{,}86 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Используя зависимости (4.46) и (4.47), найдем величину максимального усилия после схождения конусов трения

$$P_Д = 1200 \text{ Н}.$$

По уравнению (4.48) определяем время удара

$$\Delta t = 0{,}00134 \ сек.$$

Находим коэффициент затухания v:

$$v = 230 \ {}^{1}\!/_{сек}.$$

В связи с тем, что соприкосновение конусов произошло началось в зоне подкритического истечения необходимые параметры найдем по уравнению (4.64). Тогда,

используя зависимости (4.53), (4.67), (4.68), (4.65) и (4.66), определяем коэффициенты β, A_1, B_1, N_1 *и* φ_1:

$$\beta = 220\ 1/сек;\ \ A_1 = -3{,}85 \cdot 10^{-5} м;$$

$$\varphi_1 = -0б65\ рад;\ \ B_1 = 1{,}53 \cdot 10^{-2}\ м/сек;$$

$$N_1 = 6{,}3 \cdot 10_{-5}\ м.$$

Пользуясь уравнениями (4.69) и (4.70), определяем динамическое усилие $P_{Д1}$:

$$t_x = 0.008\ \text{с};$$

$$P_{Д1} = 91{,}5\ \text{Н}.$$

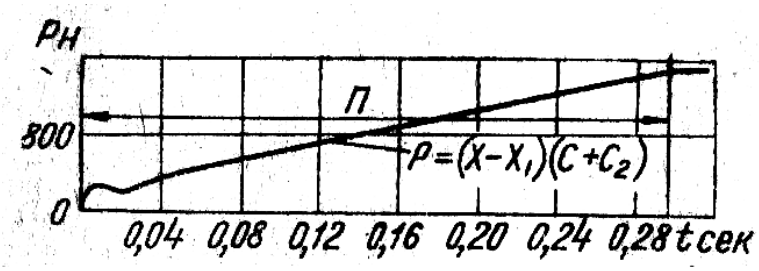


Рисунок 4.7 – Изменение усилия на конусах синхронизатора после соударения масс *m* и *M*: *П* - зона подкритического давления.

Сравнивая расчетные значения $P_д$ и $P_{д1}$ видим, что первое в 13 раз больше второго. В действительности при учете линейной части уравнения (4.64) разница между ними будет несколько меньше. На рисунке 4.7 представлен график изменения усилия по времени, рассчитанного по уравнению (4.64). Весь процесс изменения усилия на синхронизаторе по времени качественно представлен на рисунке 4.8 .

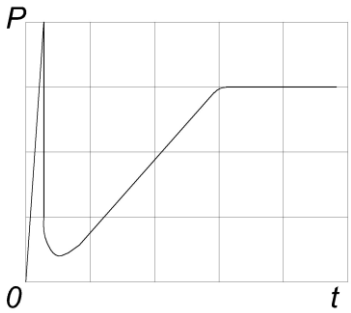


Рисунок 4.8 – Изменение усилия на конусах синхронизатора по времени

Так как угол конусов синхронизатора несколько больше угла трения, а также ввиду неравенства угловых скоростей синхронизируемых элементов, усилие, как это видно из рисунка 4.8, после достижения максимального значения начинает уменьшаться, а затем вновь возрастает благодаря увеличению давления. Для сравнения теоретических и экспериментальных данных на рисунке 4.9 приведена осциллограмма изменения усилия на обойме синхронизатора и штоке поршня по времени.

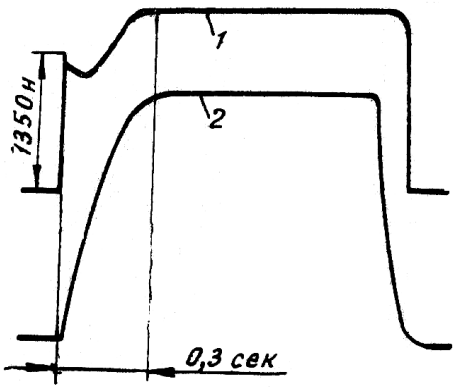


Рисунок 4.9 – Осциллограмма изменения усилий

1 – на конусах синхронизатора: 2 – на штоке пневматического цилиндра

4.4 Действующие моменты синхронизации

Характер действующих на синхронизатор усилий определяется зависимостями (4.46), (4.47), (4.57) и (4.64). Вычисление момента синхронизации, используя зависимости (4.46) и (4.57) для критической зоны истечения и (4.47) и (4.64) для подкритической зоны, является довольно громоздким. Кроме этого, весьма большие трудности возникают при определении коэффициента затухания v, так как действительная колебательная система является достаточно сложной.

Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что вполне допустимо в первом приближении с целью упрощения расчетных зависимостей использовать только линейную часть уравнений (4.57) и (4.64) без учета первого члена уравнений. Вполне можно также пренебречь третьим слагаемым второго члена уравнений по его малости (ошибка в этом случае не будет превышать 3-5%). Для компенсации отброшенного первого члена уравнений можно ввести коэффициент, являющийся какой-то функцией $R_Д = f(x_1)$ скорости синхронизатора в момент соприкосновения конусов трения. При сравнительно небольших скоростях, когда $\dot{x}_1$ не превышает 0,2-0,3 м/сек, динамические усилия относительно невелики. Тогда, принимая также во внимание кратковременность действия динамической нагрузки, коэффициент динамичности $\dot{R}_Д$ при определении зависимости изменения момента синхронизации по времени $M_c = f(t)$ можно принять равным единице, так как момент трения на синхронизаторе не успевает возрасти (и это подтверждается экспериментальными исследованиями) до своей полной величины в связи с невозможностью при фактически действующих в этом случае предельных удельных давлениях быстрого выдавливания смазки между поверхностями трения.

На основании вышеприведенных рассуждений, используя зависимости (4.9), (4.57), а также начальные условия, после несложных выкладок получим следующую зависимость для момента синхронизации в зоне критического истечения:

$$M_{c.k.} = \frac{r_c f k_Д}{\sin\rho}(x - x_1)(c + c_2) = \frac{r_c f k_Д}{\sin\rho}(at - b - cx_1)\,. \tag{4.75}$$

Зная величину давления, уравновешивающую все силы сопротивления к моменту соприкосновения конусов трения (4.72) и используя зависимость (4.14), найдем время протекания момента синхронизации в зоне критического истечения (рисунок 4.5)

$$\tau_{c.k.} = \frac{0{,}086V}{\mu F\sqrt{T}}\left(0{,}53 - \frac{p_2}{p_p}\right). \tag{4.76}$$

Текущее значение времени в зоне критического истечения будет ограничено диапазоном

$$0 \le t \le \tau_{c.к}\,. \tag{4.77}$$

Используя зависимость (4.26), получим следующее окончательное выражение для синхронизирующего момента в зоне критического истечения:

$$M_{c.k.} = \frac{11.63(1-\alpha)Sp_p\mu F\sqrt{T}\cdot fr_c k_Д}{V\cdot\sin\rho}t = \frac{Sfr_c k_Д}{\sin\rho}p_c\,. \tag{4.78}$$

Аналогично рассуждая, используя зависимости (5.9) и (4.19), после простейших выкладок можем написать зависимость момента синхронизации для зоны подкритического истечения, если процесс синхронизации начался в зоне критического истечения

$$M_{С.П.} = \frac{P_p Sr_c f k_Д(1-\alpha)}{\sin\rho}\left(0{,}56 - \frac{p_2}{p_p} + 7{,}8\frac{\mu F\sqrt{T}}{V}t\right)\,. \tag{4.79}$$

Время действия синхронизирующего момента в подкритической зоне истечения будет (рисунок 4.2) ограничено диапазоном

$$0 \le t \le \zeta_П\,. \tag{4.80}$$

Если процесс синхронизации начнется только в зоне подкритического истечения, то, как не трудно убедиться момент синхронизации будет определяться уравнением

$$M_{С.П.1} = \frac{7{,}8p_p Sr_c f k_Д(1-\alpha)\mu F\sqrt{T}}{V\cdot\sin\rho}t\,. \tag{4.81}$$

Тогда, используя уравнения (4.14), (4.20) и (4.37), найдем предельно возможное в этом случае время синхронизации в зоне подкритического истечения

$$\tau_{c.k.} = \frac{0{,}128\left(1 - \frac{p_2}{p_p}\right)V}{\mu F\sqrt{T}}\,. \tag{4.82}$$

Текущее значение времени в этом случае будет ограничено в диапазоне

$$0 \le t \le \tau_{С.П} \tag{4.83}$$

Значение синхронизирующего момента для зоны постоянного давления будет выражаться зависимостью

$$M_{С.П.Д} = \frac{Sr_c f k_Д (1-\alpha)}{\sin\rho}(p_1 - p_2). \tag{4.84}$$

Время действия синхронизирующего момента в зоне постоянного давления будет (см. рисунок 4.2) ограничено диапазоном

$$0 \le t \le \tau_{П.Д}. \tag{4.85}$$

4.5 Дифференциальные уравнения движения синхронизируемых элементов коробки передач

С целью определения интересующих нас параметров процесса синхронизации, используя рисунок 4.1, напишем дифференциальные уравнения моментов количества движения для деталей, связанных с первичным валом коробки передач, и звеньев автомобиля, связанных со вторичным валом коробки передач.

Для случая переключения с низшей передачи на высшую дифференциальные уравнения будут следующими:

$$I_1 d\omega_1 = (M_c + M_{ТР} - M_{В.С})dt; \tag{4.86}$$

$$I_2 d\omega_2 = (M_c - M_M - M_\psi)dt. \tag{4.87}$$

При переходе с высшей на низшую передачу будем иметь:

$$I_1 d\omega_1 = (M_c - M_{ТР} - M_{В.С})dt; \tag{4.88}$$

$$I_2 d\omega_2 = (M_c + M_M + M_\psi)dt. \tag{4.89}$$

4.6 Определение времени синхронизации и результирующей угловой скорости после окончания процесса синхронизации

4.6.1 Синхронизация в зоне критического истечения воздуха в пневматический цилиндр при переключении с низшей передачи на высшую

На рисунке 4.13 показано изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов коробки передач при критическом истечении воздуха в пневматический цилиндр.

В момент начала синхронизации угловая скорость вторичного вала была ω_{20} ,а угловая скорость ведущих элементов - ω_{10} . Исходные угловые скорости ω_{10} и ω_{20} к началу

синхронизации можно довольно просто определить, если пренебречь временем, прошедшим с момента выключения передачи до момента соприкосновения конусов трения. Последнее вполне допустимо в первом приближении при работе коробки передач с пневматическим приводом и одновременной подаче сигналов на выключение предыдущей и включение последующей передачи. Тогда дифференциальное уравнение движения системы с момента выключения сцепления до момента соприкосновения конусов трения синхронизатора будет

$$I_2' d\omega_2 = +M_\varphi dt.$$

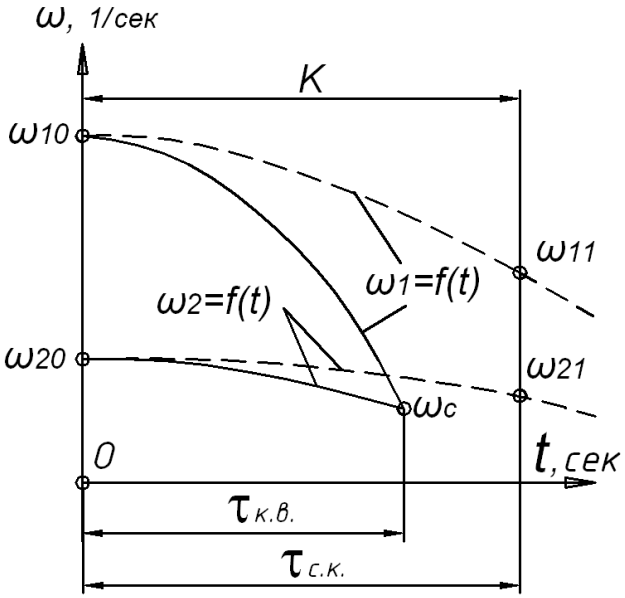


Рисунок 4.10 - Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов в зоне критического истечения при переключении на высшую передачу: К – зона критического истечения

Интегрируя и подставляя значение скорости двигателя $\omega_Д$ в момент выключения сцепления, а также значение $t = t_2$ (которое практически довольно близко к времени, прошедшему с момента выключения сцепления до начала синхронизации - предельные отклонения, как показывают экспериментальные исследования не превышают 5-15%), найдем значения ω_{20} и ω_{10}:

$$\omega_{20} = \frac{\omega_Д'}{i'_{К.П}} - \frac{M_\psi t_2}{I'_2};$$

$$\omega_{10} = \omega_{20} \frac{i'_{К.П}}{i_{К.П}},$$

где $i'_{К.П}$ - передаточное число выключаемой передачи;

$$I_2' = I_2 + I(i'_{К.П})^2.$$

Процесс синхронизации может закончиться в зоне критического истечения воздуха, и тогда $\omega_{11} = \omega_{21} = \omega_c$ (этот случай показан на рисунке 4.10 сплошными кривыми), а может быть продолжен и в зоне подкритического истечения (пунктирные кривые).

Используя уравнения (4.86) и (4.87), подставив в них значения $M_м$ и M_c [уравнения (4.8) и (4.78)] и проинтегрировав эти уравнения, получим:

$$I_1 \cdot (\omega_{10} - \omega_{11}) = A \cdot t^2 + (M_{TP} - M_{B.C.}) \cdot t\,; \tag{4.90}$$

$$I_2 \cdot (\omega_{21} - \omega_{20}) = B \cdot t^2 - M_\psi \cdot t\,; \tag{4.91}$$

$$A = \frac{5{,}815 \cdot S \cdot f \cdot p_p \cdot r_c \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T} \cdot (1-\alpha) \cdot k_Д}{V \cdot \sin\rho}\,; \tag{4.92}$$

$$B = \frac{5{,}815 \cdot S \cdot f \cdot p_p \cdot r_c \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T} \cdot (k_Д r_c - r_M \sin\rho) \cdot (1-\alpha)}{V \cdot \sin\rho}\,; \tag{4.93}$$

В том случае, когда процесс синхронизации заканчивается в зоне критического истечения, используя уравнения (4.90) и (4.91), можно определить искомые параметры: ω_c - угловую скорость вторичного вала после окончания процесса синхронизации и $\tau_{K.B.}$ - время синхронизации. Если же процесс уравнивания угловых скоростей не заканчивается в этой зоне истечения, то используя уравнения (4.90) и (4.91), можем найти значения ω_{21} и ω_{11}, так как время синхронизации в зоне критического истечения $\tau_{C.K.}$ известно [см. уравнение (4.76)].

Критерием для определения окончания процесса синхронизации в зоне критического истечения для случая переключения с низшей на высшую передачу будет неравенство (рисунок 4.10) $\omega_{21} \geq \omega_{11}$. Подставляя в это неравенство значения ω_{21} и ω_{11}, найденные из уравнений (4.90) и (4.91), а также значение $t = \tau_{C.K.}$ из уравнения (4.76), получим необходимое условие окончания процесса синхронизации при критическом истечении воздуха в пневматический цилиндр для случая переключения с низшей передачи на высшую:

$$\tau^2{}_{C.K.}\left(\frac{B}{I_2} + \frac{A}{I_1}\right) - \tau_{C.K.}\left(\frac{M_\varphi}{I_2} - \frac{M_{TP} - M_{B.C.}}{I_1}\right) + \omega_{20} - \omega_{10} \geq 0\,. \tag{4.94}$$

Если условие (4.94) выполняется, определяем время синхронизации. Для этого, используя уравнения (4.90), (4.91) и исключив $\omega_{11} = \omega_{21} = \omega_c$, получим квадратное уравнение

$$t^2(I_2 A + I_1 B) + t\left[I_2\left(M_{TP} - M_{B.C}\right) - I_1 M\varphi\right] - I_1 I_2(\omega_{10} - \omega_{20}) = 0\,. \tag{4.95}$$

Решая квадратное уравнение, получим единственное удовлетворяющее решение (второе решение в данном случае не имеет смысла, так как время синхронизации получается меньше нуля):

$$\tau_{K.B} = \frac{\sqrt{\left[I_2(M_{TP} - M_{B.C}) - I_1 M_\varphi\right]^2 + 4I_1 I_2(\omega_{10} - \omega_{20})(I_2 A + I_1 B)}}{2(I_2 A + I_1 B)} - \frac{I_2(M_{TP} - M_{B.C}) - I_1 M_\varphi}{2(I_2 A + I_1 B)}. \quad (4.96)$$

Для удобства расчета рационально представить уравнение (4.96) в следующей форме:

$$\tau_{K.B} = \frac{\sqrt{4I_1(\omega_{10} - \omega_{20})\left(1 - \lambda\frac{B}{A}\right) + (M_{TP} - M_{B.C} - \lambda M_\varphi)^2}}{2A\left(1 + \lambda\frac{B}{A}\right)} - \frac{M_{TP} - M_{B.C} - \lambda M_\varphi}{2A\left(1 + \lambda\frac{B}{A}\right)}, \quad (4.97)$$

где $$\frac{B}{A} = 1 - \frac{r_M}{r_Д r_c}\sin\rho;$$

$\lambda = \frac{I_1}{I_2}$ - отношение инерционных моментов ведущих и ведомых частей системы.

Зная время синхронизации $\tau_{K.B}$, можно определить результирующую угловую скорость вращения

$$\omega_c = \frac{B\tau_{K.B}^2 - M_\varphi \tau_{K.B}}{I_2} + \omega_{20}. \quad (4.98)$$

4.6.2 Синхронизация в зоне критического истечения воздуха в пневматический цилиндр при переключении с высшей передачи на низшую.

Используя уравнения (4.88), (4.89), подставляя в них значения M_C и M_M и проинтегрировав их, получим уравнения для случая переключения с высшей на низшую передачу:

$$I_1 \cdot (\omega_{11} - \omega_{10}) = A \cdot t^2 - (M_{TP} + M_{B.C.}) \cdot t; \quad (4.99)$$

$$I_2 \cdot (\omega_{20} - \omega_{21}) = C \cdot t^2 + +M_\varphi \cdot t, \quad (4.100)$$

где $$C = \frac{5{,}815 S f p_р r_с \mu F \sqrt{T}\left(k_д r_с + r_м \cdot \sin\rho\right) \cdot (1 - \alpha)}{V \cdot \sin\rho}. \quad (4.101)$$

На рисунке 4.11 показано изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов коробки передач при переключении на низшую передачу.

В данном случае критерием окончания процесса синхронизации в зоне критического истечения воздуха в пневматический цилиндр является неравенство $\omega_{11} \geq \omega_{21}$. Подставляя в него значения ω_{11} и ω_{21}, найденные из уравнений (4.99) и (4.100), а также значение $t = \tau_{ск}$,

получим необходимое условие окончания процесса синхронизации при критическом истечении воздуха в пневматический цилиндр для случая переключения с высшей передачи на низшую.

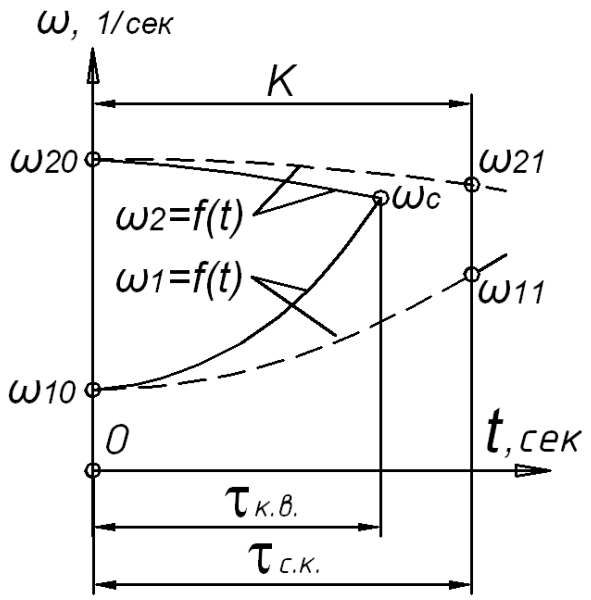


Рисунок 4.11 – Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов в зоне критического истечения при переключении на низшую передачу:
К – зона критического истечения.

$$\tau^2_{\text{с.к}}\left(\frac{C}{I_2}+\frac{A}{I_1}\right)+\tau_{\text{с.к}}\left(\frac{M_{\text{тр}}}{I_2}-\frac{M_\varphi+M_{\text{в.с}}}{I_1}\right)+\omega_{10}-\omega_{20}\geq 0. \qquad (4.102)$$

В том случае, когда это условие не выполняется, можем используя уравнения (4.99) и (4.100), определить значения ω_{11} и ω_{21}, которые будут в конце зоны критического истечения воздуха. Если же данное условие выполняется, то можно определить время синхронизации. Для этого, используя уравнения (4.99), (4.100), разрешив их совместно и исключив $\omega_{11}=\omega_{21}=\omega_{\text{с}}$ получим квадратное уравнение

$$t^2\cdot\left(I_2\cdot A+I_1\cdot C\right)-t\cdot\left[I_2\cdot\left(M_{\text{тр}}+M_{\text{в.с}}\right)-I_1\cdot M_\varphi\right]-I_2\cdot I_1\cdot\left(\omega_{20}-\omega_{10}\right)=0 \qquad (4.103)$$

Решая квадратное уравнение, получим единственное удовлетворяющее решение (второе решение не имеет смысла, так как время синхронизации получается меньше нуля):

$$\tau_{\text{к.н}}=\frac{\sqrt{\left[I_2\left(M_{\text{тр}}+M_{\text{в.с}}\right)-I_1M_\psi\right]^2+4I_1I_2\left(\omega_{20}-\omega_{10}\right)\left(I_2A+I_1C\right)}}{2\left(I_2A+I_1C\right)}+\frac{I_2\left(M_{\text{тр}}+M_{\text{в.с}}\right)-I_1M_\psi}{2\left(I_2A+I_1C\right)}. \qquad (4.104)$$

По аналогии с уравнением (4.97) для удобства пользования формулой рационально ее представить в следующей форме:

$$\tau_{\text{к.н}} = \frac{\sqrt{4AI_1(\omega_{20}-\omega_{10})\left(1+\lambda\frac{C}{A}\right)+\left(M_{\text{тр}}+M_{\text{в.с}}-\lambda M_{\psi}\right)^2}}{2A\left(1-\lambda\frac{C}{A}\right)} + \frac{M_{\text{тр}}+M_{\text{в.с}}-\lambda M_{\psi}}{2A\left(1-\lambda\frac{C}{A}\right)}. \quad (4.105)$$

где $$\frac{C}{A} = 1 + \frac{r_{\text{м}}}{k_{\text{д}} r_{\text{с}}}\sin\rho.$$

Зная время синхронизации $\tau_{\text{к.н}}$, определяем результирующую угловую скорость вращения системы $\omega_{\text{с}} = \omega_{11} = \omega_{21}$; для этого разрешим уравнение (4.100) относительно $\omega_{\text{с}} = \omega_{11}$ и подставим вместо *t* его значение $\tau_{\text{к.н}}$:

$$\omega_c = \frac{1}{I_1}\left[A\tau_{\text{к.н}}^2 - \left(M_{\text{тр}}+M_{\text{в.с}}\right)\tau_{\text{к.н}}\right] + \omega_{10} \quad (4.106)$$

4.6.3 Синхронизация в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр при переключении с низшей передачи на высшую

В зависимости от параметров пневматического привода, угловых скоростей синхронизируемых элементов и моментов их инерции, процесс синхронизации может окончиться в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр. Этот случай графически изображен на рисунке 4.12 сплошными линиями.

Начальные условия для этого этапа, а именно, значения величин ω_{11} и ω_{21} определяются из уравнений (4.90) и (4.91).

Используя дифференциальные уравнения (4.86) и (4.87), подставляя в них значения действующих моментов из уравнений (4.9) и (4.79) и интегрируя их, получим:

$$I_1 \cdot (\omega_{11} - \omega_{12}) = D \cdot K \cdot t^2 + \left(D + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) \cdot t; \quad (4.107)$$

$$I_1 \cdot (\omega_{22} - \omega_{21}) = E \cdot K \cdot t^2 - \left(M_{\Psi} - E\right) \cdot t; \quad (4.108)$$

где $$D = \frac{p_{\text{р}} \cdot S \cdot r_{\text{с}} \cdot f \cdot (1-\alpha) \cdot k_{\text{д}}}{\sin\rho}\left(0{,}56 - \frac{p_2}{p_{\text{р}}}\right); \quad (4.109)$$

$$E = \frac{p_{\text{р}} \cdot S \cdot f \cdot (r_{\text{с}} \cdot k_{\text{д}} - r_{\text{м}} \cdot \sin\rho) \cdot (1-\alpha)}{\sin\rho}\left(0{,}56 - \frac{p_2}{p_{\text{р}}}\right); \quad (4.110)$$

$$K = \frac{3{,}9 \cdot \mu \cdot F \cdot \sqrt{T}}{\text{V} \cdot \left(0{,}56 - \frac{p_2}{p_{\text{р}}}\right)}. \quad (4.111)$$

Критерием для определения возможности окончания процесса синхронизации в зоне подкритического истечения для случая переключения с низшей на высшую передачу будет $\omega_{22} \geq \omega_{12}$.

Подставляя в это неравенство значения ω_{22} и ω_{21} найденные из уравнений (4.107) и (4.108), а также значение $t = \tau_{\text{п}}$, получим необходимое условие окончания процесса синхронизации в зоне подкритического истечения:

$$\tau_{\text{п}}^2 K\left(\frac{E}{I_2}+\frac{D}{I_1}\right)-\tau_{\text{п}}\left(\frac{M_{\Psi}-E}{I_2}-\frac{D+M_{\text{тр}}+M_{\text{в.с}}}{I_1}\right)+\omega_{21}-\omega_{11}\geq 0. \quad (4.112)$$

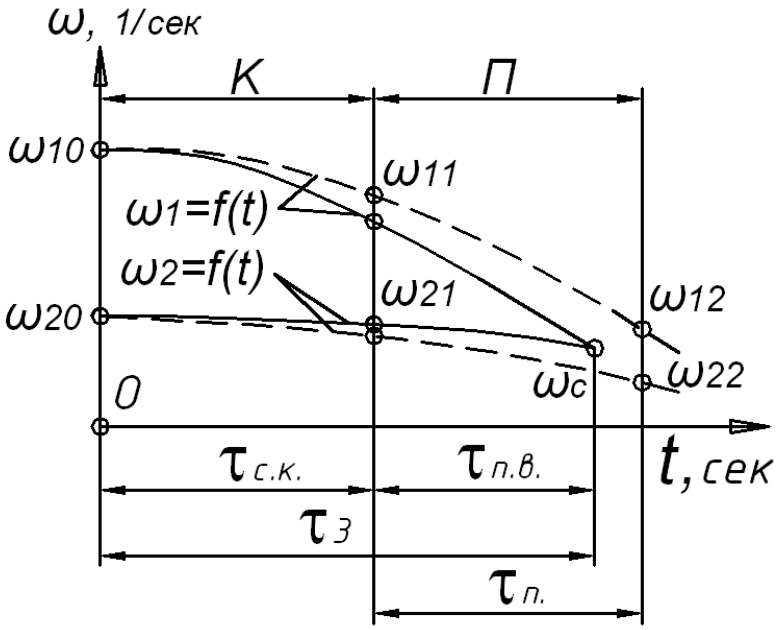


Рисунок 4.12 – Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов в зоне подкритического истечения при переключении на высшую передачу:
К – зона критического истечения; П – зона подкритического истечения.

В том случае, если это условие не выполняется, определяем значения ω_{22} и ω_{12} по уравнениям (4.107) и (4.108), так как $\tau_{\text{п}}$ известно. Если условие (4.112) выполняется, то можно определить время синхронизации. Для этого, используя уравнения (4.107) и (4.108) и исключив $\omega_{12} = \omega_{22} = \omega_{\text{с}}$, получим квадратное уравнение

$$t^2 K\left(I_2 D + I_1 E\right) + t\left[I_2\left(D + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) - I_1\left(M_{\psi} - E\right)\right] - I_1 I_2\left(\omega_{11} - \omega_{21}\right) = 0. \quad (4.113)$$

Решая уравнение (4.113), получим единственное удовлетворяющее решение (второе решение в данном случае не имеет смысла, так как время синхронизации получается меньше нуля):

$$\tau_{\text{п.в}} = \frac{\sqrt{4KI_1I_2(\omega_{11}-\omega_{21})(I_2D+I_1E)+\left[I_2\left(D+M_{\text{тр}}-M_{\text{в.с}}\right)-I_1\left(M_{\Psi}-E\right)\right]^2}+I_1\left(M_{\Psi}-E\right)-I_2\left(D+M_{\text{тр}}-M_{\text{в.с}}\right)}{2K\left(I_2D+I_1E\right)}. \quad (4.114)$$

Так как полное время синхронизации (рисунок 4.12) равно

$$\tau_3 = \tau_{\text{с.к}} + \tau_{\text{п.в}},$$

где $\tau_{\text{п.в}}$ - время синхронизации в зоне подкритического истечения, то, следовательно, в окончательном виде получим

$$\tau_3 = \frac{\sqrt{4\cdot I_1\cdot D\cdot K\cdot(\omega_{11}-\omega_{21})\cdot\left(1+\lambda\frac{E}{D}\right)+\left[D+M_{\text{тр}}-M_{\text{в.с}}-\lambda\cdot\left(M_{\psi}-E\right)\right]^2}}{2\cdot D\cdot K\cdot\left(1+\lambda\frac{E}{D}\right)} -$$

$$-\frac{\left(D+M_{\text{тр}}-M_{\text{в.с}}\right)-\lambda\cdot\left(M_{\psi}-E\right)}{2\cdot D\cdot K\cdot\left(1+\lambda\cdot\frac{E}{D}\right)}+\tau_{\text{с.к}}, \quad (4.115)$$

где $$\frac{E}{D} = 1-\frac{r_{\text{м}}}{r_{\text{с}}k_{\text{д}}}\cdot\sin\rho.$$

Зная время синхронизации $\tau_{\text{п.в}}$, определяем результирующую угловую скорость вращения системы $\omega_{\text{с}} = \omega_{12} = \omega_{22}$, для этого разрешим уравнение (4.108) относительно $\omega_{\text{с}} = \omega_{22}$ и подставим вместо *t* его значение $\tau_{\text{п.в}}$. Тогда получим

$$\omega_c = \frac{1}{I_2}\left[EK\tau_{\text{п.в}}^2-\left(M_{\Psi}-E\right)\tau_{\text{п.в}}+I_2\omega_{21}\right]. \quad (4.116)$$

4.6.4 Синхронизация в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр при переключении с высшей передачи на низшую

Используя дифференциальные уравнения (4.88) и (4.89), подставляя в них значения действующих моментов (4.8) и (4.79) и интегрируя их, получим:

$$I_1\cdot\left(\omega_{12}-\omega_{11}\right) = D\cdot K\cdot t^2+\left(D-M_{\text{тр}}-M_{\text{в.с}}\right)\cdot t; \quad (4.117)$$

$$I_2\cdot\left(\omega_{21}-\omega_{22}\right) = M\cdot K\cdot t^2+\left(M_{\Psi}+M\right)\cdot t, \quad (4.118)$$

где *D* и *K* – введенные ранее замены (4.109) и (4.110), а значение

$$M = \frac{p_{\text{р}}\cdot S\cdot f\cdot\left(p_{\text{с}}\cdot k_{\text{д}}+r_{\text{м}}\cdot\sin\rho\right)\cdot(1-\alpha)}{\sin\rho}\left(0{,}56-\frac{p_2}{p_{\text{р}}}\right). \quad (4.119)$$

Процесс синхронизации может закончиться в зоне подкритического истечения, как это показано сплошными линиями на рисунке 4.13, а может и продолжаться в третьей зоне -

постоянного давления (см. пунктирные линии). Критерием для выяснения границы окончания процесса синхронизации служит неравенство $\omega_{12} \geq \omega_{22}$

Подставляя в это неравенство значения ω_{12} и ω_{22}, найденные из уравнений (4.117) и (4.118), а также значение $t = \tau_{\text{п}}$, получим:

$$\tau_{\text{п}}^2 K\left(\frac{M}{I_2} + \frac{D}{I_1}\right) + \tau_{\text{п}}\left(\frac{M_\Psi + M}{I_2} + \frac{D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}}{I_1}\right) + \omega_{11} - \omega_{21} \geq 0. \qquad (4.120)$$

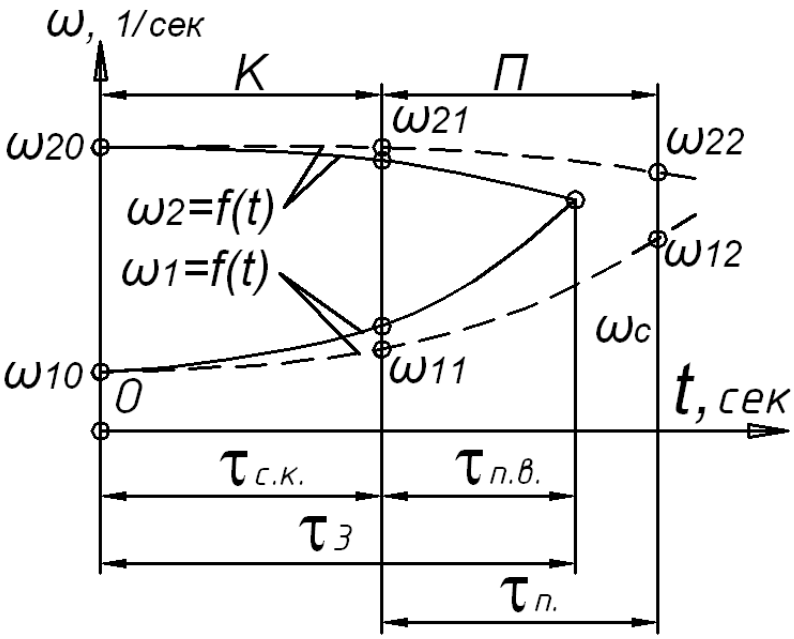


Рисунок 4.13 – Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов в зоне подкритического истечения при переключении на низшую передачу:
К – зона критического истечения; П – зона подкритического истечения.

Если условие (4.120) выполняется, то процесс синхронизации заканчивается в зоне подкритического истечения. В этом случае можно определить время синхронизации. Для этого, используя уравнения (4.117) и (4.118), и исключив $\omega_{12} = \omega_{22} = \omega_{\text{с}}$, получим квадратное уравнение

$$t^2 K\left(I_2 D + I_1 M\right) + t\left[I_2\left(D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) + I_1\left(M_\psi + M\right)\right] - I_2 I_1\left(\omega_{21} - \omega_{11}\right) = 0 \qquad (4.121)$$

Решая квадратное уравнение, получим единственное удовлетворяющее решение (второе решение не имеет смысла, так как время получается меньше нуля):

$$\tau_{\text{п.н}} = \frac{\sqrt{4KI_1 I_2\left(\omega_{21} - \omega_{11}\right)\left(I_2 D - I_1 M\right) + \left[I_2\left(D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) + I_1\left(M_\Psi + M\right)\right]^2}}{2K\left(I_2 D + I_1 M\right)} - \frac{I_2\left(D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) + I_1\left(M_\psi + M\right)}{2K\left(I_2 D + I_1 M\right)} \qquad (4.122)$$

Тогда формула для определения полного времени синхронизации примет вид

$$\tau_3 = \frac{\sqrt{4I_1DK(\omega_{21}-\omega_{11})\left(1+\lambda\frac{M}{D}\right)+\left[D-M_{\text{тр}}-M_{\text{в.с}}-\lambda(M_\psi - M)\right]^2}}{2DK\left(1+\lambda\frac{M}{D}\right)} - \frac{D-M_{\text{тр}}-M_{\text{в.с}}+\lambda(M_\psi+M)}{2DK\left(1+\lambda\frac{M}{D}\right)} + \tau_{\text{с.к}},$$

(4.123)

где $$\frac{M}{D} = 1 + \frac{r_{\text{м}}}{r_{\text{с}}k_{\text{д}}} \cdot \sin\rho$$

Зная время синхронизации в зоне подкритического истечения $\tau_{\text{п.н}}$, определяем результирующую угловую скорость вращения системы $\omega_{\text{с}} = \omega_{12} = \omega_{22}$. Для этого разрешим уравнение (4.117) относительно $\omega_{\text{с}} = \omega_{12}$ и подставим вместо *t* его значение $\tau_{\text{п.н}}$:

$$\omega_c = \frac{1}{I_1}\left[D\cdot K\cdot\tau_{\text{п.н}}^2 + \left(D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right)\cdot\tau_{\text{п.н}} + I_1\cdot\omega_{11}\right]. \quad (4.124)$$

Если процесс синхронизации начался в зоне подкритического истечения, то в этом случае в исходные дифференциальные уравнения необходимо подставить значение момента синхронизации, определяемое уравнением (4.81). Тогда зависимости существенно упрощаются и мы получаем уравнения, аналогичные уравнениям, выведенным для критической зоны истечения, с той лишь разницей, что вместо значений коэффициентов *A*, *B* и *C* будут значения A_1, B_1 и C_1, отличающиеся только цифровым коэффициентом:

$$A_1 = \frac{3{,}9\cdot S\cdot f\cdot p_{\text{р}}\cdot r_{\text{с}}\cdot\mu\cdot F\cdot\sqrt{T}\cdot(1-\alpha)\cdot\kappa_{\text{д}}}{V\cdot\sin\text{p}}; \quad (4.125)$$

$$B_1 = \frac{3{,}9\cdot S\cdot f\cdot p_{\text{р}}\cdot r_{\text{с}}\cdot\mu\cdot F\cdot\sqrt{T}\cdot(1-\alpha)\cdot\left(\kappa_{\text{д}}\cdot r_{\text{с}} - r_{\text{м}}\cdot\sin\text{p}\right)}{V\cdot\sin\text{p}}; \quad (4.126)$$

$$C_1 = \frac{3{,}9\cdot S\cdot f\cdot p_{\text{р}}\cdot r_{\text{с}}\cdot\mu\cdot F\cdot\sqrt{T}\cdot(1-\alpha)\cdot\left(\kappa_{\text{д}}\cdot r_{\text{с}} + r_{\text{м}}\cdot\sin\text{p}\right)}{V\cdot\sin\text{p}}; \quad (4.127)$$

В этом случае (при решении вопроса - заканчивается ли процесс синхронизации в зоне подкритического истечения или будет продолжаться в зоне постоянного давления) в уравнения (4.95) и (4.102) вместо $\tau_{\text{с.к}}$ необходимо подставить значение $\tau_{\text{с.п}}$ (4.82).

4.6.5 Синхронизация в зоне постоянного давления в пневматическом цилиндре при переключении с низшей передачи на высшую

В зависимости от параметров пневмопривода процесс синхронизации может закончиться в третьей зоне - постоянного давления в пневматическом цилиндре (рисунок 4.14). В этой зоне процесс синхронизации будет происходить при постоянном

синхронизирующем моменте. Исходными данными для расчета времени синхронизации являются значения ω_{12} и ω_{22} , которые будут в конце зоны подкритического истечения. Используя дифференциальные уравнения движения (4.86) и (4.87) и проинтегрировав их, получим:

$$I_1 \cdot (\omega_{12} - \omega_{\text{с}}) = (M_{\text{с}} + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}) \cdot t\,; \tag{4.128}$$

$$I_2 \cdot (\omega_{\text{с}} - \omega_{22}) = (M_{\text{с}} - M_{\text{м}} - M_{\Psi}) \cdot t\,. \tag{4.129}$$

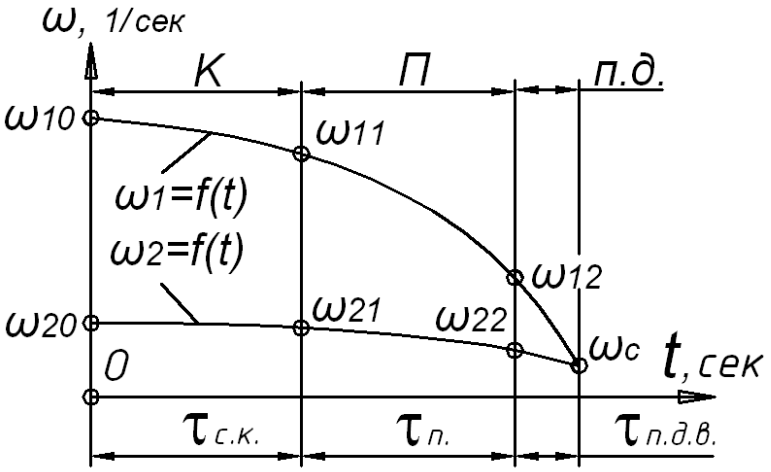


Рисунок 4.14 – Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов в зоне постоянного давления при переключении на высшую передачу:
К – зона критического истечения; П – зона подкритического истечения; п.д. – зона постоянного давления.

Из уравнений (4.128) и (4.129) сразу можно определить время синхронизации в третьей зоне $\tau_{\text{п.д.в}}$ и результирующую угловую скорость $\omega_{\text{с}}$. Тогда

$$\tau_{\text{п.д.в}} = \frac{I_1 \cdot I_2 \cdot (\omega_{12} - \omega_{22})}{I_1 \cdot (M_{\text{с}} - M_{\text{м}} - M_{\Psi}) + I_2 \cdot (M_{\text{с}} + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}})}, \tag{4.130}$$

где $M_{\text{с}}$ определяется по уравнению (4.84), а $M_{\text{м}}$ - по уравнению (4.8) с подставлением в него значения $p_{\text{с}} = p_{\text{р}} - p_2$.

Полное время синхронизации за все три этапа истечения воздуха в пневматический цилиндр будет равно

$$\tau_3 = \frac{I_1 \cdot I_2 \cdot (\omega_{12} - \omega_{22})}{I_1 \cdot (M_{\text{с}} - M_{\text{м}} - M_{\Psi}) + I_2 \cdot (M_{\text{с}} + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}})} + \tau_{\text{с.к}} + \tau_{\text{п}},$$

или, подставляя значения моментов $M_{\text{с}}$ и $M_{\text{м}}$, а также значения величин $\tau_{\text{с.к}}$ и $\tau_{\text{п}}$ и разделив знаменатель и числитель первого члена на I_2, получим формулу для определения времени синхронизации в окончательном виде:

$$\tau_3 = \frac{I_1(\omega_{12}-\omega_{22})}{\frac{I_1}{I_2}\left[Sf(1-\alpha)(p_{\text{р}}-p_2)\left(\frac{r_{\text{с}}\kappa_{\text{д}}}{\sin \text{p}}-r_{\text{м}}\right)-M_{\Psi}\right]+\left[\frac{Sfr_{\text{с}}(p_{\text{р}}-p_2)(1-\alpha)\kappa_{\text{д}}}{\sin \text{p}}+M_{\text{тр}}-M_{\text{в.с}}\right]}+\frac{\text{V}\left(0{,}102-0{,}086\frac{p_2}{p_{\text{р}}}\right)}{\mu F\sqrt{T}} \tag{4.131}$$

Решая уравнение (4.129) относительно $\omega_{\text{с}}$ и подставляя значение $\tau_{\text{п.д.в}}$, найдем результирующую угловую скорость после окончания процесса синхронизации:

$$\omega_{\text{с}} = \frac{I_1\cdot(\omega_{12}-\omega_{22})\cdot\left[S\cdot f\cdot(1-\alpha)\cdot(p_{\text{р}}-p_2)\cdot\left(\frac{r_{\text{с}}\cdot k_{\text{д}}}{\sin\rho}-r_{\text{м}}\right)-M_{\Psi}\right]}{I_1\left[Sf(1-\alpha)(p_{\text{р}}-p_2)\left(\frac{r_{\text{с}}k_{\text{д}}}{\sin\rho}-r_{\text{м}}\right)-M_{\Psi}\right]+_2\left[\frac{(p_{\text{р}}-p_2)(1-\alpha)k_{\text{д}}r_{\text{с}}}{\sin\rho}+M_{\text{тр}}-M_{\text{в.с}}\right]}+\omega_{22} \tag{4.132}$$

4.6.6 Синхронизация в зоне постоянного давления при переключении с высшей передачи на низшую

Графически процесс уравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов для этого случая изображен на рисунок 4.15.

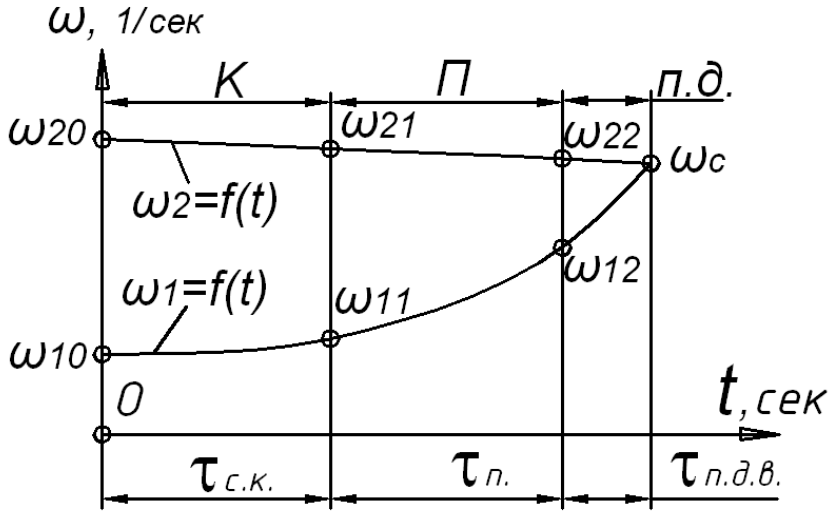


Рисунок 4.15 – Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов в зоне постоянного давления при переключении на низшую передачу:

К – зона критического истечения; П – зона подкритического истечения; п.д. – зона постоянного давления.

Используя дифференциальные уравнения движения (4.86) и (4.87), проинтегрировав их, получим:

$$I_1 \cdot (\omega_с - \omega_{12}) = (M_с - M_{тр} - M_{в.с}) \cdot t\,; \tag{4.133}$$

$$I_2 \cdot (\omega_{22} - \omega_с) = (M_с + M_м + M_\Psi) \cdot t\,, \tag{4.134}$$

Решив совместно уравнения (4.133) и (4.134), найдем значение

$$\tau_{п.д.н} = \frac{I_1 I_2 (\omega_{22} - \omega_{12})}{I_1 (M_с + M_м + M_\Psi) + I_2 (M_с - M_{тр} - M_{в.с})}, \tag{4.135}$$

Тогда по аналогии с уравнением (4.131) полное время синхронизации будет равно

$$\tau_3 = \frac{I_1 \cdot (\omega_{22} - \omega_{12})}{\frac{I_1}{I_2}\left[Sf(1-\alpha)(p_р - p_2)\left(\frac{r_с k_д}{\sin\rho} + r_м\right) + M_\Psi\right] + \left[\frac{\kappa_д (p_р - p_2) Sf r_с (1-\alpha)}{\sin\rho} - M_{тр} - M_{в.с}\right]} + \frac{V\left(0{,}102 - 0{,}086\frac{p_2}{p_р}\right)}{\mu \cdot F \cdot \sqrt{T}}. \tag{4.136}$$

Результирующая угловая скорость после окончания процесса синхронизации будет в этом случае равна

$$\omega_с = \omega_{22} - \frac{I_1 \cdot (\omega_{22} - \omega_{12}) \cdot \left[S \cdot f \cdot (1-\alpha) \cdot (p_р - p_2) \cdot \left(\frac{r_с \cdot \kappa_д}{\sin p} + r_м\right) + M_\Psi\right]}{I_1\left[Sf(p_р - p_2)(1-\alpha)\left(\frac{r_с \kappa_д}{\sin p} + r_м\right) + M_\Psi\right] + I_2\left[\frac{(p_р - p_2) Sf \kappa_д r_с (1-\alpha)}{\sin p} - M_{тр} - M_{в.с}\right]} \tag{4.137}$$

4.6.7 Сравнение результатов расчета и эксперимента при определении времени синхронизации

Приведем расчет времени синхронизации при включении передачи на остановленном автомобиле. Исходные данные к расчету представлены в таблице 4.3. Параметры пневматического привода представлены в таблицах 4.1 и 4.2.

Таблица 4.3 – Исходные данные к расчету процесса синхронизации

№	Параметр	Значение
1	Число оборотов первичного вала в начале синхронизации	$n_0 = 1000$ об/мин
2	Передаточное число включаемой передачи	$i_к = 1{,}7$
3	Момент инерции ведущих деталей	$I = 0{,}148$ Н·м·с^2

	коробки передач, приведенный к первичному валу	
4	Коэффициент трения фрикционных поверхностей синхронизатора	$f = 0{,}09$
5	Средний радиус конуса трения	$r_{\text{с}} = 0{,}075$ м
6	Угол конуса синхронизатора	$\rho = 7^0 30'$
7	Момент трения ведущих частей коробки передач, приведенный к первичному валу при температуре масла $330^0 K$ (масло МС-20)	$M_{\text{тр1}} = 2{,}7$ Нм
8	Момент ведения сцепления	$M_{\text{В.С}} \approx 0$

Так как процесс соприкосновения конусов трения произошел в конце критического истечения воздуха (см. раздел 4.3 данного отчет по НИР), то процесс синхронизации начнется в зоне подкритического истечения. Используя условие (4.112), выясним вначале, закончится ли синхронизация в зоне подкритического истечения или будет продолжаться и в зоне постоянного давления.

С этой целью по уравнению (4.20) подсчитаем продолжительность зоны подкритического истечения:

$$\tau_{\text{п}} = 0{,}3 \text{ с.}$$

и подставим его в уравнение (4.112). Для заторможенного автомобиля условие (4.112) примет вид:

$$\tau_{\text{п}}^2 \cdot K \cdot \frac{D}{I_1} + \tau_{\text{п}} \cdot \left(\frac{D + M_{\text{тр}}}{I_1} \right) - \omega_{11} \geq 0, \qquad (4.138)$$

так как $\frac{I_1}{I_2} \approx 0$ и $\omega_2 = 0$.

Подсчитаем теперь величины членов уравнения *K*, *D*, I_1 и $M_{\text{тр}}$ по формулам (4.111), (4.109), (4.3), и (4.6), предварительно определив по уравнению (4.72) величину давления в силовом цилиндре, равную всем силам сопротивления в момент соприкосновения конусов трения:

$$p_2 = 3{,}48 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Тогда $K = 14{,}1$ 1/с;

$D = 9{,}1$ Н/м.

В данном случае коэффициент динамичности $\kappa_{\text{д}}$ принимаем равным единице, так как скорость

$$\dot{x}_1 = \frac{7400}{52000} = 0{,}142 < 0{,}3\,\text{м/с}$$

По уравнениям (4.3) и (4.6) находим значение инерционного момента I_1 и момента трения $M_{\text{тр}}$, приведенных к шестерне включаемой передачи:

$$I_1 = 0{,}47\ \text{Н·м·с}^2;$$

$$M_{\text{тр}} = 4{,}8\,\text{Н·м}.$$

Угловая скорость включаемой шестерни будет равна

$$\omega_{11} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30 \cdot i_{\text{к.п}}} = 58{,}7\ ,\ 1/\text{с}.$$

Подставляя значения найденных величин в неравенство (4.138), получим

$$-25{,}3 > 0$$

то есть неравенство не удовлетворяется. Следовательно, синхронизация закончится в зоне постоянного давления. Тогда по уравнению (4.107) найдем угловую скорость включаемой шестерни в конце зоны подкритического истечения $\omega_{12} = 25{,}3$, 1/с, откуда видно, что неравенство (4.112) не удовлетворяется на величину абсолютного значения угловой скорости.

Подставляя значение угловой скорости ω_{12} и другие величины в уравнение (4.131), так как далее синхронизация будет происходить в зоне постоянного давления, и принимая во внимание начальные условия $\left(\omega_2 = 0; \frac{I_1}{I_2} \approx 0\right)$, найдем полное время синхронизации:

$$\tau_3 = 0{,}44\ \text{с}.$$

Из осциллограммы, приведенной на рисунке 4.4, снятой при тех же исходных данных, видно, что результаты расчета достаточно хорошо согласуются с результатами эксперимента.

4.7 Энергия, получаемая или отдаваемая автомобилем за время синхронизации

При переключении с низшей на высшую передачу синхронизирующий момент способствует разгону автомобиля, причем величина момента синхронизации может достигать 20-30% максимального крутящего момента двигателя. Это обстоятельство

обеспечивает некоторое уменьшение разрыва потока мощности при переключении передач во время разгона автомобиля.

В случае же переключения с высшей на низшую передачу происходит обратное явление: момент синхронизации несколько уменьшает скорость автомобиля[1], так как энергия, идущая на разгон частей коробки передач, подводится в данном случае от вторичного вала коробки передач.

Вся энергия, получаемая или отдаваемая автомобилем на всех трех этапах истечения, будет равна

$$W = W_1 + W_2 + W_3, \tag{4.139}$$

где W_1, W_2 и W_3 - энергия соответственно при критическом, подкритическом истечении и постоянном давлении в пневматическом цилиндре.

Энергия в каждом этапе будет определяться известной зависимостью

$$W_n = \int_0^{t_n} M_{\text{с}} \cdot \omega_2 \cdot dt, \tag{4.140}$$

где индекс n означает номер этапа; ω_2 - текущее значение угловой скорости вторичного вала коробки передач за время синхронизации.

4.7.1 Энергия, получаемая или отдаваемая автомобилем за время синхронизации в зоне критического истечения воздуха в пневматический цилиндр

Подставляя в уравнение (4.140) значение момента синхронизации, определяемое равенством (4.92), значение ω_2, найденное из уравнения (4.91), и заменяя при этом ω_{21}, текущим значением ω_2, напишем выражение для энергии, получаемой автомобилем при переключении с низшей передачи на высшую в зоне критического истечения воздуха:

$$W_{1\text{в}} = \int_0^{\tau_{\text{к.в}}} 2 \cdot A \cdot t \cdot \left(\omega_{20} - \frac{M_\psi \cdot t}{I_2} + \frac{B \cdot t^2}{I_2} \right) \cdot dt. \tag{4.141}$$

Проинтегрировав и подставив значение времени синхронизации для случая, когда процесс синхронизации заканчивается в зоне критического истечения, будем иметь

$$W_{1\text{в}} = \frac{A \cdot \tau_{\text{к.в}}^2}{6 I_2} \left(6 \cdot I_2 \cdot \omega_{20} - 4 \cdot M_\psi \cdot \tau_{\text{к.в}} + 3 \cdot B \cdot \tau_{\text{к.в}}^2 \right). \tag{4.142}$$

Для случая переключения на низшую передачу в уравнение (4.140) необходимо подставить значение ω_2 найденное из уравнения (4.100) (при этом заменяя ω_{21} текущим

[1] Здесь имеется в виду случай, когда «промежуточный газ» перед включением передачи не применяется.

значением ω_2). Тогда энергия, отдаваемая автомобилем в зоне критического истечения воздуха, будет:

$$W_{1н} = \int_0^{\tau_{к.н}} 2 \cdot A \cdot t \cdot \left(\omega_{20} - \frac{M_\psi \cdot t}{I_2} - \frac{C \cdot t^2}{I_2} \right) \cdot dt \,. \qquad (4.143)$$

Проинтегрировав и подставив пределы интегрирования, получим

$$W_{1н} = \frac{A \cdot \tau_{к.н}^2}{6 I_2} \left(6 \cdot I_2 \cdot \omega_{20} - 4 \cdot M_\psi \cdot \tau_{к.н} - 3 \cdot C \cdot \tau_{к.н}^2 \right). \qquad (4.144)$$

Если процесс синхронизации в этой зоне истечения не заканчивается, то вместо t подставляется значение $\tau_{с.к}$.

4.7.2 Энергия, получаемая или отдаваемая автомобилем за время синхронизации в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр

Чтобы определить энергию, получаемую автомобилем в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр необходимо, заменив в уравнении (4.108) ω_{22} текущим значением ω_2 и разрешив уравнение относительно него, подставить его значение в уравнение (4.140).

Значение момента синхронизации в данной зоне истечения определяется уравнением (4.79), при этом для упрощения выкладок используем замены (4.109) и (4.111). Тогда, подставив необходимые значения, будем иметь выражение для энергии, получаемой автомобилем при переключении с низшей передачи на высшую в зоне подкритического истечения воздуха:

$$W_{2в} = \int_0^{\tau_{п.в}} D \cdot (1 + 2 \cdot K \cdot t) \cdot \left(\omega_{21} - \frac{M_\psi - E}{I_2} t + \frac{E \cdot K}{I_2} \cdot t^2 \right) \cdot dt \,. \qquad (4.145)$$

Проинтегрировав и подставив пределы интегрирования, получим

$$W_{2в} = D \left[\omega_{21} \tau_{п.в} + \left(K \omega_{21} - \frac{M_\psi - E}{2 I_2} \right) \tau_{п.в}^2 - \frac{K}{3 I_2} (2 M_\Psi - 3E) \tau_{п.в}^3 + \frac{E K^2}{2 I_2} \tau_{п.в}^4 \right]. \qquad (4.146)$$

Проделав аналогичные выкладки для случая переключения с высшей передачи на низшую [для чего ω_2 определяется из уравнения (4.118)] и подставляя в уравнение (4.140) значение момента синхронизации, получим выражение для энергии, отдаваемой автомобилем при переключении в зоне подкритического истечения воздуха:

$$W_{2н} = \int_0^{\tau_{п.н}} D \cdot (1 + 2 \cdot K \cdot t) \cdot \left(\omega_{21} - \frac{M_\psi + M}{I_2} t - \frac{M \cdot K}{I_2} t^2 \right) \cdot dt \,. \qquad (4.147)$$

Проинтегрировав и подставив пределы интегрирования, получим окончательно:

$$W_{2н} = D\left[\omega_{21}\tau_{п.н} + \left(K\omega_{21} - \frac{M_\psi + M}{2I_2}\right)\tau_{п.н}^2 + \frac{K}{3I_2}\left(2M_\psi - 3M\right)\tau_{п.н}^3 - \frac{MK^2}{2I_2}\tau_{п.н}^4\right]. \qquad (4.148)$$

Если процесс синхронизации не заканчивается в этой зоне истечения, то вместо t подставляется его значение $\tau_п$.

4.7.3 Энергия, получаемая или отдаваемая автомобилем за время синхронизации в зоне постоянного давления в пневматическом цилиндре

Решая уравнение (4.129) относительно ω_2, подставив его значение в уравнение (4.120) (и учитывая при этом, что момент синхронизации будет в данном случае постоянным), будем иметь выражение для энергии, получаемой автомобилем при переключении с низшей передачи на высшую в зоне постоянного давления в пневматическом цилиндре:

$$W_{3в} = \int_0^{\tau_{п.д.в}} M_с \cdot \left[\omega_{22} + \left(\frac{M_с - M_м - M_\psi}{I_2}\right)\cdot t\right]\cdot dt. \qquad (4.149)$$

Проинтегрировав и подставив из уравнения (4.130) значение $t = \tau_{п.д.в}$, получим окончательно:

$$W_{3в} = \frac{M_с\left\{2I_1I_2\omega_{22}\left(\omega_{11}-\omega_{22}\right)^2 I_1\left(M_с - M_м - M_\psi\right) + I_2\left(M_с + M_{тр} - M_{в.с}\right)\right] + I_1I_2\left(\omega_{12}-\omega_{22}\right)^2\left(M_с - M_м - M_\psi\right)\right\}}{2\left[I_1\left(M_с - M_м - M_\psi\right) + I_2\left(M_с + M_{тр} - M_{в.с}\right)\right]^2} \qquad (4.150)$$

Для случая переключения с высшей передачи на низшую необходимо выразить ω_c из уравнения (4.134) и подставить его вместо ω_2 в уравнение (4.140). Тогда получим формулу для энергии, отдаваемой автомобилем, при постоянном давлении в пневматическом цилиндре.

$$W_{3н} = \int_0^{\tau_{п.д.н}} M_с \cdot \left[\omega_{22} - \left(\frac{M_с + M_м + M_\psi}{I_2}\right)\cdot t\right]\cdot dt. \qquad (4.151)$$

Интегрируя и подставляя из уравнения (4.135) значение $t = \tau_{п.д.н}$, получим

$$W_{3н} = \frac{M_с\left\{2I_1I_2\omega_{22}\left(\omega_{22}-\omega_{12}\right)\left[I_1\left(M_с + M_м + M_\psi\right) + I_2\left(M_с - M_{тр} - M_{в.с}\right)\right] - I_1^2 I_2\left(\omega_{22}-\omega_{12}\right)^2\left(M_с + M_м + M_\psi\right)\right\}}{2\left[I_1\left(M_с + M_м + M_\psi\right) + I_2\left(M_с - M_{тр} - M_{в.с}\right)\right]^2} \qquad (4.152)$$

4.8 Работа буксования на муфте синхронизатора

Одним из критериев, по которому можно судить об износах муфты и вилки синхронизатора является работа буксования, выделяемая на этой паре за период синхронизации.

Суммарная работа буксования на всех трех этапах истечения будет равна

$$L_{\text{м}} = L_{\text{м}1} + L_{\text{м}2} + L_{\text{м}3}\,, \tag{4.153}$$

где $L_{\text{м}1}, L_{\text{м}2}$ и $L_{\text{м}3}$ - соответственно, работа буксования при критическом, подкритическом истечении и постоянном давлении в пневматическом цилиндре.

Так как вилка неподвижна, а муфта синхронизатора жестко связана со вторичным валом, работа буксования по каждому этапу будет выражаться зависимостью:

$$L_{\text{м.п}} = \int_0^{t_n} M_{\text{м}} \cdot \omega_2 \cdot dt\,, \tag{4.154}$$

Сравнивая уравнения (4.140) и (4.154), видно, что они отличаются только величиной момента. Таким образом, зная работу, затраченную на разгон или замедление автомобиля на всех этапах истечения, можно легко подсчитать работу буксования на вилке синхронизатора, так как на основании равенств (4.8) и (4.78) можно записать:

$$M_{\text{м}} = M_{\text{с}} \cdot \frac{r_{\text{м}}}{r_{\text{с}} \cdot k_{\text{д}}} \cdot \sin\rho \tag{4.155}$$

Отсюда следует, что работа буксования, выделенная на вилке синхронизатора на каждом этапе истечения, выраженная через работу, затраченную на разгон или замедление автомобиля за время синхронизации, будет равна:

$$L_{\text{м.п}} = \frac{r_{\text{м}} \cdot \sin p}{r_{\text{с}} \cdot \kappa_{\text{д}}} W_{\text{n}} \tag{4.156}$$

4.9 Работа буксования синхронизатора

Для исследования износных процессов в синхронизаторе необходимо знать работу буксования на конусах трения. В связи с тем, что процесс синхронизации может происходить в трех зонах истечения, суммарная работа буксования в общем случае будет равна:

$$L_{\text{б}} = L_1 + L_2 + L_3\,, \tag{4.157}$$

где L_1, L_2 и L_3 - соответственно, работа буксования при критическом, подкритическом истечении и постоянном давлении в пневматическом цилиндре.

Работа буксования на каждом этапе определяется известной зависимостью

$$L_{\text{п}} = \int_0^{t_n} M_{\text{с}}(\omega_1 - \omega_2)dt\,, \tag{4.158}$$

где индекс *n* означает номер этапа.

Зная суммарную работу буксования по всем этапам истечения, а также параметры синхронизатора, можно определить удельную работу буксования

$$L_{\text{у.д}} = \frac{L_{\text{б}}}{2\pi r_{\text{с}} h} \tag{4.159}$$

где *h* – ширина конической поверхности кольца синхронизатора.

4.9.1 Работа буксования за время синхронизации в зоне критического истечения воздуха в пневматический цилиндр

Для определения работы буксования при переключении с низшей передачи на высшую необходимо, заменив в уравнениях (4.90) и (4.91) ω_{11}, ω_{12}, текущими значениями ω_1 и ω_2 и разрешив относительно них упомянутые уравнения, подставить эти величины в уравнение (4.158). Значение момента синхронизации для этой же зоны истечения определяется уравнениями (4.78) и (4.92). Тогда, подставив необходимые значения величин в уравнение (4.158), получим выражение для работы буксования в зоне критического истечения:

$$L_{1\text{в}} = \int_0^{\tau_{\text{к.в}}} 2At\left\{\frac{I_1 I_2(\omega_{10} - \omega_{20}) + \left[I_1 M_{\Psi} - I_2(M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}})\right] t - (I_1 B + I_2 A)t^2}{I_1 I_2}\right\}dt\,. \tag{4.160}$$

Проинтегрировав, подставив необходимые пределы и сделав соответствующие преобразования, получим

$$L_{1\text{в}} = A\tau_{\text{к.в}}^2\left[(\omega_{10} - \omega_{20}) + \frac{2}{3}\tau_{\text{к.в}}\left(\frac{M_{\psi}}{I_2} - \frac{M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}}{I_1}\right) - \frac{\tau_{\text{к.в}}^2}{2}\left(\frac{B}{I_2} + \frac{A}{I_1}\right)\right]. \tag{4.161}$$

Тогда, по аналогии с вышеприведенными выкладками, используя уравнения (4.99) и (4.100) для случая переключения с высшей передачи на низшую, работа буксования в зоне критического истечения воздуха в пневматический цилиндр будет равна

$$L_{1\text{н}} = A\tau_{\text{к.н}}^2\left[(\omega_{20} - \omega_{10}) - \frac{2}{3}\tau_{\text{к.н}}\left(\frac{M_{\psi}}{I_2} - \frac{M_{\text{тр}} + M_{\text{в.с}}}{I_1}\right) - \frac{\tau_{\text{к.в}}^2}{2}\left(\frac{C}{A} + \frac{A}{I_1}\right)\right]. \tag{4.162}$$

Если процесс синхронизации не заканчивается в зоне критического истечения воздуха, в уравнения (4.161) и (4.162) подставляется значение $t = \tau_{\text{с.к}}$, определяемое по уравнению (4.76).

4.9.2 Работа буксования за время синхронизации в зоне подкритического истечения воздуха в пневматический цилиндр

Чтобы определить работу буксования в случае переключения с низшей передачи на высшую необходимо, заменив в уравнениях (4.107) и (4.108) ω_{12} и ω_{22} текущими значениями ω_1 и ω_2 и разрешив относительно них эти уравнения, подставить их значения в уравнение (4.158). Значение момента синхронизации для зоны подкритического истечения определяется уравнением (4.79) при этом для упрощения выкладок используем замены (4.109) и (4.111).

Тогда, подставив необходимые значения величин в уравнение (4.158), получим формулу работы буксования в зоне подкритического истечения:

$$L_{2\text{в}} = \int_0^{\tau_{\text{п.в}}} D(1+2Kt)\left[(\omega_{11}-\omega_{22}) + \left(\frac{M_\psi - E}{I_2} - \frac{D + M_{\text{тр}} + M_{\text{в.с}}}{I_1}\right)t - K\left(\frac{D}{I_1} + \frac{E}{I_2}\right)t^2\right]dt\ , \quad (4.163)$$

или, введя замены:

$$\frac{M_\psi - E}{I_2} - \frac{D + M_{\text{тр}} + M_{\text{в.с}}}{I_1} = e\,; \quad (4.164)$$

$$\frac{D}{I_1} + \frac{E}{I_2} = d \quad (4.165)$$

и проинтегрировав уравнение (4.163) с подставлением необходимых пределов, получим:

$$L_{2\text{в}} = D\left\{(\omega_{11}-\omega_{21})\tau_{\text{п.в}} + \left[\frac{e}{2} + K(\omega_{11}-\omega_{21})\tau^2{}_{\text{п.в}} + \right] + \frac{K}{3}(2e-d)\tau^3{}_{\text{п.в}} - \frac{dK^2}{2}\tau^4{}_{\text{п.в}}\right\}. \quad (4.166)$$

Для определения работы буксования при переключении на низшую передачу необходимо, заменив в уравнениях (4.117) и (4.118) ω_{12} и ω_{22} текущими значениями ω_1 и ω_2 и разрешив относительно них эти уравнения, подставить их значения в уравнение (4.158). Момент синхронизации будет тот же самый, что и в предыдущем случае. Тогда получим выражение для работы буксования в зоне подкритического истечения:

$$L_{2\text{н}} = \int_0^{\tau_{\text{п.н}}} D(1+2Kt)\left[(\omega_{21}-\omega_{11}) - \frac{M_\Psi + M_{\text{м}}}{I_2} + \frac{D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}}{I_1}\right)t - K\left(\frac{D}{I_1} + \frac{M}{I_2}\right)t^2\right]dt\ , \quad (4.167)$$

или, введя замены:

$$\frac{M_\psi + M}{I_2} + \frac{D - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}}{I_1} = e_1; \tag{4.168}$$

$$\frac{D}{I_1} + \frac{M}{I_2} = d_1 \tag{4.169}$$

и проинтегрировав уравнение (4.167), будем иметь:

$$L_{2\text{н}} = D\left\{(\omega_{21} - \omega_{11})\tau_{\text{п.н}} - \left[\frac{e_1}{2} - K(\omega_{21} - \omega_{11})\right]\tau^2{}_{\text{п.н}} - \frac{K}{3}(2e_1 + d_1)\tau^3{}_{\text{п.н}} - \frac{d_1 K^2}{2}\tau^4{}_{\text{п.н}}\right\}. \tag{4.170}$$

Если процесс синхронизации не заканчивается в зоне подкритического истечения воздуха, то в уравнения (4.166) или (4.170) подставляется значение $t = \tau_{\text{п}}$, определяемое по уравнению (4.20).

4.9.3 Работа буксования за время синхронизации в зоне постоянного давления

Используя дифференциальные уравнения (4.86) и (4.87) в случае переключения с низшей передачи на высшую и интегрируя эти уравнения, считая $M_{\text{с}} = \text{const}$, получим:

$$I_1 \cdot (\omega_{22} - \omega_1) = (M_{\text{с}} + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}) \cdot t; \tag{4.171}$$

$$I_2 \cdot (\omega_2 - \omega_{22}) = (M_{\text{с}} - M_{\text{м}} - M_{\Psi}) \cdot t, \tag{4.172}$$

где ω_1 и ω_2 - текущие значения угловых скоростей синхронизируемых элементов.

Выразив из уравнений (4.171) и (4.172) значения ω_1 и ω_2 и подставив их в уравнение (4.158), получим

$$L_{3\text{в}} = M_{\text{с}} \int_0^{\tau_{\text{п.д.в}}} (\omega_{12} - \omega_{22}) - \left(\frac{M_{\text{с}} - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}}{I_1} + \frac{M_{\text{с}} - M_{\text{м}} - M_{\psi}}{I_2}\right)t\Bigg]dt. \tag{4.173}$$

Проинтегрировав и подставив значение $\tau_{\text{п.д.в}}$ из уравнения (4.130), получим формулу работы буксования при постоянном давлении в пневматическом цилиндре:

$$L_{3\text{в}} = \frac{M_{\text{с}}(\omega_{12} - \omega_{22})^2 I_1 I_2}{2\left[I_1(M_{\text{с}} - M_{\text{м}} - M_{\psi}) + I_2(M_{\text{с}} + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}})\right]}. \tag{4.174}$$

Тогда, используя дифференциальные уравнения (4.88) и (4.89) для случая переключения на низшую передачу и интегрируя эти уравнения, получим:

$$I_1 \cdot (\omega_1 - \omega_{12}) = (M_{\text{с}} - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}) \cdot t; \tag{4.175}$$

$$I_2 \cdot (\omega_{22} - \omega_2) = (M_{\text{с}} + M_{\text{м}} + M_{\Psi}) \cdot t. \tag{4.176}$$

Решая эти уравнения относительно ω_1 и ω_2 и подставляя их значения в уравнение (4.158), получим выражение для работы буксования при постоянном давлении в пневматическом цилиндре:

$$L_{\text{зн}} = \frac{M_{\text{с}} \cdot \left(\omega_{22} - \omega_{12}\right)^2 \cdot I_1 \cdot I_2}{2 \cdot \left[I_1 \cdot \left(M_{\text{с}} + M_{\text{м}} + M_{\psi}\right) + I_2 \cdot \left(M_{\text{с}} - M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right)\right]}. \tag{4.177}$$

4.10 Выбор оптимальной величины момента синхронизации в зависимости от назначения автомобиля

Произведем анализ зависимостей (4.174) и (4.177) с целью выяснения, как влияет изменение синхронизирующего момента на величину работы буксования. Для этого найдем частную производную от работы буксования по моменту синхронизации. Частная производная для случая переключения на высшую передачу

$$\frac{\partial L}{\partial M_{\text{с}}} = \frac{\left(\omega_{12} - \omega_{22}\right)^2 \cdot I_1 \cdot I_2 \left[I_2 \cdot \left(M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) - I_1 \cdot \left(M_{\psi} + M_{\text{м}}\right)\right]}{2 \cdot \left[I_1 \cdot \left(M_{\text{с}} - M_{\text{м}} - M_{\psi}\right) + I_2 \cdot \left(M_{\text{с}} + M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right)\right]^2}, \tag{4.178}$$

откуда видно, что знак производной $\frac{\partial L}{\partial M_c}$ будет отрицательным при условии

$$I_1 \cdot \left(M_{\psi} + M_{\text{м}}\right) > I_2 \cdot \left(M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right). \tag{4.179}$$

Пренебрегая величиной момента M_M на муфте синхронизатора из-за его малости по сравнению с величиной момента M_{ψ}, получим условие уменьшения работы буксования при увеличении момента синхронизации:

$$\frac{M_{\psi}}{I_2} > \frac{\left(M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right)}{I_1}. \tag{4.180}$$

Однако, это есть неравенство угловых ускорений $\left(\varepsilon_2 > \varepsilon_1\right)$, из которого вытекает физический смысл неравенства, заключающийся в следующем: если замедление приведенного момента инерции автомобиля под действием момента сопротивления движению больше замедления приведенного инерционного момента ведущих частей коробки передач, то с увеличением момента синхронизации работа буксования будет убывать. Подставляя в неравенство (4.180) значения I_1 I_2 M_{ψ} из выражений (4.3), (4.4) и (4.5), найдем то значение коэффициента сопротивления движению, при котором желательно увеличение момента синхронизации:

$$\Psi > \frac{\left(M_{\text{тр}} - M_{\text{в.с}}\right) \cdot r_{\text{к}} \cdot \left(1 + \xi\right)}{I \cdot i_{\text{к.п}}^2 \cdot i_0 \cdot g}. \tag{4.181}$$

Подсчеты по уравнению (4.181) показывают, что уменьшение работы буксования с увеличением момента синхронизации получается при значениях коэффициента сопротивления ψ порядка 0,1 и выше, то есть наиболее интенсивное переключение передач желательно производить на самосвалах, работающих в карьерах, и на других автомобилях специального назначения, предназначенных для работы в очень тяжелых условиях. В этом случае не только будут улучшаться динамические показатели автомобиля за счет сокращения времени синхронизации, но и уменьшится износ синхронизаторов при условии, что удельные давления на фрикционную пару не будут превышать максимально допустимых.

Необходимо заметить, что при малом моменте синхронизации при движении на крутом подъеме может вообще не произойти переключения на высшую передачу из-за сильного падения скорости автомобиля, но этот случай особого интереса не представляет, так как если даже и произошло переключение на высшую передачу, автомобиль не сможет продолжать движение на этой передаче, ввиду уменьшения крутящего момента двигателя, а также неустойчивой работы последнего на малых оборотах. Вследствие этого придется вновь произвести переключение на низшую передачу, а это в свою очередь приведет к дополнительной потере скорости автомобилем и увеличит износ синхронизаторов. В связи с этим возникает вопрос: каково должно быть максимально допустимое время переключения, при котором еще возможно было бы движение на включаемой передаче и при этом не возникла необходимость вскоре вновь перейти на низшую передачу? На рисунке 4.16 показаны случаи с различным временем переключения. За время, когда при переключении скорость автомобиля упала от V_1 до V_2, автомобиль еще будет в состоянии продолжать движение на включенной передаче.

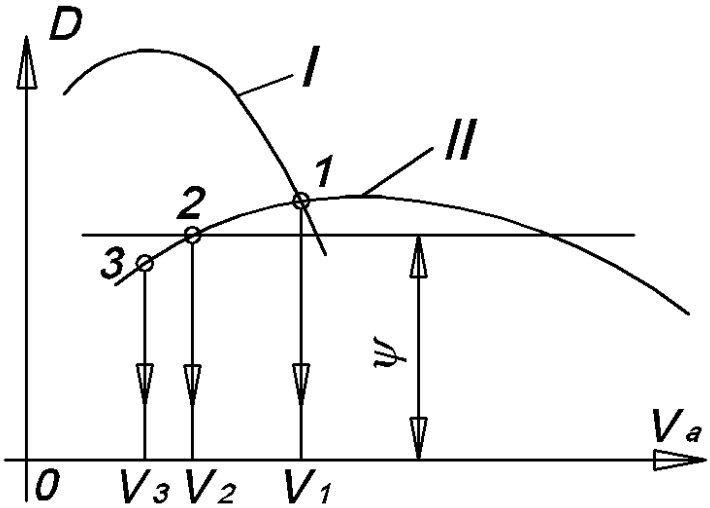


Рисунок 4.16 – Динамическая характеристика автомобиля

I – первая передача; *II* – вторая передача

Если же скорость автомобиля упадет до значения V_3, динамический фактор D окажется в этом случае меньше ψ и, следовательно, вскоре придется вновь произвести переключение на низшую передачу.

Таким образом, зная динамическую характеристику автомобиля и коэффициент сопротивления движению ψ, можно определить максимально допустимое время переключения. С этой целью воспользуемся основным дифференциальным уравнением движения автомобиля:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{\delta \cdot G_{\text{м}}}\left(P_{\text{к}} - \sum F\right). \tag{4.182}$$

где $P_{\text{к}}$ - тяговое усилие на ведущих колесах (без учета момента синхронизации $P_{\text{к}} = 0$);

ΣF - сумма всех сил сопротивления движению:

$$\sum F = F_f + F_i + F_\omega,$$

где F_f - сила сопротивления качению;

F_i - сила сопротивления при подъеме;

F_ω - сила сопротивления воздуха (в данном случае принимаемая равной нулю, так как скорости движения автомобиля при больших значениях ψ невелики);

δ - коэффициент учета (вращающихся) масс;

$$\delta = \gamma + \xi + \zeta$$

γ - коэффициент, учитывающий инерционную массу маховика и связанных с ним деталей двигателя и ведущих элементов сцепления;

ζ - коэффициент учета инерционной массы ведущих частей коробки передач.

При переключении передач $\gamma = 0$, а коэффициентом ζ можно пренебречь по его относительной малости и сравнительно малого времени выключения передачи.

Тогда, выражая суммарную силу сопротивления движению через момент сопротивления (пренебрегая при этом потерями в трансмиссии), подставляя необходимые значения величин в уравнение (4.182) и интегрируя, получим

$$\int_{V_1}^{V_2} dV = -\int_0^t \frac{g \cdot \Psi}{(1+\xi)} dt, \tag{4.183}$$

или, проинтегрировав и решая уравнение относительно t, получим уравнение в окончательном виде:

$$t = \frac{(V_1 - V_2)(1+\xi)}{g \cdot \Psi}. \qquad (4.184)$$

Для случая переключения с высшей передачи на низшую, когда существенно возрастает сопротивление движению автомобиля, приходим к выводу, что для данного коэффициента сопротивления дороги ψ существует определенное максимально допустимое время переключения передач, которое можно подсчитать, пользуясь уравнением (4.184). В случае превышения этого времени коэффициент сопротивления движению ψ может быть больше динамического фактора *D*, в связи с чем понадобится еще раз произвести переключение на низшую передачу.

Проведя преобразования уравнения (4.184), получим уравнение в следующем виде:

$$t = \frac{\pi \cdot n_{дв}^{\max} \cdot r_k \cdot \left(1 - \frac{q}{q'}\right)(1+\xi)}{30 \cdot g \cdot \Psi \cdot i'_{кп} \cdot i_0} \qquad (4.185)$$

где q – отношение между передаточными числами соседних передач (знаменатель прогрессии), $q \geq 1$.

$q' = \frac{n_{дв}^{N\max}}{n_{дв}^{M\max}}$ - отношение оборотов двигателя соответствующих максимальной мощности к оборотам двигателя соответствующим максимальному крутящему моменту.

В некоторых случая при устойчивой работе двигателя на малых оборотах коэффициент *q'* может быть увеличен на 20-30%.

Расчетная величина коэффициента ψ должна выбираться из условия:

$$\psi = (0{,}7...0{,}8) D_{\max}.$$

где D_{max} – максимальный динамический фактор на включаемой передаче, так как для устойчивого движения с большими коэффициентами сопротивления необходимо иметь определенный запас тяговых усилий.

Зная максимальное допустимое время переключения по зависимостям (4.185) или (4.184) можно определить требуемый момент синхронизации и соответственно – параметры синхронизатора. Данный расчет необходимо проводить для синхронизатора низших передач, на которых особенно большая потеря скорости за время переключения.

В том случае, когда требование получения максимальных динамических качеств для автомобиля не является превалирующим и автомобиль работает при небольших коэффициентах сопротивления (например, обычная рейсовая машина для междугородных перевозок или городской автобус), где в основном имеется режим движения - разгон, накат, торможение, - то есть практически переключения на низшие передачи производятся

сравнительно редко) желательно уменьшить синхронизирующий момент, чтобы процесс синхронизации при переключении на высшие передачи происходил в значительной мере за счет момента трения в коробке передач, так как это уменьшит износ поверхностей трения синхронизаторов.

Для того, чтобы выяснить как изменяется работа буксования в зависимости от величины момента синхронизации в случае переключения на низшую передачу возьмем частную производную $\frac{\partial L}{\partial M_{\text{с}}}$ от работы буксования (уравнение (4.177)) и, произведя выкладки, аналогичные вышеприведенным, получим условие:

$$\varepsilon_2 < \varepsilon_1 \text{ или } \psi < \frac{(M_{тр} + M_{вс}) \cdot r_k \cdot (1+\xi)}{I \cdot i_{кп}^2 \cdot i_0 \cdot g} \tag{4.186}$$

Таким образом, мы получили условие, обратное условию переключения на высшие передачи. Последнее условие практически для автомобиля не может быть реализовано, так как при уменьшении момента синхронизации уравнивание угловых скоростей ведущих и ведомых элементов должно произойти за счет значительного уменьшения скорости автомобиля, последнее же недопустимо с точки зрения ухудшения динамических качеств автомобиля, в связи с чем и в этом случае желательно увеличение момента синхронизации до максимально допустимого, определяемого предельными удельными давлениями на фрикционные поверхности синхронизатора.

4.11 Анализ процесса разблокировки синхронизатора

Завершающим этапом процесса включения передачи является разблокировка синхронизатора и включение зубчатой муфты. Этот этап представляет интерес с точки зрения определения времени разблокировки, а также того минимально допустимого давления в пневматическом цилиндре, при котором процесс разблокировки еще обеспечивается, так как при определенных параметрах синхронизатора, а также величине момента трения в коробке передач и других факторах, синхронизатор после полного уравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов может не разблокироваться и, таким образом, не будет обеспечено включение требуемой передачи. В связи с этим необходимо исследовать факторы, влияющие на процесс разблокировки синхронизатора [2].

Процесс разблокировки синхронизатора заключается в следующем. После полного уравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов обойма синхронизатора (рисунок 4.17), жестко сцепленная с шестерней включаемой передачи, поворачивается на угол разблокировки до тех пор, пока выступ каретки синхронизатора не войдет в паз обоймы. При разблокировке синхронизатора вместе с включаемой шестерней вторичного вала

поворачиваются промежуточный и связанный с ним первичный вал. После разблокировки синхронизатора происходит включение каретки блокировочной муфты. Этот этап по времени относительно невелик и (если не произойдет утыкания зубьев блокировочной муфты) может быть учтен с помощью соответствующего коэффициента.

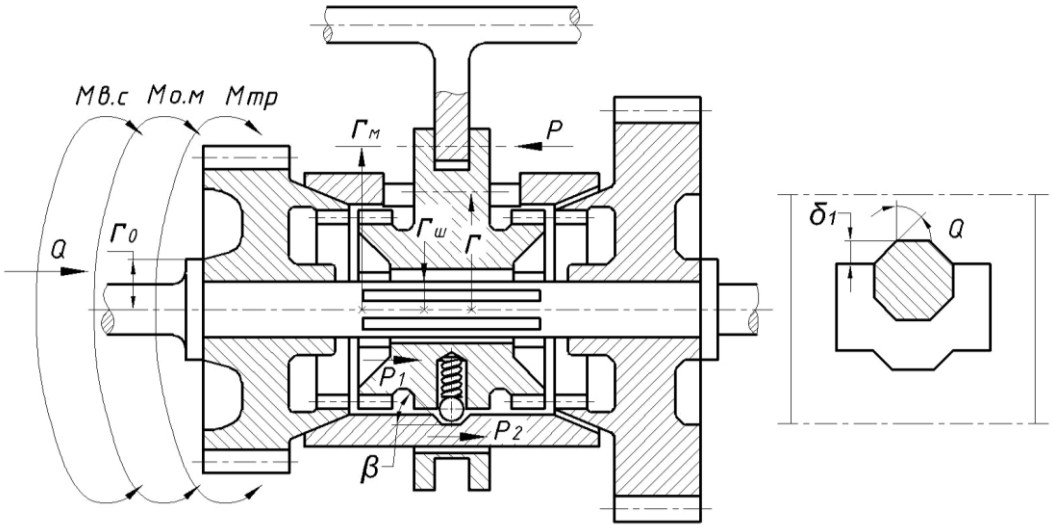


Рисунок 4.17 – Расчетная схема для процесса разблокировки

Вывод интересующих нас зависимостей произведен, исходя из следующих допущений:

1. осевое усилие, прикладываемое к синхронизатору, за время разблокировки считаем постоянным;

2. систему ведущих элементов коробки передач считаем абсолютно жесткой и, таким образом, пренебрегаем закруткой системы после окончания процесса синхронизации;

3. скорость автомобиля за время разблокировки синхронизатора принимаем постоянной;

4. коэффициент трения скольжения для всех трущихся поверхностей принимаем одинаковым;

5. усилие фиксаторов синхронизатора за время разблокировки считаем постоянным.

Тогда для случая разблокировки синхронизатора можем написать дифференциальное уравнение

$$I_p \frac{d^2\varphi}{dt^2} - \sum M = 0, \qquad (4.187)$$

где φ - угол поворота обоймы синхронизатора включаемой передачи относительно каретки синхронизатора;

I_p - приведенный момент инерции ведущих деталей коробки передач и поступательно движущихся деталей пневматического привода и коробки передач

$I_p = I_1 + I_{об} + I_{п.д}$,

где $I_{об}$ – момент инерции обоймы синхронизатора;

$I_{п.д}$ – приведенный момент инерции поступательно движущихся деталей пневматического привода коробки передач.

Обычно $I_{об}$ относительно мал и поэтому в первом приближении им можно пренебречь.

На основании закона сохранения энергии момент инерции поступательно движущихся деталей с массой m, приведенный к обойме синхронизатора, будет

$$I_{п.д} = mr^2\, tg^2\alpha_1 ,$$

где r – радиус угла блокировки синхронизатора;

α_1 - угол блокировки синхронизатора.

Отсюда полный, приведенный к обойме включаемой передачи, момент инерции будет выражаться зависимостью

$$I_p = I \cdot i^2_{кп} + m \cdot r^2 \cdot tg^2\alpha_1 , \qquad (4.188)$$

где $i_{кп}$ - передаточное число включаемой передачи.

Рассмотрим действующие на систему моменты.

1. Момент сопротивления, возникающий от механизма, связанного с шестерней отбора мощности, приведенный к шестерне включаемой передачи

$$M_{о,м} = M_{о.м1} \cdot i_{о,м}, \qquad (4.189)$$

где $M_{о.м1}$ - момент сопротивления на шестерне отбора мощности;

$i_{о,м}$ - передаточное число от шестерни отбора мощности к шестерне включаемой передачи.

2. Момент на опорном кольце включаемой шестерни

$$M_{ОП} = Q \cdot r_0 \cdot f, \qquad (4.190)$$

где Q - реакция в опоре;

r_0 - средний радиус опорного кольца.

Момент на опорном кольце направлен противоположно моменту разблокировки.

3. Момент трения ведущих частей коробки передач $M_{тр}$, приведенный к шестерне включаемой передачи (см. выражением 4.7).

4. Момент M_p, обеспечивающий разблокировку синхронизатора, который может действовать по часовой и против часовой стрелки.

Критерием для определения направления действия момента разблокировки M_p по отношению к моментам сопротивления $M_{тр}$ и $M_{о.м}$ является увеличение или уменьшение абсолютной скорости обоймы синхронизатора за время разблокировки.

Абсолютная угловая скорость обоймы при разблокировке синхронизатора равна

$\omega_{абс} = \omega_2 \pm \omega_{отн}$,

где ω_2 - угловая скорость вторичного вала;

$\omega_{отн}$ - угловая скорость обоймы относительно вторичного вала во время разблокировки синхронизатора.

При переключении с низшей передачи на высшую абсолютная скорость обоймы синхронизатора будет уменьшаться и, следовательно, момент разблокировки будет иметь тот же знак, что и $M_{тр}$ и $M_{о.м}$, которые также будут стремиться замедлить угловую скорость ведущих деталей коробки передач. При обратном переключении – с высшей передачи на низшую - $\omega_{отн}$ будет иметь тот же знак, что и ω_2 и, следовательно, моменты сопротивления будут действовать навстречу моменту разблокировки и соответственно должны учитываться со знаком, противоположным знаку M_p. В случае разблокировки синхронизатора на остановленном автомобиле (ω_2=0) получаем $\omega_{абс} = \omega_{отн}$. Следовательно, скорость $\omega_{абс}$ при разблокировке будет возрастать, в связи с чем направление действия момента разблокировки будет обратно направлению действия моментов сопротивления.

5. Момент ведения сцепления, приведенный к шестерне включаемой передачи $M_{в.с}$, определяемый по выражению (4.10).

Критерием для определения направления действия момента ведения сцепления по отношению к направлению момента разблокировки может служить неравенство скоростей ведущих и ведомых элементов сцепления в момент разблокировки синхронизатора:

$\omega_Д \neq i_{кп} (\omega_2 \pm \omega_{отн})$,

где $\omega_Д$ - угловая скорость коленчатого вала двигателя.

В том случае, когда скорость ведущих элементов сцепления больше ведомых (что мы имеем при переключении на высшую передачу), момент ведения сцепления и момент разблокировки действуют в противоположном направлении и должны учитываться с обратными знаками. Если же скорость ведущих элементов сцепления меньше скорости ведомых (что мы имеем при переключении на низшую передачу), направления действия момента ведения сцепления и момента разблокировки совпадают. Момент ведения сцепления будет помогать разблокировке и при переключении на высшую передачу, если скорость ведущих элементов сцепления к моменту разблокирования будет меньше скорости ведомых элементов, из чего следует, что при значительных моментах ведения сцепления желательно быстрое замедление оборотов двигателя. При включении передачи на остановленном

автомобиле, когда скорость $\omega_2 = 0$, направления скоростей $\omega_Д$ и $\omega_{отн}$ противоположны и, следовательно, моменты $M_{в.с}$ и $M_р$ будут действовать навстречу друг другу.

Напишем уравнения всех действующих моментов, приведенных к обойме синхронизатора для случаев переключения:

а) с низшей на высшую передачу

$$\sum M_в = M_р + M_{тр} + M_{о.м} - M_{оп} - M_{в.с}; \qquad (4.191)$$

б) с высшей на низшую передачу

$$\sum M_н = M_р - M_{тр} - M_{о.м} - M_{оп} + M_{в.с}. \qquad (4.192)$$

При включении передачи на остановленном автомобиле получим

$$\sum M_о = M_р - M_{тр} - M_{о.м} - M_{оп} - M_{в.с}. \qquad (4.193)$$

Выразим теперь момент разблокировки через действующее осевое усилие

$$M_р = P_р \cdot r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1), \qquad (4.194)$$

где $P_р$ - свободное осевое усилие, перемещающее каретку синхронизатора;

ρ_1 - угол трения.

Свободное осевое усилие $P_р$ будет равно (рисунок 4.17):

$$P_р = P - P_1 - P_2 \qquad (4.195)$$

где P - полное осевое усилие на муфте синхронизатора, создаваемое пневматическим приводом.

Выразив значение силы P через величину давления в пневматическом цилиндре, получим

$$P = (p_3 - p_2) \cdot (1 - \alpha) \cdot S, \qquad (4.196)$$

где p_2 - величина давления, необходимая для преодоления всех сил сопротивления к моменту соприкосновения конусов трения;

α - коэффициент, учитывающий силы трения в пневматическом механизме, пропорциональные величине давления;

S - рабочая площадь пневматического поршня;

P_3 - давление в пневматическом цилиндре в конце синхронизации. Подставив значение P в равенство (4.191), будем иметь

$$P = (p_3 - p_2)(1 - \alpha)S - P_1 - P_2, \qquad (4.197)$$

Найдем теперь осевое усилие от фиксаторов:

$$P_2 = S - P_ф n tg(\beta + \rho_1), \qquad (4.198)$$

где $P_ф$ - усилие предварительного сжатия пружины фиксатора;

n -число фиксаторов;

β - угол наклона лунки фиксатора.

Для определения силы трения P_1 напишем следующие равенства моментов для случаев переключения с низшей передачи на высшую:

$$M_1 = M_p - M_M$$

и с высшей передачи на низшую

$$M_1 = M_p + M_M,$$

где M_1 - момент на шлицах каретки синхронизатора.

Подставляя значения моментов и принимая во внимание, что

$$P_1 = M_1 \frac{f}{r_Ш},$$

где $r_ш$ – средний радиус шлицев каретки синхронизатора, для случая переключения с низшей на высшую передачу будем иметь

$$P_1 = \frac{P_p \cdot f \cdot r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1) - (\rho_3 - \rho_2) \cdot (1-\alpha) \cdot S \cdot r_M \cdot f^2}{r_Ш},$$

Подставляя в уравнение (4.192) значение силы P_1 и силы P_2 из формулы (4.193), найдем

$$P_p = \frac{S \cdot (\rho_3 - \rho_2) \cdot (1-\alpha) \cdot (r_Ш - r_M f^2) - P_Ф \cdot f \cdot r_Ш \cdot tg(\beta - \rho_1)}{r_Ш + f \cdot r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)},$$

Для случая переключения с высшей на низшую передачу будем иметь

$$P_p = \frac{S \cdot (\rho_3 - \rho_2) \cdot (1-\alpha) \cdot (r_Ш - r_M \cdot f^2) - P_Ф \cdot n \cdot r_Ш \cdot tg(\beta - \rho_1)}{r_Ш + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)},$$

или, пренебрегая членом $r_м \cdot f^2$ по его относительной малости, получим общее выражение для силы разблокировки синхронизатора в обоих случаях переключения:

$$P_p = \frac{S \cdot (\rho_3 - \rho_2) \cdot (1-\alpha) \cdot r_Ш - P_Ф \cdot n \cdot r_Ш \cdot tg(\beta - \rho_1)}{r_Ш + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)},$$

Тогда момент разблокировки будет равен

$$M_p = \frac{[(\rho_3 - \rho_2)(1-\alpha)S - P_Ф n r_Ш tg(\beta - \rho_1)] r r_Ш tg(\alpha_1 - \rho_1)}{r_Ш + r f tg(\alpha_1 - \rho_1)}. \qquad (4.199)$$

Так как реакция в опоре шестерни Q равна силе разблокировки $|Q| = |P_p|$,то, следовательно, используя равенство (4.190), найдем величину момента трения в опоре:

$$M_{оп} = P_p \cdot r_0 \cdot f \qquad (4.200)$$

Решая дифференциальное уравнение (4.187) и используя начальные условия (при $t = 0$; $\varphi = 0$; $\dot{\varphi} = 0$), найдем

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot I_p \cdot \varphi}{\Sigma M}}. \qquad (4.201)$$

Подставляя в равенство (4.198) максимальное значение угла поворота обоймы синхронизатора, равное

$$\varphi_{\max} = \frac{\delta_1}{r},$$

где δ_1 - ширина паза угла блокировки на обойме синхронизатора (рисунок 4.17), а также значение приведенного момента инерции (4.188) и действующего суммарного момента (4.191), (4.192) и (4.193), используя зависимости (4.199) и (4.200), получим уравнения, позволяющие определить время разблокировки синхронизатора для трех случаев:

а) при переключении с низшей передачи на высшую:

$$\tau_{р.в} = \sqrt{\frac{2\cdot\delta_1\cdot(I\cdot i_{кп}^2 + m\cdot r^2\cdot tg^2\alpha_1)[r_ш + r\cdot f\cdot tg(\alpha_1-\rho_1)]}{\begin{array}{l} r\{r_ш[(p_3-p_2)\cdot(1-\alpha)\cdot S - P_ф\cdot n\cdot tg(\beta+\rho_1)]\times \\ \times[r\cdot tg(\alpha_1-\rho_1) - r_0\cdot f] + [(M_{тр1} - M_{в.с1})\cdot i_{кп} + M_{о.м1}\cdot i_{о.м}]\times \\ \times[r_ш + r\cdot f\cdot tg(\alpha_1-\rho_1)]\} \end{array}}};$$

(в том случае, когда скорость ведущих элементов сцепления к моменту разблокирования будет меньше скорости ведомых элементов, момент ведения сцепления должен учитываться с положительным знаком);

б) при переключении с высшей передачи на низшую:

$$\tau_{р.н} = \sqrt{\frac{2\cdot\delta_1\cdot(I\cdot i_{кп}^2 + m\cdot r^2\cdot tg^2\alpha_1)[r_ш + r\cdot f\cdot tg(\alpha_1-\rho_1)]}{\begin{array}{l} r\{r_ш[(p_3-p_2)\cdot(1-\alpha)\cdot S - P_ф\cdot n\cdot tg(\beta+\rho_1)]\times \\ \times[r\cdot tg(\alpha_1-\rho_1) - r_0\cdot f] + [(M_{в.с1} - M_{тр1})\cdot i_{кп} + M_{о.м1}\cdot i_{о.м}]\times \\ \times[r_ш + r\cdot f\cdot tg(\alpha_1-\rho_1)]\} \end{array}}};$$

в) при включении передачи на остановленном автомобиле

$$\tau_{р.о} = \sqrt{\frac{2\cdot\delta_1\cdot(I\cdot i_{кп}^2 + m\cdot r^2\cdot tg^2\alpha_1)[r_ш + r\cdot f\cdot tg(\alpha_1-\rho_1)]}{\begin{array}{l} r\{r_ш[(p_3-p_2)\cdot(1-\alpha)\cdot S - P_ф\cdot n\cdot tg(\beta+\rho_1)]\times \\ \times[r\cdot tg(\alpha_1-\rho_1) - r_0\cdot f] + [(M_{тр1} - M_{в.с1})\cdot i_{кп} + M_{о.м1}\cdot i_{о.м}]\times \\ \times[r_ш + r\cdot f\cdot tg(\alpha_1-\rho_1)]\} \end{array}}}. \qquad (4.202)$$

Полное время всего этапа разблокировки синхронизатора и включения зубчатой муфты может быть найдено как

$$\tau_4 = \tau_p k_1,$$

где k_1 =1,2 ÷ 1,6 – коэффициент, учитывающий время включения зубчатой муфты.

При определении величины рабочего давления на входе в пневматический цилиндр необходимо проводить расчет на разблокировку синхронизатора, так как величина давления,

обеспечивающая даже достаточно быструю синхронизацию элементов коробки, может оказаться совершенно недостаточной для разблокировки синхронизатора. Последнее может наблюдаться в зимний период эксплуатации автомобиля, когда момент трения в коробке передач может возрасти в несколько раз, или при наличии довольно значительного момента ведения сцепления.

Для того, чтобы определить минимальную величину давления на входе в пневматический цилиндр, обеспечивающую разблокировку синхронизатора при заданных максимальных величинах времени разблокировки, и моментов, препятствующих разблокировке синхронизатора, решим уравнение (4.202) относительно p_3.

$$p_3 = \frac{r_ш + r \cdot f \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1)}{[r \cdot tg(\alpha_1 - \rho_1) - r_0 \cdot f] \cdot (1-\alpha) \cdot r_ш \cdot S} [\frac{2 \cdot \delta_1 \cdot (I \cdot i_{кп}^2 + m \cdot r^2 \cdot tg^2 \alpha_1)}{\tau_{p\max}^2 \cdot r} + \\ + (M_{тр1}^{\max} - M_{в.с1}^{\max}) \cdot i_{кп} + M_{о.м1}^{\max} \cdot i_{о.м}] + \frac{P_ф \cdot n \cdot tg(\beta + \rho_1)}{(1-\alpha) \cdot S} + P_2. \quad (4.203)$$

Тогда давление на входе в пневматический цилиндр должно быть выбрано из условия

$$p_p \geq p_3.$$

Так как с увеличением передаточного числа включаемой передачи условия разблокировки ухудшаются, необходимо подставлять в уравнение (4.203) передаточное число самой низшей передачи.

4.12 Сравнение теоретических и экспериментальных значений времени разблокировки синхронизатора

Проведем расчет времени разблокировки синхронизатора при включении передачи на остановленном автомобиле, используя следующие исходные данные представленные в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Данные для расчета времени разблокировки синхронизатора

№	Параметр	Значение
1	Давление в пневматическом цилиндре после выравниванияугловых скоростей синхронизируемых элементов	$p_3 = 6{,}2 \cdot 10^5$ Н/м^2
2	Давление в пневматическом цилиндре, уравновешивающее все силы сопротивления к моменту соприкосновения конусов трения	$p_2 = 3{,}48 \cdot 10^5$ Н/м^2
3	Рабочая площадь пневматического поршня	$S = 5 \cdot 10^3$ м^2
4	Коэффициент, учитывающий силы сопротивления, пропорциональные давлению	$\alpha = 0{,}03$

5	Момент инерции ведущих деталей коробки передач, приведенный к первичному валу	$I = 0{,}0148$ Н·м·с^2
6	Передаточное число включаемой передачи	$i_к = 1{,}7$
7	Масса поступательно движущихся деталей, связанных с вилкой синхронизатора	$m = 8$ кг
8	Радиус угла блокировки синхронизатора	$r = 0{,}0825$ м
9	Средний радиус опорного кольца	$r_0 = 0{,}046$ м
10	Средний радиус шлицев каретки синхронизатора	$r_{Ш} = 0{,}051$ м
11	Угол блокировки	$\alpha_1 = 25^0$
12	Угол трения	$\rho_1 = 6^0$
13	Угол лунки фиксатора	$\beta = 60^0$
14	Сила предварительного сжатия пружины фиксатора синхронизатора	$P_ф = 35$ Н
15	Число пружин фиксаторов	$n = 4$
16	Ширина паза угла блокировки	$\delta_1 = 0{,}00325$
17	Коэффициент трения скольжения	$f = 0{,}1$
18	Момент трения ведущих частей коробки передач, приведенный к первичному валу (масло МС-20 при t = 330°К)	$M_{ТР1} = 2{,}7$ Нм
19	Момент сопротивления на шестерне отбора мощности	$M_{0.М1} = 0$
20	Момент ведения сцепления	$M_{В.С1} \approx 0$

Подставляя в уравнение (4.202) исходные расчетные данные, определим время разблокировки синхронизатора.

$$\tau_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}0325(0{,}148 \cdot 1{,}786^2 + 8 \cdot 0{,}0825^2 \cdot 0{,}425^2) \times}{0{,}0825\{0{,}051[(6{,}2 \cdot 10^5 - 3{,}48 \cdot 10^5)0{,}97 \cdot 5 \cdot 10^{-3} - 35 \cdot 4 \cdot 2{,}25] \times}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sqrt{\frac{\times (0{,}051 + 0{,}0825 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}344)}{\times [(0{,}0825 \cdot 0{,}344 - 0{,}046 \cdot 0{,}1) - 2{,}7 \cdot 1{,}786(0{,}051 + 0{,}825 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}344)]}} = 0{,}046 \text{ с.}$$

Полное время разблокировки синхронизатора и включения зубчатой муфты

$$\tau_4 = 0{,}046 \cdot 1{,}4 = 0{,}064 \text{ с.}$$

Из осциллограммы, приведенной на рисунке 4.18, снятой при тех же исходных данных, видно, что результаты расчета достаточно хорошо согласуются с результатами эксперимента.

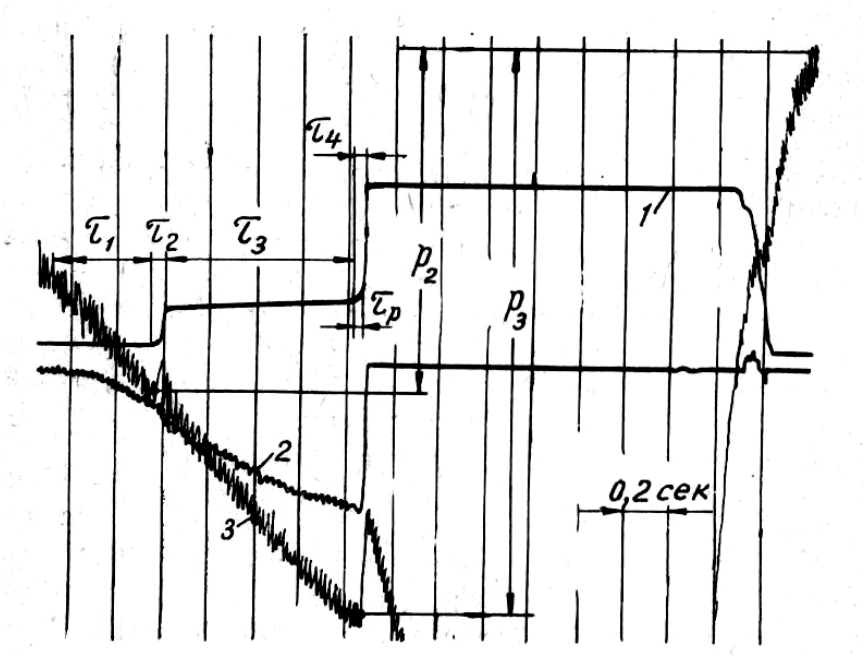


Рисунок 4.18 – Осциллограмма включения передачи:

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 4

1. 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.

2. 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.

3. 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.

4. 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.

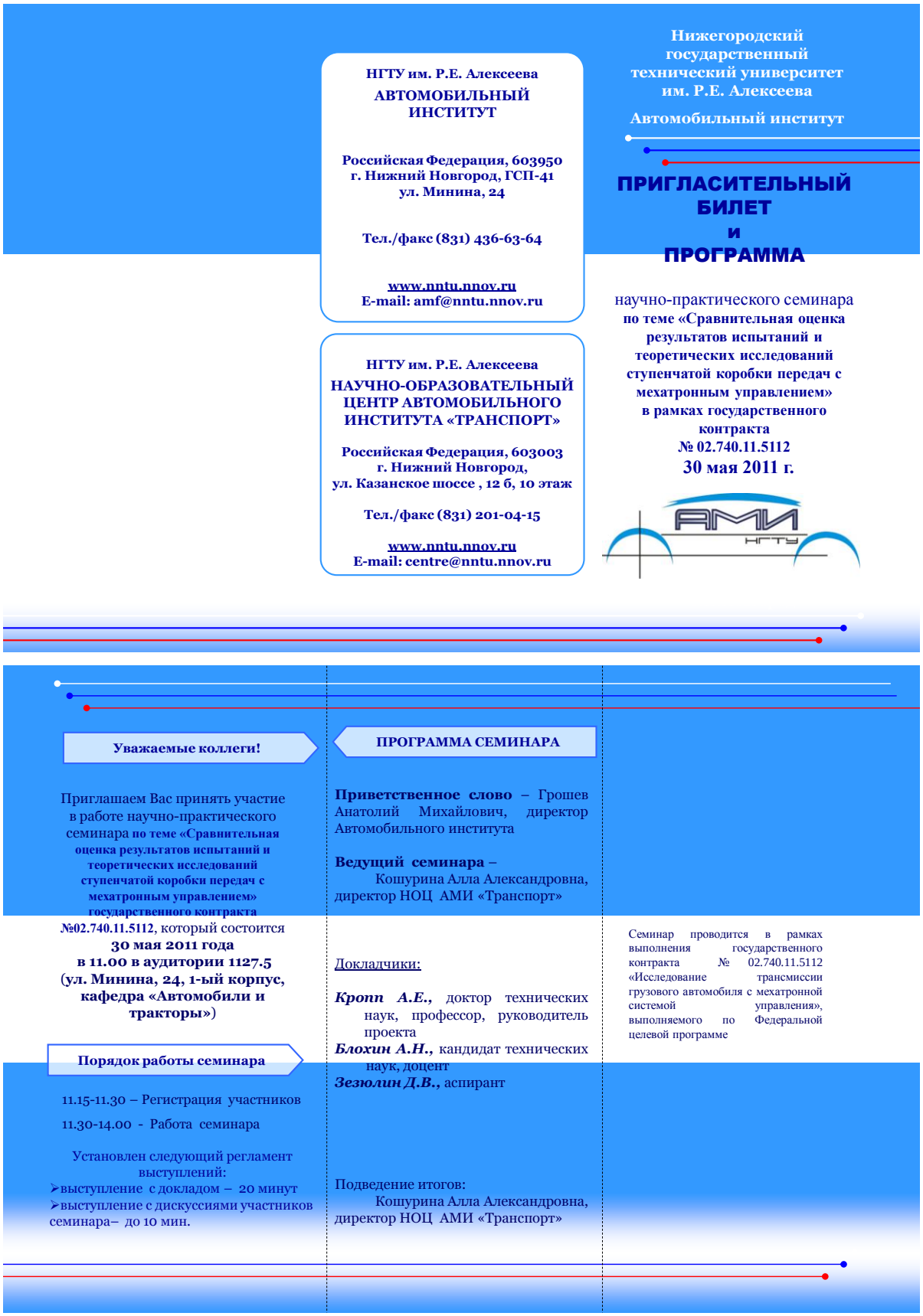
5. Анализ зависимостей, определяющих работу буксования, показывает, что для автомобилей, работающих в основном в условиях небольших сопротивлений движению ($\psi < 0{,}1$) более рациональным с точки зрения уменьшения работы буксования синхронизатора является уменьшение момента синхронизации.

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.

6. 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.

7. 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.

5. Проведение научного семинара по теме «Сравнительная оценка результатов испытаний и теоретических исследований ступенчатой коробки передач с мехатронным управлением»



НГТУ им. Р.Е. Алексеева
АВТОМОБИЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

Российская Федерация, 603950
г. Нижний Новгород, ГСП-41
ул. Минина, 24

Тел./факс (831) 436-63-64

www.nntu.nnov.ru
E-mail: amf@nntu.nnov.ru

НГТУ им. Р.Е. Алексеева
НАУЧНО-ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЙ ЦЕНТР АВТОМОБИЛЬНОГО ИНСТИТУТА «ТРАНСПОРТ»

Российская Федерация, 603003
г. Нижний Новгород,
ул. Казанское шоссе , 12 б, 10 этаж

Тел./факс (831) 201-04-15

www.nntu.nnov.ru
E-mail: centre@nntu.nnov.ru

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Автомобильный институт

ПРИГЛАСИТЕЛЬНЫЙ БИЛЕТ
и
ПРОГРАММА

научно-практического семинара
по теме «Сравнительная оценка результатов испытаний и теоретических исследований ступенчатой коробки передач с мехатронным управлением»
в рамках государственного контракта
№ 02.740.11.5112
30 мая 2011 г.

Уважаемые коллеги!

Приглашаем Вас принять участие в работе научно-практического семинара по теме «Сравнительная оценка результатов испытаний и теоретических исследований ступенчатой коробки передач с мехатронным управлением» государственного контракта №02.740.11.5112, который состоится
30 мая 2011 года
в 11.00 в аудитории 1127.5
(ул. Минина, 24, 1-ый корпус, кафедра «Автомобили и тракторы»)

Порядок работы семинара

11.15-11.30 – Регистрация участников

11.30-14.00 - Работа семинара

Установлен следующий регламент выступлений:
➢выступление с докладом – 20 минут
➢выступление с дискуссиями участников семинара– до 10 мин.

ПРОГРАММА СЕМИНАРА

Приветственное слово – Грошев Анатолий Михайлович, директор Автомобильного института

Ведущий семинара – Кошурина Алла Александровна, директор НОЦ АМИ «Транспорт»

Докладчики:

Кропп А.Е., доктор технических наук, профессор, руководитель проекта
Блохин А.Н., кандидат технических наук, доцент
Зезюлин Д.В., аспирант

Подведение итогов:
Кошурина Алла Александровна, директор НОЦ АМИ «Транспорт»

Семинар проводится в рамках выполнения государственного контракта № 02.740.11.5112 «Исследование трансмиссии грузового автомобиля с мехатронной системой управления», выполняемого по Федеральной целевой программе

Рисунок 5.1 – Приглашение на семинар

6 Разработка методов оценки, выбора и совершенствования конструктивных параметров трансмиссии автомобиля

6.1 Расчет основных элементов синхронизаторов коробки передач

6.1.1. Расчет величины усилия пружин для обеспечения блокировки синхронизатора

Для обеспечения осевого усилия, требующегося для раздавливания масляной пленки на конусах трения синхронизаторов с целью повышения коэффициента трения, необходимого для создания блокирующего момента, нужны фиксаторы синхронизаторов.

Надлежащую величину осевого усилия от фиксаторов синхронизатора (в данном конкретном случае в коробке передач ТМ16-2200 функций-фиксаторов выполняют пружинные кольца), можно определить по следующей зависимости [6, 9, 11]:

$$P_f = S_б \cdot P_{уд}, H \qquad (6.1)$$

где $P_{уд}$ - удельная величина давления, равная $50 \cdot 10^5$, Н/м^2 (установлена экспериментальными исследованиями), для получения необходимого коэффициента трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизации (μ = 0,06 - 0,08);

$S_б$ - проекция площади блокирующего кольца на плоскость, перпендикулярную оси синхронизатора (рисунок 6.1),составляющая

$$S_б = 2\pi \cdot R_c \cdot B_б \cdot \sin\alpha \text{ , м} \qquad (6.2)$$

где R_c - средний радиус блокирующего кольца синхронизатора, м; $B_б$ - ширина блокирующего кольца, м; α - угол наклона конусов трения, град. ,

Тогда необходимое осевое усилие примет вид:

$$P_f = 2\pi \cdot R_c \cdot B_б \cdot \sin\alpha \cdot P_{уд}, H . \qquad (6.3)$$

В таблице 6.1 представлены значения исходных данных и результаты расчета осевого усилия от фиксаторов синхронизатора.

Таблица 6.1. - Результаты расчета величины усилия пружины P_f для обеспечения блокировки синхронизатора основного редуктора коробки передач

Исходные параметры расчетов		
Удельная величина давления для получения необходимого коэффициента трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизации, $H / м^2$	$P_{уд}$	500 000
Ширина блокирующего кольца, м	$B_б$	0,012
Угол наклона конусов трения, град	α	6,5

Диаметр конусов, м	D_k	0,172
Проекция площади блокирующего кольца на плоскость, перпендикулярную оси синхронизатора, $м^2$	$S_б$	0,000728
Результаты расчетов		
Необходимая величина осевого усилия от фиксаторов синхронизатора, Н	P_f	364

6.1.2. Расчет ширины и напряжений пружинного кольца

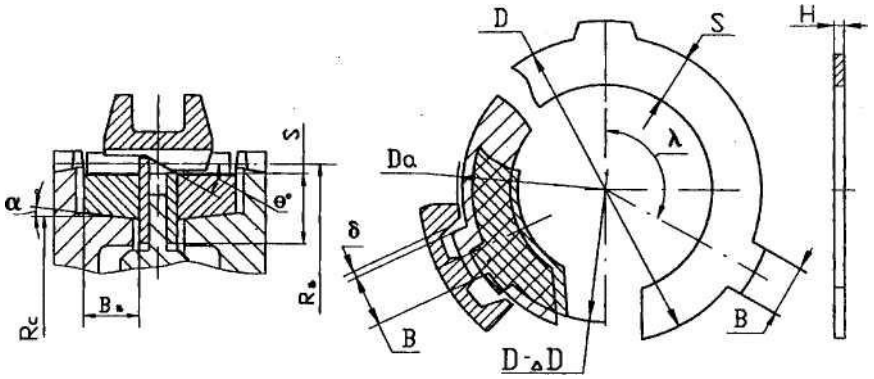


Рисунок 6.1 – Схема синхронизатора

Зная необходимую величину усилия фиксаторов и другие исходные данные по приведенной ниже зависимости определяем ширину H пружинного кольца [11]:

$$H = \frac{P_f \cdot D \cdot (D-S)^2 \cdot K_f}{S^3 \cdot \Delta D \cdot E \cdot tg(\theta+\gamma) \cdot (1+\mu_n)}, \text{м}, \qquad (6.4)$$

где E - модуль упругости, равный $2{,}15 \cdot 10^{11}$, Н/м^2;

ΔD - диаметральная деформация кольца, соответствующая определенной осевой силе P_f, м;

S - толщина кольца, м;

D - наружный диаметр кольца в свободном состоянии, м;

H - ширина пружинного кольца, м;

θ - угол скоса на муфте синхронизатора, град.;

γ - угол трения кромки пружинного кольца по скосу зуба муфты, град.;

μ_n - коэффициент трения пружинного кольца по торцу блокирующего кольца при его радиальной деформации;

K_f - коэффициент увеличения силы фиксации

В таблице 6.2 представлены значения исходных данных и полученное значение ширины пружинного кольца.

Таблица 6.2 – Результаты расчета ширины H пружинного кольца синхронизатора основного редуктора коробки передач

Исходные параметры расчета		
Осевое усилие пружины соответствующее полной деформации кольца $\Delta D_p, H$	P_f	364
Принятая величина диаметральной полной деформации кольца, м	ΔD	0,0046
Наружный диаметр кольца, м	D	0,188
Толщина пружинного кольца, м	S	0,012
Угол скоса на муфте синхронизатора, град.	θ	30
Угол трения пружинного кольца по скосузуба муфты, град.	γ	6
Коэффициент трения пружинного кольца по торцу блокирующего кольца при его радиальной деформации	μ_n	0,05
Коэффициент увеличения силы фиксации	K_f	1,1
Результаты расчетов		
Ширина пружинного кольца, м	H	0,0018

Величина напряжений в пружинном кольце синхронизатора определяется с помощью следующей зависимости:

$$\sigma = \frac{E \cdot S \cdot \Delta D}{(D - S)^2}, \text{Н/м}^2; \tag{6.5}$$

при этом $\sigma_{\max}$ не должно превышать значение $45 \cdot 10^7$ Н/м^2.

В таблице 6.3 исходные данные и значение напряжения в пружинном кольце основного редуктора коробки.

Таблица 6.3 – Результаты расчета напряжений пружинного кольца основного редуктора коробки передач

Исходные параметры расчета		
Модуль упругости, Н/м^2	E	$2{,}15 \cdot 10^{11}$
Толщина пружинного кольца, м	S	0,012
Полная деформация кольца, м	ΔD	0,0046

Наружный диаметр кольца, м	D	0,188
Результаты расчетов		
Расчетное напряжение пружинного кольца, $H/м^2$	σ	$38{,}3\cdot10^7$

6.1.3. Определение размера подвижного выступа пружинного кольца

Из рисунка 6.1 видно, что подвижный выступ при полном угловом перемещении при сжатии кольца не должен превышать размера одного зуба и двух впадин [9].

Ширина подвижного выступа пружинного кольца определяется по следующим зависимостям:

$B=(n/2)\pi\cdot m-\Delta D2-\delta$ - при нулевом смещении;

$B=(n\cdot D_б\cdot\pi/2)-\Delta D2-\delta$ - при смещении, не равном нулю,

где $\Delta D2$ - величина рабочей деформации;

n - суммарное число зубьев и впадин, в котором перемещается выступ пружинного кольца;

δ - боковой зазор между зубом и торцом выступа при предварительном поджатии кольца;

$D_б$ - средний диаметр блокирующих зубьев;

$D_б=m\cdot Z$ - средний диаметр при нулевом смещении;

$D_б=D_a+h$ - средний диаметр при смещении, не равном нулю;

D_a - наружный диаметр зубьев муфты, из конструктивных соображений принимаем $D_a=191{,}5мм$;

h - высота зуба муфты;

Z - число зубьев муфты.

В таблице представлены численные значения исходных данных и результаты расчетов размеров подвижного выступа пружинного кольца.

Таблица 6.4 – Результаты расчета ширины подвижного выступа B и диаметра скосов D_c пружинного кольца синхронизатора основного редуктора коробки передач

Исходные параметры расчетов		
Модуль муфты синхронизатора, м	m	0,003
Число зубьев муфты синхронизатора	Z	63
Наружный диаметр муфты, м	D_a	0,1915
Высота зуба муфты, м	h	0,005

Рабочая деформация кольца, м	$\Delta D2$	0,0036
Боковой зазор между зубом муфты и торцом выступа пружинного кольца, м	δ	0,0007
Число зубьев и впадин муфты, в котором размещается подвижный выступ пружинного кольца	n	3
Смещение исходного контура	x	> 0
Результаты расчетов		
Диаметр скосов блокирующих колец	D_c	0,01965
Ширина подвижного выступа пружинного кольца, м	B	0,010398

6.1.4. Определение угла расположения подвижных выступов в ненагруженном (свободном) пружинном кольце с учетом его радиальной деформации

Так как выступы кольца имеют угловое перемещение и должны укладываться в определенные заданные размеры, необходимо рассчитать угол расположения выступов при ненагруженном кольце, который является одним из необходимых конструктивных его параметров. Из графического изображения на рисунке 6.1 кинематики работы пружинного кольца достаточно просто заметить, что угол до оси подвижного выступа будет определяться следующими зависимостями:

При нулевом смещении:

$$\lambda^{\circ} = 120^{\circ} - \frac{180^{\circ}}{\pi \cdot m \cdot Z}(\Delta D - \delta); \qquad (6.6)$$

при смещении, не равном нулю,

$$\lambda^{\circ} = 120^{\circ} - \frac{180^{\circ}}{\pi \cdot D_б}(\Delta D - \delta), \qquad (6.7)$$

где ΔD - диаметральная (полная) деформация кольца, м;

δ - боковой зазор между зубом и торцом выступа, м;

Z - число зубьев муфты.

В таблице 6.5 представлены значения исходных данных для расчета и полученные результаты расчета угла расположения подвижных выступов в ненагруженном (свободном) пружинном кольце с учетом его радиальной деформации.

Таблица 6.5 – Результаты расчета угла X до оси подвижного выступа синхронизатора основного редуктора

Исходные параметры расчетов		
Модуль муфты синхронизатора, м	m	0,003
Число зубьев муфты синхронизатора	Z	63
Наружный диаметр зубьев муфты, м	D_a	0,1915
Высота зуба муфты, м	h	0,005
Полная деформация кольца, м	$\Delta D2$	0,0046
Боковой зазор между зубом муфты и торцом выступа пружинного кольца, м	δ	0,0007
Смещение исходного контура	x	> 0
Результаты расчетов		
Угол до оси подвижного выступа, град.	λ	118,8628

6.1.5 Расчет угла блокировки синхронизатора

При приложении усилия синхронизации P_c муфта через фиксаторы (пружинное кольцо) прижимает блокирующее кольцо к фрикционной конусной поверхности, на которой выполнены для увеличения коэффициента трения специальные спиральные канавки. Это обеспечивает поворот блокирующего кольца, скосы на зубьях шлицев которого упираются в соответствующие скосы шлицев муфты (рисунок 6.1 и 6.2) и тем самым позволяют переместиться муфте в осевом направлении только после полного уравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов и войти в зацепление с зубчатым венцом, жестко связанным с шестерней.

Угол блокировки синхронизатора, гарантированно обеспечивающий полную синхронизацию при заданных геометрических параметрах синхронизатора, определяется следующей формулой:

$$\varphi \le arctg\left\{\frac{\mu_{\text{к}}\left[R_{\text{с}} + R_{\text{б}}\left(1 - P_f \cdot \frac{K_f}{P_{\text{с}}}\right)\sin\alpha\right]}{R_{\text{б}}\left(1 - P_f \cdot \frac{K_f}{P_{\text{с}}}\right)\sin\alpha \cdot K_{\text{б}}}\right\}, \text{ град} \qquad (6.8)$$

где $\mu_к$ - коэффициент трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизатора;

R_c - средний радиус конусов трения, м;

$R_б$ - средний радиус скосов блокирующих зубьев, м; $R_б=m \cdot Z+2m \cdot x$;

P_f - осевая сила от радиальной деформации пружинного кольца, Н;

P_c - сила от прикладываемого водителем к рукоятке рычага усилия, приведенного к оси синхронизатора, Н;

$K_б$ - коэффициент усиления блокирующих свойств синхронизатора;

K_f - коэффициент увеличения силы фиксации.

В таблице 6.6 представлены значения исходных данных и результатов расчета угла блокировки синхрнизатора.

Таблица 6.6 – Результаты расчета угла блокировки φ синхронизатора основного редуктора коробки передач

Исходные параметры расчета		
Модуль муфты синхронизатора, м	m	0,003
Число зубьев муфты синхронизатора	Z	63
Наружный диаметр зубьев муфты, м	D_a	0,1915
Высота зуба муфты, м	h	0,005
Ширина блокирующего кольца, м	$B_б$	0,012
Удельная величина давления для получения необходимого коэффициента трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизации, $Н/м^2$	$P_{уд}$	500 000
Угол наклона конусов трения, град	α	6,5
Коэффициент трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки при расчетном усилии фиксаторов Pf	$\mu_к$	0,06
Коэффициент усиления блокирующих свойств синхронизатора	$K_б$	1
Коэффициент увеличения силы фиксации	K_f	1
Средний диаметр конусов, м		
Сила от прикладываемого к рукоятке рычага усилия, приведенная к оси синхронизатора, Н	P_c	3500
Смещение исходного контура	x	1,5
Результаты расчетов		
Средний радиус скосов блокирующих зубьев, м	$R_б$	0,099
Величина угла блокировки синхронизатора, град. Принимаем угол $\varphi = 30$ град	φ	29,84161

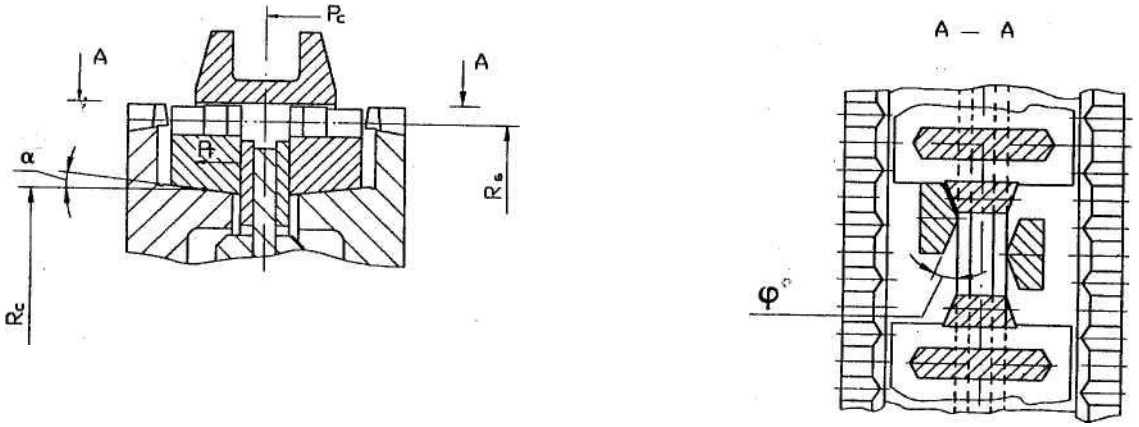


Рисунок 6.2 – Расчетная схема угла блокировки синхронизатора основного редуктора

6.1.6. Расчет параметров пружинного кольца и угла блокировки синхронизатора планетарного демультипликатора (рисунок 6.3)

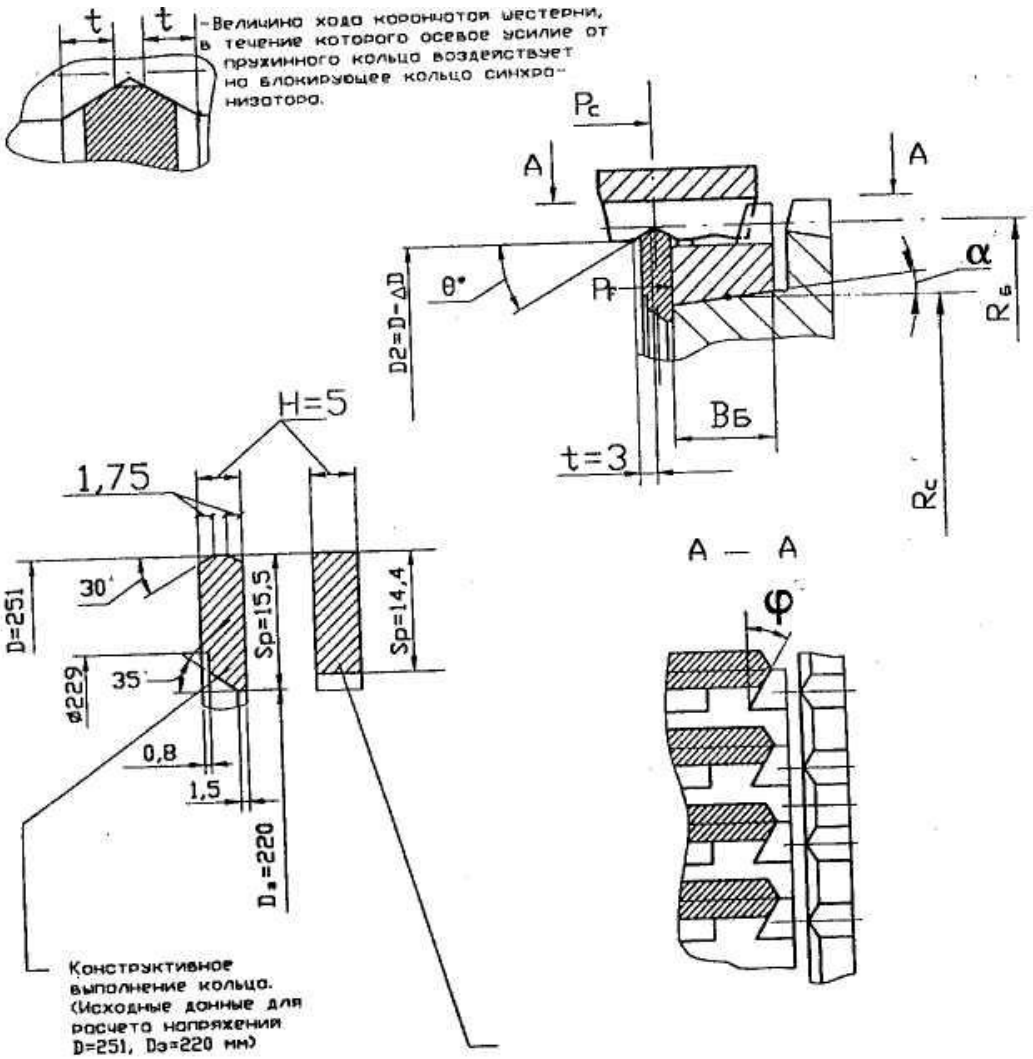


Рисунок 6.3 – Расчетная схема пружинного кольца и угла блокировки синхронизатора планетарного демультипликатора

В таблицах 6.7 – 6.9 представлены исходные данные и результаты расчета параметров пружинного кольца и синхронизатора демультипликатора коробки передач ТМ16-2200.

Таблица 6.7. – Результаты расчета величины усилия пружины P_f для обеспечения блокировки синхронизатора коробки передач

Исходные параметры расчета		
Удельная величина давления для получения необходимого коэффициента трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизации, $Н/м^2$	$P_{уд}$	500 000
Ширина блокирующего кольца, м	$B_б$	0,0157
Угол наклона конусов трения, град	α	6,5
Средний диаметр конусов, м	$D_к$	0,226
Проекция площади блокирующего кольца на плоскость, перпендикулярную оси синхронизатора, м^2	$S_б$	0,001252
Результаты расчетов		
Необходимая величина осевого усилия от фиксаторов синхронизатора, Н. Принимаем $P_f = 626Н$	P_f	625,9441

Таблица 6.8 – Результаты расчета ширины Н пружинного кольца синхронизатора планетарного демультипликатора коробки передач

Исходные параметры расчета		
Осевое усилие пружины, соответствующее полной деформации кольца $\Delta D_p, Н$	P_f	626
Принятая величина диаметральной полной деформации кольца, м	ΔD	0,0037
Наружный диаметр кольца, м	D	0,251
Толщина пружинного кольца, м	S	0,0144
Угол скоса на муфте синхронизатора, град.	θ	30
Угол трения пружинного кольца по скосу зуба муфты, град.	γ	6
Коэффициент трения пружинного кольца по торцу блокирующего кольца при его радиальной деформации	$\mu_п$	0,05
Коэффициент усиления силы фиксации	K_f	1
Результаты расчетов		
Ширина пружинного кольца, м	H	0,005

Таблица 6.9 – Результаты расчета угла блокировки φ синхронизатора планетарного демультипликатора коробки передач

Исходные параметры расчета		
Модуль муфты синхронизатора, м	m	0,0025
Число зубьев муфты синхронизатора	Z	97
Наружный диаметр зубьев муфты, м	D_a	0,24376
Высота зуба муфты, м	h	0,00524
Ширина блокирующего кольца, м	$B_б$	0,0157
Удельная величина давления для получения необходимого коэффициента трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизации, Н/м^2	$P_{уд}$	500 000
Угол наклона конусов трения, град	α	6,5
Коэффициент трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки при расчетном усилии фиксаторов Pf	$\mu_к$	0,06
Коэффициент усиления блокирующих свойств синхронизатора	$K_б$	1,15
Коэффициент увеличения силы фиксации	K_f	1
Средний диаметр конусов, м	$D_к$	0,226
Сила от прикладываемого к рукоятке рычага усилия, приведенная к оси синхронизатора, Н	P_c	7000
Средний радиус скосов блокирующих зубьев, м	$R_б$	0,1245
Результаты расчетов		
Величина угла блокировки синхронизатора, град. Принимаем угол $\varphi = 27$ град.	φ	26,92768

Разработанные приведенные в данном разделе НИР аналитические зависимости позволяют рассчитать все основные геометрические и прочностные параметры принципиально новой простой малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач.

6.2 Аналитическое исследование вариантов кинематических схем планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач и выбор оптимальных параметров планетарного механизма

На современных автомобилях большой грузоподъёмности и тягачах автопоездов большое распространение получили многоступенчатые механические коробки передач с числом ступеней от 8 до 18 и широкие диапазоны передаточных чисел. Такие коробки передач обеспечивают наилучшие динамические и экономические показатели автотранспортных средств [7, 8].

Как показал опыт мирового автостроения, наиболее рациональной и перспективной является конструкция многоступенчатой коробки передач с задним планетарным демультипликатором, обеспечивающая два диапазона передаточных чисел трансмиссии. Такая конструкция обуславливает возможность получения минимальных габаритных размеров и массы коробки передач при наибольшей несущей способности, а следовательно, и ресурса.

Весьма существенной проблемой для конструкторов является обеспечение быстроты переключения диапазонов демультипликатора; при этом, как показано ниже, прежде всего на режиме включения высшего диапазона, так как он в значительной степени определяет тяговые и динамические качества автопоезда, особенно при движении на подъеме.

Ниже проведено сравнение двух кинематических схем планетарных синхронизированных демультипликаторов с точки зрения силового нагружения звеньев и времени переключения диапазонов.

Основу конструкции планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач тяжелых грузовых автомобилей составляет трехзвенный планетарный ряд с ведомым водилом и ведущим солнечным зубчатым колесом.

Соотношение действующих моментов на всех трех звеньях планетарного ряда - солнечном, коронном зубчатом колесе и водиле - определяется внутренним передаточным числом планетарного ряда

$$\alpha = \frac{Z_к}{Z_c}, \tag{6.9}$$

где $Z_к$ и $Z_с$ — соответственно, числа зубьев коронного и солнечного зубчатых колёс.

Моменты $M_к$, $M_с$ и $M_в$, - соответственно, на коронном, солнечном зубчатых колёсах и водиле - могут быть определены по следующим зависимостям [22, 23]:

$$M_к = \alpha \cdot M_с; \tag{6.10}$$

$$M_{\text{с}} = \frac{(1+\alpha)\cdot M_{\text{к}}}{\alpha}; \tag{6.11}$$

$$M_{\text{в}} = (1+\alpha)\cdot M_{\text{с}}. \tag{6.12}$$

Низшая передача в демультипликаторе получается соединением коронной шестерни с корпусом коробки передач; при этом согласно формуле (6.12) моменты M_1 и M_3, соответственно, на ведомом и ведущем валах демультипликатора находятся в соотношении $M_3 = (1 + \alpha)\, M_1$ и частота вращения на ведущем и ведомом валах - в соотношении $n_1 = (1 + \alpha)\, n_3$.

При соединении коронного зубчатого колеса с корпусом коробки передач возникает момент в α раз (см. формулу 6.10) больший инерционного момента на входном валу демультипликатора, что сказывается на величине момента разворота при синхронизации включения низшего диапазона.

Высшая передача демультипликатора получается путем блокировки планетарного ряда.

Существуют два варианта блокировки планетарного ряда [22].

Вариант I — блокировка путем соединения водила планетарного ряда с коронным зубчатым колесом согласно схеме, представленной на рисунки 6.4, 6.6, а.

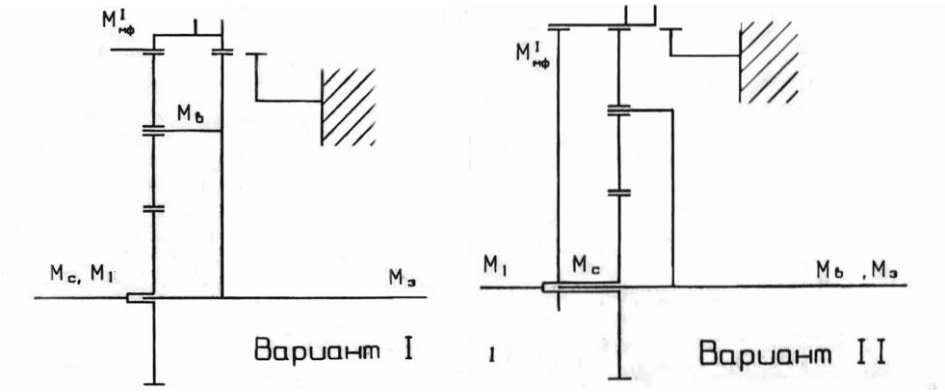


Рисунок 6.4 – Варианты блокировки планетарного ряда

Такая схема нашла широкое распространение и используется, в частности, в изделиях фирмы ZF, например, в коробках передач 16S150 и 16S220 (рисунок 6.5).

Согласно варианту I, показанному на рисунках 6.4 и 6.6, и формулам (6.10)-(6.12) при заблокированном планетарном ряде

$$M_{\text{с}} = M_3 = M_1;\ M_3 = M_{\text{в}} - M_{\text{мф}}^{\text{I}},$$

где $M_{\text{мф}}^{\text{I}}$ - величина момента, передаваемого муфтой блокировки коронной шестерни и водила.

$$M_{\text{в}} = M_3(1+\alpha);\ M_3 = M_3(1+\alpha) - M_{\text{мф}}^{\text{I}},$$

откуда

$$M_{\text{мф}}^{\text{I}} = \alpha \cdot M_3. \tag{6.13}$$

Усилия, действующие на зубья заблокированного по варианту I планетарного демультипликатора,

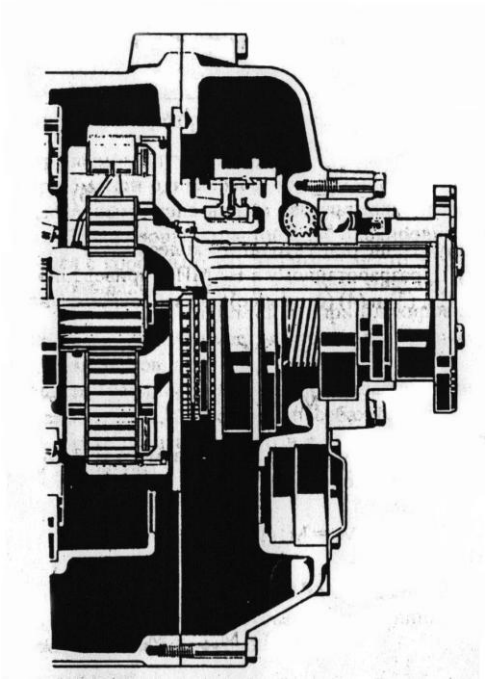


Рисунок 6.5 – Демультипликатор коробки передач ZF 16S220

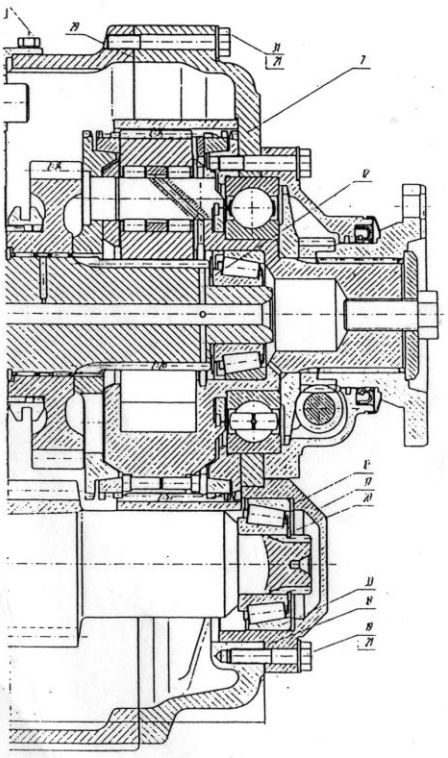
$$P^{I} = \frac{M_3}{r_c}, \qquad (6.14)$$

где r_c - радиус солнечного зубчатого колеса.

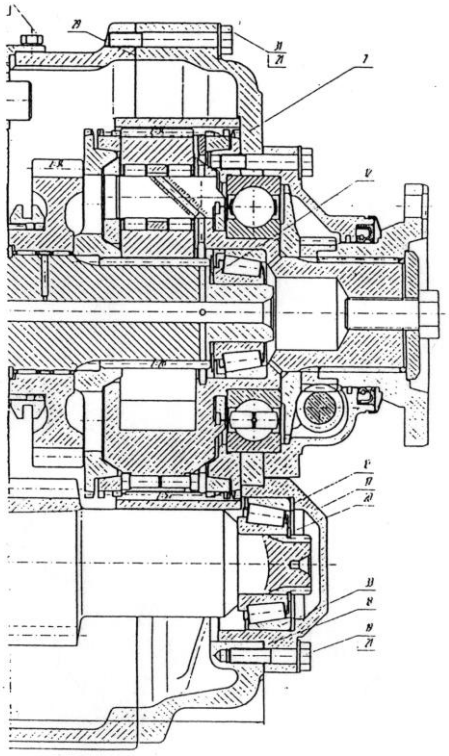
По варианту II, разработанному в НАМИ и приведенному на рисунке 6.3, 6,6 б и формулам (6.10)-(6.12) при заблокированном ряде

$$M_1 = M_3 + M_в;\ M_3 = M_в - M_{мф}^{II}, \qquad (6.15)$$

где $M_{мф}^{II}$ - величина момента, передаваемого муфтой блокировки коронной шестерни с солнечной.



а) вариант I



б) вариант II

Рисунок 6.6 – Конструктивное исполнение вариантов блокировки демультипликатора

$$M_1 = M_в = M_с\ (1+\alpha). \qquad (6.16)$$

Согласно формулам (6.15) и (6.16)

$$M_с(1+\alpha) = M_{мф}^{II} + M_с,$$

следовательно, $M_{мф}^{II} = \alpha M_с$.

Кроме того, $M_с = \dfrac{M_1}{(1+\alpha)}$, с учетом чего

$$M_{мф}^{II} = \frac{\alpha}{(1+\alpha)} M_1. \qquad (6.17)$$

Усилия, действующие на зубья заблокированного по варианту II планетарного демультипликатора составляют

$$P^{II} = \frac{M_3}{(1+\alpha) r_c}. \qquad (6.18)$$

Сопоставив полученные величины моментов на блокирующих муфтах $M_{мф}^{I}$ и $M_{мф}^{II}$ согласно формулам (6.13) и (6.17), получим $\dfrac{M_{мф}^{II}}{M_{мф}^{I}} = (1+\alpha)$.

В рассматриваемом случае α= 3,46.

Таким образом, при одинаковом крутящем моменте, передаваемом заблокированным планетарным демультипликатором, момент, передаваемый блокирующей муфтой при блокировке солнечного зубчатого колеса с коронным, как это имеет место в разработанной в НАМИ принципиальной схеме, в 4,46 раза меньше, чем момент, воспринимаемый блокирующей муфтой при блокировке коронной шестерни с водилом, как это имеет место в конструкциях планетарных демультипликаторов, например, фирмы ZF.

Сопоставление усилий, действующих в зацеплении зубчатых колес планетарного ряда, при обоих способах блокировки (формулы (6.14) и (6.18)), также показывает, что и с этих позиций блокировка солнечного и коронного зубчатых колес значительно целесообразней $\dfrac{P^{II}}{P^{I}} = (1+\alpha)$.

Столь значительное снижение усилий в зацеплении уменьшает возможность бринеллирования зубьев и подшипников при длительном движении на высшем диапазоне.

С вышеизложенным связаны также особенности синхронизации звеньев планетарного демультипликатора коробки передач при его блокировке, выполненной по вариантам I и II, которые могут быть оценены сопоставлением времени синхронизации элементов демультипликатора по каждому из вариантов.

В основу приводимого ниже сопоставления обоих вариантов положено допущение, в соответствии с которым скорость движения автомобиля в процессе синхронизации постоянна, что достаточно хорошо отражает переключение на высший диапазон при

движении по горизонтальному участку дороги, в этом случае падение скорости за время синхронизации и в действительности пренебрежимо мало, и $\omega_в = \omega_З = const$ на отрезке времени Δt (Δt - время синхронизации).

При сопоставлении вариантов принято также, что моменты инерции короны, сателлитов и вторичного вала коробки передач в обоих случаях одинаковы. Одинаковыми для обоих вариантов принято считать и потери мощности при синхронизации (моменты ведения).

Рассмотрим вариант I. Момент синхронизатора воздействует на коронную шестерню. К ней же могут быть приведены все моменты инерции синхронизируемых элементов.

Уравнение равновесия коронной шестерни

$$M_{CH} - M_{ПВТ}\alpha - M_{баш} = [J_{ПРВТ} + J_K + 5J^I_{ПРСТ}]\frac{\Delta\omega^I}{\Delta t^I},$$

где $M_{СН}$ - момент на конусах синхронизатора;

$M_{пвт}$ - суммарный момент потерь (момент ведения), действующий на все элементы вторичного вала;

$M_{баш}$ - момент трения, создаваемый башмаками, передвигающими коронную шестерню вдоль оси при синхронизации;

$\Delta\omega^I$ - разница угловых скоростей коронной шестерни в начале и конце синхронизации.

Поскольку в начале синхронизации коронная шестерня остановлена, а в конце синхронизации вращается со скоростью выходного вала, то

$$\Delta\omega^I = \omega_З = \omega_в,$$

Δt^I - время синхронизации при первом варианте блокировки демультипликатора;

$J_{првт}$ - приведённый к коренной шестерне момент инерции вторичного вала

$$J_{првт} = J_{вт}\, U_{вт\text{-}к}^2,$$

где $J_{вт}$ - момент инерции вторичного Вала коробки перемены передач

$U_{вт\text{-}к}$ - передаточное число от вторичного вала к коронной шестерне демультипликатора, то есть $U_{вт\text{-}к} = \alpha$;

$J_к$ - момент инерции коронной шестерни;

$J_{прст}^I$ - приведённый к коронной шестерне момент инерции сателлита:

$$J_{прст}^I = J_{ст}\, U_{ст\text{-}к}^2,$$

где $J_{ст}$ - момент инерции сателлита;

$U_{ст\text{-}к}$ - передаточное число от сателлита к коронной шестерне в движении сателлита относительно неё.

Величина $U_{вт\text{-}к}$ может быть определена следующим образом:

$$\omega_{\text{СТ}}^{\text{В}} = \omega_{\text{К}}^{\text{В}} \frac{Z_{\text{К}}}{Z_{\text{СТ}}},$$

где $\omega_{\text{ст}}^{\text{в}}$ - угловая скорость коронной шестерни относительно водила;

$Z_{\text{ст}}$ - число зубьев сателлита;

$Z_{\text{к}}$ - число зубьев коронной шестерни.

Передаточное число для приведения момента инерции может быть определено по условию соосности $Z_{\text{СТ}} = \frac{Z_{\text{К}} - Z_{\text{С}}}{2}$, следовательно, $\omega_{\text{СТ}}^{\text{В}} = \omega_{\text{К}}^{\text{В}} \frac{2Z_{\text{К}}}{Z_{\text{К}} - Z_{\text{С}}}$, или, с учетом формулы (6.9): $\omega_{CT}^{B} = -\omega_{K}^{B} \frac{2\alpha}{\alpha - 1}$, и $U_{\text{СТ-К}}^{\text{В}} = \frac{\omega_{\text{СТ}}^{\text{К}}}{\omega_{\text{К}}^{\text{В}}} = -\frac{2\alpha}{\alpha - 1}$,

После подстановки выражений для приведённых моментов инерции и $\Delta\omega^{\text{I}}$ уравнение равновесия коронной шестерни примет следующий вид

$$M_{\text{СН}} - \alpha M_{\text{ПВТ}} - M_{\text{баш}} = [J_{\text{ВТ}}\alpha^2 + J_{\text{К}} + 5J_{\text{СТ}}(\frac{2\alpha}{\alpha - 1})^2]\frac{\Delta\omega^{\text{В}}}{\Delta t^{I}} \qquad (6.19)$$

и время синхронизации

$$\Delta t^{I} = \frac{[J_{\text{ВТ}}\alpha^2 + J_{\text{К}} + 5J_{\text{СТ}}(\frac{2\alpha}{\alpha - 1})^2]\Delta\omega^{\text{В}}}{M_{\text{СН}} - \alpha M_{\text{ПВТ}} - M_{\text{баш}}} \qquad (6.20)$$

Во втором варианте момент синхронизатора воздействует на вторичный вал коробки передач (как непосредственно, так и через коронную шестерню, сателлит и солнечную шестерню). Уравнение равновесия вторичного вала:

$$M_{\text{СН}} + \frac{M_{\text{СН}}}{\alpha} - M_{\text{ПВТ}} - \frac{M_{\text{баш}}}{\alpha} = [J_{\text{ВТ}} + J_{\text{ПРК}} + 5J_{\text{ПРСТ}}^{II}]\frac{\Delta\omega^{II}}{\Delta t^{II}},$$

где $M_{\text{сн}}$ - момент синхронизатора, непосредственно воздействующий на вторичный вал;

$\frac{M_{CH}}{\alpha}$ - момент синхронизатора, передаваемый на вторичный вал через коронную шестерню, сателлит и солнечную шестерню. Поскольку $M_{\text{СН}}$ разгоняет коронную шестерню, он через сателлит тормозит солнечную шестерню (и вторичный вал) так же, как и момент синхронизатора $M_{\text{СН}}$, действующий непосредственно на вторичный вал. Поэтому оба слагаемых входят в уравнение равновесия с одинаковым знаком.

$M_{\text{ПВТ}}$, $M_{\text{баш}}$ и $J_{\text{ВТ}}$ - см. выше;

$J_{\text{прк}}$ - приведенный ко вторичному валу момент инерции коронной шестерни $J_{\text{прк}} = J_{\text{к}} U_{\text{к-вт}}^{2}$, где $U_{\text{К-ВТ}} = \frac{1}{\alpha}$;

$J_{прст}^{II}$ - приведенный ко вторичному валу момент инерции сателлита

$J_{прст}^{II} = U_{ст\text{-}вт}^2$, где $U_{ст\text{-}вт}$ - передаточное число от сателлита к вторичному валу: $U_{СТ-ВТ} = \dfrac{\omega_{СТ}^{В}}{\omega_{ВТ}^{В}}$, где $\omega_{ст}^{В}$ - угловая скорость сателлита относительно водила $\omega_{СТ}^{В} = -\omega_{ВТ}^{В}\dfrac{Z_С}{Z_{СТ}}$, где $Z_с$ - число зубьев солнечной шестерни. С учетом условия соосности (см. выше) $\omega_{СТ}^{В} = -\omega_{ВТ}^{В}\dfrac{2Z_С}{Z_К - Z_С} = -\omega_{СТ}^{В}\dfrac{2}{\alpha - 1}$, откуда $U_{СТ-ВТ}^{В} = \dfrac{2}{\alpha - 1}$.

Входящий в уравнение равновесия вторичного вала параметр $\Delta\omega^{II}$ - изменение скорости вторичного вала в процессе синхронизации - определяется по следующим соображениям.

Так как в начале синхронизации солнечная шестерня вращается со скоростью $\omega_В (1 + \alpha)$, а в конце синхронизации - со скоростью $\omega_В$ то

$$\Delta\omega^{II} = \omega_В (1 + \alpha) - \omega_В = \alpha\, \omega_В.$$

После подстановки выражений для приведённых моментов инерции и $\Delta\omega^{II}$ уравнение равновесия вторичного вала приобретает следующий вид:

$$M_{СН} + \frac{M_{СН}}{\alpha} - M_{ПВТ} - \frac{M_{баш}}{\alpha} = \left[J_{ВТ}\alpha^2 + \frac{J_К}{\alpha^2} + 5J_{СТ}\left(\frac{2}{\alpha - 1}\right)^2\right]\frac{\omega_В \alpha}{\Delta t^{II}},$$

или $M_{СН} - M_{ПВТ}\alpha - M_{баш} + M_{СН}\alpha = \left[J_{ВТ}\alpha^2 + J_К + 5J_{СТ}\left(\dfrac{2\alpha}{\alpha - 1}\right)^2\right]\dfrac{\omega_В}{\Delta t^{II}}$,

и время синхронизации $\Delta t^{II} = \dfrac{\left[J_{ВТ}\alpha^2 + J_К + 5J_{СТ}\left(\dfrac{2\alpha}{\alpha - 1}\right)^2\right]\Delta\omega^{B}}{M_{СН} - \alpha M_{ПВТ} - M_{баш} + M_{СН}\alpha}$.

Результатом сопоставления времени синхронизации для обоих вариантов блокировки демультипликатора является следующее выражение:

$$\frac{\Delta t^{I}}{\Delta t^{II}} = \frac{M_{СН} - M_{ПВТ}\alpha - M_{баш} + M_{СН}\alpha}{M_{СН} - M_{ПВТ}\alpha - M_{баш}} \text{ или } \frac{\Delta t^{I}}{\Delta t^{II}} = 1 + \frac{\alpha M_{СН}}{M_{СН} - M_{ПВТ}\alpha - M_{баш}},$$

$$\frac{\Delta t^{I}}{\Delta t^{II}} = 1 + \frac{\alpha}{1 - \alpha\dfrac{M_{ПВТ}}{M_{СН}} - \dfrac{M_{баш}}{M_{СН}}}. \qquad (6.21)$$

Выражение (6.21) свидетельствует о том, что соотношение времени синхронизации для обоих вариантов зависит от параметра α планетарного ряда и от величины потерь в коробке передач, препятствующих синхронизации: чем больше параметр α и потери, тем больше выигрыш по времени синхронизации у варианта II блокировки демультипликатора.

Количественно выигрыш по времени синхронизации может быть продемонстрирован на примере демультипликатора с внутренним передаточным числом α = 3,46. Потери на вторичном валу и в башмаках, передвигающих коронную шестерню вдоль оси, могут быть ориентировочно оценены соответственно как 0,15 и 0,1 от $M_{сн}$. Тогда соотношение времени синхронизации первого и второго вариантов блокировки составит $\frac{\Delta t^{I}}{\Delta t^{II}} = 1 + \frac{3{,}46}{1 - 3{,}46 \cdot 0{,}15 - 0{,}10} = 10{,}08,$ что свидетельствует о весьма значительном преимуществе варианта II по времени синхронизации.

Таким образом, вариант II блокировки планетарного демультипликатора, разработанный в НАМИ [22], имеет весьма существенные преимущества по распределению усилий, действующих на звенья демультипликатора, и в особенности по времени синхронизации звеньев демультипликатора при его блокировке, то есть при включении высшего диапазона по сравнению с широко распространенным вариантом I.

С учетом указанных преимуществ именно этот, вариант использован в конструкции разрабатываемой многоступенчатой коробки передач.

Представляется очевидным, что процесс синхронизации при включении низшего диапазона протекает при обоих вариантах блокировки демультипликатора одинаково.

Рассмотрение этого процесса показало, что он описывается тем же уравнением, что и при блокировке демультипликатора по варианту I (см. выражение 6.19), и время синхронизации может быть подсчитано по зависимости (6.20), то есть оно значительно больше, чем при блокировке демультипликатора по выбранному в процессе разработки варианту II.

Но увеличенное время синхронизации при включении низшего диапазона не снижает эксплуатационных качеств трансмиссии, так как оно может быть компенсировано более ранним (то есть при более высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя) его включением с возможностью выхода на максимальную частоту, что дает возможность полного использования мощностных показателей двигателя.

Заключение по разделу 6

1. Разработаны аналитические зависимости позволяющие рассчитывать все основные геометрические и прочностные параметры принципиально новой простой малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач.
2. 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.

7 Разработка рекомендаций и программы внедрения результатов проведенных НИР в учебный процесс и на производстве

В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям (ООО «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 «Энергетика и энергосбережение».

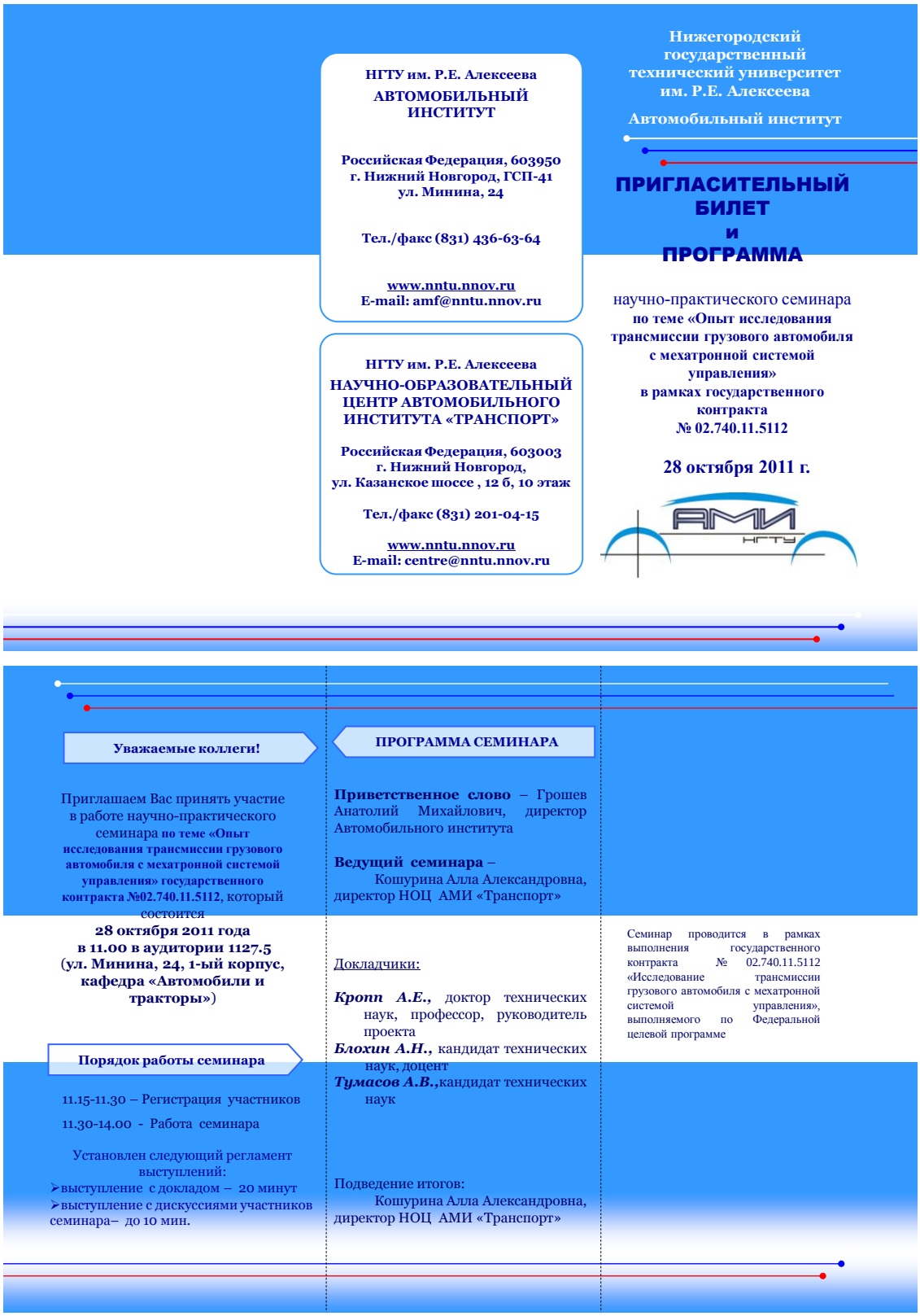
Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по созданию коробок передач с автоматическим управлением внедрены в организациях группы компаний «КОМ» (ООО «КОМ», ООО «КОМ-Проект») при создании семейства многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач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

Результаты исследований, а именно методика расчета основных элементов синхронизаторов коробки передач и методика расчета параметров и показателей синхронизации в коробка передач, работающих с пневматическим приводом, внедрены в образовательный процесс подготовки студентов по специальностям 190201 «Автомобили и тракторостроение», 190202 «Многоцелевые вездеходные машины» и магистрантов по направлению 190100 «Наземные транспортные системы» в курсах лекций, указанных в таблице 6.1 (копии актов внедрения представлены в приложении Б данного отчета о НИР):

Таблица 7.1 – Тип, форма и место внедрения результатов в учебный процесс

	Форма внедрения	Тип внедрения	Место внедрения
	1	2	3
1.	Курс	Дополнение к курсу лекций «Спец. Главы теории автомобиля» 8 часов	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
2.	Курс	Дополнение к курсу лекций «Теория вездеходных машин» 4 часа	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
3.	Курс	Дополнение к курсу лекций «САПР автомобиля и трактора» 4 часа	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ
4.	Курс	Дополнение к курсу лекций «Конструирование и расчет автомобиля» , 16 часов	Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ

8. Проведение научного семинара по теме «Опыт исследования трансмиссии грузового автомобиля с мехатронной системой управления»



НГТУ им. Р.Е. Алексеева
АВТОМОБИЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

Российская Федерация, 603950
г. Нижний Новгород, ГСП-41
ул. Минина, 24

Тел./факс (831) 436-63-64

www.nntu.nnov.ru
E-mail: amf@nntu.nnov.ru

НГТУ им. Р.Е. Алексеева
НАУЧНО-ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЙ ЦЕНТР АВТОМОБИЛЬНОГО ИНСТИТУТА «ТРАНСПОРТ»

Российская Федерация, 603003
г. Нижний Новгород,
ул. Казанское шоссе , 12 б, 10 этаж

Тел./факс (831) 201-04-15

www.nntu.nnov.ru
E-mail: centre@nntu.nnov.ru

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Автомобильный институт

ПРИГЛАСИТЕЛЬНЫЙ БИЛЕТ
и
ПРОГРАММА

научно-практического семинара
по теме «Опыт исследования трансмиссии грузового автомобиля с мехатронной системой управления»
в рамках государственного контракта
№ 02.740.11.5112

28 октября 2011 г.

Уважаемые коллеги!

Приглашаем Вас принять участие в работе научно-практического семинара по теме «Опыт исследования трансмиссии грузового автомобиля с мехатронной системой управления» государственного контракта №02.740.11.5112, который состоится
28 октября 2011 года
в 11.00 в аудитории 1127.5
(ул. Минина, 24, 1-ый корпус, кафедра «Автомобили и тракторы»)

Порядок работы семинара

11.15-11.30 – Регистрация участников

11.30-14.00 - Работа семинара

Установлен следующий регламент выступлений:
➢выступление с докладом – 20 минут
➢выступление с дискуссиями участников семинара– до 10 мин.

ПРОГРАММА СЕМИНАРА

Приветственное слово – Грошев Анатолий Михайлович, директор Автомобильного института

Ведущий семинара – Кошурина Алла Александровна, директор НОЦ АМИ «Транспорт»

Докладчики:

Кропп А.Е., доктор технических наук, профессор, руководитель проекта
Блохин А.Н., кандидат технических наук, доцент
Тумасов А.В.,кандидат технических наук

Подведение итогов:
Кошурина Алла Александровна, директор НОЦ АМИ «Транспорт»

Семинар проводится в рамках выполнения государственного контракта № 02.740.11.5112 «Исследование трансмиссии грузового автомобиля с мехатронной системой управления», выполняемого по Федеральной целевой программе

Рисунок 8.1 – Приглашение на семинар «Опыт исследования трансмиссии грузового автомобиля с мехатронной системой управления»

Заключение

1. Разработан и изготовлен экспериментальный образец шестнадцатистпенчатой коробки передач с мехатронным электропневматическим управлением, технический уровень которой, обусловленный ее конструктивными особенностями, соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы.
2. Рассмотрены конструктивные особенности экспериментального образца шестнадцатиступенчатой коробки передач, ее общий вид, отдельные узлы и детали.
3. Рассмотрена схема мехатронной электропневматической системы управления экспериментального образца шестнадцатиступенчатой коробкой передач, представлены отдельные компоненты системы и их характеристики.
4. 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.
5. Разработан план экспериментальных исследований параметров и характеристик коробки передач и системы электропневматического привода на стенде, достаточный для подтверждения работоспособности коробок передач и ее привода.
6. 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».
7. В результате испытаний было выявлено соответствие системы автоматического управления коробкой передач техническим требованиям, а также обеспечение выполнения закона управления в полном объеме.
8. Сравнительный анализ расчетных и теоретических данных, описывающих процесс включения передачи, показал разницу не более 10 – 40%, что подтверждает приемлемость принятых допущений при выводе расчетных зависимостей.
9. Выведенные теоретические зависимости позволяют увязать и рассчитать основные параметры пневматического привода (P_p, S, F, V и др.) в зависимости от параметров двигателя $(n_{\text{дв}})$, коробки передач ($I, M_{\text{тр}}, r_{\text{с}}, r_{\text{м}}, i_{\text{кп}}$ и др.), автомобиля $C_{\text{м}}, i_0 r_{\text{к}}$ 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.

10. 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.
11. 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.
12. 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.
13. 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.
14. 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.
15. Разработаны аналитические зависимости позволяющие рассчитывать все основные геометрические и прочностные параметры принципиально новой простой

малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач.

16. 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.
17. В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям (ООО «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 «Энергетика и энергосбережение».
18. Результаты исследований внедрены в образовательный процесс подготовки студентов по специальностям 190201 «Автомобили и тракторостроение», 190202 «Многоцелевые вездеходные машины» и магистрантов по направлению 190100 «Наземные транспортные системы».

Список использованных источников

1. Недялков, А.П. Исследование процесса синхронизации в коробках передач, работающих с пневматическим приводом // Труды «НАМИ». Выпуск 72. М.: «НАМИ», 1965, с. 135-191.

2. Недялков, А.П. Анализ процесса разблокировки синхронизатора коробки передач // Труды «НАМИ». Выпуск 72. М.: «НАМИ», 1965, с. 191-200.

3. 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.

4. 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.

5. 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.

6. Недялков, А.П. Механические синхронизированные коробки передач / Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. Сб.науч.тр. / НАМИ – 1993. – Вып.214. С. 73-85.

7. 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.

8. 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).

9. 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.

10. 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.

11. 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.

12. Кропп, А.Е. Новые механизмы машин. Израиль, 2007, 214 с.

13. Кропп, А.Е. Автотракторная бесступенчатая трансмиссия // Автомобильная промышленность. - №6. – 2007. - с. 20-24.

14. Кропп, А.Е. Машиноведение. Часть 3. Прикладная механика. Учебное пособие / А.Е. Кропп, Ю.В. Янчевкий, Ф.П. Русских. Яр.: ЯрГТУ, 2009г.

15. 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.

16. 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.

17. 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.

18. Кропп, А.Е. Новые обгонные муфты и их применение // Вестник машиностроения. – 2005. - №6. – с.8-12.

19. 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.

20. 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

21. Блохин, А.Н. Перспективные решения для ведущего моста / А.Н. Блохин, В.В. Маньковский, А.С. Фадеев // Мир транспорта - 2011.- №1. – С.52-55.

22. 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.

23. 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.

24. Беляков, В. В. Теория автоматических систем автомобилей: учеб. пособие. В 2-х частях. Часть 1 / В. В Беляков, К. О. Гончаров, В. С Макаров; Нижегород. гос. тех.ун-т. им. Р. Е. Алексеева. - Н. Новгород, 2008. - 177 с.

25. Агрегаты трансмиссий автомобилей КамАЗ. Устройство, эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт от 5320 до 6520. Издание второе, дополненное и исправленное. / Отв. редактор Д.Х. Валеев, под общ. ред. В.А. Ильиченко // Набережные Челны: «КАМАЗТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ», 2008, 820 с.

Приложение А. Статьи, отправленные в высокорейтинговые российские журналы по результатам работ по этапу №2.

электронное научно-техническое издание

НАУКА и ОБРАЗОВАНИЕ

Эл № ФС 77 - 30569. Государственная регистрация №0421100025. ISSN 1994-0408

Инновационные коробки передач «КОМ-НАМИ» с механическим и автоматизированным управлением

09, сентябрь 2011

авторы: Блохин А. Н., Маньковский В. В., Недялков А. П.

УДК 629.113

ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», Москва
НГТУ им. Р.Е. Алексеева, Нижний Новгород
Группа компаний «КОМ»
centre@nntu.nnov.ru
a.n.blokhin@gmail.com

Настоящая работа посвящена решению комплекса проблем по созданию инновационных перспективных трансмиссионных агрегатов и их элементов, разрабатываемых в НАМИ и изготовляемых Группой компаний «КОМ» (ГК «КОМ»), г. Набережные Челны.

Выполненные разработки оригинальных конструкций бессухарных синхронизаторов, малогабаритных планетарных демультипликаторов высокой несущей способности со встроенным синхронизатором позволили разработать малогабаритные коробки передач с перспективными качественными показателями, в частности, коробки передач для автомобилей средней грузоподъемности, автобусов и многоступенчатые коробки передач для тяжелых самосвалов и автопоездов. В работе приводятся аналитические зависимости, позволяющие на базе минимальных проспектных или каталожных исходных данных оценить несущую способность агрегата или его элементов и тем самым иметь объективную картину исходных параметров при разработке собственных перспективных агрегатов, в том числе оценочные показатели по контактной и изгибной долговечности шестерен.

С учетом имеющихся тенденций в мировом автомобилестроении по автоматизации управления механическими коробками передач в работе приводятся результаты разработок систем автоматизированного управления, позволяющие минимальными средствами обеспечить за счет применения унифицированных элементов, узлов и механизмов автоматизацию управления коробками передач с числом ступеней от 5 до 16, в диапазоне мощностей двигателей от 200 до 700 л.с. (от 147,2 до 515,2 кВт).

Наиболее массовое распространение в мире, как и в России, получили механические ступенчатые синхронизированные коробки передач с фрикционным сцеплением, обладающие такими положительными качествами, как малый вес и габариты, высокая

надежность и ресурс, низкая стоимость, высокие топливно-экономические показатели, простота обслуживания и ремонта.

Тенденции развития современных механических коробок передач выражаются в следующих направлениях [1, 2, 3]:

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, Чехословакии, 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 [2].

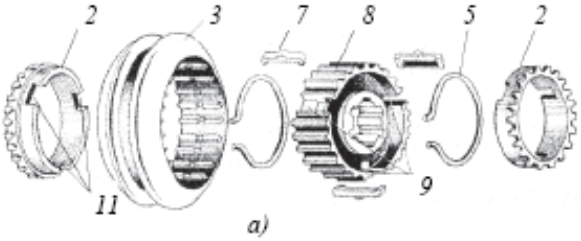
Возрастающие требования по ресурсу трансмиссионных агрегатов для тяжелых автопоездов играют не последнюю роль и в экологическом плане, так как утилизация двух-трех агрегатов до списания автомобиля требует дополнительной затраты энергоресурсов.

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.

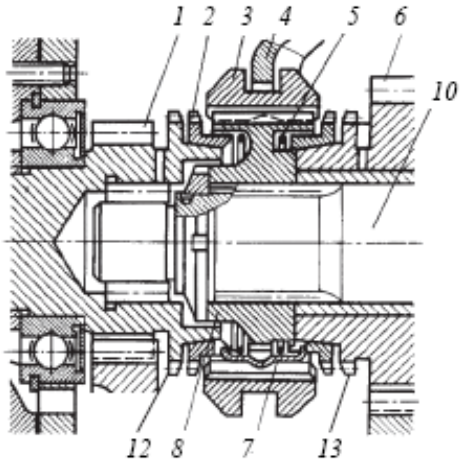
Работы, проводимые в НАМИ по механическим синхронизированным коробкам передач [5], были прежде всего сконцентрированы на создании малогабаритных, высокой надежности технологичных синхронизаторов как для коробок передач, выполненных по обычной классической трехвальной схеме, так и для планетарных синхронизированных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач.

Существующие в мировой автомобильной практике синхронизаторы в подавляющем большинстве являются сухарными муфтовыми (рис. 1) и им всем присущи общие недостатки:

- большое число деталей фиксаторов в синхронизаторе - от 6-ти до 12-ти (сухари, витые пружины, направляющие пружины, шарики и т.д.);
- необходимость устройств ограничения хода муфты синхронизатора как из условия заклинивания сухаря, так и возможности прижатия блокирующего кольца к противоположному включенной передаче конусу трения и последующему его износу;
- отсутствие возможности иметь односторонний синхронизатор (что необходимо при нечетном числе передач в коробке передач), так как конструкция сухарного синхронизатора, разрезанная пополам, перестает существовать как таковая.



а)



б)

Рис. 1. – Сухарный муфтовый инерционный синхронизатор

1,6 – шестерни; 2 – блокирующие кольца; 3 – муфта синхронизатора; 4 – вилка включения; 5 – пружинные кольца; 7 – сухарь; 8 – ступица синхронизатора; 9, 11 - продольные пазы; 10 – вторичный вал; 12 , 13 – венцы шестерен

Разработанная в НАМИ бессухарная конструкция синхронизатора (рис. 2) имеет ряд существенных преимуществ по отношению к применяемым в настоящее время конструкциям муфтовых сухарных синхронизаторов [4, 5, 7].

Сухарная конструкция муфтового синхронизатора даже для управления одной передачей, изображенная на рис. 1, требует для выполнения функции фиксаторов 5 деталей – 3 сухаря, 2 пружины, в то время как бессухарный синхронизатор для управления одной передачей требует всего 1 пружинное кольцо (рис. 2), а для управления двумя передачами – 2 кольца.

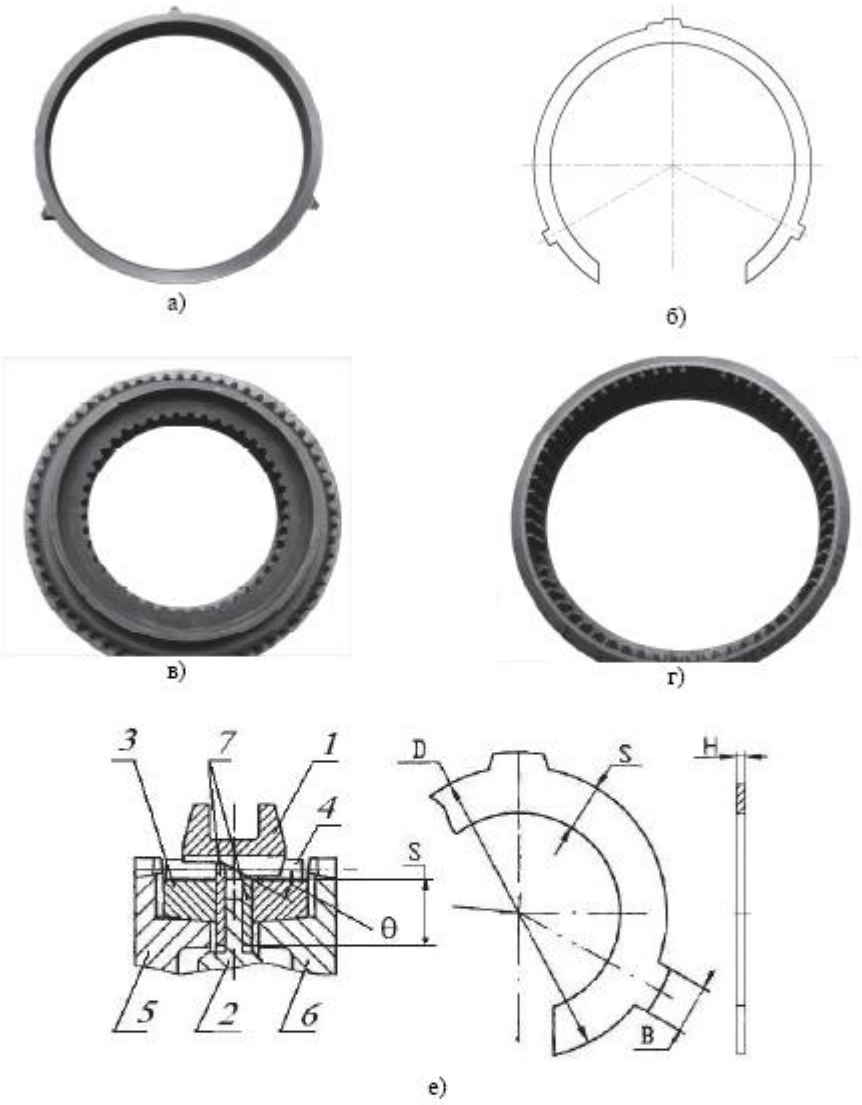


Рис. 2. – Бессухарный синхронизатор с пружинными кольцами
а) блокирующие кольцо; б) пружинное кольцо; в) зубчатый венец; г) муфта;
е) схема синхронизатора и пружинного кольца: *1* – муфта, *2* – ступица, *3,4* – блокирующие кольца, *5,6* – зубчатые венцы, *7* – пружинные кольца, D – диаметр кольца, S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

Основной отличительной особенностью разработанной конструкции синхронизатора являются пружинные кольца, которые прижимаются при включении передачи к соответствующему блокирующему кольцу, а после включения передачи кольцо, сжимаясь, позволяет переместиться муфте в осевом направлении и войти в зацепление с зубчатым венцом шестерни [4, 7]. Такая конструкция синхронизатора не требует обязательного

наличия ограничения хода муфты, так как не может появиться осевая составляющая от пружинных колец, которая бы прижимала фрикционное кольцо к вращающемуся конусу. В разработанной конструкции синхронизатора исключается операция сборки синхронизатора, так как муфты синхронизаторов могут быть надеты или сняты на собранном вторичном валу, чего, конечно, нельзя допустить при наличии любой конструкции современной коробки передач с муфтовыми синхронизаторами.

Конструкция бессухарного синхронизатора позволяет иметь модификацию одностороннего синхронизатора, который применен в 5-ступенчатой коробке передач ИЖ-2126, что позволяет существенно снизить осевые габариты коробки передач и тем самым повысить жесткость коробки передач, что особенно важно при малом межцентровом расстоянии коробки передач. Коробка передач ИЖ-2126 имеет осевой габарит по торцам картера в 260 мм при допустимой величине входного момента $M_{кр}$ = 150-170 Н.м и межцентровом расстоянии А = 65 мм. Такие показатели удалось достигнуть прежде всего за счет применения малогабаритных бессухарных синхронизаторов, в том числе односторонней конструкции синхронизатора.

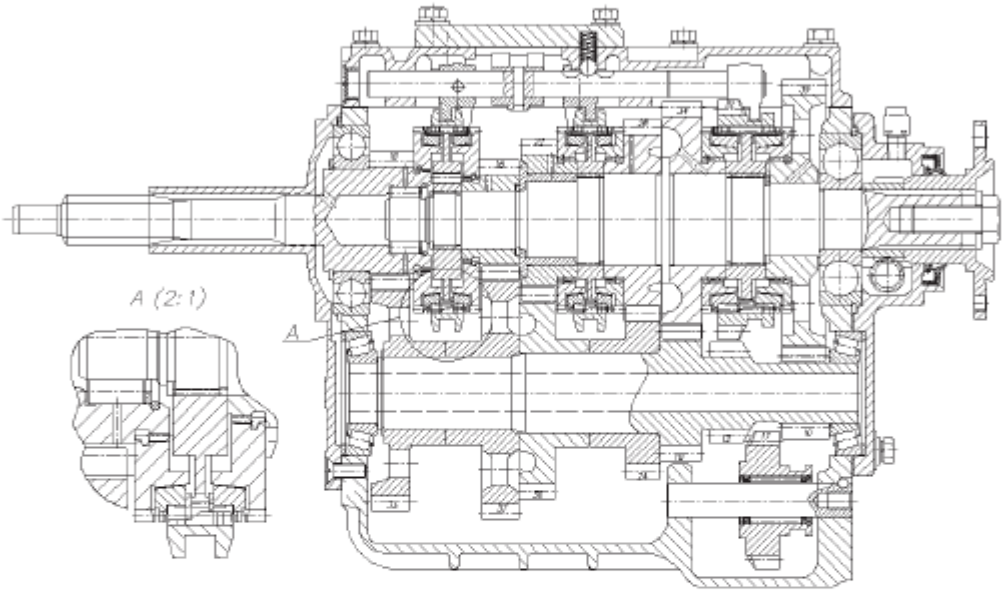
Осевой габарит разработанных бессухарных синхронизаторов для коробок передач с входным моментом до 350 Н.м находится в интервале 35-37 мм, а для коробок передач высокой несущей способности с входным крутящим моментом до 2300 Н.м - до 45 мм.

На рис. 3 показана одна из последних разработок - 6-ступенчатая коробка передач «КОМ-НАМИ» М6-300, которая выполнена в габаритах и массе 5-ступенчатых коробок передач - имеет размер по торцам картера 295 мм, массу 45 кг, межцентровое расстояние 100 мм с входным моментом до 350 Н.м и диапазоном передаточных чисел 9,28 [3, 5].

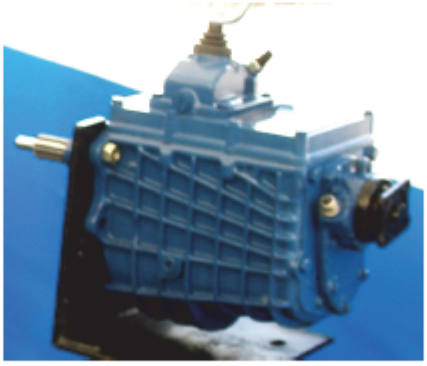
В коробке передач М6-300 применены малогабаритные муфтовые синхронизаторы с молибденированными конусами трения, что резко повышает их надежность и долговечность. Коробка передач предназначена для применения на полноприводных автомобилях типа «Джип» давая то преимущество, что в этом случае исключается необходимость в демультипликаторе в раздаточной коробке передач, что существенно упрощает и удешевляет раздаточную коробку, уменьшает ее массу, а также упрощает управление автомобилем и увеличивает коэффициент использования низшей передачи в многочисленных «пробках» на дорогах, что положительно скажется на долговечности сцепления. Коробка передач может успешно применяться на автомобилях и автобусах полной массой до 7000 кг. Коробка передач имеет как механическое, так и автоматизированное электропневматическое управление, что обеспечит облегчение и упрощение управления и, в частности, при использовании на автобусах.

Необходимо отметить некоторые конструктивные и технологические особенности разработанных конструкций бессухарных синхронизаторов – все синхронизаторы в каждой

коробке передач выполняются (в отличие от еще практикуемого в мировой практике) единого и максимально большого диаметрального размера и могут отличаться только по ширине блокирующего фрикционного кольца, что значительно повышает технологичность синхронизаторов, а также их долговечность, так как при малых диаметрах синхронизаторов на высших передачах за счет весьма большого числа циклов переключения передач может существенно снижаться долговечность коробки передач.



а)



б)

Рис. 3. – Коробка передач М6-300 с бессухарными синхронизаторами:
а) продольный разрез коробки; б) внешний вид.

Преимуществом применения в коробке передач единой размерности синхронизатора является также наличие в этом случае унифицированных вилок, что повышает технологичность конструкции. Отличительной конструктивной особенностью бессухарного синхронизатора, существенно повышающей его технологичность, является то, что спиральные канавки для разрыва масляной пленки выполняются не на молибдене блокирующего кольца, что резко удорожает процесс обработки и увеличивает в 2-3 раза требуемое количество молибдена или его заменителей, а на конусе зубчатого венца, что не требует специализированного оборудования и дорогостоящего износостойкого инструмента для обработки весьма твердого покрытия.

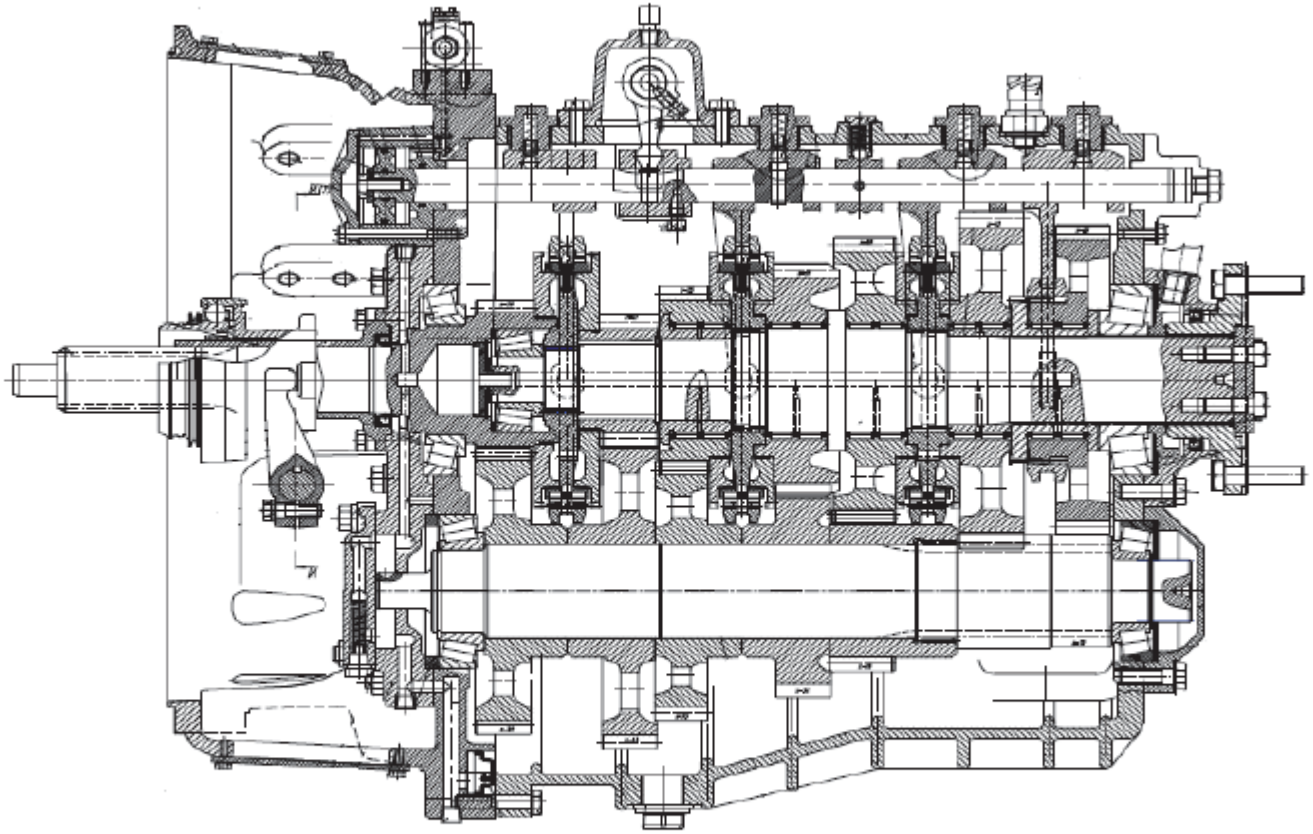


Рис. 4. – Коробка передач М6-1110

На рис. 4 показана последняя разработка 6-ступенчатой коробки передач «КОМ-НАМИ» М6-1100, предназначенной в основном для применения на автобусах большой и особо большой вместимости с крутящим моментом двигателя до 1300 Н.м и диапазоном передаточных чисел 9,1. По отношению к своему ближайшему аналогу - коробке передач фирмы «Цанрад Фабрик» S6-90, получившей широкое распространение в России за счет применения на автобусах «Икарус» и «Мерседес-Бенц» коробка передач М6-1100 имеет ряд существенных преимуществ:

- увеличенная на 40 % изгибная несущая способность шестерен;
- увеличенная на 32 % контактная несущая способность;
- наличие смазки коробки передач под давлением, что повышает долговечность подшипников шестерен, являющихся слабым местом в коробке передач S6-90, дает возможность уменьшить заправочную емкость с 13 до 6 л, что в масштабах автобусного парка обеспечит значительную экономию дефицитной и дорогостоящей смазки;
- уменьшение внутренних потерь за счет уменьшения объема смазки;
- уменьшение осевого габарита по картеру на 29 мм, что в сочетании с другими конструктивными решениями позволило увеличить жесткость валов на 50-60 %, что обеспечит меньшие прогибы и перекосы и лучшее качество контакта зубьев шестерен;
- все три синхронизатора и вилки муфт синхронизаторов в противоположность коробке передач S6-90 выполнены полностью унифицированными и имеют большую несущую способность;
- применено автоматизированное электропневматическое управление, которое обеспечит упрощение и облегчение управления автобусом, особенно принимая во внимание весьма большое число циклов переключения передач; улучшаются также компоновочные возможности автобуса.

Необходимо отметить, что 6-ступенчатая коробка передач М6-1100, имея габарит по торцам картера 460 мм, короче всех отечественных 5-ступенчатых коробок передач и выполнена таким образом, что по всем установочным и присоединительным размерам полностью соответствует коробке передач S6-90, что резко облегчит ее применение на весьма большом парке автобусов «Икарус» и « Мерседес-Бенц».

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. Такие коробки передач рационально использовать с автоматизированным управлением, которое в полной мере позволяет реализовать преимущества широкого диапазона передаточных чисел, создает более комфортные условия для водителя, повышает безопасность движения [3].

С учетом опыта мирового автостроения и разработок НАМИ для создаваемой многоступенчатой коробки «КОМ-НАМИ» передач выбрана схема с задним синхронизированным планетарным демультипликатором, синхронизированным передним делителем и четырехступенчатым синхронизированным основным редуктором. Эту схему используют практически все известные зарубежные и российские фирмы («Цанрад Фабрик», «Вольво», «Мерседес-Бенц»,« Скания», «Рено»,« Итон», ЯМЗ, ЗИЛ).

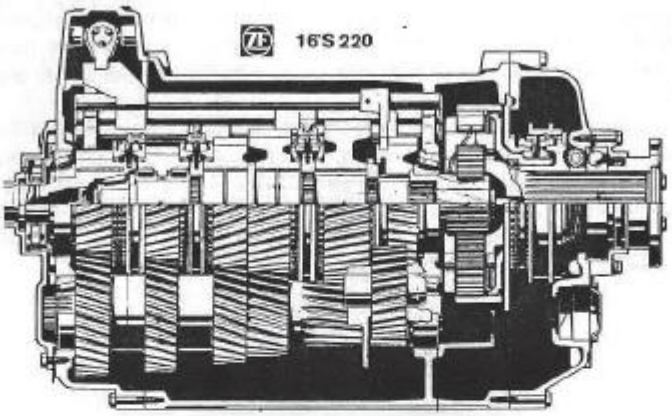


Рис. 5. – Коробка передач ZF 16S220

На рис. 5 представлена 16-ступенчатая коробка передач 16S220 фирмы «Цанрад Фабрик», выполненная по такой схеме, а на рис. 6 показана 14-ступенчатая коробка передач «Вольво SR10».

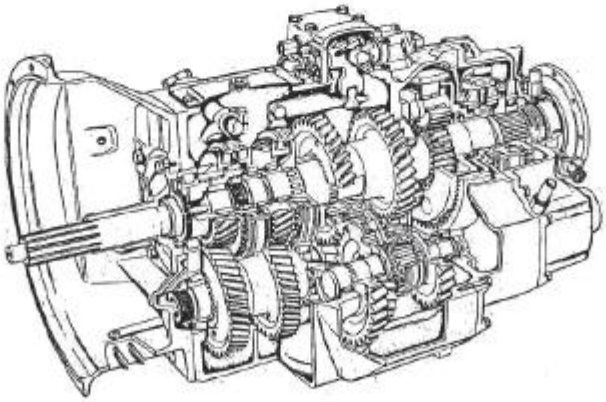


Рис. 6. - Коробка передач «Вольво SR10»

В период с 1999-2003 гг. в НАМИ был выполнен полный комплекс работ НИР и ОКР, в результате которого создана 16-ступенчатая синхронизированная коробка передач «КОМ-НАМИ» для большегрузных автомобилей и автопоездов с крутящим моментов до 2200 Н.м.

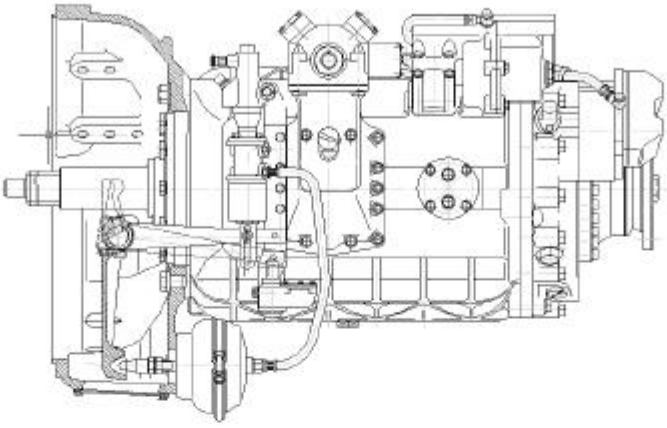


Рис. 7. – Коробка передач ТМ-16-2000 с механическим управлением

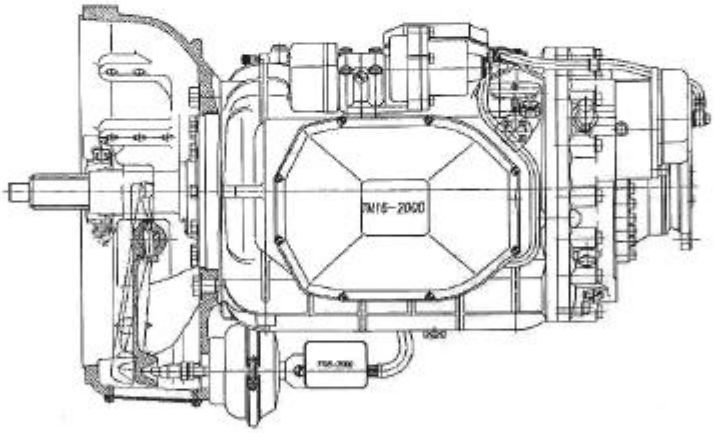


Рис. 8. – Коробка передач ТМ16-2000 с автоматизированным управлением

Проведенный комплекс работ включает создание оригинальных расчетных методов, разработку конструкции, изготовление опытных образцов, разработку специальных методов испытаний и проведение стендовых, ресурсных и функциональных испытаний, доработку конструкций по результатам испытаний и выпуск чертежной документации для подготовки серийного производства. По числу передач синхронизированных ступеней, передаваемому максимальному крутящему моменту и мощности, диапазону и плотности ряда передаточных

чисел разрабатываемая коробка передач соответствует современным лучшим аналогам, в частности, таким известным, как «Цанрад Фабрик», 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. Внешний вид и разрез по валам коробки передач с механическим и полуавтоматическим управлением представлены на рис. 7-9.

Основные особенности конструкции разработанной коробки передач состоят в следующем [1, 3, 4]:

1. При разработке коробки передач использован так называемый модульный принцип, 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 коробка передач, представленная на рис 10, уже является модулем, который может комплектоваться как автоматизированным, так и механическим управлением. В свою очередь модуль-коробка передач состоит из модулей-
узлов:

- узла планетарного демультипликатора с элементом управления;
- механизма переключения передач;
- узлов первичного, промежуточного и вторичного валов.

2. Исходный модуль-коробка передач отличается от всех известных аналогов следующими главными особенностями:

- задняя опора вторичного вала находится не в дополнительной (паразитной) стенке картера коробки передач, а в водиле планетарного демультипликатора;
- задняя опора промежуточного вала располагается также не в дополнительной стенке, а в картере демультипликатора.

Это позволило вместо четырёх стенок (три в корпусных деталях и одна в виде стальной пластины) иметь две стенки (две корпусных детали).

3. 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. 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.

Направление осевых сил в коробке передач выполнено обратно общепринятому, что разгружает подшипники опор и значительно уменьшает внутренние потери, так как подшипник передней опоры вторичного вала работает в режиме относительно малых оборотов, а подшипник внешних опор со значительно большими оборотами. На рис. 10 представлен чертеж планетарного демультипликатора также являющегося модулем.

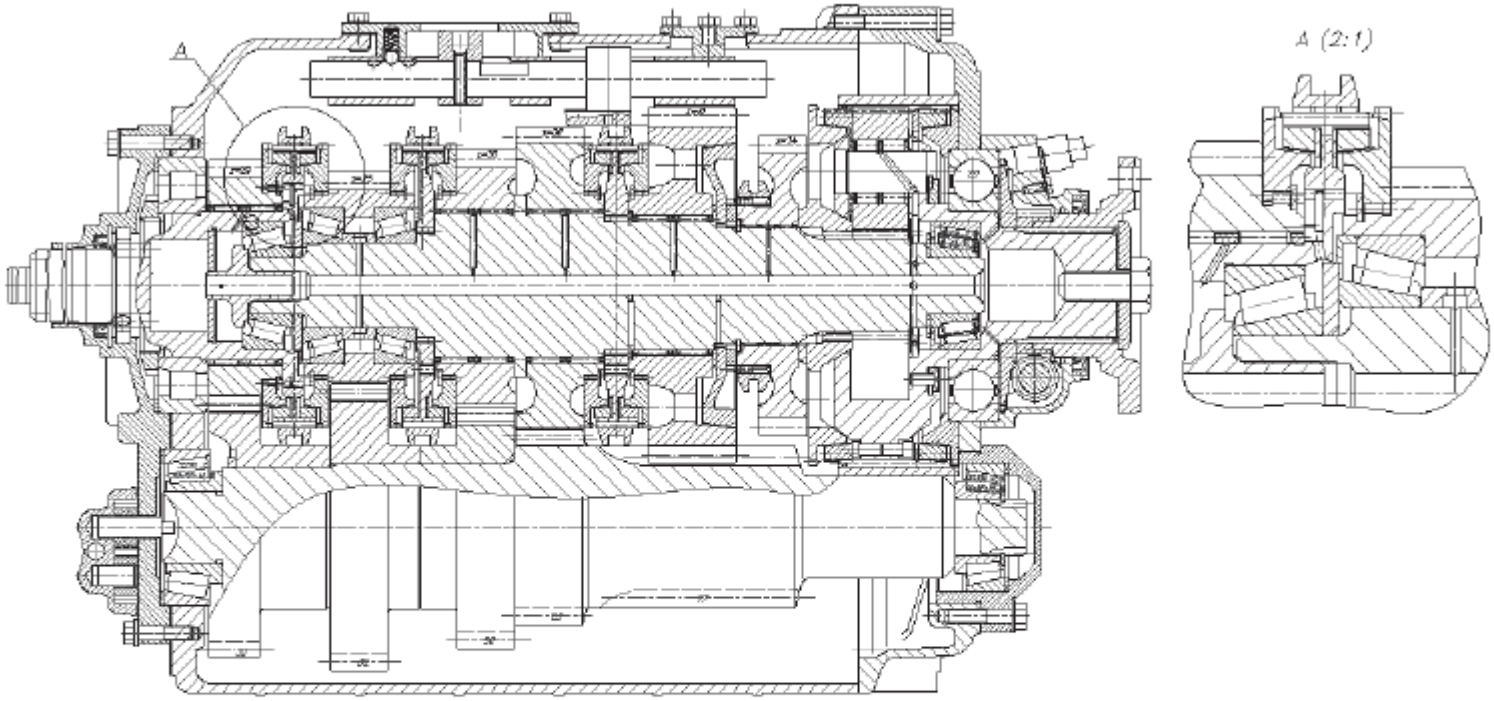


Рис. 9. – Коробка передач ТМ16-2000 (продольный разрез)

4. Особенность конструкции планетарного демультипликатора по сравнению с широко распространенными решениями состоит в следующем:

- для переключения диапазонов использована перемещающаяся в осевом направлении коронная шестерня с внутренними зубьями, что значительно упрощает конструкцию элементов переключения и сокращает осевой габаритный размер;

- блокировка планетарного ряда производится при соединении коронной и солнечной шестерен. Традиционным решением является блокирование путем соединения коронной шестерни с водилом. При принятой в разработанной коробке передач схеме блокировки достигается более, чем в 4 раза уменьшение момента, передаваемого солнечной шестерней, что исключает ее бринелирование, одновременно в 4-6 раз снижается время синхронизации при переключении демультипликатора с низшего на высший диапазон [6].

5. Как в основном редукторе, так и в демультипликаторе использовались малогабаритные бессухарные синхронизаторы муфтового типа с молибденированными блокирующими кольцами. Три синхронизатора основного редуктора унифицированы. На шестерне первой передачи применен дополнительный конус для обеспечения снижения усилия при переключении.

Конструкция синхронизатора изображена на продольном разрезе коробки передач (см. рис. 9). На рис. 11 представлены чертежи блокирующего кольца и муфты синхронизатора.

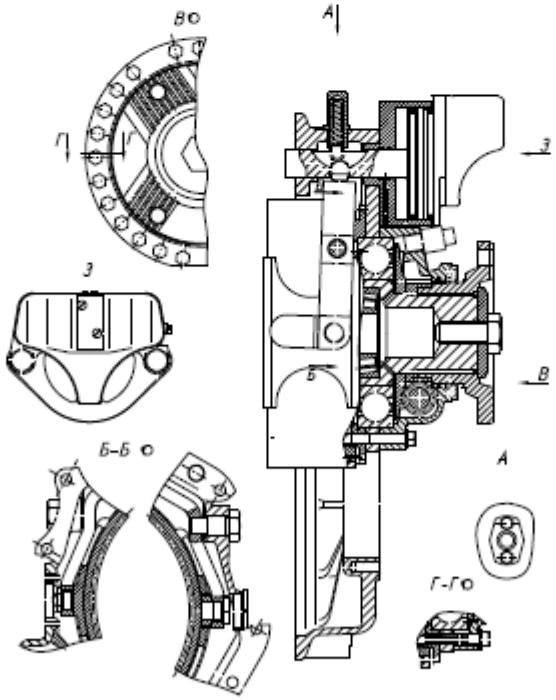


Рис. 10. – Планетарный демультипликатор коробки передач ТМ16-2000

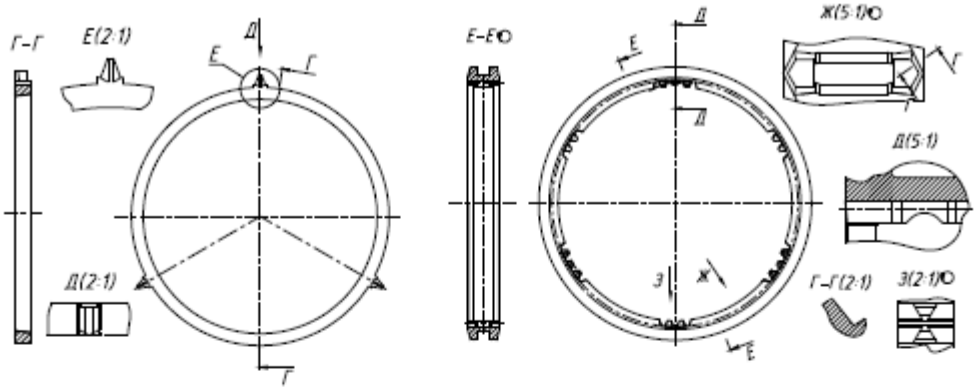


Рис. 11. – Блокирующее кольцо и муфта синхронизатора коробки передач ТМ16-2000

Конструкция синхронизаторов имеет следующие особенности:

- 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;

- 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.

6. Механизм переключения передач 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.

7. 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.

Для управления 16-ступенчатой коробкой передач использована полуавтоматическая система, которая состоит из следующих элементов:

- контроллер управления;
- электропневматический механизм управления основным редуктором;
- электропневматический механизм управления делителем;
- электропневматический механизм управления демультипликатором;
- механизм управления сцеплением;
- электровыключатель под педалью подачи топлива;
- электронный блок управления;
- датчики частоты вращения вала двигателя и выходного вала коробки передач.

Схема полуавтоматического управления показана на рис. 12.

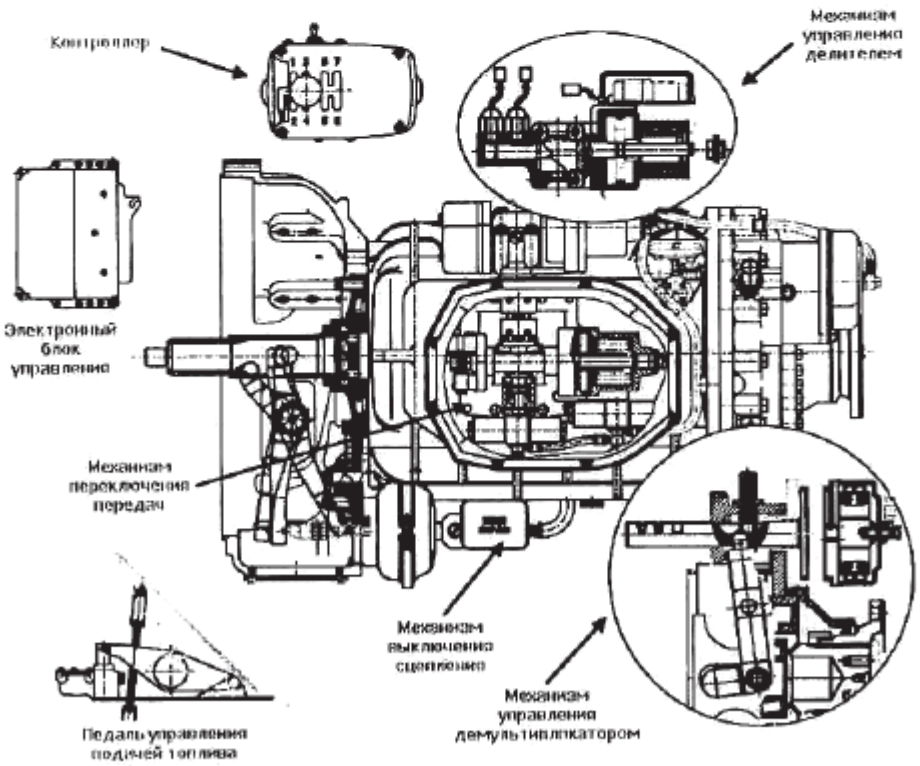


Рис. 12. – Схема полуавтоматического управления коробки передач ТМ16-2000

Система обеспечивает полуавтоматическое управление коробкой передач и автоматическое управление сцеплением. Педаль сцепления используется только при трогании автомобиля с места.

Контроллер (рис. 13) выполнен по схеме 2Н, что обеспечивает сохранение навыков, приобретенных водителем при механическом управлении коробкой передач.

Электропневматический механизм переключения передач в основном редукторе (рис. 14) выполнен по Х-образной схеме и включает два пневмоцилиндра с электроклапанами и концевыми выключателями в едином узле. Один из пневмоцилиндров осуществляет выбор передачи, а второй - переключение. Среднее положение поршней в каждом цилиндре обеспечивается пружинами двойного действия с преднатягом. Такая конструкция исключает динамические нагрузки на фрикционные кольца синхронизаторов в процессе переключения передач.

Выполнение механизма по Х-образной схеме (т.е. с рабочими элементами, располагаемыми взаимно перпендикулярно) обуславливает уменьшение количества и номенклатуры деталей и узлов по сравнению с механизмами, в которых рабочие элементы располагаются параллельно.

Система предусматривает автоматическую установку положения в делителе при переключении передач и в основном редукторе, чем достигается снижение инерционных нагрузок и времени переключения.

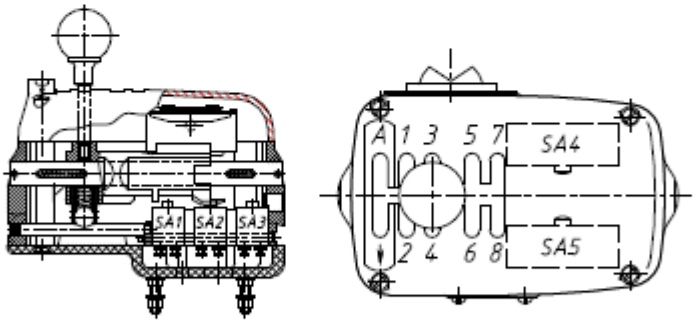


Рис. 13. – Контроллер коробки передач ТМ16-2000

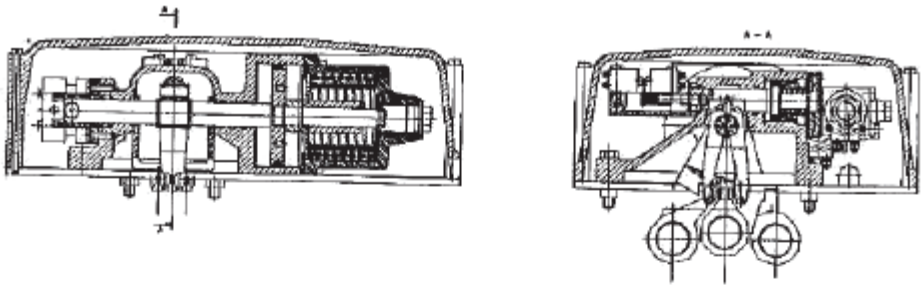


Рис. 14. – Электропневматический механизм переключения передач

Переключение передач в делителе осуществляется автоматически с помощью электровыключателя, устанавливаемого под педалью подачи топлива и специальной электронной схемой управления.

Предусмотрена автоматическая блокировка, воспрещающая переключение передач в делителе и диапазонов в демультипликаторе с целью исключения возможности перекрутки двигателя и коробки передач.

Последовательность срабатывания всех механизмов управления коробкой передач и сцеплением задается электронным блоком управления, куда поступают электрические сигналы от контроллера, выключателей установленных на исполнительных механизмах, выключателей под педалью подачи топлива и под рычагом выключения сцепления, датчиков частоты вращения вала двигателя и выходного вала коробки передач.

С целью повышения надежности систем управления предусматривается возможность перехода на резервную схему в случае неисправности в электросистеме блока управления. В этом случае электрические сигналы от контроллера управления передаются непосредственно к электроклапанам исполнительных механизмов, минуя блок управления. В этом случае при переключении передач должна использоваться педаль сцепления.

Проведено изготовление образцов коробок передач как с механическим, так и с полуавтоматическим управлением [1, 2], осуществлен полный комплекс функциональных испытаний на стенде (рис. 15). В настоящее время завершены стендовые испытания на долговечность в объеме, эквивалентном 700000 км пробега.

Рис. 15. – Экспериментальный образец коробки передач «КОМ-НАМИ» ТМ16-2000

Для полноприводных автомобилей в настоящее время находят применение следующие три схемы конструктивного решения трансмиссии, выполняющей функции как коробки передач, так и раздаточной коробки [3, 5].

Первая схема, получившая широкое распространение (и уже в сущности в нашей стране ставшая классической) - схема со стыкующейся с двигателем коробкой передач и далее устанавливаемой в колесной базе автомобиля раздаточной коробкой, раздающей крутящий момент по осям автомобиля и одновременно выполняющей роль демультипликатора с целью обеспечения надлежащего диапазона передаточных чисел, позволяющего выполнить требования по удельным скоростным и тяговым качествам транспортного средства.

Вторая применяемая конструктивная схема - это схема трансмиссионного блока представляет собой спаренный агрегат, когда раздаточная коробка фланцуется к задней стенке коробки передач, при этом весь переключаемый диапазон трансмиссии размещается только в коробке передач.

Третья применяемая конструктивная схема - это схема трансмиссионного блока - представляет собой единый агрегат, когда раздаточная коробка передач в виде встроенного модуля размещается в коробке передач между основным редуктором и планетарным демультипликатором.

Третья схема конструктивного исполнения имеет значительные преимущества по целому ряду параметров, а именно:

- значительно улучшаются компоновочные возможности транспортного средства за счет установки единого агрегата в колесной базе автомобиля, особенно при короткобазных объектах, когда по компоновочным соображениям не представляется возможным стыковать коробку с двигателем;

- существенно, в 1,5-2 раза сокращается суммарный габарит агрегатов при выполнении трансмиссионного блока по третьей схеме, что также дополнительно улучшает компоновочные возможности;

- уменьшается масса единого трансмиссионного агрегата по сравнению с первой схемой на 150-200 кг в размерности трансмиссии под $M_{кр}$ = 2000-2200 Н.м, когда масса коробки передач составляет порядка 340 кг, а раздаточной коробки с демультипликатором - порядка 440 кг в чугунном исполнении картера и порядка 380 кг в алюминиевом исполнении картерных деталей. Агрегат, выполненный по третьей схеме на базе последних конструктивных разработок, будет иметь массу не более 520 кг.

Существует и ряд других преимуществ у схемы со встроенным демультипликатором по отношению к первой схеме, например, легкий монтаж и демонтаж агрегата, а также обеспечение минимального разрыва потока мощности за счет быстрого переключения передач на всем диапазоне трансмиссии, что особенно важно при движении транспортного средства в тяжелых дорожных условиях, в то время как при выполнении трансмиссии по первой схеме практически происходит остановка транспортного средства при переходе на низший или высший диапазон в силу весьма больших приведенных инерционных моментов, определяемых кинематической схемой трансмиссии.

Коллективом НАМИ для Уральского автозавода (для перспективных 40-тонных самосвалов) разработана коробка передач ТМР16-2000 (рис. 16), механическая, 16-ступенчатая, с синхронизированным включением передач. Она представляет собой единый трансмиссионный агрегат, включающий в себя:

- четырёхступенчатую синхронизированную коробку передач, являющуюся основным редуктором, с делителем;
- планетарный синхронизированный двухступенчатый демультипликатор;
- встроенный раздаточный модуль, состоящий из редуктора и дифференциального ряда, обеспечивающего раздачу момента по осям.

Разработанная по схеме со встроенным раздаточным модулем конструкция коробки передач ТМР 16-2000 по раду весовых, габаритных и конструктивных параметров и показателей превосходит за счет рада принципиально новых конструктивных решений аналог фирмы «Цанрад фабрик» ZF S16-220A [3, 5]. Это дает основания сделать вывод о том, что технический уровень выполненной конструкторской разработки соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы.

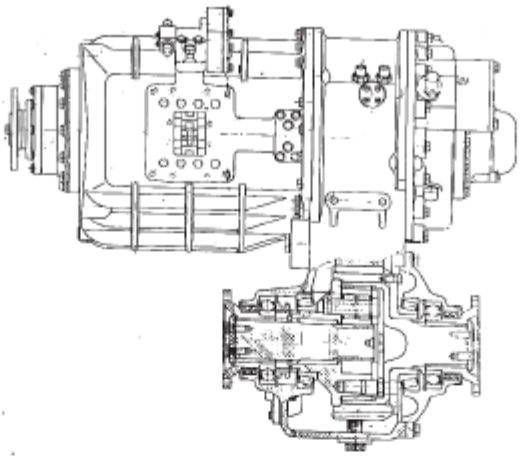


Рис. 16. - 16-ступенчатая коробка передач ТМР 16-2000 со встроенной раздаточной коробкой

Одной из главных тенденций в современном автомобилестроении является автоматизация управления трансмиссией и, в частности, механическими синхронизированными коробками передач [3].

В автоматизированном управлении трансмиссией особенно нуждаются автобусы и тяжелые автопоезда, где достаточно велики усилия переключения передач при весьма большом числе циклов переключения передач.

Автоматизация управления трансмиссией значительно облегчает и упрощает труд водителя, повышает динамические качества транспортного средства, а также улучшает его топливно-экономические качества.

Опыт проведенных исследований и конструкторских изысканий показал, что наиболее простые электросхемы имеют место только тогда, когда кинематика работы механизма переключения передач соответствует кинематике работы контроллера. Базируясь на этом принципе, удалось в конечном итоге для управления от 5-до 16-ступенчатыми коробками передач иметь только две модификации унифицированных контроллеров, при этом первая модификация обеспечивает управление от 5- до 12-ступенчатыми коробками передач, в кинематических схемах которых отсутствует планетарный демультипликатор, а вторая модификация (рис. 13) для коробок с числом передач от 8 до 16 при наличии заднего демультипликатора.

Многолетние испытания показали [5], что из различного числа вариантов контроллеров, а именно кнопочных, веерного типа, а также построенных на шаговом принципе и др., наиболее удобным оказались конструкции контроллеров, выполненных по Ж- и 2Н-образной схемам, которые позволяют не только предельно упростить электросхему

управления, но и сохранить преемственность координации движения водителя при переходе с механического на электропневматическое переключение передач.

В процессе проводимых конструкторско-исследовательских работ по автоматизации управления различными транспортными средствами удалось разработать и испытать различные схемы и типы механизмов управления и переключения передач.

В дальнейших разработках механизмов электропневматического переключения передач преследовался принцип - никаких изменений в коробке передач и механизме переключения передач. В соответствии с этим принципом были разработаны механизмы электропневматического управления со взаимно перпендикулярным расположением силовых элементов, один из которых выполнял функции избирания необходимого хода, а второй обеспечивал включение передач на избранном ходе (рис. 17). Такого типа механизм переключения передач был разработан для всего семейства коробок передач Ярославского моторного завода, и в частности, применен на 5-ступенчатой коробке передач ТМЗ-205, которая устанавливается на сочлененном автобусе особо большой вместимости «Sanos-TMZ».

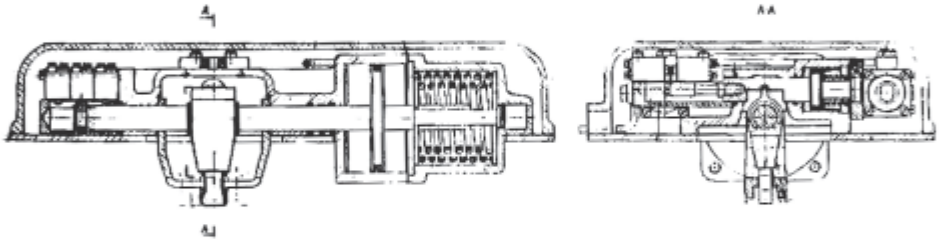


Рис. 17. - Автоматизированное электропневматическое управление ТМЗ-205

Одновременно с работами, проводившимися по автоматизации управления коробками передач, выполненными по обычной классической трехвальной схеме, велись достаточно напряженно работы по автоматизации многоступенчатых коробок передач с числом передач от 8-до 16, применение которых с каждым днем все сильнее возрастает, что обусловлено весьма существенными эксплуатационными преимуществами этих коробок передач. В настоящее время имеются пробеги на автопоездах полной массой 45-52 т производства Минского автозавода 500 и более тыс. км. При этом коробки передач ЯМЗ-202 производства Ярославского моторного завода показали высокую практически безотказную работу при автоматизированном электропневматическом управлении.

Мнение водителей, проработавших от двух до трех лет на автопоездах с системой автоматизированного управления коробкой передач, однозначно: необходимо обеспечить серийный выпуск трансмиссий с автоматизированным управлением, что в ближайшем времени и предстоит осуществиться в г. Набережные Челны на заводе ГК «КОМ».

Опыт зарубежных фирм подтверждает правильность избранного направления по созданию автоматизированных систем управления трансмиссией, при этом ряд фирм, например «Мерседес-Бенц», «Вольво». «Цанрад Фабрик», «Итон», предлагает его уже в качестве штатного оборудования.

На состоявшейся по приглашению фирмы «Даймлер-Крайслер», встрече в научном центре фирмы в г. Штутгарт специалистов НАМИ с представителями фирмы, обсуждался комплекс оригинальных опережающих технических решений, заложенных в коробке передач ТМ 16-2000, где было высказано убеждение в том, что не более чем в течение ближайших 5 лет практически все ведущие в области трансмиссий фирмы будут производить многоступенчатые механические коробки передач только с автоматическим управлением.

В заключении следует отметить, что данная работа также выполняется в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 г.г.» и ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007-2012 годы»

Список литературы

1. Недялков, А.П. Применение опережающих технических решений при создании механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением. / А.П. Недялков, А.Н. Блохин // Наука и образование. – 2011. – №2.

2. 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.

3. Недялков, А.П. Перспективные разработки конструкций механических коробок передач с механическим и автоматическим управлением. / А.П. Недялков, А.А. Ипатов // Автомобили. Сборник научных трудов. Выпуск 232. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2004, с. 63-89.

4. 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.

5. Недялков, А.П. Механические синхронизированные коробки передач / Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. Сб.науч.тр. / НАМИ – 1993. – Вып.214. С. 73-85.

6. 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.

7. 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.

электронное научно-техническое издание
НАУКА и ОБРАЗОВАНИЕ
Эл № ФС 77 - 30569. Государственная регистрация №0421100025. ISSN 1994-0408

Применение опережающих технических решений при создании механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением

02, февраль 2011
авторы: Недялков А. П., Блохин А. Н.

УДК 129.113

ГНЦ РФ - ФГУП «НАМИ», НГТУ

Практика последних лет таких автозаводов, как Минский и КамАЗ, показывает необходимость закупки зарубежных агрегатов, прежде всего коробок передач фирмы «Цанрад Фабрик», так как сколько-нибудь конкурентных агрегатов отечественная промышленность не выпускает.

Здесь необходимо особо отметить то, что у нас оцениваются параметры разрабатываемой перспективной коробки передач с уже выпускаемой серийно в течение нескольких лет зарубежной продукцией, что не вполне корректно, так как вновь разрабатываемая зарубежная продукция будет иметь более высокие выходные параметры.

В соответствии с вышеизложенным *вновь разрабатываемые образцы силовых агрегатов должны иметь определенные опережающие технические решения, которые позволяют создать к моменту их широкого промышленного производства действительно конкурентоспособную продукцию.*

Если мы не хотим и далее плестись в хвосте технического прогресса, намерены обеспечить в перспективе надлежащий передовой технический уровень и, следовательно, *конкурентоспособность,* необходимо провести четкую разграниченную линию между выпускаемой продукцией, на которую уже имеются необходимые производственные мощности, и перспективной продукцией, которая в полной степени обязана отвечать повышенным требованиям перспективы, при этом перспективные агрегаты должны в полной степени удовлетворять требованиям автозаводов, чтобы у них не возникала вновь потребность в закупке зарубежных агрегатов.

В этом плане, видимо, имеет смысл создать новый завод по производству и новые производственные мощности по производству силовых агрегатов, которые не будут жестко

привязаны к уже выпускаемым узлам и элементам коробок передач, что не позволяет создать принципиально новую конкурентоспособную продукцию. Весьма показательным является то, что *отечественному производителю - Ярославскому моторному заводу потребовалось более 30 лет, чтобы обеспечить перспективным разработкам коробок передач переход на муфтовые синхронизаторы, без применения которых не возможно создание сколько-нибудь современных агрегатов, не говоря уже о перспективных разработках. Привязка к действующему производству часто играет принципиальную роль в торможении создания конкурентоспособной продукции.*

При разработке новых образцов агрегатов, в том числе механических коробок передач, и планировании их серийного производства необходимо не забывать, что в настоящее время просто наличием того или иного вида продукции потребителя не удивишь. *Ныне для успешной реализации произведенной продукции на внутреннем или внешнем рынках, что практически уже носит равноценный характер, необходимо иметь набор выходных параметров, определяющих технический уровень изделий, хотя бы часть из которых должна быть выше предлагаемых на рынке аналогов продукции фирм конкурентов.*

Для такого агрегата, как механическая коробка передач для автобусов, грузовых автомобилей и автопоездов, *определяющими качествами являются: высокая несущая способность при малых массовых и габаритных параметрах в сочетании с высоким ресурсом агрегата, низкая шумность, малые внутренние потери, удобство и легкость управления.* При этом нужно особо отметить, что в настоящее время потребитель согласен даже существенно переплатить за определенные позитивные качества, будь-то высокий ресурс и надежность работы агрегата, существенно меньшая шумность или легкость управления и т.д.

Необходимо не забывать, что *организация серийного производства нового агрегата это - затраченные средства, а успешно торговать можно только агрегатом с существенными преимуществами, которые можно и необходимо рекламировать.*

Таким образом, прежде чем ставить на производство какой-либо агрегат, необходимо точно знать, что вы будете рекламировать. Аргумент, который действовал в прошлые годы - зато низкая цена агрегата - уже перестает быть определяющим и решающим фактором при выборе продукции потребителем. Теперь приоритет имеют качественные показатели продукции и зачастую аргумент *низкие цены* остается в проигрыше. Доказательство вышеуказанного мы наблюдаем уже не первый день - автомобильные заводы, например МАЗ, КамАЗ, зачастую приобретают агрегаты зарубежных фирм, а частник приобретает сплошь и рядом даже подержанные автомобили зарубежных производителей, что определяется их более высоким

качеством. Необходимо обратить внимание на еще один весьма существенный фактор: *при разработке и постановке на производство нового агрегата необходимо использовать лишь те узлы и элементы конструкции из серийно выпускаемого или снимаемого с производства агрегата и то технологическое оборудование, которые не только не снижают выходные параметры агрегата, но способствуют повышению его конкурентоспособности.* В противном случае имеющиеся производственные мощности будут только тормозить создание агрегата с перспективными выходными параметрами и фактически продлевать жизнь устаревшего агрегата, что экономически не целесообразно. *Ведущие зарубежные фирмы в области автомобильных трансмиссий ведут непрерывную модернизацию выпускаемой продукции и одновременно, в интервале 10-15 лет, выпускают принципиально новую конструкцию коробки передач с новой идеологией и с целью более полного удовлетворения потребителя какие-либо новые размерности перспективных агрегатов; при этом всегда присутствует ряд рекламируемых параметров или новых качеств, которые превосходят соответствующие показатели ранее выпускаемых аналогов.*

В настоящее время таким наиболее рекламируемым качеством является автоматизация управления силовым агрегатом, включающая в себя автоматическое управление коробкой передач, сцеплением, а в последнее время и элементами топливной аппаратуры двигателя с широким применением электроники.

Необходимо заметить, что бесшумность работы агрегата также является неотъемлемым требованием сегодняшнего потребителя, чему необходимо уделять особое внимание как при модернизации выпускаемых агрегатов, так и, особенно, при создании перспективных разработок в области трансмиссий.

Основными концептуальными отличительными особенностями перспективного развития механических коробок передач являются [1]:

1. Широкое применение 6-ступенчатых коробок передач взамен 5 ступенчатых при одновременном увеличении диапазона передаточных чисел на 25-30%, что позволит повысить тяговые и топливно-экономические показатели и в большом количестве случаев исключить необходимость применения демультипликатора в раздаточной коробке для полноприводных автомобилей гражданского назначения, что существенно упростит конструкцию трансмиссии автомобиля и уменьшит внутренние потери.
2. Применение малогабаритных синхронизаторов муфтового типа (b = 38 - 45 мм), что в совокупности с примененной кинематической схемой позволяет 6-ти ступенчатые коробки выполнить в осевых размерах 5 ступенчатых, что при установке 6-ти

ступенчатой коробки передач взамен 5 ступенчатой не потребует увеличения номенклатуры карданных валов.

3. Внутренние потери 6 ступенчатых коробок передач не должны превышать внутренние потери 5 ступенчатых коробок. В настоящее время имеется в автомобилестроении ярко выраженная тенденция к увеличению выпуска полноприводных автомобилей, что обусловлено рядом объективных факторов и, прежде всего, климатическими условиями. Применение же полноприводных автомобилей даже обычного гражданского назначения требует увеличенного диапазона трансмиссии.

Необходимо особо обратить внимание на то, что при разработке коробок передач с увеличенным числом передач с целью увеличения диапазона передаточных чисел или плотности ряда нельзя пренебрежительно относиться к конструктивному решению тех или иных элементов, влияющих на внутренние потери в коробке передач, так как прогнозируемые те или иные преимущества, обусловленные кинематическими изменениями, могут в значительной степени нивелироваться повышенными внутренними потерями в коробке передач. Так, например, применение постоянного зацепления в шестернях передач заднего хода увеличивает внутренние потери в коробке передач за счет увеличенного барбатажа смазки от промежуточных шестерен, а также противовращения ведомой шестерни на вторичном валу на 15-20%. Кроме этого, увеличиваются осевые габариты на 25-30 мм и, соответственно, масса коробки передач, а также подшипниковый узел противовращения ведомой шестерни, как показала практика эксплуатационных испытаний коробок передач S6-90, может лимитировать ресурс коробок передач.

Следовательно, особое внимание необходимо ***уделять снижению внутренних потерь в коробке передач***, что в значительной степени способствует уменьшению расхода топлива транспортного средства.

При этом удивительным является то, что если при разработке двигателей ведется огромный объем работ за снижение каждого грамма топлива на кВт в час и этот показатель является рекламируемым, то для коробок передач какие-либо регламентируемые показатели по

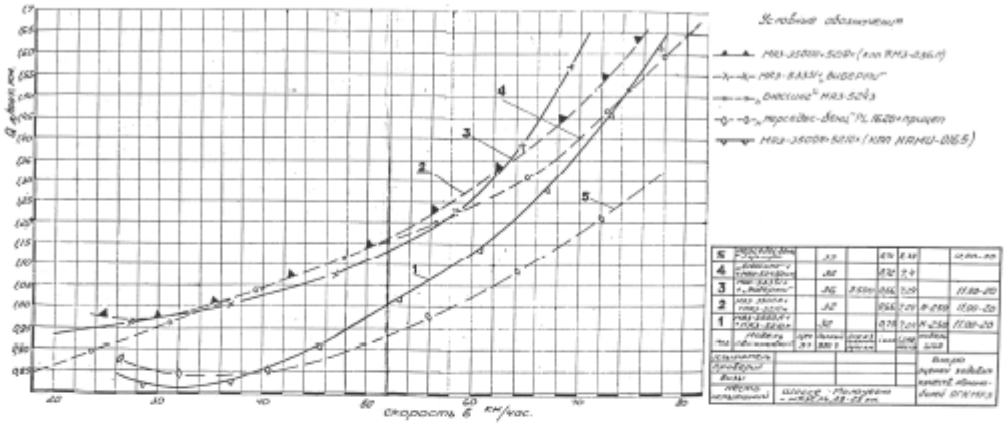
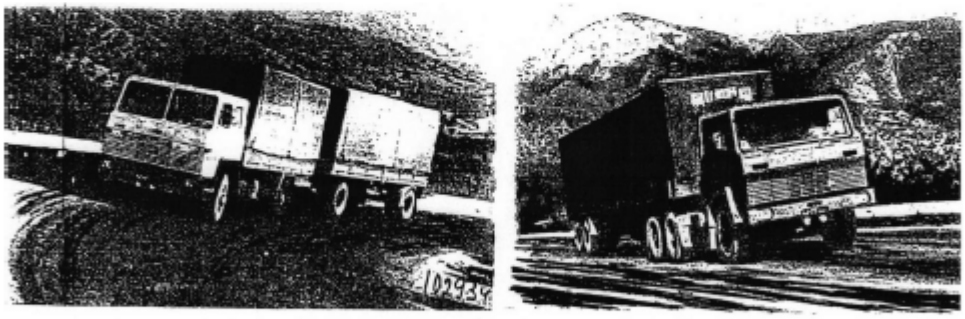


Рисунок 1. – Удельная дорожная экономическая характеристика (на 1т полного веса) автопоезда МАЗ-Э500А-5210К с коробками передач ЯМЗ-236П и НАМИ-0165 в сравнении с другими автопоездами

внутренним потерям отсутствуют.



Автопоезд МАЗ-Э500А-5210К. Автопоезд МАЗ-Э515Б-941П.

Рисунок 2. – Объекты исследования

С целью наглядности влияния конструктивных особенностей коробок передач на расход топлива автопоездов Минского автомобильного завода с разными коробками передач - 8 ступенчатой НАМИ-0165, ЯМЗ-236С и ЯМЗ-238П обратимся к результатам сравнительных испытаний (рисунки 1-3, таблицы 1-2).

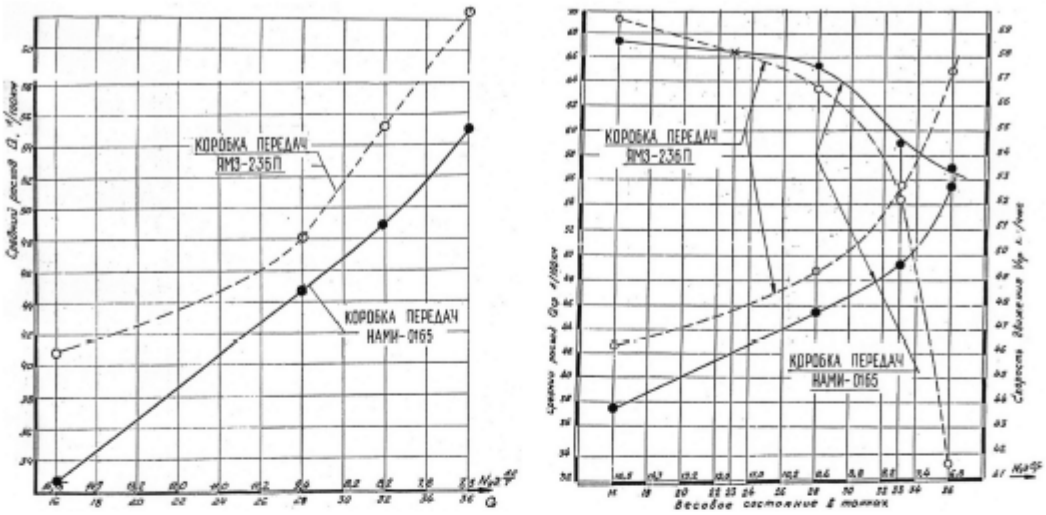


Рисунок 3. – Изменения средних скоростей движения (км/ч) и среднего расхода топлива (л/100км) автопоезда МАЗ-Э500А-2-5210К с коробками передач ЯМЗ-236П и НАМИ-0165 в зависимости от полного веса по результатам контрольных заездов Минск-Толочин-Минск, Минск- Вильнюс, Минск-Москва

Разница в расходе топлива при движении по шоссе составила от 4 до 6 л/100км и до 25 л/100км (99,6 против 125,6л/100км) при движении в гористой местности на территории Крыма в пользу коробки передач НАМИ-0165. Такая существенная разница в расходе топлива в значительной степени определяется меньшими внутренними потерями в указанной коробке передач, что четко выражено в замерах расхода топлива на прямой передаче, когда исключаются кинематические параметры коробки передач и их влияние на работу двигателя.

Таблица 1. – Средние расходы топлива (л/100км) автопоезда ЯМЗ-Э500-5210К по результатам дорожно-экономических характеристик

Модель коробки передач			НАМИ-0165	ЯМЗ-236П	НАМИ-0165	ЯМЗ-236П	НАМИ-0165	ЯМЗ-236П	НАМИ-0165	ЯМЗ-236П	НАМИ-0165	ЯМЗ-236П	НАМИ-0165	ЯМЗ-236П
Скорость. км/ч			30		40		50		60		70		75	
Повышающая передача	Полный вес автопоезда (автомобиля), т	36	31,6	37,4	33	39,5	26	42,3	41,4	47,3	51	54,2	60,0	59,0
		32	26	31	27,5	33,2	31,3	36,5	36,4	41,2	44,3	47,5	50,5	51,5
		28	22,2	27,2	24,5	28,5	28,5	33,2	33,4	38,5	41,7	44,6	47,0	43,2
		16	21,9	22,2	23,2	22,7	25,4	24,2	28,2	32,5	32,5	33	36,0	36,8
Прямая передача		36	34,2	40,5	37,1	41,2	42,6	47,3						
		32	32,7	34,3	35,6	37,1	40,7	41,4						
		28	31,5	33	33,8	35,5	38,6	39,6	44,3					
		16	26,5	26,2	28,1	28	32,5	32,8	40,0	40,5				

Таблица 2. – Средние расходы топлива(л/100км) автопоезда ЯМЗ-Э515Б-941П по результатам дорожно-экономических характеристик

Модель коробки передач			НАМИ-0165	ЯМЗ-236П	НАМИ-0165	ЯМЗ-236П	НАМИ-0165	ЯМЗ-236П	НАМИ-0165	ЯМЗ-236П	НАМИ-0165	ЯМЗ-236П	НАМИ-0165	ЯМЗ-236П
Скорость. км/ч			30		40		50		60		70		75	
Повышающая передача	Полный вес автопоезда (автомобиля), т	41	39,1	40,6	41,0	43,3	45,0	48,0	51,1	54,8	59,3	62,9	69,4	73,0
		38	37,8	39,2	38,9	41,8	42,8	46,3	48,9	52,5	56,5	60,4	60,4	70,0
		36	36,0	37,0	36,6	39,2	39,8	43,3	45,5	49,2	53,0	57,2	57,2	66,6
Прямая передача		41	45,0	44,8	46,8	47,8	52,6	54,8	63,6	67,6				
		38	41,8	43,4	43,6	47,0	48,7	53,0	59,6	64,8				
		36	40,6	42,2	45,4	46,7	50,8	57,8	61,4					

Необходимо четко уяснить, 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. В таблице 3 представлены основные параметры перспективных коробок передач, разработанных в НАМИ, а на рисунках 4-5 в таблице 4 в качестве примера представлены кинематическая схема, продольный разрез коробки передач ТМ 16-2000, а также результаты геометрических и прочностных расчетов.

Весьма показательным фактом существенного различия основных параметров коробок передач можно проследить при сравнении 3-й и 4-й размерностей коробок (М6-1100 и ТМ8-1300), выполненных по разным кинематическим схемам, но при одинаковом техническом уровне конструирования одинаковом осевом размере синхронизаторов 45 мм и одинаковом осевом габарите коробок передач 460 мм.

Таблица 3. – Основные параметры перспективных коробок передач

Модификации	Обозначение коробки передач	Входной момент, нм	Число передач	Диапазон	Осевой габарит по торцам картера, мм	Межцентровое расстояние, мм	Масса[1], 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	ТМ8-2000	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	ТМ16-2700	2700	16	17,43	615	170	335

[1] Масса коробки передач без картера сцепления

Типоразмеры 1,4,5.1,5.2,3 имеют модификации с высшей прямой передачей

Коробка передач ТМ8-1300 по сравнению с коробкой передач М6-1100 имеет следующие преимущества: 8 передач вместо 6; межцентровое расстояние уменьшается со 165 до 135 мм; величина входного крутящего момента возрастает с 1300 до 1650Нм; диапазон передаточных чисел увеличивается с 9,1 до 12,38; масса коробки передач уменьшается с 205 до 160 кг; обеспечивается модификация коробки передач с высшей прямой передачей с входным крутящим моментом 1300 Нм и диапазоном передаточных чисел 12,38, что позволит иметь несколько меньшие внутренние потери и шумность коробки передач, что будет оптимальным при использовании данной модификации на автобусах; в силу меньших диаметральных размеров деталей обеспечится существенно меньшая поводка деталей при термообработке; из-за большого ряда конструктивных и кинематических отличительных особенностей; меньшие линейные скорости, меньше шестерен и т.д., коробка передач ТМ8-1300 будет иметь существенно меньшие внутренние потери; за счет высоких степеней перекрытия зубьев шестерен будет обеспечена бесшумность работы коробки передач.

На данном примере видно, какие значительные преимущества приобретает перспективный агрегат, когда в нем реализуются опережающие, но экспериментально апробированные кинематические схемы и технические решения при оптимальном их конструктивном выполнении.

Необходимо особо обратить внимание на то, что оговоренные преимущества коробки передач ТМ8-1300 получены в сравнении с коробкой передач М6-1100, которая в настоящее время по своим параметрам выше мировых аналогов.

4. Малые осевые габариты и массовые параметры коробок передач даже при их относительно завышенной несущей способности позволяют использовать агрегат при относительно небольших крутящих моментах двигателя. В конечном итоге низшая граница применения коробки передач определяется его габаритными и весовыми параметрами. Малые весовые показатели коробок передач позволяют иметь меньшее число их типоразмеров и, соответственно, более массовый выпуск, что будет способствовать снижению стоимости агрегата.

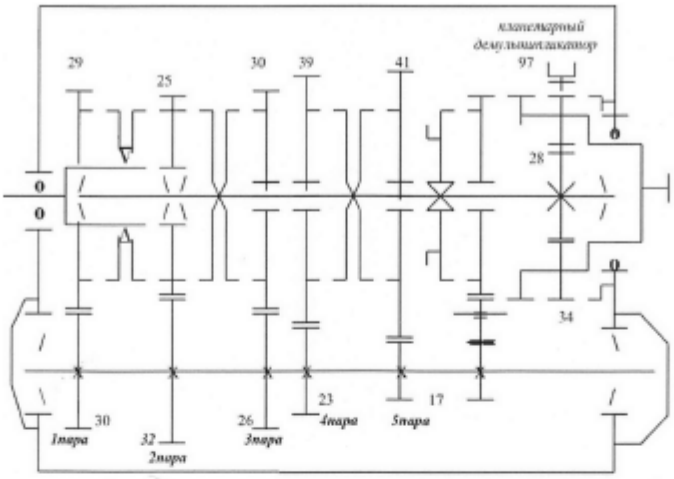


Рисунок 4. – Кинематическая схема 16 ступенчатой коробки передач ТМ16-2000

5. Для всего типоразмерного ряда коробок передач от М6-300 до ТМ16-2700 предусматриваются следующие виды управления:

1.Механическое или пневмомеханическое;

2. Электропневматическое:

2.1. Преселективное;

2.2. Командное (полуавтоматическое);

2.3. Автоматическое.

Для всех шести модификаций коробок передач серии ТМ предусмотрена единая конструкция как пневмомеханического, так и электропневматического управления.

Для управления коробками передач всего семейства требуются два механизма управления:

- Четырех ходовой для управления 6 ступенчатыми коробками передач (рисунок 6);
- трех ходовой для управления 8-, 10-, 12- и 16- ступенчатыми коробками передач (рисунок 7).

Одновременно для управления всем семейством коробок передач требуются два унифицированных контроллера (рисунок 8). Управление делителем в 12 и 16 ступенчатых коробках передач производится автоматически при работе как на режиме автоматического, так и командного управления.

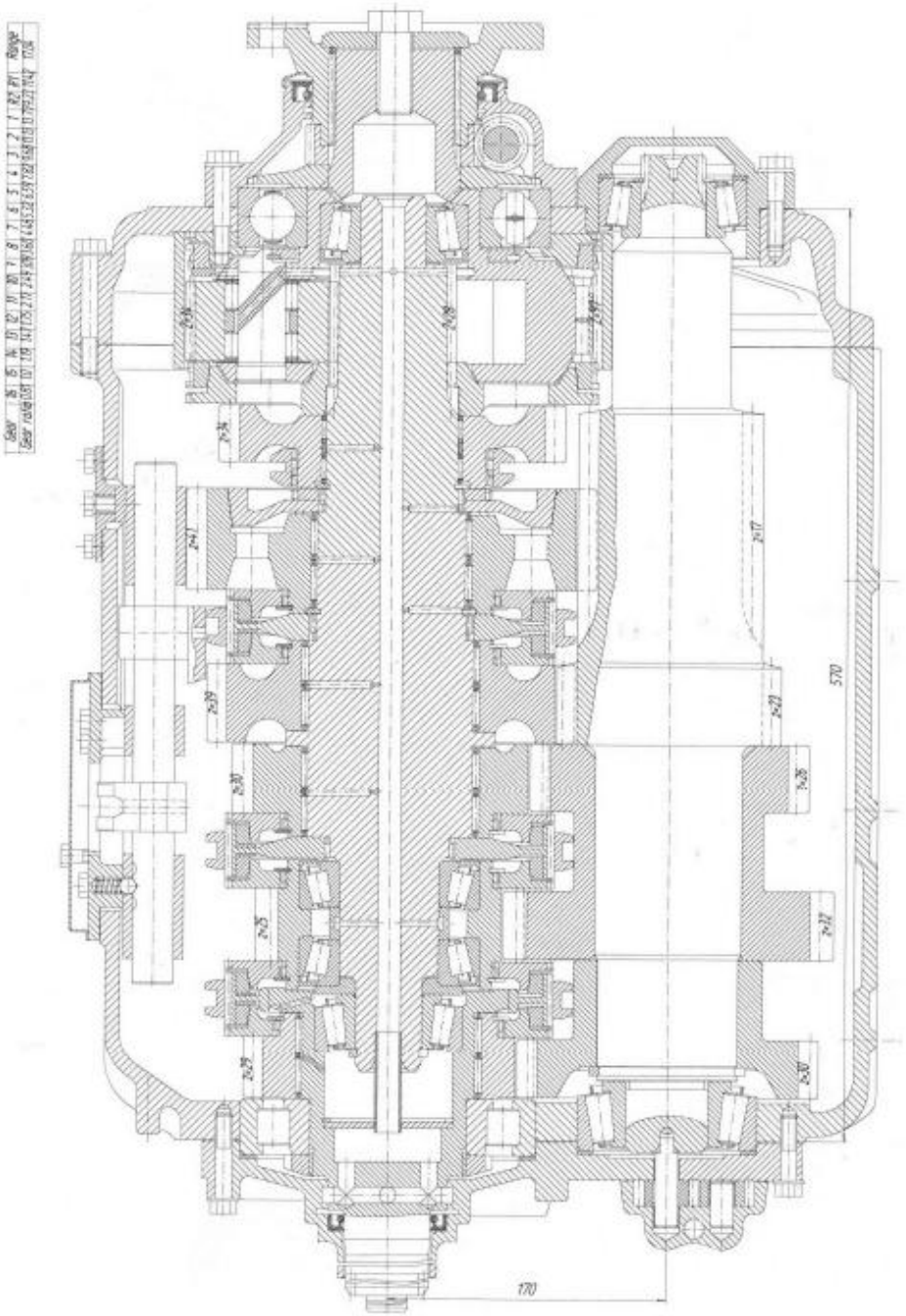


Рисунок 5. – Продольный разрез коробки передач ТМ16-2000

Таблица 4. – Сводная таблица геометрических и прочностных параметров шестерен основного редуктора и демультипликатора коробки передач ТМ 16-2000

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_α: E_β	Степень перекрытия E_α: E_α	В режиме работы 1-й пары привода: Момент M кгм	Напряжения: изгиб σ кг/мм²	Напряжения: контакт P кг/мм²	Осевая сила A кг	В режиме работы 2-й пары привода: Момент M кгм	Напряжения: изгиб σ кг/мм²	Напряжения: 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	36.75 38.3	1,25	186.4 179.7	157.6 151	2.398 2.515	2.579	0.86 + 1.71	220	22 21,6	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 15,2	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	23,3 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	- 0.08 0.2	62 76	1,25	252.8 115.9	221.2 84.3	3.11 1.5	2.45	0.6 + 1.86	223,3	22 18,7	128,3	788,7	277	27,25 23,1	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	0.2 0.149	47 40	1,25	115.9 144.3	84.3 112.9	1.50 2.20	2.095	0.38+ 1.72	223,3	31,3 36	192	778 ,8	277	39 44,5	214.3	964,7
7 пара	22 34	1.545	5.75	10	0.149 0.078	40 35	1,25	144.3 213.7	112.9 182.1	2.20 2.76	2.18	0.31 + 1.87	282,7	35.2 39	169	770	351	44.8 48,3	213.4	953,7
Планетарный демультипликатор																				
Число сателлитов p=5, передаточное число U=4.46, межосевое расстояние Aw=80 мм, Bw1=48,6 мм, Bw2=48,6мм.																				
Корона	97	2.853	2.5	0	1.178	60	1	243.76	254.25	2.3	1. 48		526,5	21 37,4 / 43	88,2	-	654,2	26,2 46,2 / 53	98,6	-
Сателлит	34				0.6 5	48.6		93. 0	81. 63	1.52										
Солнце	28	1.214			0.46	48.6 59		76.75	66	1.77	1.42			38,5	171,5			48,4	191,3	

Передаточные числа	*Передача*	*1 6*	*15*	*14*	*13*	*12*	*11*	*10*	*9*	*8*	*7*	*6*	*5*	*4*	*3*	*2*	*1*	*xx1*	*xx2*	*Диапазон передаточных чисел*	
	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*		*17.04*

На режиме трогания автомобиля и маневрирования используется педаль сцепления. На режиме движения с переключением передач управление сцеплением производится автоматически.

Таким образом, в соответствии с ярко выраженной тенденцией, наблюдаемой в мире по применению автоматизированных систем управления механическими коробками передач, НАМИ в соответствии с требованиями перспективы предусматривает применение автоматизированных систем управления для всей гаммы перспективных механических коробок передач.

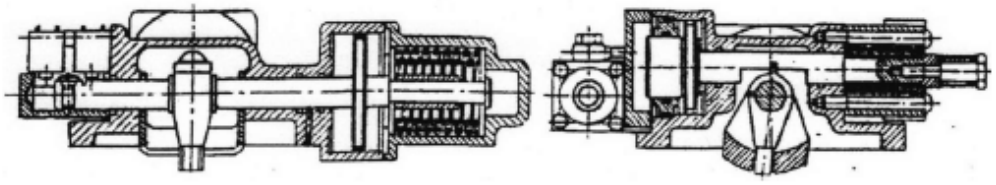


Рисунок 6. – Четырех ходовой механизм электропневматического управления переключением 6 ступенчатыми коробками

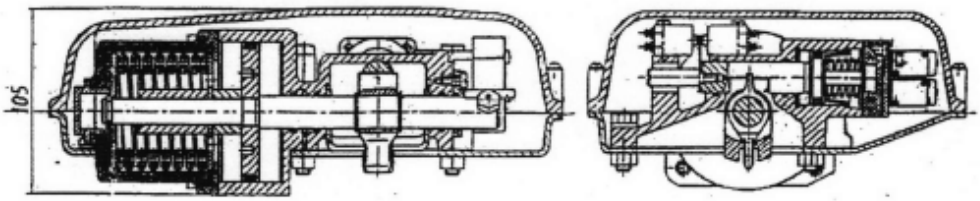


Рисунок 7. - Трех ходовой механизм электрического управления переключения передач

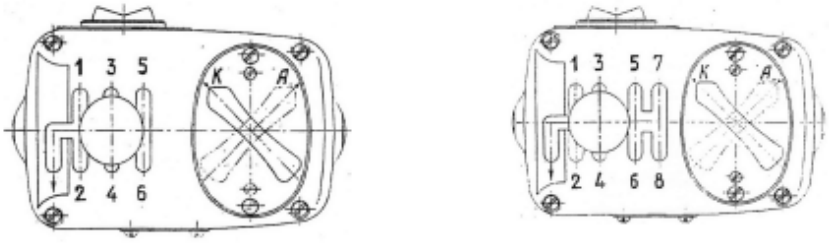


Рисунок 8. - Контроллер полуавтоматического и автоматического управления ступенчатыми коробками передач **а) 6 и 8 ступенчатыми; б) 8 и 16 ступенчатыми**

Рассмотрим основные отличительные особенности и преимущества типоразмерного ряда перспективных механических коробок передач.

Центральным автомобильным институтом НАМИ была поставлена задача на базе имеющегося отечественного 45-летнего опыта, а также достижений ведущих зарубежных фирм в области трансмиссий, таких как, "Цанрад Фабрик", "Итон", "Мерседес Бенц" и др., разработать

типоразмерный ряд перспективных механических коробок передач для автомобилей, тяжелых автопоездов и самосвалов под двигатели мощностью от 74 до 518 кВт (от 100 до 700 л.с.) в диапазоне крутящих моментов от 200 до 2700 Нм.

Создаваемые перспективные коробки передач должны были иметь максимально простые конструкторские решения, апробированные испытаниями и превосходящие по выходным параметрам лучшие известные зарубежные аналоги ведущих в области трансмиссий зарубежных фирм.

В результате исключительно большого объема многолетних конструкторских, научно-исследовательских и экспериментальных работ удалось выполнить поставленную задачу, в результате чего разработанный типоразмерный ряд включает в себя всего пять базовых типоразмеров коробок передач, три из которых являются 6 ступенчатыми и две - многоступенчатыми, соответственно 8 и 16 ступенчатыми коробками передач.

Позитивными особенностями трех типоразмеров 6 ступенчатых коробок передач, охватывающих более чем 6 кратный диапазон крутящих моментов -от 200 до 1300 Нм, в частности, являются следующие:

- осевые габариты, внутренние потери и масса коробок передач находятся в пределах или менее 5 ступенчатых коробок передач, при этом широкий диапазон передаточных чисел исключает необходимость для автомобилей типа "джип" и повышенной проходимости применения демультипликаторов в раздаточной коробке передач, что упрощает управление и удешевляет стоимость трансмиссионного агрегата;
- единая унифицированная система автоматизированного электропневматического управления;
- уменьшение расхода топлива за счет низких внутренних потерь и широкого диапазона передаточных чисел коробок передач.

Для всего семейства модели «ТМ» многоступенчатых коробок передач 2 из которых - ТМ8-1300 и ТМ 16-2000 являются базовыми типоразмерами и 8 модификаций (принимая во внимание возможность применения как высшей прямой, так и повышающей передачи, что предельно малой ценой расширяет возможности применения многоступенчатых трансмиссий, принимая во внимание различие мощностных показателей двигателей и условий эксплуатации автомобилей и автопоездов) впервые в мировой практике за счет целого ряда оригинальных опережающих технических решений удалось выполнить по предельно простой трех вольной кинематической схеме без каких-либо дополнительных опор и паразитных деталей. Это позволило иметь осевой габарит базовой коробки передач ТМ 16-2000 на 85 мм меньше по

отношению к самой последней коробке передач фирмы "Цанрад Фабрик" модели "Astronic 16AS 2200" , хотя последняя имеет 2 промежуточных вала и меньшую несущую способность, что при пересчете на равноценную несущую способность увеличивает разницу в осевом габарите с 85 до 133,5 мм и это без учета разницы в 20 мм, обусловленной установкой в основном редукторе двух зубчатых муфт взамен синхронизаторов.

Таким образом, при функциональных одинаковых возможностях разница в осевом габарите достигает значения в 158,5 мм в пользу коробки передач ТМ16-2000. Это, в частности, и является одним из важных показателей позитивных отличительных особенностей опережающего технического уровня конструкторских решений.

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. 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 "Цанрад Фабрик" на режиме измерения - прямая передача при 2000 мин$^{-1}$).

Ниже приводится сравнение параметров и технологических свойств коробки передач ТМ16-2000 с коробкой передач «Цанрад Фабрик» S16-220 «Экосплит», которая наиболее близка к коробке передач ТМ 16-2000 по кинематическим и выходным параметрам.

Синхронизатор ТМ16-2000 (рисунок 5) имеет широкую ступицу, ограничиваемую зубчатыми венцами, что уменьшает угловые колебания муфты синхронизатора при включенной передаче и склонность к самовыключению передачи [2]. 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 «Цанрад Фабрик» 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 «Цанрад Фабрик» использует для ограничения хода широкие (строенные) зубья, что требует обязательного применения протяжек, в то время как муфта ТМ 16-2000 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. 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 «Цанрад Фабрик», которые обуславливают увеличенные внутренние потери.

В коробке передач ТМ 16-2000 направление спирали зуба имеет противоположное направление по отношению к общепринятому классическому, в том числе, примененном в коробке передач «Цанрад Фабрик». 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 НАМИ, показало, что указанная схема блокировки дифференциального ряда 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 «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, 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 "Цанрад Фабрик" 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.

Рассмотрим отличительные особенности двух планетарных кинематических и конструкторских схем, которые оказывают существенное влияние на шумовые показатели планетарного ряда. Испытания, проведенные в НАМИ, не позволили зафиксировать хоть какую-то разницу в шуме при включенном низшем и высшем диапазоне. Аналогичен результат, полученный «Цанрад Фабрик» после применения косозубого зацепления. Это объясняется следующими факторами. При наличии прямозубого зацепления в конструкции «Цанрад Фабрик» корончатая шестерня обладает избыточной свободой. При наличии косозубого зацепления появляются осевые силы, которые прижимают коронную шестерню к передаточному звену и тем существенно уменьшают избыточную свободу коронной шестерни.

При избыточной свободе происходит увеличение шумности по результатам экспериментов «Цанрад Фабрик». Одновременно нужно отметить, что применение косозубых шестерен уменьшит изгибную прочность солнечной шестерни. В конструкции планетарного ряда ТМ 16-2000 такая избыточная свобода полностью исключается за счет того, что при включении низшего диапазона корончатая шестерня прижимается башмаками к стенке картера демультипликатора. Это исключает колебания и вибрации коронной шестерни, в то время как функцию плавающего звена выполняет водило с сателлитами. Одновременно нужно отметить, что за счет исключения промежуточной опоры в конструкции ТМ16-2000 полностью отсутствует перекос оси сателлитов при прогибе и перекосе валов, что обеспечит

надлежащий контакт зубьев шестерен планетарного ряда.

Особо стоит остановиться на оригинальном конструктивном 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 улучшает его компоновочные возможности и сборку коробки передач;
- сокращается длина штоков вилок в 2-2,5 раза;
- отличается высокой технологичностью изготовления вилок из листовой полосы, к тому же полностью унифицированных для всех трех синхронизаторов.

Касаясь конструктивных особенностей механизмов управления основным редуктором, делителем и демультипликатором, необходимо отметить, что все они также выполнены автономными механизмами и узлами в виде функционально самостоятельных модулей. В противоположность к блочному принципу конструирования, когда электроклапаны располагаются в едином блоке, в конструкции механизмов управления коробки передач ТМ16-2000 электроклапаны устанавливаются непосредственно на исполнительных механизмах, что исключает шесть пневматических шлангов. Это увеличивает надежность работы системы управления, повышает быстродействие работы силовых элементов за счет исключения воздушной трассы.

Конструкция механизмов управления основным редуктором предусматривает унификацию всех основных элементов, что повышает технологичность этих механизмов.

Важной особенностью разработанной перспективной коробки передач ТМ16-2000 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 конструктивных решений было апробировано

большим объемом стендовых, лабораторных и дорожно-эксплуатационных испытаний, что гарантирует надежную работу примененных конструктивных решений и, следовательно, коробки передач в целом.

а)

б)

Рисунок 9. – Экспериментальные образцы коробок передач: а) ТМ16-2000, б) ТМ8-2000

С целью промышленной реализации выполненных разработок, многолетних исследований и испытаний в области механических коробок передач считаем технически и экономически целесообразным, принимая во внимание целый комплекс опережающих технических решений, широкую унификацию коробок передач типоразмерного ряда и технологическую специфику конструкторских решений, создать на базе завода ГК КОМ (г. Набережные Челны, ООО "КОМ") специализированное производство по выпуску механических коробок передач в соответствии с разработанным типоразмерным рядом, на котором уже выпущены экспериментальные образцы коробок (рисунок 9).

Список литературы

1. 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.
2. 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.

ISSN 2073-9133
журнал
№2 (67) 2011
Автомобильных
Инженеров
ЖУРНАЛ ААИ
GLIDER
IVECO
АССОЦИАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ИНЖЕНЕРОВ
КОНЦЕПТ-ТРАК IVECO GLIDER
ОБ ИСТОКАХ КРИЗИСА АМЕРИКАНСКОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ
ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ НАЧАЛА СЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

УДК 629.113

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ МЕТОДОМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

А.В. Тумасов, к.т.н., доцент / А.М. Грошев, к.т.н., доцент / С.Ю. Костин, аспирант / М.И. Саунин, аспирант / Ю.П. Трусов, аспирант
НГТУ им. Р.Е. Алексеева

В.Г. Дыгало, к.т.н., доцент / ВолгГТУ

Исследование свойств активной безопасности транспортных средств (ТС) является важной задачей на этапах их проектирования, доводки и сертификации. Все большее значение при выполнении работ, направленных на повышение активной безопасности автотранспортных средств, приобретает имитационное моделирование, представляющее процесс конструирования на ЭВМ модели сложной реальной системы, функционирующей во времени, и постановки экспериментов на этой модели с целью либо понять поведение системы, либо оценить различные стратегии, обеспечивающие функционирование данной системы [1]. Имитационные модели транспортных средств и систем могут быть использованы для оценки их эксплуатационных свойств, определения возможных способов совершенствования их конструкций, оценки влияния определенных конструктивных изменений на управляемость и устойчивость.

В последнее время наиболее перспективным является имитационное моделирование движения автотранспортных средств с использованием специальных программно-аппаратных комплексов (ПАК), включающих в себя: реальные компоненты тормозной системы, измерительный комплекс, специальное программное обеспечение. Такой подход позволяет моделировать поведение транспортных средств не только с учетом конструктивных параметров автомобиля, дорожных условий и действий водителя, но также с учетом особенностей работы реальных агрегатов и блоков управления [2].

Следует отметить, что применение ПАК имеет важное практическое значение. Например, Правилами ЕЭК ООН № 13-11, принятыми 10 сентября 2009 г. постановлением Правительства Российской Федерации № 720 в составе Технического регламента о безопасности колесных транспортных средств, допускается проведение оценки динамического движения ТС, оснащенного системой электронного контроля устойчивости (ЭКУ), как по результатам натурных испытаний, так и по результатам имитационного моделирования [3]. Поэтому исследование тормозных свойств ТС и оценка эффективности ЭКУ с помощью ПАК имеет хорошие перспективы, поскольку полученные результаты могут быть реализованы на практике не только в виде конкретных конструкторских решений, но также могут использоваться и при сертификации ТС.

Среди отечественных работ, посвященных имитационному моделированию движения ТС, следует отметить исследования, проведенные специалистами ВолгГТУ [4 — 6]. На рис. 1 показан имитационный стенд-тренажер для проведения виртуальных испытаний, который включает в себя следующие основные узлы и блоки: три персональных компьютера, соединенные в сеть; стенд с физической моделью тормозной системы легкового автомобиля, выполненной на основе реальных агрегатов тормозного привода и элементов АБС; устройство для моделирования тактильных воздействий на рулевое колесо; устройство сопряжения объектов; энергетическую и измерительную систему стенда. Данный стенд позволяет проводить виртуальные испытания автоматизированных тормозных систем любых типов и, практически, всех схем антиблокировочных тормозных систем.

Для исследования характера управляемого движения в режиме торможения на имитационном стенде-тренажере перед водителем установлен

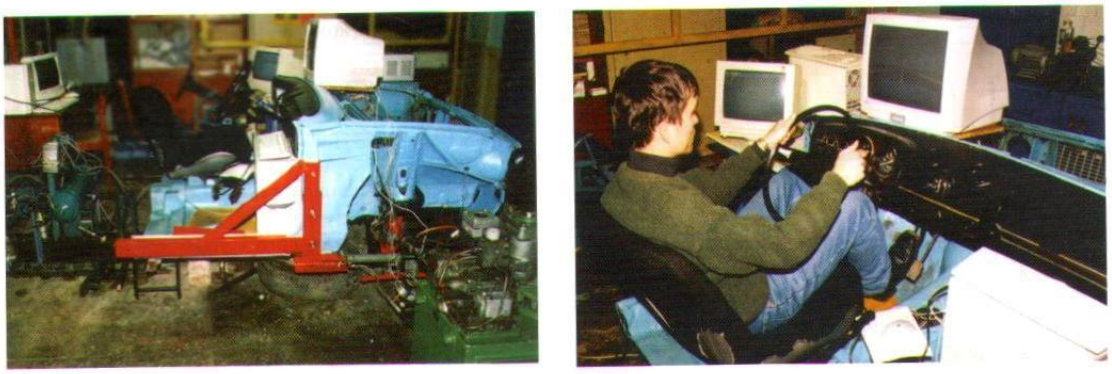


Рисунок 1. Имитационный стенд-тренажер для испытания автоматизированных тормозных систем автомобилей (ВолгГТУ)

монитор, при этом на персональном компьютере реализуется построение и отображение дорожной обстановки и динамика изменения дорожной ситуации. На экране отображается прямолинейный участок дорожного полотна с осевой линией, информирующей о границе раздела сред с различным коэффициентом сцепления. Показана часть капота автомобиля для оценки водителем габаритов автомобиля. На капоте имитируется точка цели для возможности оценки водителем величины отклонения автомобиля в процессе торможения.

После проведения эксперимента на имитационном стенде-тренажере возможно мгновенное получение итоговых результатов (более 40 параметров), характеризующих процесс торможения. Все параметры можно отобразить и сохранить в виде графических зависимостей, или таблиц для дальнейшего анализа результатов имитационного моделирования.

В данной статье отражены результаты работы, выполненной специалистами НГТУ и ВолгГТУ в рамках Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг.» (государственный контракт № П460 от 13.05.2010 г.). Научно-исследовательская работа включала компьютерное моделирование движения автобуса и оценку его эксплуатационных свойств в соответствии с требованиями нормативных документов. Исследования были направлены на развитие методик расчетно-экспериментального определения свойств ТС и являлись одним из этапов

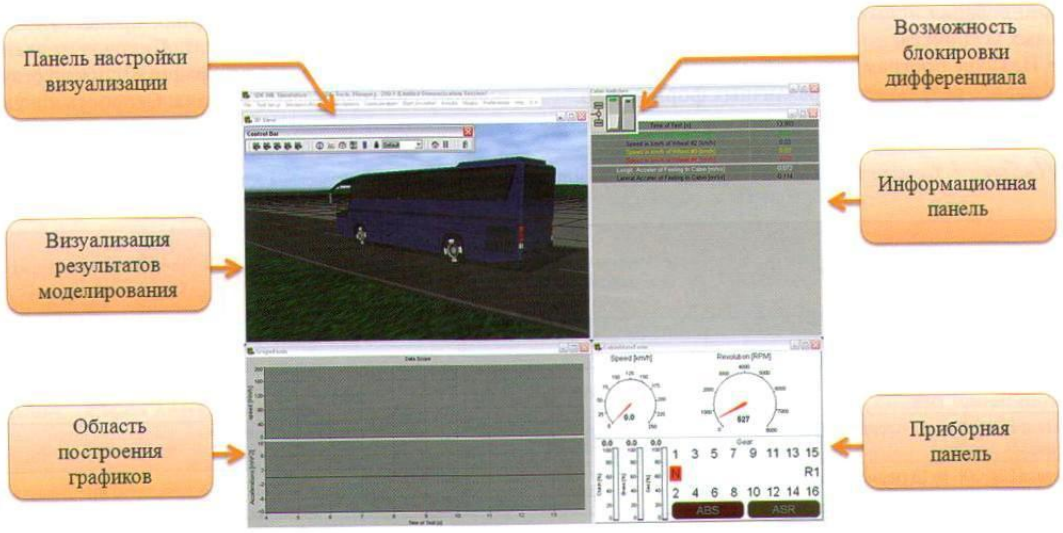


Рисунок 2. Интерфейс программы SDK-Simulation

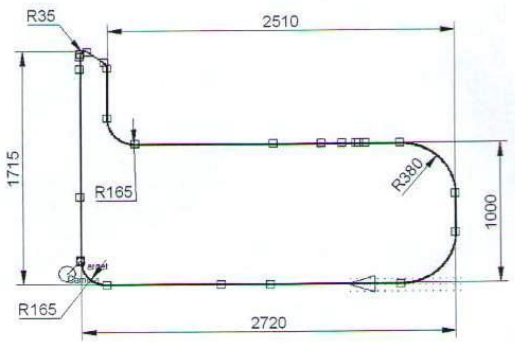


Рисунок 3. Схема виртуального полигона (размеры в м)

создания ПАК по оценке свойств активной безопасности коммерческих транспортных средств.

В качестве программного обеспечения был выбран пакетный комплекс SDK Simulation, обладающий значительным функционалом, и имеющий широкий спектр возможностей:

- Моделирование движения транспортного средства в реальном времени;
- Обеспечение высококачественной текстурированной трехмерной визуализации;
- Возможность создания моделей транспортных средств категорий M2, M3, N2 и N3;
- Моделирование подсистем транспортного средства;
- Связь с внешними аппаратными средствами для формирования испытательной системы на базе реальных устройств;
- Наличие программируемой модели водителя;
- Запись результатов в различных формах и др.

Создание имитационной модели движения транспортного средства в программном комплексе SDK Simulation можно разделить на несколько этапов:

- задание параметров транспортного средства (более 70 параметров, описывающих особенности конструкции);
- формирование окружающей среды (задание параметров полотна пути);
- задание управляющего воздействия (формирование алгоритма управления транспортным средством);
- выбор модели водителя (задание времени запаздывания и скорости реакции на изменяющиеся условия движения) и др.

Интерфейс программы (рис. 2) позволяет в режиме реального времени оценить характер движения модели транспортного средства, получить необходимую информацию о параметрах движения (скорости, ускорении и т.д.).

С целью проведения имитационного моделирования различных условий движения был разработан виртуальный полигон (рис. 3), обеспечивающий возможность имитации сертификационных испытаний по требованиям ГОСТ Р 52302-2004 (вхождение в поворот, смена полосы движения) [7] и Правил ЕЭК ООН № 13-10 (торможение) [8].

В качестве объекта моделирования был выбран автобус ПАЗ-320412-03, для которого была разработана модель и заданы соответствующие условия управляющего воздействия.

Для примера на рисунках 4 и 5 показаны результаты имитационного моделирования процесса смены полосы движения (переставки). Пиковое значение поперечного ускорения на графике соответствует моменту смены полосы движения. Скорость маневра

Таблица 1. Сопоставление результатов моделирования с данными, полученными при сертификационных испытаниях

Нормативный документ	Данные имитационного моделирования	Результаты сертификационных испытаний	Требования нормативных документов
ГОСТ Р 52302-2004 (поворот) скорость маневра, км/ч	55,2	53,0	> 51
ГОСТ Р 52302-2004 (переставка) скорость маневра, км/ч	58,1	58,4	> 56
Правила ЕЭК ООН № 13 (торможение*) тормозной путь, м	25,0	21,9	< 31,5
Правила ЕЭК ООН № 13 (торможение*) замедление, м/с2	5,6	7,0	> 4,0

* Условия торможения: Испытание типа 0 (оценка эффективности торможения с «холодными» тормозными механизмами). Двигатель соединен с трансмиссией. Начальная скорость торможения 50 км/ч. Масса автобуса соответствует полной массе ТС.

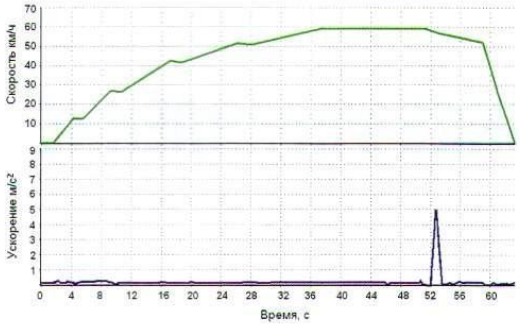


Рисунок 4. Зависимость скорости и поперечного ускорения автобуса от времени для испытания «переставка»

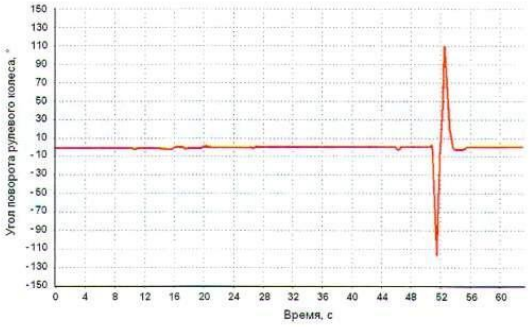


Рисунок 5. Зависимость угла поворота рулевого колеса автобуса от времени для испытания «переставка»

составила 58 км/ч, что является достаточным для исследуемого автобуса.

В целом, результаты моделирования движения автобуса показали, что эксплуатационные свойства модели удовлетворяют минимально необходимым требованиям, т.е. модель характеризуется достаточным уровнем активной безопасности. В табл. 1 представлены некоторые результаты моделирования в сравнении с данными, полученными при сертификационных испытаниях автобуса ПАЗ-320412-03 (данные предоставлены ООО «Павловский автобусный завод»). Из таблицы видно, что расхождение результатов не превышает 20%, при этом, наибольшее расхождение получено при имитации торможения ТС. Данные результаты объясняются тем, что проведенные исследования ограничивались использованием только программного обеспечения (Software-in-the-loop simulation), при этом не учитывались особенности работы реальных агрегатов тормозной системы.

Таким образом, для более адекватного и достоверного имитационного моделирования необходимо использовать специальные программно-аппаратные комплексы, включающие в себя не только программное обеспечение, но также реальные компоненты конструкции ТС (в частности, агрегаты тормозной системы, включая электронные блоки управления и компоненты электронных систем активной безопасности).

В заключении следует отметить, что использование ПАК является перспективным направлением развития в области имитационного моделирования движения транспортных средств и повышения их активной безопасности, позволяющим повысить качество научно-технических разработок и сократить объем дорогостоящих экспериментальных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шеннон, Р. Имитационное моделирование систем — искусство и наука / Р. Шеннон. М.: Мир, 1978. — 415 с.

2. Тумасов, А.В. Применение электронных систем курсовой устойчивости на коммерческом транспорте российского производства / А.В. Тумасов, А.М. Грошев, Л. Палкович. «Журнал ААИ» Журнал ассоциации автомобильных инженеров. № 1 (60), 2010. С. 34-37.

3. Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств, постановление Правительства Российской Федерации № 720 от 10.09.2009 г.

4. Дыгало, В.Г. Виртуально-физическая технология моделирования в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин // Известия ВолгГТУ № 8 (34). Межвузовский сборник научных статей. Волгоград. 2007 — с. 23 — 27.

5. Дыгало, В.Г. Стенд для комплексных лабораторных испытаний ЭГТС / В.Г.Дыгало, А.А. Ревин, А. Сорниотти, М. Веллардокиа // Автомобильная промышленность, № 3, 2006 — с. 34-36.

6. Дыгало, В.Г. Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин; ВолгГТУ. — Волгоград, 2006.- 316 с.

7. ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания».

8. Правила ЕЭК ООН № 13-10 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения»

ISSN 1992-3252
МИР ТРАНСПОРТА
1 2011
• МИР ТРАНСПОРТА • 01 2011
•ТЕОРИЯ•ИСТОРИЯ
•КОНСТРУИРОВАНИЕ БУДУЩЕГО
Экспедицией корабля «Союз ТМА-21», носящего имя Юрия Гагарина, земляне отмечают 50-летие первого полета человека в космос
Стр. 123

Транспорта МИР

•ТЕОРИЯ •ИСТОРИЯ
•КОНСТРУИРОВАНИЕ БУДУЩЕГО

1 2011 (34)

Учредитель:

Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ)

Редакционный совет:

Б. А. Лёвин – доктор технических наук, профессор МИИТ – председатель совета
Б. В. Гусев – член-корреспондент РАН – заместитель председателя совета
В. И. Галахов – доктор технических наук, профессор МИИТ – ответственный секретарь совета
И. С. Беседин – кандидат экономических наук, начальник Калининградской железной дороги
Ф. С. Гоманков – кандидат технических наук, профессор МИИТ
А. А. Горбунов – доктор политических наук, профессор МИИТ
В. Г. Григоренко – доктор технических наук,профессор Дальневосточного государственного университета путей сообщения
П. С. Грунтов – доктор технических наук, профессор (Республика Беларусь)
Н. А. Духно – доктор юридических наук, профессор МИИТ
Д. Г. Евсеев – доктор технических наук, профессор МИИТ
Л. А. Карпов – кандидат технических наук, профессор МИИТ
В. И. Колесников – академик РАН, профессор Ростовского государственного университета путей сообщения
К. Л. Комаров – доктор технических наук, профессор Сибирского государственного университета путей сообщения
Б. М. Лапидус – доктор экономических наук, профессор
В. П. Мальцев – доктор технических наук, профессор МИИТ
Л. Б. Миротин – доктор технических наук, профессор Московского автодорожного института (технического университета)
Н. П. Терёшина – доктор экономических наук, профессор МИИТ

СОДЕРЖАНИЕ

ВОПРОСЫ ТЕОРИИ

Михаил Бадёр *Алексей Королев*	Расчёт магнитного поля с помощью многоядерных процессоров	4
Алексей Беляев	Детализация модельных уровней энергоустановок	10
Александр Бакланов	Кинематические параметры режимов движения	20
Геннадий Петров *Ержан Адильханов* *Шолпан Секерова*	Оценка скользунов постоянного контакта	28
Сергей Томашевский	Колёсная пара-буксовый узел: модели напряжений	38

НАУКА И ТЕХНИКА

Евгений Коссов *Сергей Никипелый*	О снижении энергоемкости накопителя	46
Александр Блохин *Василий Маньковский* *Александр Фадеев*	Инновационнные решения для ведущего моста	52
Александр Пузанков *Виталий Попов*	Экипаж перспективных вагонов метрополитена	56
Юрий Богданов	Рельсовые нити в цепях автоблокировки	62
Владимир Цыбульский *Олег Мельниченко*	Методы диагностики и контроля букс подшипников	68
Геннадий Рябцев *Илья Семёнов* *Илья Ермаков*	Конденсаторные накопители энергии метровагонов	74

ЭКОНОМИКА

Алина Романова *Сергей Бабан* *Алла Гусева*	Эконометрические модели трибологических процессов	80
Эмилия Минакова	Логистика и конкуренция компромиссов	86
Валентин Жданов	Критерии экономии и выбор техники	94
Анна Марцинковская	Методология оценки инвестиций	100
Владимир Глазков	Аргументы внутреннего железнодорожного туризма	104

ПРОБЛЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Анатолий Киселенко *Евгений Сундуков*	«Узкие места» в региональной системе	112
Эдуард Клименко	Сервис-ориентированная архитектура АСУ	116
Юрий Сидоров *Татьяна Гаранина*	Удельная экологическая плотность	120
Юрий Полевой	Классификация адаптивных рельсовых цепей	124
Галина Кравченко *Наталия Кузнецова*	Оценка качества сертификации	130
Валентин Пономарев *Сергей Донцов*	Управление комплексной безопасностью промывочно-пропарочных станций	136

ОБРАЗОВАНИЕ И КАДРЫ

Леонид Карпов	Обучение профессиональной компетентности	144
Алексей Романов *Виктор Кочетов*	Колледж предлагает программу	152
Владимир Старовойт	Компетентностный подход к персоналу	156

КОЛЕСО ИСТОРИИ

Дмитрий Мачерет	Создание железных дорог и экономический рост	164
Ольга Голосова	Системная нагрузка: миг рушит гору	170
Николай Григорьев	Энергия идей	178

КНИЖНАЯ ЛОЦИЯ

Евгений Заречкин	Источники и носители инноваций	184
	Авторефераты диссертаций	186
	Новые книги о транспорте	188

УДК 629.113

Инновационнные решения для ведущего моста

Александр БЛОХИН
Alexander N.BLOHIN

Василий МАНЬКОВСКИЙ
Vassily V.MANKOVSKY

Александр ФАДЕЕВ
Alexander S.FADEEV

***Блохин Александр Николаевич** — кандидат технических наук, доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева.*
***Маньковский Василий Владимирович** — председатель совета директоров группы компаний «КОМ» (г. Нижний Новгород).*
***Фадеев Александр Сергеевич** — главный конструктор ГК «КОМ».*

Конструкция заднего ведущего моста с принудительной блокировкой дифференциала для грузовых автомобилей. В русле мировых тенденций и стандартов.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, ведущий мост, дифференциал с принудительной блокировкой.

Advanced Decisions for Driving Axle

***Blohin, Alexander N.** – Ph.D. (Tech), associate professor of Nizhniy Novgorod R.E.Alexeev State technical university.*
***Mankovsky, Vassily V.** – chairman of board of directors of corporate group «COM» (Nizhniy Novgorod).*
***Fadeev, Alexander S.** – chief designer of corporate group «COM».*

Design of rear driving axle with positive locking of differential gear for trucks: how to follow world trends and standards.

Key words: road truck, live axle, positive locking with differential gear.

Одной из актуальных проблем отечественного автомобилестроения давно уже признано отсутствие предприятий по производству автокомпонентов мирового уровня. Это связано с тем, что многие российские производители при оценке качества продукции до сих пор руководствуются требованиями 60-80 годов прошлого века [1,2], хотя во всем мире с тех пор произошли значительные изменения как в конструктивных решениях, так и технологических процессах их реализации. Сегодня существуют крайне жесткие нормы и условия по экологичности, шуму, долговечности и так далее.

Проведя детальный анализ современных требований к агрегатам трансмиссии [3-6] грузовых автомобилей группа компаний «КОМ» совместно с учеными и специалистами кафедры «Автомобили и тракторы» Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева разработали конструкцию заднего ведущего моста с принудительной блокировкой дифференциала для развозных грузовых автомобилей полной массой 12 т и нагрузкой на мост 8 т (рис. 1).

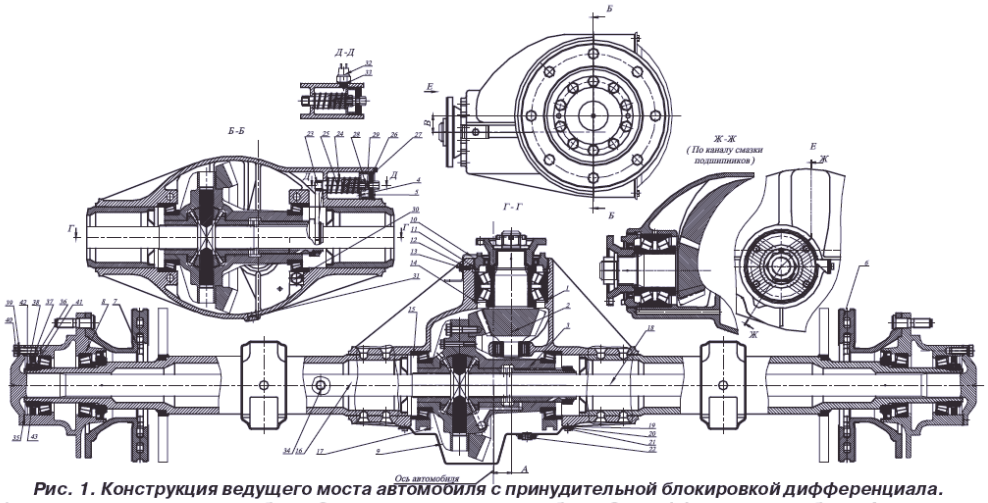


Рис. 1. Конструкция ведущего моста автомобиля с принудительной блокировкой дифференциала.
1 – картер заднего моста в сборе; 2 – шестерня ведущая в сборе; 3 – дифференциал в сборе; 4 – поршень в сборе; 5 – крышка цилиндра в сборе; 6 – тормозной механизм правый в сборе; 7 – тормозной механизм левый в сборе; 8 – ступица в сборе; 9 – крышка картера в сборе; 10 – хомут стопорный, 11, 27 – кольца; 12, 20, 28, 39 – шайбы; 13, 21, 29, 30, 40 – болты; 14 – кольцо регулировки конусного расстояния; 15 – кольцо регулировочное, 16 – полуось левая; 17 – крышка подшипника дифференциала; 18 – полуось правая; 19 – прокладка крышки картера; 22 – пробка заливная; 23 – вилка включения механизма блокировки дифференциала; 24 – пружина; 25 – ось механизма блокировки дифференциала; 26 – кольцо регулировочное блокировки дифференциала; 31 – пробка сливная; 32 – датчик включения блокировки; 33 – прокладка уплотнительная; 34 – сапун; 35 – прокладка ступицы; 36 – шайба сальника; 37 – кольцо сальниковое войлочное; 38 – шайба опорная ступицы; 41 – гайка подшипников ступицы; 42 – контргайка подшипников ступицы; 43 – штифт.

Ведущий мост имеет тип картера «Спайсер» *1*, то есть несущий картер ведущего моста образован картером главной передачи, а кожухи полуосей в него запрессованы. Главная передача моста — гипоидная.

Ведущая шестерня *2* главной передачи имеет двухопорное расположение. Ее задней опорой является подшипник с короткими цилиндрическими роликами, передней — два одинаковых радиально-упорных роликовых подшипника. Для увеличения жесткости конструкции наружные кольца установлены непосредственно в картер ведущего моста. Это также способствует упрощению технологической обработки вала ведущей шестерни и соответствующего отверстия в картере моста.

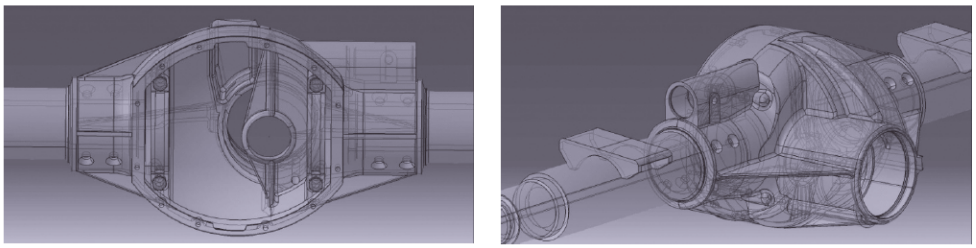
Ведомое колесо главной передачи одновременно установлено на две чашки дифференциала *3*. Это существенно повышает жесткость положения шестерен главной передачи и позволяет исключить из конструкции детали, ограничивающие прогиб ведомой шестерни при передаче максимальных моментов, например упорного винта, который используется в мостах автомобилей ГАЗ («Валдай» и другие).

Высокая жесткость картера и шестерен главной пары обеспечивают надежность регулировок, осуществляемых кольцами *14*, *15*, и зацепления зубчатых пар в процессе эксплуатации.

Мост имеет принудительную блокировку дифференциала, позволяющую повысить проходимость автомобиля на опорных поверхностях с низкой несущей способностью или недостаточными сцепными свойствами.

Блокировка дифференциала *3* включается водителем на полностью остановленном автомобиле. Привод блокировки дифференциала пневматический. Сжатый воздух воздействует на поршень *4*, установленный на оси 25 механизма блокировки дифференциала, который при этом перемещается влево. С другой стороны на оси расположена вилка включения 23 механизма блокировки дифференциала, которая через хомут воздействует на упорный подшипник, позволяющий предотвратить износ вилки.

Таким образом, при перемещении поршня *4* влево вместе с ним перемещаются ось *25*, вилка *23*, упорный подшипник и муфта включения блокировки *15*, связанная шлицевым соединением



а) б)

Рис. 2. Трехмерная модель картера ведущего моста.

с правой чашкой дифференциала *3*, до соединения с правой полуосевой шестерней при помощи кулачков (торцевых зубьев), расположенных на торцах муфты *15*. На этих кулачках имеются скосы под углом α, при передаче крутящего момента на которых возникают осевые силы, стремящиеся вывести муфту включения блокировки *15* из зацепления. Угол подбирается так, чтобы при передаче крутящего момента, равного 2/3 от разрушающего для полуоси, муфта включения блокировки полностью выходила из зацепления и блокировка автоматически выключалась, чем обеспечивается ограничение крутящего момента, передаваемого на полуось.

При выключении блокировки водителем происходит уменьшение давления воздуха в полости с правой стороны поршня *4*. Под действием пружины *24* одновременно с поршнем *4* вправо перемещаются вилка *23*, упорный подшипник и муфта включения блокировки *15*. Для регулирования хода муфты в приводе используется набор регулировочных колец *26*.

В конструкцию моста заложена возможность реализации передаточного числа главной передачи в широком диапазоне (от 3,17 до 5,43), что позволяет выбрать оптимальное число для наилучшего сочетания показателей тягово-скоростных и топливно-экономических свойств грузового автомобиля.

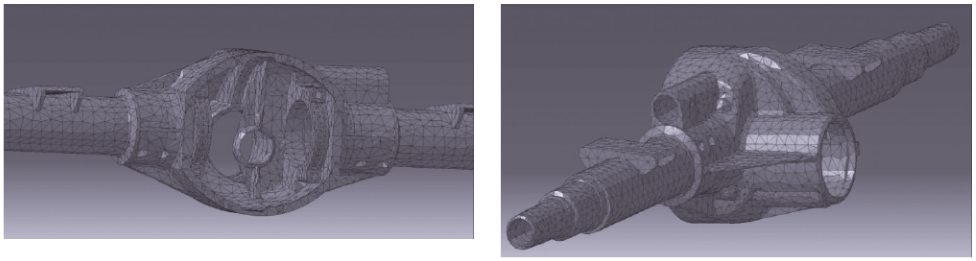
При проектировании ведущего моста использовались современные расчетно-графические системы САПР, позволяющие создать трехмерные параметрические модели деталей моста (рис. 2) и выполнить расчеты и моделирование с использованием метода конечных элементов.

К примеру, на рис. 3 представлена подробная конечно-элементная модель картера моста.

На рис. 4 показаны результаты напряженно-деформированного состояния картера для случая движения в тяговом режиме (максимальный момент двигателя 675 Нм) и передаточным числом главной передачи 4,75.

Распределение напряжений, представленное на рисунках, соответствует критерию Вон-Мизеса.

По данным расчетов было получено максимальное напряжение, равное σ_{max} = 748 МПА в местах закрепления моста, т. е. около рессорных площадок. В целом картер главной передачи имеет напряжение 20-100 МПа, показатели несколько увеличиваются в местах рас-



а) б)

Рис. 3. Конечно-элементная модель картера ведущего моста.

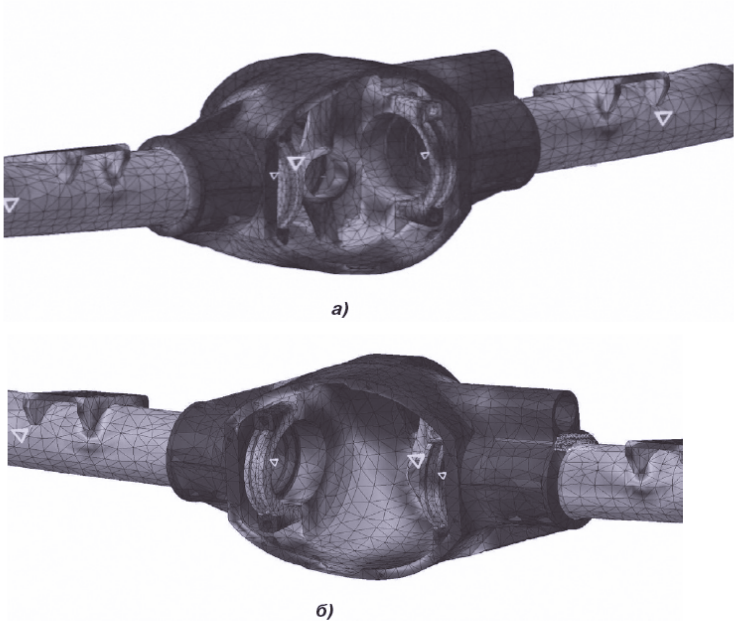


Рис. 4. Результаты напряженно-деформируемого состояния картера.

положения вертикальных ребер. Там напряжения достигают 230 МПа, но и это значительно меньше допускаемых пределов в 350 МПа (материал картера — высокопрочный чугун ВЧ-50, предел прочности которого составляет не менее 500 МПа, а материал кожухов полуосей — сталь 30ХГСА с пределом текучести не менее 850 МПа).

Подобное распределение напряжений в картере связано с возможностью поворота моста вокруг оси дифференциала. С увеличением нагрузки картер поворачивается, а вместе с ним скручиваются запрессованные в него кожухи полуосей, в результате чего максимальные напряжения образуются в районе рессорных площадок.

Расчетами было установлено, что к местам с увеличенным напряжением также можно отнести зону крепления крышек подшипников дифференциала (в них напряжение достигает 170 МПа) и опоры заднего подшипника ведущей шестерни (там напряжение до 200 МПа).

Результаты проектирования и моделирования полностью подтвердили работоспособность конструкции и дали возможность завершить подготовку всей конструкторской документации на ведущий мост. Это позволило на предприятиях ГК «КОМ» изготовить опытный образец продукции и представить его на Всероссийской выставке «Автофорум-2008» (г. Нижний Новгород).

Высокое качество изготовления и сборки моста обеспечило низкий уровень шума и высокий ресурс деталей. Технические решения предполагают расчетный ресурс деталей главной передачи и дифференциала более 1 млн км, что соответствует современным мировым тенденциям в автомобилестроении.

К настоящему времени по результатам проделанной работы подана заявка на полезную модель № 2008106599/22 «Мост ведущий автомобиля с принудительной блокировкой дифференциала».

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. — М.: Машиностроение, 1984.

2. Яскевич З. Ведущие мосты: Пер. с польск. — М.: Машиностроение, 1985.

3. Pont. // Revue Technique Diesel № 156, с. 62-65.

4. Pont. // Revue Technique Diesel № 166, с. 59-62.

5. Pont. // Revue Technique Diesel № 234, с. 73-77.

6. Сизов М.П., Евсеев Д.И. Грузовые автомобили Mercedes-Benz LK, инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию, руководство по ремонту, каталог деталей. — СПб.: Диез, 2006.

Координаты авторов (contact information):
Блохин А.Н. – a.n.blokhin@gmail.com
Маньковский В.В. – post@korobki.ru
Фадеев А.С. – fas@korobki.ru

ВЕСТНИК

№ 2(50)

Ижевского государственного технического университета

Апрель – июнь 2011

Издается с августа 1998 года

Рецензируемый научно-теоретический журнал • Выходит один раз в квартал

Редакционный совет

Б. А. Якимович, д-р техн. наук, проф. (главный редактор); *В. А. Алексеев*, д-р техн. наук, проф. (зам. главного редактора); *Ю. О. Михайлов*, д-р техн. наук, проф. (зам. главного редактора); *И. В. Абрамов*, д-р техн. наук, проф.; *В. З. Беленький*, д-р физ.-мат. наук, проф.; *А. В. Вахрушев*, д-р физ.-мат. наук; *В. И. Гольдфарб*, д-р техн. наук, проф.; *В. Б. Дементьев*, д-р техн. наук, проф.; *И. З. Климов*, д-р техн. наук, проф.; *А. Л. Кузнецов*, д-р экон. наук, проф.; *В. А. Кутергин*, д-р техн. наук, проф.; *В. И. Кодолов*, д-р хим. наук, проф.; *А. М. Липанов*, д-р техн. наук, проф., акад. РАН; *В. Е. Лялин*, д-р техн. наук, д-р экон. наук, проф.; *А. И. Нистюк*, д-р техн. наук, проф.; *М. В. Петрова*, д-р полит. наук; *Ф. А. Романюк*, д-р техн. наук, проф.; *О. И. Шаврин*, д-р техн. наук, проф.; *М. И. Шишкин*, д-р экон. наук, проф.

Редакционная коллегия

Машиностроение	*С. Н. Храмов*, д-р техн. наук, проф. *В. Н. Дюдкно*, д-р техн. наук, проф. *В. И. Добровольский*, д-р техн. наук, проф. *С. А. Писарев*, д-р техн. наук, проф.
Экономика	*Р. А. Гатиахметов*, д-р экон. наук, проф. *Е. А. Полищук*, д-р экон. наук, проф. *Н. Л. Тарануха*, д-р экон. наук, проф.
Электроника, измерительная техника, радиотехника и связь	*В. В. Хворенков*, д-р техн. наук, проф. *О. В. Коробейникова*, д-р техн. наук, проф. *В. А. Куликов*, д-р техн. наук, проф.
Управление, вычислительная техника и информатика	*А. И. Мурынов*, д-р техн. наук, проф. *М. А. Сенилов*, д-р техн. наук, проф.
Математика	*А. В. Алиев*, д-р физ.-мат. наук, проф. *И. Г. Русяк*, д-р техн. наук, проф. *В. А. Тененев*, д-р физ.-мат. наук, проф.
Педагогика и психология	*В. С. Черепанов*, д-р пед. наук, проф. *Е. В. Осмина*, канд. психол. наук, доц. *Ю. Н. Семин*, д-р пед. наук, проф.

Адрес редакции: 426069, Ижевск, Студенческая, 7, тел./факс (3412)58-38-77
http://www.istu.ru. E-mail: izdat@istu.ru

© Ижевский государственный технический университет, 2011
© Издательство ИжГТУ, 2011

Рецензируемый научно-теоретический журнал «Вестник Ижевского государственного технического университета» включен ВАК России в перечень ведущих научных журналов, в которых публикуются основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата и доктора наук.

Журнал зарегистрирован Управлением Федеральной службы по надзору в сфере связи и массовых коммуникаций по Удмуртской Республике. Свидетельство ПИ № ТУ 18-0063 от 17 апреля 2009 г.

УДК 629.114.3-585

А. П. Недялков, кандидат технических наук, Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ», Москва
Е. Б. Александров, Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ», Москва
А. Н. Блохин, кандидат технических наук, доцент, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВАРИАНТОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ ДЕМУЛЬТИПЛИКАТОРОВ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ И ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

Проводится сравнительный анализ двух вариантов кинематических схем планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач. Представлены аналитические зависимости для определения моментов на деталях демультипликаторов и времени блокировки демультипликатора для рассмотренных вариантов. Обосновывается выбор оптимального способа блокировки демультипликатора.

Ключевые слова: *демультипликатор, многоступенчатая коробка передач, блокировка демультипликатора.*

На современных автомобилях большой грузоподъемности и тягачах автопоездов широкое распространение получили многоступенчатые механические коробки передач с числом ступеней от 8 до 18 и широкие диапазоны передаточных чисел. Такие коробки передач обеспечивают наилучшие динамические и экономические показатели автотранспортных средств [1].

Как показал опыт мирового автостроения, наиболее рациональной и перспективной является конструкция многоступенчатой коробки передач с задним планетарным демультипликатором, обеспечивающая два диапазона передаточных чисел трансмиссии. Такая конструкция обусловливает возможность получения минимальных габаритных размеров и массы коробки передач при наибольшей несущей способности, а следовательно, и ресурса.

Весьма существенной проблемой для конструкторов является обеспечение быстроты переключения диапазонов демультипликатора; при этом, как показано ниже, прежде всего на режиме включения высшего диапазона, так как он в значительной степени определяет тяговые и динамические качества автопоезда, особенно при движении на подъеме.

Ниже проведено сравнение двух кинематических схем планетарных синхронизированных демультипликаторов с точки зрения силового нагружения звеньев и времени переключения диапазонов.

Основу конструкции планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач тяжелых грузовых автомобилей составляет трехзвенный планетарный ряд с ведомым водилом и ведущим солнечным зубчатым колесом.

Соотношение действующих моментов на всех трех звеньях планетарного ряда – солнечном, коронном зубчатом колесе и водиле – определяется внутренним передаточным числом планетарного ряда

$$\alpha = \frac{Z_к}{Z_с}, \qquad (1)$$

где $Z_к$ и $Z_с$ – соответственно, числа зубьев коронного и солнечного зубчатых колес.

Моменты $M_к$, $M_с$ и $M_в$, соответственно, на коронном, солнечном зубчатых колесах и водиле могут быть определены по следующим зависимостям [2]:

$$M_к = \alpha M_с; \qquad (2)$$

$$M_с = \frac{(1+\alpha)M_в}{\alpha}; \qquad (3)$$

$$M_в = (1+\alpha)M_с. \qquad (4)$$

Низшая передача в демультипликаторе получается соединением коронной шестерни с корпусом коробки передач; при этом согласно формуле (4) моменты M_1 и M_3, соответственно, на ведомом и ведущем валах демультипликатора находятся в соотношении $M_3 = (1 + \alpha)\, M_1$, и частота вращения на ведущем и ведомом валах – в соотношении $n_1 = (1 + \alpha)\, n_3$.

При соединении коронного зубчатого колеса с корпусом коробки передач возникает момент в α раз (см. (2)) больший инерционного момента на входном валу демультипликатора, что сказывается на величине момента разворота при синхронизации включения низшего диапазона.

Высшая передача демультипликатора получается путем блокировки планетарного ряда.

Существуют два варианта блокировки планетарного ряда [2].

Вариант I – блокировка путем соединения водила планетарного ряда с коронным зубчатым колесом согласно схеме, представленной на рис. 1, *а*, 3, *а*.

Такая схема нашла широкое распространение и используется, в частности, в изделиях фирмы ZF, например в коробках передач 16S150 и 16S220 (рис. 2).

Согласно варианту I, показанному на рис. 1 и 2, и формулам (2)–(4) при заблокированном планетарном ряде

© Недялков А. П., Александров Е. Б., Блохин А. Н., 2011
Получено 26.01.11

$$M_c = M_3 = M_1;\ M_3 = M_в - M_{шф}^{I},$$

где $M_{шф}^{I}$ – величина момента, передаваемого муфтой блокировки коронной шестерни и водила.

$$M_в = M_3(1+\alpha);\ M_3 = M_3(1+\alpha) - M_{шф}^{I},$$

откуда $M_{шф}^{I} = \alpha M_3$. (5)

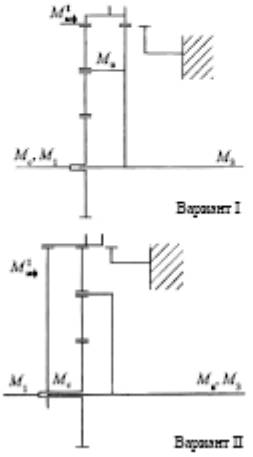


Рис. 1. Варианты блокировки планетарного ряда

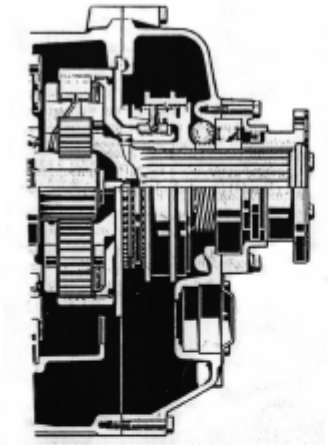


Рис. 2. Демультипликатор коробки передач ZF 16S220

Усилия, действующие на зубья заблокированного по варианту I планетарного демультипликатора,

$$P^{I} = \frac{M_3}{r_c}, \qquad (6)$$

где r_c – радиус солнечного зубчатого колеса.

По варианту II, разработанному в НАМИ и приведенному на рис. 1, *б*, 3, *б*, и формулам (2)–(4) при заблокированном ряде

$$M_1 = M_3 + M_в;\ M_3 = M_в - M_{шф}^{II}, \qquad (7)$$

где $M_{шф}^{II}$ – величина момента, передаваемого муфтой блокировки коронной шестерни с солнечной.

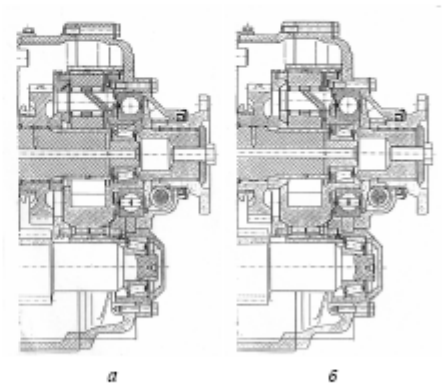


Рис. 3. Конструктивное исполнение вариантов блокировки демультипликатора: *а* – вариант I; *б* – вариант II

$$M_1 = M_в = M_c(1+\alpha). \qquad (8)$$

Согласно формулам (7) и (8)

$$M_c(1+\alpha) = M_{шф}^{II} + M_c,$$

следовательно, $M_{шф}^{II} = \alpha M_c$.

Кроме того, $M_c = \dfrac{M_1}{(1+\alpha)}$, с учетом чего

$$M_{шф}^{II} = \frac{\alpha}{(1+\alpha)} M_1. \qquad (9)$$

Усилия, действующие на зубья заблокированного по варианту II планетарного демультипликатора, составляют

$$P^{II} = \frac{M_3}{(1+\alpha) r_c}. \qquad (10)$$

Сопоставив полученные величины моментов на блокирующих муфтах $M_{шф}^{I}$ и $M_{шф}^{II}$, согласно формулам (5) и (9) получим: $\dfrac{M_{шф}^{II}}{M_{шф}^{I}} = (1+\alpha)$.

В рассматриваемом случае $\alpha = 3{,}46$.

Таким образом, при одинаковом крутящем моменте, передаваемом заблокированным планетарным демультипликатором, момент, передаваемый блокирующей муфтой при блокировке солнечного зубчатого колеса с коронным, как это имеет место в разработанной в НАМИ принципиальной схеме, в 4,46 раза меньше, чем момент, воспринимаемый блоки-

рующей муфтой при блокировке коронной шестерни с водилом, как это имеет место в конструкциях планетарных демультипликаторов, например, фирмы *ZF*.

Сопоставление усилий, действующих в зацеплении зубчатых колес планетарного ряда, при обоих способах блокировки (формулы (6) и (10)) также показывает, что и с этих позиций блокировка солнечного и коронного зубчатых колес значительно целесообразней $\frac{P^{II}}{P^{I}} = (1+\alpha)$.

Столь значительное снижение усилий в зацеплении уменьшает возможность бринеллирования зубьев и подшипников при длительном движении на высшем диапазоне.

С вышеизложенным связаны также особенности синхронизации звеньев планетарного демультипликатора коробки передач при его блокировке, выполненной по вариантам I и II, которые могут быть оценены сопоставлением времени синхронизации элементов демультипликатора по каждому из вариантов.

В основу приводимого ниже сопоставления обоих вариантов положено допущение, в соответствии с которым скорость движения автомобиля в процессе синхронизации постоянна, что достаточно хорошо отражает переключение на высший диапазон при движении по горизонтальному участку дороги, в этом случае падение скорости за время синхронизации и в действительности пренебрежимо мало, и $\omega_h = \omega_3 = \text{const}$ на отрезке времени Δt (Δt – время синхронизации).

При сопоставлении вариантов принято также, что моменты инерции короны, сателлитов и вторичного вала коробки передач в обоих случаях одинаковы. Одинаковыми для обоих вариантов принято считать и потери мощности при синхронизации (моменты ведения).

Рассмотрим вариант I. Момент синхронизатора воздействует на коронную шестерню. К ней же могут быть приведены все моменты инерции синхронизируемых элементов.

Уравнение равновесия коронной шестерни

$$M_{сн} - M_{пвт}\alpha - M_{бшв} = \left[J_{првт} + J_K + 5J^{I}_{прст}\right]\frac{\Delta\omega^{I}}{\Delta t^{I}},$$

где $M_{сн}$ – момент на конусах синхронизатора; $M_{пвт}$ – суммарный момент потерь (момент ведения), действующий на все элементы вторичного вала; $M_{бшв}$ – момент трения, создаваемый башмаками, передвигающими коронную шестерню вдоль оси при синхронизации; $\Delta\omega^{I}$ – разница угловых скоростей коронной шестерни в начале и конце синхронизации. Поскольку в начале синхронизации коронная шестерня остановлена, а в конце синхронизации вращается со скоростью выходного вала, то

$$\Delta\omega^{I} = \omega_3 = \omega_h;$$

Δt^{I} – время синхронизации при первом варианте блокировки демультипликатора; $J_{првт}$ – приведенный к коренной шестерне момент инерции вторичного вала

$$J_{првт} = J_{вт}\, U_{вт-к}^{2},$$

где $J_{вт}$ – момент инерции вторичного вала коробки перемены передач; $U_{вт-к}$ – передаточное число от вторичного вала к коронной шестерне демультипликатора, то есть $U_{вт-к} = \alpha$; $J_к$ – момент инерции коронной шестерни; $J^{I}_{прст}$ – приведенный к коронной шестерне момент инерции сателлита:

$$J^{I}_{прст} = J_{ст}\, U_{ст-к}^{2},$$

где $J_{ст}$ – момент инерции сателлита; $U_{ст-к}$ – передаточное число от сателлита к коронной шестерне в движении сателлита относительно нее.

Величина $U_{вт-к}$ может быть определена следующим образом:

$$\omega^{в}_{ст} = \omega^{в}_{к}\frac{Z_к}{Z_{ст}},$$

где $\omega_{ст}^{в}$ – угловая скорость коронной шестерни относительно водила; $Z_{ст}$ – число зубьев сателлита; $Z_к$ – число зубьев коронной шестерни.

Передаточное число для приведения момента инерции может быть определено по условию соосности $Z_{ст} = \frac{Z_к - Z_с}{2}$, следовательно, $\omega^{в}_{ст} = \omega^{в}_{к}\frac{2Z_к}{Z_к - Z_с}$, или, с учетом формулы (1) $\omega^{в}_{ст} = -\omega^{в}_{к}\frac{2\alpha}{\alpha-1}$, и $U^{в}_{ст-к} = \frac{\omega^{в}_{ст}}{\omega^{в}_{к}} = -\frac{2\alpha}{\alpha-1}$.

После подстановки выражений для приведенных моментов инерции и $\Delta\omega^{I}$ уравнение равновесия коронной шестерни примет следующий вид:

$$M_{сн} - \alpha M_{пвт} - M_{бшв} = \left[J_{вт}\alpha^2 + J_к + 5J_{ст}\left(\frac{2\alpha}{\alpha-1}\right)^2\right]\frac{\Delta\omega^{в}}{\Delta t^{I}}, \qquad (11)$$

и время синхронизации

$$\Delta t^{I} = \frac{\left[J_{вт}\alpha^2 + J_к + 5J_{ст}\left(\frac{2\alpha}{\alpha-1}\right)^2\right]\Delta\omega^{в}}{M_{сн} - \alpha M_{пвт} - M_{бшв}}. \qquad (12)$$

Во II варианте момент синхронизатора воздействует на вторичный вал коробки передач (как непосредственно, так и через коронную шестерню, сателлит и солнечную шестерню). Уравнение равновесия вторичного вала

$$M_{сн} + \frac{M_{сн}}{\alpha} - M_{пвт} - \frac{M_{бшв}}{\alpha} = \left[J_{вт} + J_{прк} + 5J^{II}_{прст}\right]\frac{\Delta\omega^{II}}{\Delta t^{II}},$$

где $M_{сн}$ – момент синхронизатора, непосредственно воздействующий на вторичный вал; $\frac{M_{сн}}{\alpha}$ – момент

синхронизатора, передаваемый на вторичный вал через коронную шестерню, сателлит и солнечную шестерню. Поскольку $M_{сн}$ разгоняет коронную шестерню, он через сателлит тормозит солнечную шестерню (и вторичный вал) так же, как и момент синхронизатора $M_{сн}$, действующий непосредственно на вторичный вал, поэтому оба слагаемых входят в уравнение равновесия с одинаковым знаком;

$M_{пит}$, $M_{бкш}$ и $J_{вт}$ – см. выше; $J_{прк}$ – приведенный ко вторичному валу момент инерции коронной шестерни, $J_{прк} = J_к U_{к-вт}^2$, где $U_{к-вт} = \frac{1}{\alpha}$; $J_{прст}^{II}$ – приведенный ко вторичному валу момент инерции сателлита, $J_{прст}^{II} = U_{ст-вт}^2$, где $U_{ст-вт}$ – передаточное число от сателлита к вторичному валу, $U_{ст-вт} = \frac{\omega_{ст}^в}{\omega_{вт}^в}$, где $\omega_{ст}^в$ – угловая скорость сателлита относительно водила $\omega_{ст}^в = -\omega_{вт}^в \frac{Z_c}{Z_{ст}}$, где Z_c – число зубьев солнечной шестерни. С учетом условия соосности (см. выше) $\omega_{ст}^в = -\omega_{вт}^в \frac{2Z_c}{Z_к - Z_c} = -\omega_{ст}^в \frac{2}{\alpha - 1}$, откуда $U_{ст-вт}^в = \frac{2}{\alpha - 1}$.

Входящий в уравнение равновесия вторичного вала параметр $\Delta\omega^{II}$ – изменение скорости вторичного вала в процессе синхронизации – определяется по следующим соображениям.

Так как в начале синхронизации солнечная шестерня вращается со скоростью $\omega_в (1 + \alpha)$, а в конце синхронизации – со скоростью $\omega_в$, то

$$\Delta\omega^{II} = \omega_в (1 + \alpha) - \omega_в = \alpha\, \omega_в.$$

После подстановки выражений для приведенных моментов инерции и $\Delta\omega^{II}$ уравнение равновесия вторичного вала приобретает следующий вид:

$$M_{сн} + \frac{M_{сн}}{\alpha} - M_{пит} - \frac{M_{бкш}}{\alpha} = -\left[J_{вт}\alpha^2 + \frac{J_к}{\alpha^2} + 5J_{ст}\left(\frac{2}{\alpha - 1}\right)^2\right]\frac{\omega_в \alpha}{\Delta t^{II}},$$

или

$$M_{сн} - M_{пит}\alpha - M_{бкш} + M_{сн}\alpha = -\left[J_{вт}\alpha^2 + J_к + 5J_{ст}\left(\frac{2\alpha}{\alpha - 1}\right)^2\right]\frac{\omega_в}{\Delta t^{II}},$$

и время синхронизации

$$\Delta t^{II} = \frac{\left[J_{вт}\alpha^2 + J_к + 5J_{ст}\left(\frac{2\alpha}{\alpha - 1}\right)^2\right]\Delta\omega^в}{M_{сн} - \alpha M_{пит} - M_{бкш} + M_{сн}\alpha}.$$

Результатом сопоставления времени синхронизации для обоих вариантов блокировки демультипликатора является следующее выражение:

$$\frac{\Delta t^I}{\Delta t^{II}} = \frac{M_{сн} - M_{пит}\alpha - M_{бкш} + M_{сн}\alpha}{M_{сн} - M_{пит}\alpha - M_{бкш}},$$

или

$$\frac{\Delta t^I}{\Delta t^{II}} = 1 + \frac{\alpha M_{сн}}{M_{сн} - M_{пит}\alpha - M_{бкш}},$$

$$\frac{\Delta t^I}{\Delta t^{II}} = 1 + \frac{\alpha}{1 - \alpha\frac{M_{пит}}{M_{сн}} - \frac{M_{бкш}}{M_{сн}}}. \qquad (13)$$

Выражение (13) свидетельствует о том, что соотношение времени синхронизации для обоих вариантов зависит от параметра α планетарного ряда и от величины потерь в коробке передач, препятствующих синхронизации: чем больше параметр α и потери, тем больше выигрыш по времени синхронизации у варианта II блокировки демультипликатора.

Количественно выигрыш по времени синхронизации может быть продемонстрирован на примере демультипликатора с внутренним передаточным числом $\alpha = 3{,}46$. Потери на вторичном валу и в башмаках, передвигающих коронную шестерню вдоль оси, могут быть ориентировочно оценены, соответственно, как 0,15 и 0,1 от $M_{сн}$. Тогда соотношение времени синхронизации первого и второго вариантов блокировки составит

$$\frac{\Delta t^I}{\Delta t^{II}} = 1 + \frac{3{,}46}{1 - 3{,}46 \cdot 0{,}15 - 0{,}10} = 10{,}08,$$

что свидетельствует о весьма значительном преимуществе варианта II по времени синхронизации.

Таким образом, вариант II блокировки планетарного демультипликатора, разработанный в НАМИ [3], имеет весьма существенные преимущества по распределению усилий, действующих на звенья демультипликатора, и в особенности по времени синхронизации звеньев демультипликатора при его блокировке, то есть при включении высшего диапазона, по сравнению с широко распространенным вариантом I.

С учетом указанных преимуществ именно этот вариант использован в конструкции разрабатываемой многоступенчатой коробки передач.

Представляется очевидным, что процесс синхронизации при включении низшего диапазона протекает при обоих вариантах блокировки демультипликатора одинаково.

Рассмотрение этого процесса показало, что он описывается тем же уравнением, что и при блокировке демультипликатора по варианту I (см. (11)), и время синхронизации может быть подсчитано по зависимости (12), то есть оно значительно больше, чем при блокировке демультипликатора по выбранному в процессе разработки варианту II.

Но увеличенное время синхронизации при включении низшего диапазона не снижает эксплуатационных качеств трансмиссии, так как оно может быть компенсировано более ранним (то есть при более

высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя) его включением с возможностью выхода на максимальную частоту, что дает возможность полного использования мощностных показателей двигателя.

Список литературы

1. *Недялков А. П.* Механические синхронизированные коробки передач / Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники : сб. науч. тр. / НАМИ. – 1993. – Вып. 214. – С. 73–85.

2. *Александров Е. Б., Недялков А. П., Трикоз А. А.* Сопоставление двух вариантов блокировки планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач по величинам усилий между звеньями и времени синхронизации при переключении диапазонов демультипликаторов : сб. науч. тр. / НАМИ. – 1999. – Вып. 223. – С. 96–107.

3. *Недялков А. П., Ипатов А. А.* Перспективные разработки конструкций механических коробок передач с механическим и автоматическим управлением // Автомобили : сб. науч. тр. / НАМИ. – 2004. – Вып. 232. – С. 63–89.

A. P. Nedyalkov, Candidate of Technical Sciences, Central Research Automobile and Engine Institute "NAMI"
E. B. Alekzandrov, Central Research Automobile and Engine Institute "NAMI"
A. N. Blokhin, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev

Analytical Study of Kinematic Schemes of Multiple-Speed Gearbox Planetary Demultiplicators and Determination of the Planetary Mechanism Optimal Parameters

The comparison analysis of two variants of kinematic schemes of multiple-speed gearboxes planetary final drives is presented. Authors describe analytical relations for determination of demultiplicator parts torque and its blocking time for the presented variants. The optimal method of demultiplicator blocking is justified.

Key words: demultiplicator, multiple-speed gearboxes, demultiplicator blocking.

УДК 539.374: 620.178.3

С. В. Добровольский, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет
В. И. Добровольский, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет

РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В ДЕТАЛЯХ ГИДРООСНАСТКИ

Приведены результаты выполненных 14 конечноэлементных решений краевых задач о концентрации главных напряжений и их градиентов в ответственных за разрушение галтелях нормированных типоразмеров корпусов гидравлических домкратов, гаек и насосов. Предложены соответствующие факторные модели для промежуточных типоразмеров указанных деталей, используемых при совершенствовании конструкций гидрооснастки.

Ключевые слова: гидравлические домкраты, гайки, насосы; концентрация напряжений.

Для повышения качества монтажно-демонтажных работ, сокращения простоев оборудования и увеличения производительности труда выполнены систематические работы по совершенствованию узлов гидрооснастки [1, 2]. Выпущен каталог типовых силовых органов (гидравлических гаек, домкратов и насосов) [3]. Вместе с тем исследований концентрации напряжений в указанных деталях не проводилось. В связи с этим в данной работе приводятся результаты исследования необходимых для прочностных расчетов коэффициентов концентрации главных напряжений и их градиентов в ответственных за разрушение галтелях указанных деталей.

Гидродомкраты используются для подъема массивных деталей и узлов бумагоделательных машин. Корпус гидродомкрата представляет собой толстостенный цилиндр, соединенный с днищем нормированным галтельным переходом радиусом r = 1 мм (рис. 1). Типоразмеры (ТР) корпусов нормированных гидродомкратов приведены в табл. 1.

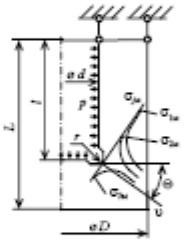
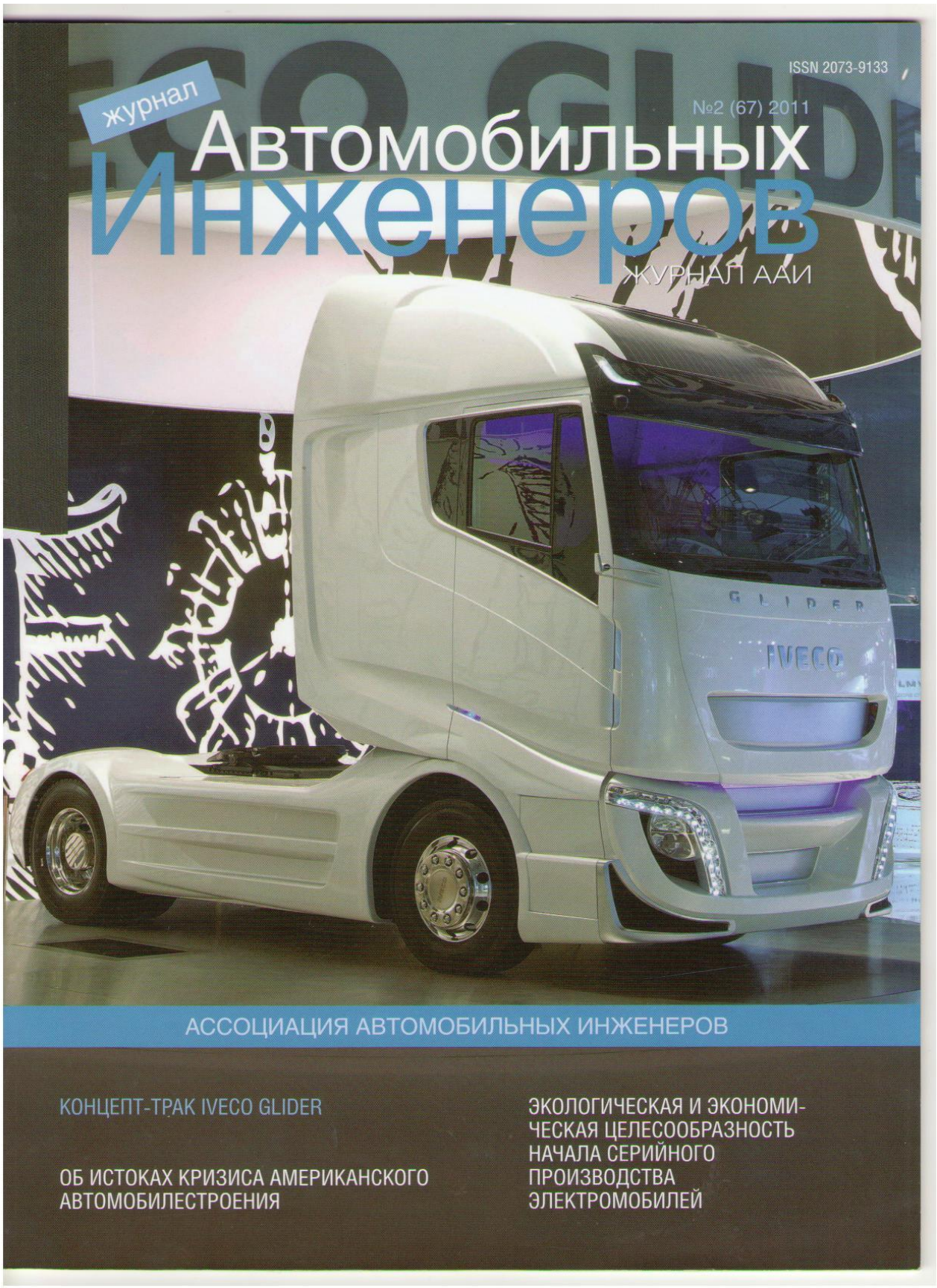


Рис. 1. Расчетная схема корпуса гидродомкрата

Гидрогайки предназначены для монтажа и демонтажа подшипниковых узлов, зубчатых колес, полумуфт и других деталей. Такие гайки имеют

© Добровольский С. В., Добровольский В. И., 2011
Получено 27.01.11


ISSN 2073-9133
№2 (67) 2011
журнал
Автомобильных
Инженеров
ЖУРНАЛ ААИ
GLIDER
IVECO
АССОЦИАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ИНЖЕНЕРОВ
КОНЦЕПТ-ТРАК IVECO GLIDER
ОБ ИСТОКАХ КРИЗИСА АМЕРИКАНСКОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ
ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ НАЧАЛА СЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

СОДЕРЖАНИЕ

актуально

4 МЕМОРАНДУМ О ВЗАИМОПОНИМАНИИ МЕЖДУ ОАР И АЕБ

6 ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ НАЧАЛА СЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

автопром сегодня

10 КОНЦЕПТ-ТРАК IVECO GLIDER

14 ОБ ИСТОКАХ КРИЗИСА АМЕРИКАНСКОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

ааи сегодня

20 РЕШЕНИЕ КОНФЕРЕНЦИИ ААИ

исследования, конструкции, технологии

22 МЕТОД РАСЧЕТА БЕССУХАРНОГО ИНЕРЦИОННОГО СИНХРОНИЗАТОРА С КОЛЬЦЕВЫМ ПРУЖИННЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

26 МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С ГРУНТОМ

30 ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМАЛЬНЫХ УСИЛИЙ В КОНТАКТЕ ШИНЫ СВЕРХНИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

34 ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ МЕТОДОМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

38 АДАПТИВНОЕ ТОРМОЗНОЕ УПРАВЛЕНИЕ КОЛЕСНЫХ МАШИН

42 МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПО ЦИКЛУ ОТТО, НА РАННЕЙ СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

48 КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ФОРМИРОВАНИЮ ТОПЛИВНО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

51 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ ШАРОВОГО ШАРНИРА ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ОСЕВОМ НАГРУЖЕНИИ

«Журнал ААИ» Журнал автомобильных инженеров • Свидетельство о регистрации СМИ ПИ №77-12301 • **www.aae-press.ru**

Информация о данном издании размещена в каталоге ОАО Агенство «РОСПЕЧАТЬ» «Газеты. Журналы», подписной индекс «80932»

Редакционная коллегия:

Четвериков В.Л. Президент ААИ, Главный конструктор ОАО «ГАЗ»
Бахмутов С.В. д.т.н., проф., проректор МГТУ «МАМИ»
Валеев Д.Х. к.т.н., главный конструктор ОАО «КАМАЗ»
Гируцкий О.И. д.т.н., проф., заместитель генерального директора ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»
Гусаров А.П. к.т.н., исполнительный директор ААИ
Денисов А.В. д.т.н., проф., Руководитель Органа по сертификации
Зажигалкин А.В. к.ю.н., заместитель Руководителя Федерального агенства по техническому регулированию и метрологии
Загарин Д.А. руководитель НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»
Зубриський С.Г. к.т.н., вице-президент НАПТО
Ипатов А.А. д.э.н., генеральный директор ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», президент НАПАК
Иванов А.М. д.т.н., проф., проректор ГТУ «МАДИ»
Ким И.В. к.т.н., Президент ООО «Издательский Дом ААИ-ПРЕСС»
Кисуленко Б.В. к.т.н. директор АНО «САТР-Фонд», вице-председатель Всемирного форума для согласования правил в области ТС
Комаров В.В. к.т.н., зам. ген. директора ОАО «НИИАТ»
Кондратьев В.Д. д.т.н., проф., начальник НИЦ БДД МВД РФ
Коровкин И.А. к.э.н., вице-президент ААИ, исполнительный директор ОАР
Котляренко В.И. д.т.н., заведующий отделом Минтранса России
Кутенёв В.Ф. д.т.н., проф., вице-президент ААИ, почётный председатель Всемирного форума для согласования правил в области транспортных средств
Котиев Г.О. д.т.н., проф., заведующий кафедрой МГТУ им. Баумана
Николаенко А.В. ректор МГТУ «МАМИ»
Прусов П.М. д.т.н., проф., вице-президент ААИ
Рахманов А.Л. директор Департамента Минпромторга России
Стонт С.В. генеральный директор ООО «Технополис»
Шарипов В.М. д.т.н., проф., заведующий кафедрой МГТУ «МАМИ»
Шмелёв Е.Н. вице-президент по техническому развитию ОАО «АВТОВАЗ»
Щепкин А.И. к.т.н., заведующий отделом ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

Главный редактор: А.П. Гусаров
e-mail: a.gusarov@autorc.ru
Заместитель главного редактора: И.В. Ким
Редактор: Б.А. Людва
Арт-директор: Р.Ш. Измайлова
Бильд-редактор: Д.Г. Коробов
Финансовый директор: В.И. Трофимов
Отдел маркетинга и подписки: Елена Гнездилова
Контакты отдела маркетинга и подписки:
125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2
Тел.: (495) 742 1812; 456 4211; факс: (495) 234 4297
E-mail: apress@comail.ru
Редакционный отдел:
125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2
Многоканальный тел./ф: (495) 363 9286
Издатель: Издательский Дом ААИ ПРЕСС
Свидетельство о регистрации: № 001.461.121
Печатные материалы, опубликованные в журнале, редактируются и являются собственностью редакции. Перепечатка материалов журнала допускается с разрешения редакции. За достоверность и стиль рекламных публикаций и объявлений ответственность несет рекламодатель. Редакция оставляет за собой право корректорской и редакторской правки публикаций
Периодичность: 6 номеров в год, цена свободная

«Журнал ААИ» входит в перечень изданий, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией (ВАК) для научных публикаций.
Датой поступления материалов для публикации считается дата выхода тиража

УДК 629.113-585.001.2

МЕТОД РАСЧЕТА БЕССУХАРНОГО ИНЕРЦИОННОГО СИНХРОНИЗАТОРА С КОЛЬЦЕВЫМ ПРУЖИННЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

А.П. Недялков, к.т.н., А.А. Трикоз, к.т.н. (ФГУП «НАМИ») / А.Н. Блохин, к.т.н. (НГТУ им. Р.Е. Алексеева)

Для обеспечения осевого усилия, требующегося для раздавливания масляной пленки на конусах трения синхронизаторов, с целью повышения коэффициента трения, необходимого для создания блокирующего момента, нужны фиксаторы синхронизаторов.

Надлежащую величину осевого усилия от фиксаторов синхронизатора (в данном конкретном случае в коробке передач ТМ 16-2000 [1, 3] функции фиксаторов выполняют пружинные кольца) можно определить по следующей зависимости [2]:

$P_f = S_б \cdot P_{уд}$, Н

где $P_{уд}$ — удельная величина давления, равная $50 \cdot 10^5$, Н/м² (установлена экспериментальными исследованиями), для получения необходимого коэффициента трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизации ($\mu = 0{,}06 - 0{,}08$); $S_б$ — проекция площади блокирующего кольца на плоскость, перпендикулярную оси синхронизатора (рис. 1), которая равна:

$S_б = 2\pi \cdot R_c \cdot B_б \cdot sin\alpha$, м²

где R_c — средний радиус блокирующего кольца синхронизатора, м; $B_б$ — ширина блокирующего кольца, м; α — угол наклона конусов трения, град.

Тогда формула для определения необходимого осевого усилия примет вид:

$P_f = 2\pi \cdot R_c \cdot B_б \cdot sin\alpha \cdot P_{уд}$, Н.

Результаты расчета величины усилия пружины P_f для обеспечения блокировки синхронизатора основного редуктора коробки передач приведены в табл. 1.

Зная необходимую величину усилия фиксаторов и другие исходные данные определяем ширину H пружинного кольца:

$H = (P_f \cdot D \cdot (D - S)^2 \cdot K_f)/(S^2 \cdot \Delta D \cdot E \cdot tg(\theta + \gamma)(1 + \mu_n))$

где E — модуль упругости, равный $2{,}15 \cdot 10^{11}$, Н/м²; ΔD — диаметральная деформация кольца, соответствующая определенной осевой силе P_f, м; S — толщина кольца, м; D — наружный диаметр кольца в свободном состоянии, м; H — ширина пружинного кольца, м; θ — угол скоса на муфте синхронизатора, град.; γ — угол трения кромки пружинного кольца по скосу зуба муфты, град.; μ_n — коэффициент трения пружинного кольца по торцу блокирующего кольца при его радиальной деформации; K_f — коэффициент увеличения силы фиксации.

Результаты расчета ширины H пружинного кольца синхронизатора основного редуктора коробки передач приведены в табл. 2.

Величина напряжений в пружинном кольце синхронизатора определяется с помощью следующей зависимости [2]:

$\sigma = E \cdot S \cdot \Delta D / (D - S)^2$, Н/м²

Результаты расчета значения σ приведены в табл. 3.

Из рис. 1 видно, что подвижный выступ при полном угловом перемещении при сжатии кольца не должен превышать размера одного зуба и двух впадин.

Ширина подвижного выступа пружинного кольца определяется по следующим зависимостям:

$B = (n/2)\pi m - \Delta D2 - \delta$ — при нулевом смещении;

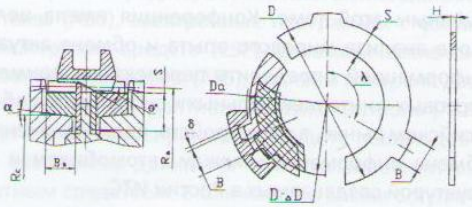


Рисунок 1. Схема синхронизатора

Таблица 1

Исходные параметры расчетов		
Удельная величина давления для получения необходимого коэффициента трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизации, Н/м²	$P_{уд}$	500 000
Ширина блокирующего кольца, м	$B_б$	0,012
Угол наклона конусов трения, град	α	6,5
Диаметр конусов, м	D_k	0,172
Проекция площади блокирующего кольца на плоскость, перпендикулярную оси синхронизатора, м²	$S_б$	0,000728
Результаты расчетов		
Необходимая величина осевого усилия от фиксаторов синхронизатора, Н	P_f	364

Таблица 2

Исходные параметры расчета		
Осевое усилие пружины соответствующее полной деформации кольца	P_f	364
Принятая величина диаметральной полной деформации кольца, м	ΔD	0,0046
Наружный диаметр кольца, м	D	0,188
Толщина пружинного кольца, м	S	0,012
Угол скоса на муфте синхронизатора, град.	θ	30
Угол трения пружинного кольца по скосу зуба муфты, град.	γ	6
Коэффициент трения пружинного кольца по торцу блокирующего кольца при его радиальной деформации	μ_n	0,05
Коэффициент увеличения силы фиксации	K_f	1,1
Результаты расчетов		
Ширина пружинного кольца, м	H	0,0018

Таблица 3

Исходные параметры расчета		
Модуль упругости, Н/м²	E	$2{,}15 \cdot 10^{11}$
Толщина пружинного кольца, м	S	0,012
Полная деформация кольца, м	ΔD	0,0046
Наружный диаметр кольца, м	D	0,188
Результаты расчетов		
Расчетное напряжение пружинного кольца, Н/м²	σ	$38{,}3 \cdot 10^7$

Таблица 4

Исходные параметры расчетов		
Модуль муфты синхронизатора, м	m	0,003
Число зубьев муфты синхронизатора	Z	63
Наружный диаметр муфты, м	D_a	0,1915
Высота зуба муфты, м	h	0,005
Рабочая деформация кольца, м	$\Delta D2$	0,0036
Боковой зазор между зубом муфты и торцом выступа пружинного кольца, м	δ	0,0007
Число зубьев и впадин муфты, в котором размещается подвижный выступ пружинного кольца	n	3
Смещение исходного контура	x	>0
Результаты расчетов		
Диаметр скосов блокирующих колец	D_c	0,01965
Ширина подвижного выступа пружинного кольца, м	B	0,010398

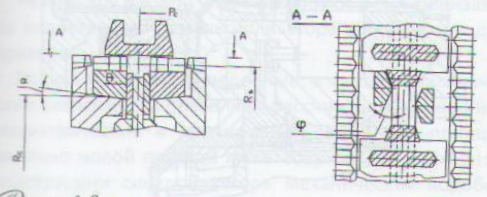


Рисунок 2. Расчетная схема угла блокировки синхронизатора основного редуктора

Таблица 5

Исходные параметры расчетов		
Модуль муфты синхронизатора, м	m	0,003
Число зубьев муфты синхронизатора	Z	63
Наружный диаметр зубьев муфты, м	D_a	0,1915
Высота зуба муфты, м	h	0,005
Полная деформация кольца, м	$\Delta D2$	0,0046
Боковой зазор между зубом муфты и торцом выступа пружинного кольца, м	δ	0,0007
Смещение исходного контура	x	>0
Результаты расчетов		
Угол до оси подвижного выступа, град.	λ	118,8628

$B = (nD_в\pi/2) - \Delta D2 - \delta$ — при смещении, не равном нулю, где $\Delta D2$ — величина рабочей деформации; n — суммарное число зубьев и впадин, в котором перемещается выступ пружинного кольца; δ — боковой зазор между зубом и торцом выступа при предварительном поджатии кольца; $D_в$ — средний диаметр блокирующих зубьев; $D_в = m \cdot Z$ — средний диаметр при нулевом смещении; $D_в = D_a + h$ — средний диаметр при смещении, не равном нулю; D_a — наружный диаметр зубьев муфты, из конструктивных соображений принимаем $D_a = 191{,}5$ *мм*; h — высота зуба муфты; Z — число зубьев муфты.

Результаты расчета ширины подвижного выступа B и диаметра скосов D_c пружинного кольца синхронизатора основного редуктора коробки передач приведены в табл. 4.

Так как выступы кольца имеют угловое перемещение и должны укладываться в определенные заданные размеры, необходимо рассчитать угол расположения выступов при ненагруженном кольце, который является одним из необходимых конструктивных его параметров. Из графического изображения на рис. 1 кинематики работы пружинного кольца достаточно просто заметить, что угол до оси подвижного выступа будет определяться следующими зависимостями:

При нулевом смещении:

$\lambda град = 120град - (180град / (\pi m Z)) \cdot (\Delta D - \delta)$

при смещении, не равном нулю:

$\lambda град = 120град - (180град / (\pi D_в)) \cdot (\Delta D - \delta)$

где ΔD — диаметральная (полная) деформация кольца, м; δ — боковой зазор между зубом и торцом выступа, м; Z — число зубьев муфты.

Результаты расчета угла l до оси подвижного выступа синхронизатора основного редуктора приведены в табл. 5.

При приложении усилия синхронизации Рс муфта через фиксаторы (пружинное кольцо) прижимает блокирующее кольцо к фрикционной конусной поверхности,

Таблица 6

Исходные параметры расчета		
Модуль муфты синхронизатора, м	m	0,003
Число зубьев муфты синхронизатора	Z	63
Наружный диаметр зубьев муфты, м	D_a	0,1915
Высота зуба муфты, м	h	0,005
Ширина блокирующего кольца, м	$B_б$	0,012
Удельная величина давления для получения необходимого коэффициента трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизации, Н/м²	$P_{уд}$	500 000
Угол наклона конусов трения, град	α	6,5
Коэффициент трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки при расчетном усилии фиксаторов P_f	μ_k	0,06
Коэффициент усиления блокирующих свойств синхронизатора	$K_б$	1
Коэффициент увеличения силы фиксации	K_f	1
Средний диаметр конусов, м		
Сила от прикладываемого к рукоятке рычага усилия, приведенная к оси синхронизатора, Н	P_c	3500
Смещение исходного контура	x	1,5
Результаты расчетов		
Средний радиус скосов блокирующих зубьев, м	$R_б$	0,099
Величина угла блокировки синхронизатора, град. Принимаем угол φ = 30 град	φ	29,84161

на которой выполнены для увеличения коэффициента трения специальные спиральные канавки. Это обеспечивает поворот блокирующего кольца, скосы на зубьях шлицев которого упираются в соответствующие скосы шлицев муфты (рис. 1 и рис. 2) и тем самым позволяют переместиться муфте в осевом направлении только после полного уравнивания угловых скоростей синхронизируемых элементов и войти в зацепление с зубчатым венцом, жестко связанным с шестерней.

Угол блокировки синхронизатора, гарантированно обеспечивающий полную синхронизацию при заданных геометрических параметрах синхронизатора, определяется следующей формулой [2]:

$$\varphi \le arctg\left\{\frac{\mu_k\left[R_c + R_б\left(1 - P_f\cdot\frac{K_f}{P_c}\right)\sin\alpha\right]}{R_б\left(1 - P_f\cdot\frac{K_f}{P_c}\right)\sin\alpha\cdot K_б}\right\}, \text{ град}$$

где μ_k — коэффициент трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизатора; R_c — средний радиус конусов трения, м; $R_б$ — средний радиус скосов блокирующих зубьев, м; $R_б = mZ + 2mx$; P_f — осевая сила от радиальной деформации пружинного кольца, Н; P_c — сила от прикладываемого водителем к рукоятке рычага усилия, приведенного к оси синхронизатора, Н; $K_б$ — коэффициент усиления блокирующих свойств

Таблица 7

Исходные параметры расчета		
Удельная величина давления для получения необходимого коэффициента трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизации, Н/м²	$P_{уд}$	500 000
Ширина блокирующего кольца, м	$B_б$	0,0157
Угол наклона конусов трения, град	α	6,5
Средний диаметр конусов, м	D_k	0,226
Проекция площади блокирующего кольца на плоскость, перпендикулярную оси синхронизатора, м²	$S_б$	0,001252
Результаты расчетов		
Необходимая величина осевого усилия от фиксаторов синхронизатора, Н. Принимаем	P_f	625,9441

Таблица 8

Исходные параметры расчета		
Осевое усилие пружины, соответствующее полной деформации кольца	P_f	626
Принятая величина диаметральной полной деформации кольца, м	ΔD	0,0037
Наружный диаметр кольца, м	D	0,251
Толщина пружинного кольца, м	S	0,0144
Угол скоса на муфте синхронизатора, град.	θ	30
Угол трения пружинного кольца по скосу зуба муфты, град.	γ	6
Коэффициент трения пружинного кольца по торцу блокирующего кольца при его радиальной деформации	μ_k	0,05
Коэффициент усиления силы фиксации	K_f	1
Результаты расчетов		
Ширина пружинного кольца, м	H	0,005

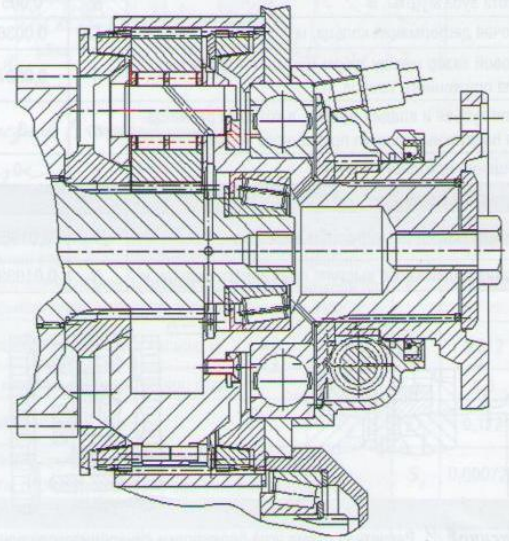


Рисунок 3. Планетарный демультипликатор коробки ТМ16-2000

Таблица 9

Исходные параметры расчета		
Модуль муфты синхронизатора, м	m	0,0025
Число зубьев муфты синхронизатора	Z	97
Наружный диаметр зубьев муфты, м	D_a	0,24376
Высота зуба муфты, м	h	0,00524
Ширина блокирующего кольца, м	$B_б$	0,0157
Удельная величина давления для получения необходимого коэффициента трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки синхронизации, Н/м²	$P_{уд}$	500 000
Угол наклона конусов трения, град	α	6,5
Коэффициент трения скольжения конусов на начальном этапе блокировки при расчетном усилии фиксаторов P_f	μ_k	0,06
Коэффициент усиления блокирующих свойств синхронизатора	$K_б$	1,15
Коэффициент увеличения силы фиксации	K_f	1
Средний диаметр конусов, м	D_k	0,226
Сила от прикладываемого к рукоятке рычага усилия, приведенная к оси синхронизатора, Н	P_c	7000
Средний радиус скосов блокирующих зубьев, м	$R_б$	0,1245
Результаты расчетов		
Величина угла блокировки синхронизатора, град. Принимаем угол φ = 27 град.	φ	26,92768

синхронизатора; K_f — коэффициент увеличения силы фиксации.

Результаты расчета угла блокировки j синхронизатора основного редуктора коробки передач приведены в табл. 6.

Проведем расчет параметров пружинного кольца и угла блокировки синхронизатора планетарного демультипликатора (рис. 3 и рис. 4).

Результаты расчета величины усилия пружины P_f для обеспечения блокировки синхронизатора коробки передач приведены в табл. 7.

Результаты расчета ширины H пружинного кольца синхронизатора планетарного демультипликатора коробки передач приведены в табл. 8.

Результаты расчета угла блокировки φ синхронизатора планетарного демультипликатора коробки передач привелены в табл. 9.

Разработанные приведенные в статье аналитические зависимости позволяют рассчитать все основные геометрические и прочностные параметры принципиально новой простой малогабаритной бессухарной конструкции синхронизатора механических коробок передач.

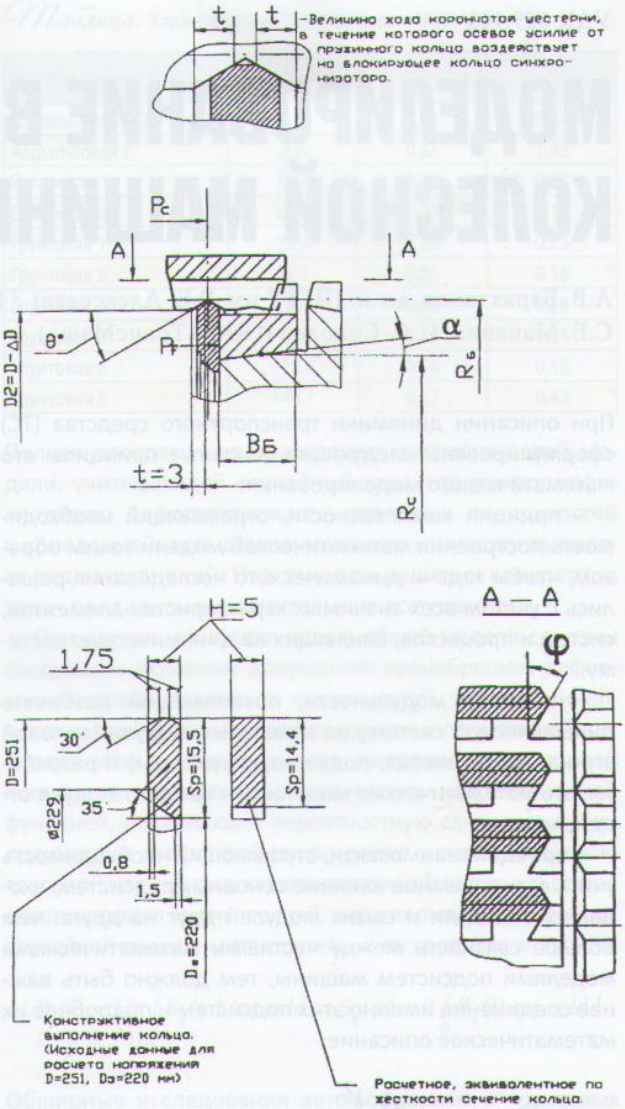


Рисунок 4. Расчетная схема пружинного кольца и угла блокировки синхронизатора планетарного демультипликатора

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. 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.

2. 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.

3. Недялков, А.П. Механические синхронизированные коробки передач / Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. Сб. науч. тр. / НАМИ — 1993. — Вып. 214. С. 73-85.

Приложение Б. Копии документов, подтверждающих внедрение результатов НИР в учебный процесс

А К Т

о внедрении результатов научно-исследовательской (опытно-конструкторской) работы

Разработки Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева,
(название вуза)

а именно разработка методики расчета основных элементов синхронизаторов коробок передач
(полное наименование разработок или перечня разработок)

выполненные по государственному контракту №02.740.11.5112 от 09 марта 2010 г.

Программа (мероприятие):
Федеральная целевая программа «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., в рамках реализации мероприятия 1.5 «Проведение научных исследований коллективами под руководством приглашенных исследователей в области технических и инженерных наук»

наименования исследования «Исследование трансмиссии грузового автомобиля с мехатронной системой управления»
(хоздоговору, госбюджету, внутриминистерском, внутриведомственному заказам, договору на передачу научных достижений, наименование темы) номер и индекс темы; дата начала и окончания; объем затрат НИР; № госрегистрации

и переданные на кафедру «Автомобили и тракторы» НГТУ
название организации (предприятия) – заказчика

внедрены с сентября месяца 2011 года на (в) учебном процессе
организация (предприятия), где внедрены разработки

в составе курсов «Спец. главы теории автомобиля», «Теория вездеходных машин», «САПР автомобиля и трактора», «Конструирование и расчет автомобиля»
(указать наименование объекта или системы, в составе которых нашли 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
(раскрыть конкретные рабочие функции внедренных разработок)
и лабораторных занятиях со студентами, в курсовом и дипломном проектировании

Технический уровень разработок усовершенствование известных методик расчетов
(патентов)

Вид внедрения методика расчета основных элементов синхронизаторов коробок передач
(эксплуатация изделий и сооружений, изготовление продукции (серийное, уникальное, единичное производство) выполнение производственных работ, функционирование систем организаций и управления и т.д.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ

Организационно-технические преимущества упрощение и облегчение управления транспортным средством, повышение надежности коробки передач, одновременное улучшение таких эксплуатационных свойств транспортного средства , как топливная экономичность и тягово-скоростные свойства

(параметры, характеризующие степень качественного улучшения функциональных или эксплуатационных показателей по сравнению с базовым или заменяемым вариантом)

Социальный эффект Развитие научных исследований в области улучшения

(подробно раскрыть конкретный вид эффекта: защита здоровья человека, охрана окружающей среды, повышение эксплуатационных свойств транспортных средств

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,

(количественная характеристика экономии материальных, энергетических и трудовых ресурсов, практических и лабораторных занятий

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

(название вуза)

фактическом экономическом эффекте составляет _____. тыс. руб.

(сумма цифрами и прописью)

сентябрь 2011 г.

Проректор по научной работе НГТУ Н.Ю. Бабанов

Заведующий кафедрой «Автомобили и тракторы» д.т.н., проф. Л.Н. Орлов

Руководитель темы д.т.н., проф. А.Е. Кропп

Исполнители:

к.т.н., ст. научный сотрудник А.П. Недялков

к.т.н., доцент А.Н. Блохин

к.т.н., доцент А.В. Тумасов

ассистент А.С. Вашурин

аспирант С.Ю. Костин

аспирант Д.В. Зезюлин

аспирант А. В. Герасин

аспирант М.С. Крашенинников

аспирант Е.Г. Денисенко

студент А. М.Носков

А К Т

о внедрении результатов научно-исследовательской (опытно-конструкторской) работы

Разработки Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева,
(название вуза)

а именно разработка методики расчета параметров и показателей синхронизации в коробках передач, работающих с пневматическим приводом
(полное наименование разработок или перечня разработок)

выполненные по государственному контракту №02.740.11.5112 от 09 марта 2010 г.

Программа (мероприятие):
Федеральная целевая программа «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., в рамках реализации мероприятия 1.5 «Проведение научных исследований коллективами под руководством приглашенных исследователей в области технических и инженерных наук»

наименования исследования «Исследование трансмиссии грузового автомобиля с мехатронной системой управления»
(хоздоговору, госбюджету, внутриминистерском, внутриведомственному заказам, договору на передачу научных достижений; наименование темы) номер и индекс темы; дата начала и окончания; объем затрат НИР; № госрегистрации

и переданные на кафедру «Автомобили и тракторы» НГТУ
название организации (предприятия) – заказчика

внедрены с сентября месяца 2011 года на (в) учебном процессе
организация (предприятия), где внедрены разработки

в составе курсов «Спец. главы теории автомобиля», «Теория вездеходных машин», «САПР автомобиля и трактора», «Конструирование и расчет автомобиля»
(указать наименование объекта или системы, в составе которых нашли 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
(раскрыть конкретные рабочие функции внедренных разработок)
и лабораторных занятиях со студентами, в курсовом и дипломном проектировании

Технический уровень разработок усовершенствование известных методик расчетов
(патентов)

Вид внедрения методика расчета параметров и показателей синхронизации в коробках передач, работающих с пневматическим приводом
(эксплуатация изделий и сооружений, изготовление продукции (серийное, уникальное, единичное производство) выполнение производственных работ, функционирование систем организаций и управления и т.д.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ

Организационно-технические преимущества упрощение и облегчение управления транспортным средством, повышение надежности коробки передач, одновременное улучшение таких эксплуатационных свойств транспортного средства , как топливная экономичность и тягово-скоростные свойства

(параметры, характеризующие степень качественного улучшения функциональных или эксплуатационных показателей по сравнению с базовым или заменяемым вариантом)

Социальный эффект Развитие научных исследований в области улучшения

(подробно раскрыть конкретный вид эффекта: защита здоровья человека, охрана окружающей среды, повышение эксплуатационных свойств транспортных средств

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,

(количественная характеристика экономии материальных, энергетических и трудовых ресурсов, практических и лабораторных занятий

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

(название вуза)

фактическом экономическом эффекте составляет _____ тыс. руб.

(сумма цифрами и прописью)

сентябрь 2011 г.

Проректор по научной работе НГТУ Н.Ю. Бабанов

Заведующий кафедрой
«Автомобили и тракторы»
д.т.н., проф. Л.Н. Орлов

Руководитель темы
д.т.н., проф. А.Е. Кропп

Исполнители:

к.т.н., ст. научный сотрудник А.П. Недялков

к.т.н., доцент А.Н. Блохин

к.т.н., доцент А.В. Тумасов

ассистент А.С. Вашурин

аспирант С.Ю. Костин

аспирант Д.В. Зезюлин

аспирант А. В. Герасин

аспирант М.С. Крашенинников

аспирант Е.Г. Денисенко

студент А. М.Носков

Приложение В. Разработка плана дальнейшего взаимодействия с приглашенным исследователем

Дальнейшее взаимодействие с д.т.н., профессором А.Е. Кроппом будет продолжено при выполнении работ, представленных в таблице В.1.

Таблица В.1 – Проекты, по которым НГТУ будет продолжать сотрудничество с А.Е. Кроппом

№	Тема проекта	Срок выполнения работы,
1	Разработка типоразмерного ряда многоступенчатых коробок передач с мехатронным управлением в диапазоне курящего момента двигателя 300…2700 Нм. - проектирование, изготовление и испытание 6 ступенчатой коробки передач с мехатронным упралвением для момента 300 Нм; - проектирование, изготовление и испытание 6 ступенчатой коробки передач для передачи крутящего момента 1100 Нм; - проектирование, изготовление и испытание 8 ступенчатой коробки передач для передачи момента 2700 Нм.	2011 -2014 г.г.
2	Разработка бесступенчатой трансмиссии грузового автомобиля с импульсным вариатором. - разработка кинематической схемы бесступенчатой трансмиссии с импульсным вариатором; - разработка конструкции импульсного вариатора; - изготовление экспериментального образца импульсного вариатора; - проведение экспериментальных исследований импульсного вариатора.	2012 – 2016 г.г.

Приложение Г. Уведомление о поступлении и регистрации заявки на полезную модель «Планетарный механизм коробки передач»

4771

940

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ
(РОСПАТЕНТ)

ФЕДЕРАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ ПРОМЫШЛЕННОЙ СОБСТВЕННОСТИ

Бережковская наб., 30, корп. 1, Москва, Г-59, ГСП-5, 123995 Телефон 240-60-15 Телекс 114818 ПДЧ Факс 243 33 37

УВЕДОМЛЕНИЕ О ПОСТУПЛЕНИИ И РЕГИСТРАЦИИ ЗАЯВКИ

03.10.2011	060040	2011140211
Дата поступления	*Входящий №*	*Регистрационный №*

79

ДАТА ПОСТУПЛЕНИЯ оригиналов документов заявки ПОЛУЧЕНО - 3 ОКТ 2011	(21) **РЕГИСТРАЦИОННЫЙ №**	**ВХОДЯЩИЙ №**
	(85) **ДАТА ПЕРЕВОДА** международной заявки на национальную фазу	
ФИЛС ОТД №17 ☐ (86) *(регистрационный номер международной заявки и дата международной подачи, установленные получающим ведомством)* ☐ (87) *(номер и дата международной публикации международной заявки)*	**АДРЕС ДЛЯ ПЕРЕПИСКИ** *(полный почтовый адрес, или адрес электронной почты)* РФ 603950 г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24 , НГТУ ОИС 8.831.4 36 96 55 телефон Email:	
З А Я В Л Е Н И Е **о выдаче патента Российской Федерации на полезную модель**	**В Федеральную службу по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам** **Бережковская наб., 30, корп.1, Москва, Г-59, ГСП-5, 123995**	
(54) **НАЗВАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ «ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ»**		
(71) **ЗАЯВИТЕЛЬ** *(Указываются полное имя или наименование (согласно учредительному документу), место жительства или место нахождения, включая официальное наименование страны и полный почтовый адрес)* Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е.Алексеева» , (НГТУ) 603950 г. Нижний Новгород, ул. Минина,24. государственным заказчиком ☐ муниципальным заказчиком, *(указать наименование)* ☒ исполнителем работ по ☒ государственному ☐ муниципальному контракту, заказчик работ ...МИНОБРНАУКИ..... *(указать наименование)* ..контракт № 02.740.11.5112 от 09. 03.2009	**ОГРН** **1025203034537** **КОД** страны по стандарту **ВОИС ST. 3** *(если он установлен)* *RU 11*	
(74) **ПРЕДСТАВИТЕЛЬ(И) ЗАЯВИТЕЛЯ** Указанное(ые) ниже лицо(а) назначено(назначены) заявителем(заявителями) для ведения дел по получению патента от его(их) имени в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам	Является ☐ Патентным(и) поверенным(и) ☐ Иным представителем Телефон:	
Фамилия, имя, отчество (если оно имеется) Адрес:	Факс E-mail:	
Срок представительства *(заполняется в случае назначения иного представителя без представления доверенности)*	Регистрационный (е) номер (а) патентного(ых) поверенного(ых)	

Бланк заявления ПМ лист 1

Административный регламент – 04-04

ОТД №17
05 ОКТ 2011
ТЕЛ.: 240 60 15

Количество листов	32	**Фамилия лица, принявшего документы**
Количество документов об уплате пошлины	1	Зайцева С.С.
Количество фотографий/изображений	0	

Вх. N 37.2-10/226
18.10.11