

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И.
Сатпаева

Институт Metallургии и промышленной инженерии
Кафедра Технологические машины, транспорт и логистика

Гапурхаев М.Э.

Модернизация легкового автомобиля повышенной проходимости с разработкой
конструкции раздаточной коробки

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

специальность 5B071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И.
Сатпаева
Институт Metallургии и промышленной инженерии
Кафедра Технологические машины, транспорт и логистика



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой ТМ,ТиЛ
К.Т.Н., доцент
(уч. степень, звание)
Елемесов К.К.
« 28 » 05 2021 г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: «Модернизация легкового автомобиля повышенной проходимости с
разработкой конструкции раздаточной коробки»

по специальности 5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Выполнил

Гапурхаев М.Э.

Научный руководитель
к.т.н., ассоц. проф.

«14»

Ахметова Ш.Д.
мая 2021 г.

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И.
Сатпаева
Институт Metallургии и промышленной инженерии
Кафедра Технологические машины, транспорт и логистика

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой ТМ,Тил

К.Т.Н., доцент
(уч. степень, звание)
Елемесов К.К.
«04» 12 2020 г.

ЗАДАНИЕ
на выполнение дипломной работы

Обучающемуся Гапурхаев Мовср Эсманович
Тема: Модернизация легкового автомобиля повышенной проходимости с разработкой конструкции раздаточной коробки
Утверждена приказом ректора университета №2131-б от "24" ноября 2020 г.
Срок сдачи законченной работы "20" мая 2021 г.
Исходные данные к дипломной работе: Легковой автомобиль Шевроле-Нива(2123) повышенной проходимости
Краткое содержание дипломной работы:
а) обоснование выбранной компоновки
б) Разработка и расчет телескопического вала и муфты
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей): Общий вид автомобиля, патентный обзор, сборочный чертеж, сборочный чертеж раздаточной коробки, детализовка

Рекомендуемая основная литература:

- 1 Гришкевич А. И. Автомобили. Конструкции и расчет. Минск: Выш. шк. 1985. 240 с;
- 2 Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с;
- 3 Лукин П. П. Гаспарянц Г. А. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с;

АННОТАЦИЯ

В дипломной работе была произведена модернизация легкового автомобиля повышенной проходимости с разработкой конструкции раздаточной коробки. Были рассмотрены конструкции раздаточных коробок и анализ технических данных. Был проведен литературно-патентный обзор. Приведены конструктивные и прочностные расчеты узла сцепления.

АҢДАТПА

Дипломдық жұмыста трансфер корпусының дизайнын жасай отырып, жерүсті жолаушылар вагонын жаңарту жобаланған. Трансферттің жобалары мен техникалық деректерге талдау жасалды. Әдебиеттер мен патенттік сараптама жүргізілді. Адгезия қондырғысының конструктивті және беріктік есептеулері келтірілген.

ANNOTATION

In the diploma work, the modernization of an all-terrain passenger car was designed with the development of a transfer case design. Transfer case designs and technical data analysis were reviewed. A literature and patent review was carried out. Constructive and strength calculations of the adhesion unit are presented.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	9
1 Основная часть	10
1.1 Общая информация	10
1.2 Устройство и работа.....	13
1.3 Техническая характеристика автомобиля.....	18
2 Литературно-патентный обзор	23
2.1 Вывод патентного обзора.....	26
3. Расчёт раздаточной коробки	27
3.1 Определение передаточных чисел раздаточной коробки передач.....	27
3.2 Определение расчетных нагрузок.....	27
3.2.1 Нагрузочные режимы.....	27
3.2.2 Определение передаточных чисел.....	28
3.2.3 Определение вращающих моментов на валах.....	28
3.2.4 Определение сил в зацеплении раздаточной коробки	28
3.2.5 Определение сил в зацеплении дифференциала раздаточной коробки ...	29
3.3 Выбор параметров зубчатых колес.....	30
3.4 Расчет межосевого дифференциала.....	30
3.4.1 Расчет зубчатых колес межосевого дифференциала на статическую прочность	30
3.5 Расчет зубьев на контактную прочность.....	31
3.6 Расчет зубьев на изгибную прочность.....	33
3.7 Расчет высшей передачи	35
3.8 Расчет низшей передачи.....	37
3.9 Расчет валов раздаточной коробки передач.....	38
3.9.1 Расчет входного вала раздаточной коробки передач	38
3.9.2 Расчет входного вала раздаточной коробки передач на прочность.....	40
3.9.3 Расчет промежуточного вала раздаточной коробки передач	41
3.9.4 Расчет промежуточного вала раздаточной коробки передач на прочность	43

3.9.5 Расчет выходного вала раздаточной коробки передач.....	43
3.9.6 Расчет выходного вала раздаточной коробки передач на прочность	45
3.10 Расчет подшипников раздаточной коробки передач	45
3.11 Обоснование выбора смазочно-охлаждающих жидкостей	47
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	49
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	50

ВВЕДЕНИЕ

Автомобиль Шевроле-Нива представляет собой базовую модель нового семейства автомобилей-внедорожников и первым результатом работы совместного предприятия "Дженерал моторс - АвтоВАЗ".

В сравнении с предыдущей моделью ВАЗ-21213 конструкция Шевроле-Нива обладает рядом существенных изменений. В частности, сохранив наилучшие свойства ВАЗ-21213, Шевроле-Нива имеет совершенно новый несущий кузов, разработанный в современной форме, постоянный привод всех колес, вдобавок к ряду нововведений, таких как "отвязанный" от двигателя редуктор переднего моста, измененная конструкция привода коробки передач, удлиненный промежуточный вал, и унифицированные передний и задний карданные валы. В этом автомобиле кардинальным образом изменена система тормозов, в том числе, модернизирована конструкция главного цилиндра и усилителя тормозов. Вместе с тем, шасси и трансмиссия старой "Нивы" с точки зрения конструкции практически не изменились, за исключением применения модернизированных, проверенных жизнью агрегатов.

ВАЗ-2123 в базовой комплектации имеет регулируемую рулевую колонку, а также иммобилайзер и центральный замок, электрические стеклоподъемники передних дверей, корректор фар и радио подготовку. Автомобилу были установлены инжекторный двигатель объемом 1,7 л и мощностью 80 л. с., система электронного распределенного впрыска топлива и система выпуска отработавших газов, которая оснащена каталитическим нейтрализатором, соответствующим требованиям норм токсичности стандарта "Евро-2" и "Евро-3".

Внедорожник городского типа Шевроле-Нива имеет окраску "металликом", а также окрашенные в цвет кузова бампера. В целом автомобиль представлен в семи цветах. Непосредственно кузов Шевроле-Нива имеет пять дверей, вклеивающиеся стекла, дверь багажника (с запасным колесом), которая открывается в сторону.

1 Основная часть

1.1 Общая информация

Раздаточная коробка – это механизм, устанавливаемый для распределения крутящего момента между ведущими мостами полноприводных автомобилей. Когда речь идет об автомобилях с бортовым приводом, раздаточная коробка может быть установлена для распределения момента между бортами или отдельными группами ведущих колес борта. В некоторых случаях раздаточную коробку устанавливают на неполноприводные автомобили 6X4 с тем, чтобы она распределяла крутящий момент между мостами тележки.

Важнейшее требование, предъявляемое к конструкции раздаточной коробки состоит в том, что распределение крутящего момента не может быть сопровождено циркуляцией мощности в приводе от раздаточной коробки к ведущим колесам автомобиля; конструкция, которая не удовлетворяет вышесказанному требованию, обязана иметь устройство, которое позволяет отключить вспомогательный ведущий мост в случае, если циркуляция мощности может быть значительной; необходимо чтобы раздаточная коробка грузового транспортного средства была приспособлена к установке механизма отбора мощности; в случае, если раздаточная коробка является двухступенчатой, то она должна иметь привод спидометра; переключение в двухступенчатой раздаточной коробке должно быть оснащено устройством предназначенным для надежной фиксации включенной ступени и нейтрального положения.

Раздаточные коробки допускаются к классификации по следующим признакам: характеру деления силового потока; количеству ступеней передаточного числа; количеству выходных валов; взаимному расположению выходных валов; периодичности включения привода вспомогательного моста.

Рассматривая характер деления силового потока раздаточные коробки делятся на коробки с дифференциальным приводом выходных валов, заблокированным и смешанным. Блокированный привод может иметь кинематически жесткую связь выходных валов, либо связь с помощью муфты свободного хода. В свою очередь смешанный привод возможен к использованию при наличии трех выходных валов.

Ступеней передаточного числа в раздаточной коробке может быть одна или две. Двухступенчатые коробки используются, в частности, для расширения диапазона передаточных чисел трансмиссии. Это необходимо в случаях, когда диапазон устанавливаемой коробки передач оказывается недостаточным для полноприводного автомобиля.

В большинстве случаев в раздаточной коробке имеется два выходных вала. Тогда как три выходных вала можно встретить в раздаточных коробках автомобилей 6X6, имеющих раздельный привод мостов тележки.

В раздаточных коробках с двумя выходными валами последние могут иметь соосное или несоосное расположение.

Выделяют ряд типовых групп наиболее распространенных кинематических схем раздаточных коробок. Основные группы схем отображены на рисунках 1.1, 1.2. Первая группа (рис. 1.1) отличается следующими признаками: имеется два соосных выходных вала с дифференциальным приводом; постоянно включенный передний мост; для второй группы (рис. 1.2) характерны два несоосных выходных вала с блокированным приводом, при этом один из выходных валов соосен периодически включаемый передний мост. Третья группа имеет: два соосных выходных вала с блокированным приводом, а также периодически включаемый передний мост. Раздаточные коробки первой группы производятся двухступенчатыми и одноступенчатыми, тогда как коробки второй и третьей групп чаще всего бывают двухступенчатыми.

Раздаточным коробкам первой группы свойственно отсутствие в приводе ведущих мостов циркуляции мощности. Это даёт возможность иметь постоянно включенный привод всех ведущих мостов, исходя из чего обеспечивается более равномерная их нагрузка. Раздаточные коробки, относящиеся к этой группе, удовлетворяют первому из указанных выше требований наиболее полно. При этом для повышения проходимости автомобиля в сложных дорожных условиях в раздаточные коробки первой группы устанавливают муфту принудительной блокировки межосевого дифференциала. Во время движения с блокированным дифференциалом может произойти циркуляция мощности. По этой причине на сухих твердых дорогах, где циркулирующий момент может быть значительным.

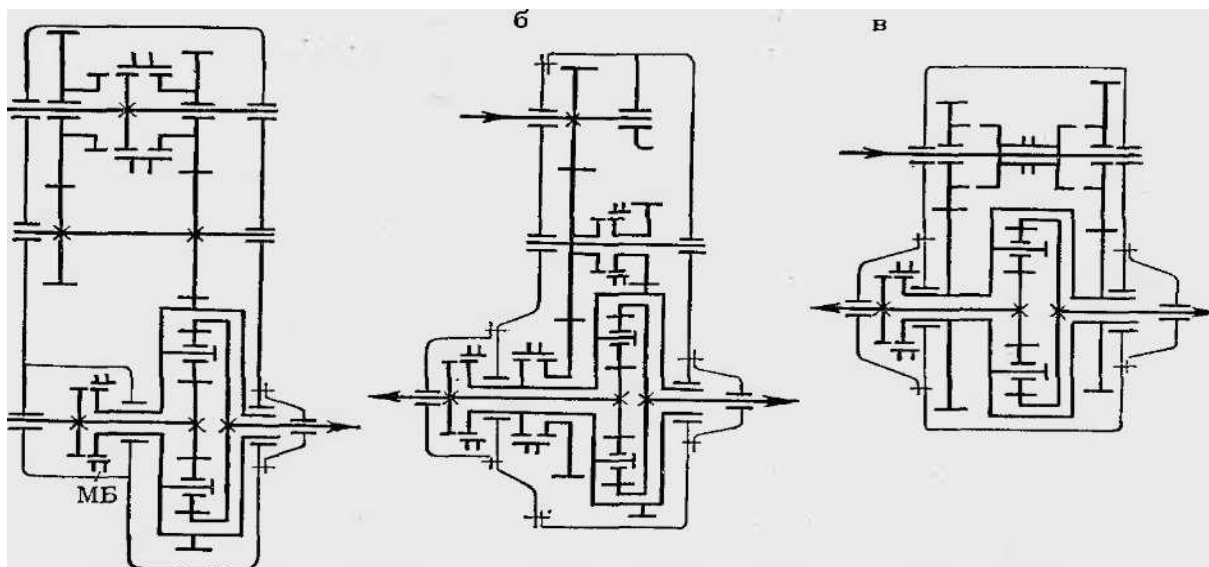


Рисунок 1.1 Схемы раздаточных коробок с дифференциальным приводом: а - УРАЛ-375; б - КамАЗ-4310; в - Zahnradfabrik «VG-275. 380, 800»

Стоит отметить, что раздаточные коробки первой группы рекомендуются для установки на автомобили, которые предназначены для работы в качестве полноприводных на постоянной основе. Раздаточные коробки второй группы имеют прямую передачу с входного вала на соосный с ним выходной. Во время движения на прямой передаче в раздаточной коробке автомобиль работает как неполноприводной, а именно с отключенным передним мостом. Вместе с тем подшипники и зубчатые колеса раздаточной коробки остаются ненагруженными. В случае необходимости работы автомобиля в качестве полноприводного в раздаточной коробке второй группы привод переднего моста включается с помощью передвижной зубчатой муфты. Наряду с этим привод оказывается блокированным, с кинематически жесткой связью выходных валов. В контур возможной циркуляции мощности входят зубчатые колеса раздаточной коробки, которые соединяют ее выходные валы, карданные и главные передачи, полуоси и шины. Во время движения по сухой твердой дороге привод переднего моста необходимо выключить с тем, чтобы предупредить возможную циркуляцию момента. Раздаточные коробки второй группы рекомендуется использовать для автомобилей, которые работают в качестве полноприводных только периодически, если при этом на высшей ступени для них допустимо иметь передаточное число, равное единице.

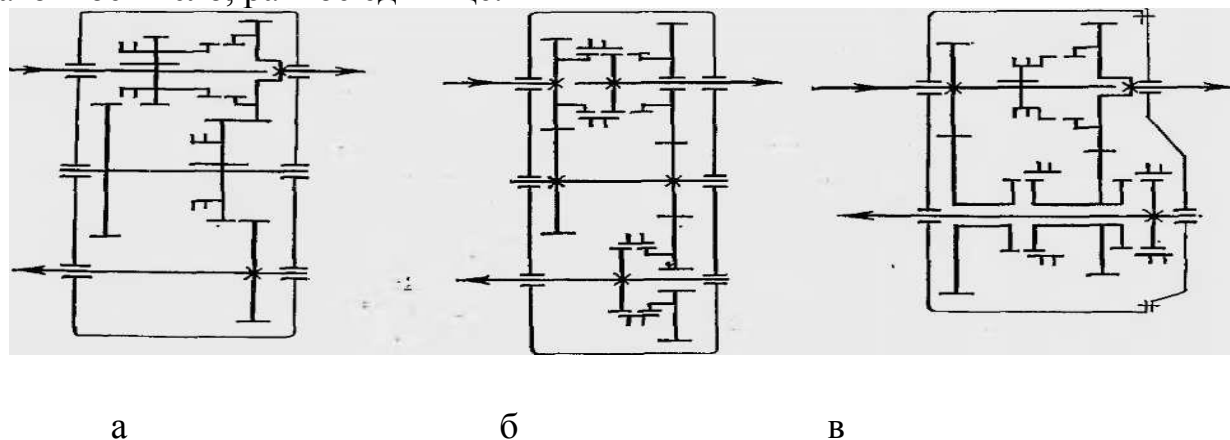


Рисунок 1.2 Схемы раздаточных коробок с блокированным приводом и несоосными выходными валами: а - ГАЗ-66, УАЗ-452; б - Austin Gipsy; в - ЗИЛ-131

У каждой группы типовых схем раздаточных коробок существует несколько вариантов, которые различаются по общему числу валов, способам переключения ступеней, расположению элементов переключения. Большое количество схем, кроме входного и выходных валов, имеют еще и промежуточный вал. Соответственно схемы с промежуточным валом имеют большее количество зубчатых колес и подшипников, обеспечивая при этом более широкие компоновочные возможности. Схема с промежуточным валом способствует распределению передаточного числа низшей ступени между двумя парами зубчатых колес и как следствие уменьшению диаметра ведомого зубчатого колеса. Из чего следует, что

имея одинаковые расстояния между осями входного вала и вала привода переднего моста и передаточных числах низшей ступени схема с промежуточным валом даёт большую компактность раздаточной коробки в поперечном направлении, чем схема без промежуточного вала. Более того, в случае соосного расположения выходных валов в схеме с промежуточным валом реактивный момент, действующий на элементы крепления раздаточной коробки, меньше. При отсутствии промежуточного вала в схеме с соосными выходными валами реактивный момент равен сумме выходного и входного моментов.

1.2 Устройство и работа

Раздаточная коробка передач автомобиля ВАЗ-2123 «Нива» (рис.1) двухступенчатая с двумя рычагами управления.

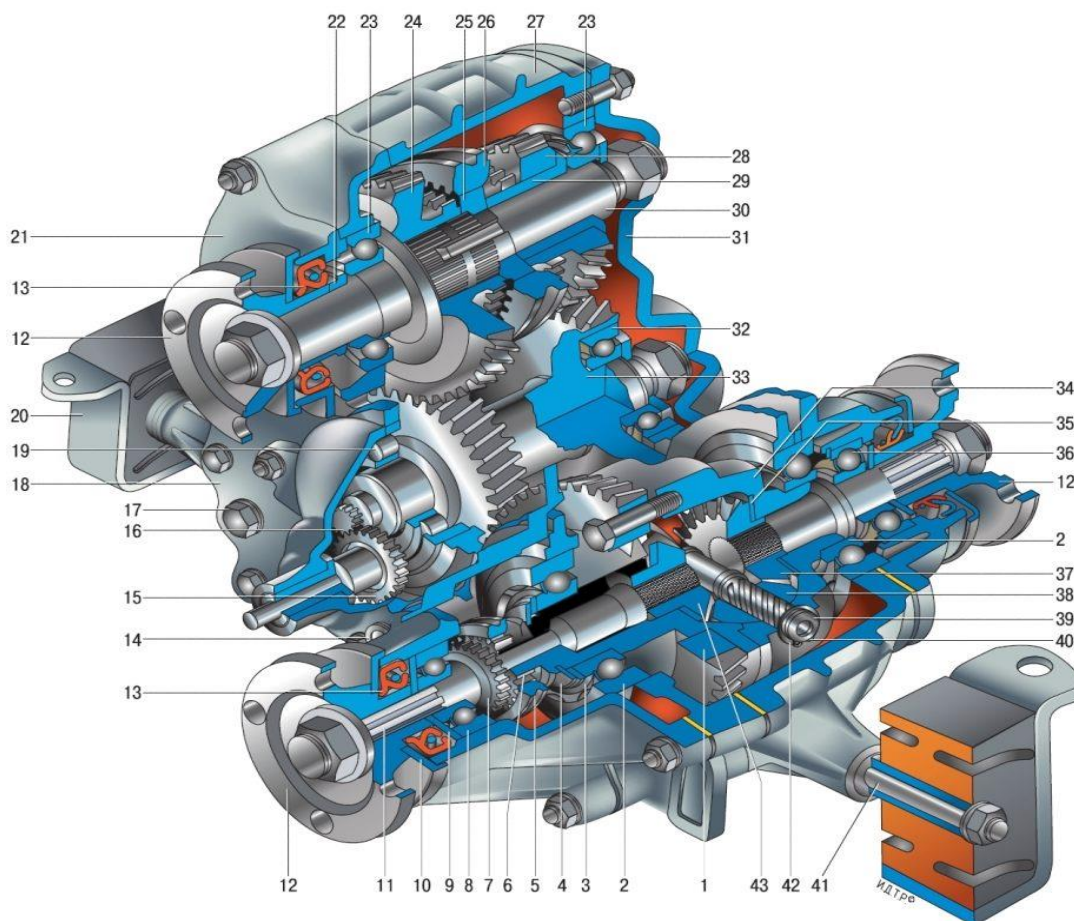


Рисунок №1 - Раздаточная коробка:

1 – ведомая шестерня; 2 – подшипники дифференциала; 3 – пружинная шайба; 4 – стопорное кольцо; 5 – муфта блокировки дифференциала; 6 – зубчатый венец корпуса дифференциала; 7 – зубчатый венец вала привода переднего моста; 8 – подшипник вала привода переднего моста; 9 – маслоотражатель; 10 –

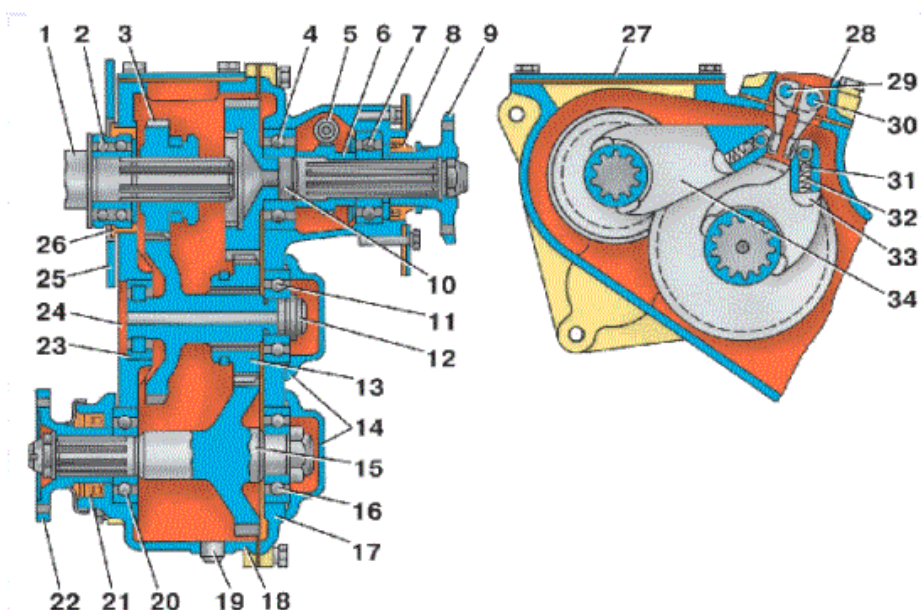
грязеотражатель; 11 – вал привода переднего моста; 12 – фланец; 13 – сальник; 14 – пробка отверстия для слива масла; 15 – ведомая шестерня привода спидометра; 16 – ведущая шестерня привода спидометра; 17 – пробка отверстия для заливки и контроля уровня масла; 18 – передняя крышка раздаточной коробки; 19 – роликовый подшипник промежуточного вала; 20 – кронштейн подвески раздаточной коробки; 21 – крышка подшипника ведущего вала; 22 – упорное кольцо подшипника; 23 – подшипники ведущего вала; 24 – шестерня повышающей передачи; 25 – ступица муфты переключения передач; 26 – муфта переключения передач; 27 – картер раздаточной коробки; 28 – шестерня понижающей передачи; 29 – втулка шестерни низшей передачи; 30 – вал ведущий; 31 – задняя крышка; 32 – шариковый подшипник промежуточного вала; 33 – промежуточный вал; 34 – корпус дифференциала; 35 – упорная шайба шестерни привода заднего моста; 36 – подшипник вала привода заднего моста; 37 – шестерня привода заднего моста; 38 – сателлит; 39 – ось сателлитов; 40 – стопорное кольцо оси сателлитов; 41 – ось подвески раздаточной коробки; 42 – пружинная шайба; 43- межосевой дифференциал.

Высшая передача имеет передаточное отношение 1,2 для хороших дорог, в то время как низшая, которую используют на труднопроходимых участках дороги, крутых подъемах и т. п., имеет передаточное отношение 2,135. Переключению с высшей передачи на низшую способствует муфта 25, перемещающаяся по первичному валу.

В раздаточной коробке установлен межосевой дифференциал 43, который позволяет колесам передней и задней осей катиться с разной скоростью на поворотах и неровностях на дороге, благодаря чему компенсируется неизбежное в таких случаях проскальзывание колес. С тем, чтобы выравнить крутящий момент валов 11 привода ведущих осей автомобиля во время различных дорожных сопротивлений, таких как, например, бездорожье, межосевой дифференциал оснащен муфтой 5 механизма блокировки, дающего водителю возможность жестко соединить вал привода передней оси 11 и корпус межосевого дифференциала в нужный момент, что исключит относительное вращение переднего и заднего карданных валов.

УАЗ–31519

Рисунок №2



1 – ведущий вал (вторичный вал коробки передач); 2 – подшипник ведущего вала (вторичного вала коробки передач); 3 – шестерня ведущая (шестерня включения прямой и понижающей передач); 4, 7 – подшипники вала привода заднего моста; 5 – шестерня, ведомая спидометра; 6 – шестерня, ведущая спидометра; 8, 21 – манжеты; 9, 22 – фланцы; 10 – вал привода заднего моста; 11, 23 – подшипники промежуточного вала; 12 – промежуточный вал; 13 – шестерня включения переднего и заднего мостов; 14 – крышки подшипников; 15 – вал привода переднего моста; 16, 20 – подшипники вала привода переднего моста; 17 – крышка картера; 18 – картер; 19 – пробка сливного отверстия; 24 – заглушка; 25 – пластина подвески; 26 – стакан упорный подшипника; 27 – крышка люка; 28 – крышка механизма переключения; 29 – шток вилки включения прямой и понижающей передач; 30 – шток вилки включения переднего моста; 31 – шарик фиксатора; 32 – пружина фиксатора; 33 – вилка включения переднего моста; 34 – вилка включения прямой и понижающей передач

Двухступенчатая, механическая раздаточная коробка оснащена дополнительной понижающей передачей (рис. 2). На некоторые автомобили устанавливается модернизированная «мелкомодульная» раздаточная коробка, которая имеет зубья шестерни включения переднего и заднего мостов, а также зубчатых венцов валов привода заднего и переднего мостов с модулем 2,5 мм (вместо 3,5). Вместе с тем передаточное число низшей передачи уменьшается и становится 1,47 (вместо 1,94). Раздаточные коробки являются взаимозаменяемыми и ничем не отличаются внешне.

Проанализировав раздаточные коробки передач, было принято решение установить на РК третий режим с возможностью отключения переднего моста, что имело целью уменьшить расход топлива, а также уменьшить механические потери.

Раздаточная коробка способствует изменению величины крутящего момента и распределению его между передним и задним мостами. Коробка располагает двумя передачами с передаточными числами 1,200 и 2,135. Передний и задний мосты находятся в постоянном приводе и связаны между собой межосевым дифференциалом, который в свою очередь перераспределяет крутящий момент между ними в зависимости от сопротивления движению колес. В случае необходимости повышения проходимости автомобиля дифференциал может блокироваться, вместе с тем передний и задний приводные валы становятся жестко связанными между собой, то есть их частоты вращения равны.

Детали корпуса раздаточной коробки выполняются из алюминиевого сплава и соединяются между собой шпильками и гайками. В верхней части картера имеется лючок, который закрыт штампованной стальной крышкой. Передняя крышка центрируется на картере при помощи двух установочных штифтов. Между крышками и картером находятся картонные прокладки. Стоит отметить, что в случае ремонта можно использовать вместо картонных прокладок герметик-прокладку. Все валы (в том числе валик привода спидометра), а также штоки вилок переключения передач и блокировки дифференциала уплотняются с помощью сальников. В передней крышке расположены два отверстия, одно из которых заливное, которое также называют контрольным, а другое – сливное.

Крепление раздаточной коробки происходит к полу кузова при помощи двух резинометаллических кронштейнов. Отверстия в кронштейнах сделаны овальными для регулировки положения коробки относительно фланца промежуточного вала, а между ними и кузовом дополнительно устанавливают регулировочные прокладки. Порядок центрирования коробки описан в разделе Определение причин вибрации и центрирование раздаточной коробки.

Ведущий вал устанавливается на двух шариковых подшипниках в гнездах передней крышки и картера. Внутреннее кольцо переднего подшипника остается зажатым между буртиком вала и упорным кольцом самоконтрящейся гайкой фланца вала. Внутреннее кольцо заднего подшипника остается зажатым между буртиком вала и упорной шайбой гайкой на заднем конце вала. Гайку необходимо застопорить при помощи вдавливания ее кромки в пазы на валу. Ведущий вал фиксируется от осевого смещения установочным кольцом в проточке на внешнем кольце заднего подшипника и зажатым между картером и задней крышкой.

На ведущем валу располагаются две ведущие шестерни. Одна из них — это передняя (большая) – шестерня высшей передачи, которая свободно вращается на термообработанной шейке вала. Вторая - задняя (меньшая) – шестерня низшей передачи, которая свободно вращается на термообработанной втулке, устанавливаемой на вал с натягом. Эти шестерни имеют по два венца, а именно косозубые (большие) венцы, постоянно находящиеся в зацеплении с соответствующими шестернями промежуточного вала, а также прямозубые (малые) венцы, при помощи которых происходит соединение муфты

переключения передач при включении передачи. В этот момент муфта перемещается по ступице, которая жестко посажена на шлицах вала между ведущими шестернями. В среднем положении муфты обе передачи выключены («нейтраль») и крутящий момент от двигателя на колеса не передается.

Промежуточный вал в свою очередь есть блок двух косозубых шестерен, которые постоянно находятся в зацеплении с шестернями ведущего вала. Передняя шестерня при этом находится в зацеплении и с ведомой шестерней, которая закреплена на корпусе дифференциала.

Промежуточный вал вращается в двух подшипниках, один из которых это передний, который является роликовым подшипником, а второй – задний, являющийся шариковым. Для предотвращения осевого смещения вал фиксируется установочным кольцом в канавке наружного кольца заднего подшипника, которое зажимается между картером и задней крышкой (таким же образом, как и у ведущего вала). В переднем торце вала находится запрессованная стальная ведущая шестерня привода спидометра. На валике, который вращается во втулке корпуса привода спидометра, установлена ведомая пластмассовая шестерня привода спидометра. На переднюю крышку раздаточной коробки крепится корпус.

На шариковый подшипник в картере привода переднего моста, закрепленного на передней крышке раздаточной коробки, передним концом опирается вал привода переднего моста. Внутреннее кольцо подшипника зажимается между буртиком вала и упорным кольцом при помощи самоконтрящейся гайки фланца вала. Для предотвращения осевого смещения подшипник фиксируется стопорным кольцом, которое входит в канавку картера привода переднего моста. Задний шлицевой конец вала соединяется с шестерней привода переднего моста дифференциала, тогда как прямозубая шестерня на валу необходима для блокировки дифференциала. Конструкция и установка вала привода заднего моста аналогична, однако на нем нет шестерни.

Корпус дифференциала является разъемным, где обе его части соединяются шестью болтами. Этими же болтами крепится и ведомая шестерня к корпусу дифференциала, который, в свою очередь, установлен на двух шариковых подшипниках. Внутреннее кольцо переднего подшипника удерживается от смещения при помощи распорной пружинной шайбы, которая опирается на стопорное кольцо, находящееся в проточке корпуса дифференциала. В канавке внешнего кольца подшипника находится установочное кольцо, которое зажимается между передней крышкой раздаточной коробки и картером привода переднего моста. Из этого следует, что корпус дифференциала удерживается от осевого смещения при помощи переднего подшипника; при этом задний подшипник остаётся не зафиксированным. В передней части корпуса дифференциала имеются шлицы для перемещения муфты блокировки. В момент включения блокировки муфта соединяется с шестерней на валу привода переднего

моста, что позволяет ему соединиться с корпусом дифференциала.

В отверстия корпуса дифференциала устанавливается ось сателлитов, которая удерживается при помощи двух стопорных колец. Под одним из них имеется пружинная шайба, которая препятствует осевому перемещению оси сателлитов. В свою очередь сателлиты (конические шестерни), располагающиеся на оси, находятся в состоянии постоянного зацепления с шестернями привода мостов. Между корпусом дифференциала и сателлитами находятся опорные шайбы, толщина которых подбирается таким образом, чтобы осевой зазор шестерен привода мостов был не более 0,10 мм, а момент сопротивления вращению не превышал 14,7 Н.м.

Управление раздаточной коробкой осуществляется вручную, при помощи механического рычажного привода. Используя задний рычаг, водитель переключает передачи, передним включается блокировка дифференциала. Конструкция приводов управления коробкой выглядит похожим образом. Рычаг качается в продольном направлении на оси, которая установлена в проушинах кронштейна в передней части раздаточной коробки. С целью уменьшения трения в отверстие рычага установлены пластиковые втулки. Нижний конец рычага вставляется в паз штока и фиксируется фигурной пружиной. Другой конец штока соединяется свилкой соответствующей муфты (муфта переключения передач либо муфта блокировки дифференциала) и стопорится с помощью болта. Сам шток на выходе из коробки уплотняется при помощи сальника и защищается от попадания пыли резиновым гофрированным чехлом. Для того, чтобы зафиксировать привод в выбранном положении используется шариковый фиксатор, в частности подпружиненный шарик входит в пазы на штоках. На штоке переключения передач таких пазов три, один из которых для «нейтрали», второй для высшей передачи, третий - для низшей, тогда как на штоке блокировки дифференциала пазов лишь два: «включено» и «выключено». В крышку привода переднего моста вворачивается выключатель, который замыкает цепь контрольной лампы во время включения блокировки дифференциала.

1.3 Техническая характеристика автомобиля

Легковой полноприводный автомобиль "ШЕВРОЛЕ НИВА" представляет собой базовую модель нового семейства внедорожных автомобилей. Сохранив все свойства своего предшественника ВАЗ-2121 "Нива", "ШЕВРОЛЕ НИВА" получил новый пятидверный кузов современной формы, который обеспечивает достаточно высокие скоростные характеристики автомобиля и повышенный комфорт. Автомобиль имеет двигатель объемом 1,7 л., а также систему электронного распределенного впрыска топлива и систему выпуска отработавших газов, соответствующую требованиям норм токсичности стандарта "Евро-2" и "Евро-3". Автомобили Шевроле Нива — это семейство,

которое является дальнейшим развитием концепции отечественных комфортабельных внедорожников, истоки которой восходят к автомобилю ВАЗ-2121 «Нива». От предыдущего поколения Шевроле Нива отличаются современным дизайном кузова, повышенной комфортабельностью салона и более совершенной конструкцией.

Шевроле-Нива (ВАЗ-2123) и его модификации – это семейство легковых автомобилей повышенной проходимости, имеющих несущий кузов типа универсал, которые выпускаются на предприятии СП «Дженерал моторс-АвтоВаз». Данный автомобиль имеет пять дверей, пять мест у модификаций L и GLS, и четыре места у модификаций LX и GLX.

Двигатель у данной модели располагается в передней части и находится в продольном положении. Трансмиссия разработана по схеме постоянного полного привода, имеющего блокировку межосевого дифференциала и демультипликатор. Передняя подвеска является независимой рычажно-пружинной, в то время как задняя – зависимая пружинная. Тормозные механизмы передних колес дисковые, задние тормозные механизмы – барабанные. Стоит отметить, что на модификации LX и GLX устанавливается антиблокировочная система (ABS). Рулевое управление, имеющее гидроусилитель производства фирмы ZF, оборудовано устройством, которое регулирует положение рулевой колонки.

Двигатель Шевроле-Нива, имеющий распределенный впрыск топлива на модификациях L и GLS, разработан на базе двигателя ВАЗ-21213 и соответствует нормам токсичности стандарта Евро 2. Изменения прослеживаются в газораспределительном механизме, в частности с целью снижения шума в нем применяются однорядная цепь и гидронатяжитель цепи. Для этого же на двигатель устанавливаются гидравлические опоры клапанов. Часть двигателей Шевроле Нива выпускаются в комплектации, которая обеспечивает соответствие нормам токсичности стандарта Евро 3. На таких двигателях применяется система фазированного впрыска топлива в каждый цилиндр отдельно, раз в четыре такта, а не упрощенная попарная схема. Более того, выпускной коллектор у этих двигателей сделан не из чугуна, а сварен из стальных штампованных деталей, что позволяет снизить тепловую емкость. Такого рода конструкция способствует снижению массы и тепловой емкости коллектора, что в свою очередь ускоряет прогрев нейтрализатора отработавших газов и быстрее приводит его в рабочее состояние. Для этого также приемная труба теплоизолируется с помощью базальтового полотна. Система выпуска у таких двигателей оснащена двумя кислородными датчиками, один из которых находится до нейтрализатора, а другой – после него. Это необходимо для того, чтобы можно было отследить эффективность работы системы управления двигателем.

Фактически двигатель Шевроле-Нива – это двигатель ВАЗ-21214, который попросту адаптирован к моторному отсеку ВАЗ-2123. Отличия наблюдаются лишь в форме впускного тракта и расположении передних опор подвески силового агрегата. Положение опор было изменено таким образом, чтобы центр тяжести двигателя находился на линии опор, в отличие от двигателей ВАЗ-21413 и ВАЗ-21414, установленных на опорах консольно.

На модификациях LX и GLX устанавливается более мощный двигатель производства Опель, который обеспечивает соответствие нормам токсичности стандарта Евро 4. Автомобили с такими двигателями оснащены пятиступенчатой коробкой передач производства японской компании Aisin, которая объединена в моноблок с раздаточной коробкой.

Общее количество мест	5
Полная масса, кг	1800
Снаряженная масса, кг	1350
Грузоподъемность, кг	450
Объем багажного отделения, куб.м (по методике VDA 239-01)	0.32
при сложенных задних сиденьях	0.65
Допустимая масса груза с багажником на крыше, кг	75
Допустимая масса буксируемого прицепа, кг	
с тормозами	1200
без тормозов	600
Габаритные размеры, мм: длина	4048
длина(без запасного колеса)	3844
Ширина	1770
Высота	1652
База, мм	2450
Колея впереди/сзади, мм	1450/1440
Дорожный просвет, мм	200
Радиус поворота, м	5.7
Двигатель	ВАЗ-2123
Тип	Бензиновый четырехцилиндровый рядный, с распределенным впрыском топлива

Рабочий объем, куб. см.	1690
Диаметр цилиндра, мм	82
Ход поршня, мм	80
Степень сжатия	9.3
Номинальная мощность по ГОСТ 14846, кВт (л.с)	58.5(80)
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин-	5000
Максимальный крутящий момент по ГОСТ 14846, Н*м	127.5
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, мин-	4000
Минимальная частота вращения холостого хода, мин-	850
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Максимальная скорость, км/ч	140
Время разгона до 100км/ч, с	19
Заправочный объем бензобака, л	58
Ресурс, км	140000
Нормы токсичности	ЕВРО 2
Контрольный расход топлива, л/100 км пути, при скорости движения	
90 км/ч	8.6
120 км/ч	11.6
городской цикл на стенде	10.8
Топливо	бензины автомобильные неэтилированные по ГОСТ Р 51105 с октановым числом не менее 91
Трансмиссия	
Привод	постоянный на все колеса через межосевой блокируемый дифференциал
Коробка передач	мех-кая, пятиступенчатая
Раздаточная коробка	двухступенчатая, с межосевым дифференциалом, который имеет принудительную блокировку

Подвеска автомобиля	
Передняя	пружинная независимая двухрычажная
Задняя	пружинная зависимая 5-ти рычажная
Тормоза	
Передние	дисковые
Задние	барабанные
Вакуумный усилитель	9"
Рулевое управление	гидравлический усилитель фирмы "ZF", Германия
Шины	радиальные
Размерность шин	205/70 R15, 205/75 R 15
Кузов	пятидверный, цельнометаллический, несущий
Тип кузова	универсал

2 Литературно-патентный обзор

RU 2462372 C1

Данное изобретение имеет отношение к транспортному машиностроению, а точнее оно относится к приводам транспортных машин, которые устанавливаются на транспортных средствах повышенной проходимости. У раздаточной коробки имеется корпус, содержащий в себе несимметричный цилиндрический дифференциал, а также зубчатую муфту, водило с сателлитами, которые находятся во взаимодействии с центральным колесом дифференциала, входной вал с шестернями, который соединен с водилом, валы приводов переднего и заднего ведущих мостов. В раздаточной коробке в свою очередь тоже содержится механизм переключения, который имеет фиксатор. Водило устанавливается в свободном положении на входном валу и оснащено осями переключаемых сателлитов, которые находятся в зацеплении с шестернями входного вала постоянно, однако с коронной шестерней дифференциала сателлиты находятся в зацеплении попеременно. Переключение передач выполнено в виде рычага, который можно повернуть вокруг оси. Ось установлена в опорах на корпусе коробки, вместе с тем в коротком плече рычага имеется канавка для перемещения толкателя в ней, который установлен в выступе водила. В длинном плече рычага имеется шарнир поперечного поворота рычага, который устанавливается в пазах фиксатора попеременно. Эти пазы соответствуют требуемой передаче. Таким образом достигается упрощение конструкции устройства.

Раздаточная коробка автомобиля, имеющая механизм переключения передач, содержит корпус, в котором размещаются несимметричный цилиндрический дифференциал, зубчатая муфта, водило с сателлитами, которые взаимодействуют с центральным колесом дифференциала, входной вал с шестернями, который соединен с водилом, валы приводов переднего и заднего ведущих мостов, и механизм переключения, у которого имеется фиксатор. Такая коробка отличается тем, что водило устанавливается в свободном положении на входном валу и оснащена осями переключаемых сателлитов, которые находятся в зацеплении с шестернями входного вала постоянно, однако с коронной шестерней дифференциала оси находятся в попеременном зацеплении. При этом переключение передач выполнено в виде рычага, который имеет возможность поворота вокруг оси. Эта ось установлена в опорах на корпусе коробки, при этом в коротком плече рычага имеется канавка, необходимая для перемещения по ней толкателя, что закреплен в выступе водила, тогда как в длинное плечо рычага оснащено шарниром поперечного поворота рычага, который устанавливается попеременно в пазах фиксатора, соответствующих требуемой передаче.

RU2236958C2

Данное изобретение имеет отношение к транспортному машиностроению и используется в раздаточных коробках полноприводных транспортных

средств.

Существует техническое решение (см. книгу “Автомобиль “НИВА” ВАЗ-2121”, Москва, Транспорт, 1985 г., стр. 42–45, рис. 32), которое подразумевает двухступенчатую раздаточную коробку автомобиля, имеющую принудительно блокируемый межосевой дифференциал и ручное управление. Такая коробка содержит входной, промежуточный, два выходных вала с двумя рядами шестерен, муфты переключения, а также межосевой дифференциал.

Раздаточная коробка автомобиля оснащена корпусом, в котором размещены несимметричные цилиндрические дифференциалы, содержащие три центральных колеса, которые установлены соосно. Одно из колес является солнечным. Дифференциалы также имеют водило, оснащенное парными первыми и вторыми сателлитами, которые взаимодействуют друг с другом, а также с центральными колесами, входным валом, который соединен жестко с водилом, валами приводов переднего и заднего ведущих мостов, муфтой переключения, имеющей механизм управления. Данная коробка отличается тем, что все три центральных колеса дифференциала являются солнечными, первый сателлит имеет два зубчатых венца: большой и меньший, при этом первый сателлит имеет возможность взаимодействия большим венцом со вторым сателлитом и правым центральным солнечным колесом, а меньшим венцом - с левым центральным солнечным колесом, которое жестко установлено на валу привода заднего ведущего моста. Среднее центральное солнечное колесо взаимодействует со вторым сателлитом, и вместе с правым центральным солнечным колесом устанавливается на валу привода заднего ведущего моста, имея возможность вращения, тогда как муфта переключения является трехпозиционной и находится соосно валу привода заднего ведущего моста. Стоит отметить, что механизм управления муфтой переключения представляет собой фиксируемый шток свилкой, наконечник и пружины между ними, предназначенными для взаимодействия с отверстиями правого центрального солнечного колеса.

RU 2149771

Это изобретение имеет отношение к транспортному машиностроению. Раздаточная коробка оснащена корпусом, входным, промежуточным и выходным валами, трехзвенным планетарным механизмом, который включает солнечную шестерню, водило с сателлитами и эпициклическим колесом, а также муфтой управления. Входной вал, промежуточный вал и вал привода заднего моста находятся в соосном положении. Солнечная шестерня и эпициклическое колесо имеют соединение с венцами при помощи трубчатых валов, которые расположены около венцов, крепящихся на концах промежуточного вала. Одна из муфт управления устанавливается на венце входного вала с тем, чтобы обеспечить выборочное соединение с венцом промежуточного вала, либо с венцом одного из трубчатых валов. Вторая муфта управления необходима для обеспечения соединения с венцом одного из трубчатых валов, либо с венцом водила. Еще одна муфта управления

предназначается для того, чтобы соединить венец корпуса с венцами водила или эпициклического колеса. Четвертая муфта имеет своей целью соединить выходной вал привода заднего моста с венцом промежуточного вала, либо с венцами другого трубчатого вала. Все четыре муфты управления взаимосвязываются при помощи одного ползуна. Диапазон передаточных чисел был расширен в пользу увеличения передаточного числа низшей передачи, также был повышен КПД во время прямой передачи крутящего момента на задний мост.

RU 2160192

У раздаточной коробки в корпусе имеются ведущий вал, вал привода переднего ведущего моста, промежуточный вал, каждый из которых имеет по одной шестерни, а также межосевой дифференциал, оснащенный промежуточным валом, который располагается в полости промежуточного вала. Более того, имеется вал привода заднего ведущего моста, на одном конце которого жестко закреплена шестерня дифференциала, а также муфта блокировки дифференциала. Ведущий вал имеет жесткую связь с корпусом конического дифференциала, оснащенный парой шестерен, которые установлены на его общем пальце, и служат в качестве шестерни ведущего вала. Палец имеет отверстие, необходимое для того, чтобы установить указанный конец вала привода заднего ведущего моста со стороны ведущего вала. Один из концов промежуточного полого вала имеет жесткую связь с шестерней дифференциала, которая находится противоположно шестерне вала привода заднего ведущего моста, тогда как на противолежащих концах последних указанных валов жестко закреплены шестерни, необходимые для того, чтобы взаимодействовать с муфтой блокировки дифференциала, находящиеся над ними. Шестерня промежуточного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней вала привода переднего ведущего моста, а также указанной шестерней промежуточного полого вала. В итоге в случае, если коробка имеет малые габариты, прослеживается уменьшение уровня вибраций, вдобавок к уменьшению нагрузки на корпус и подшипниковые узлы валов ведущих мостов.

Раздаточная коробка автомобиля имеет корпус, оснащенный ведущим валом с жестким креплением на нем шестерней, валом привода переднего ведущего моста с жестким креплением на нем шестерней, промежуточным валом с жестким креплением на нем шестерней, межосевым дифференциалом, имеющим промежуточный полый вал, который размещен в полости промежуточного вала, валом привода заднего ведущего моста с жестким креплением на одном из его концов шестерней дифференциала, а также муфтой блокировки дифференциала. Подобная коробка отличается тем, что ведущий вал имеет жесткую связь с корпусом конического дифференциала, на общем пальце которого установлены пара шестерен, играющих роль шестерни ведущего вала. Палец имеет отверстие, предназначенное для установки указанного конца вала привода заднего ведущего моста со стороны

ведущего вала. Один из концов промежуточного полого вала имеет жесткую связь с шестерней дифференциала, находящейся противоположно шестерне вала привода заднего ведущего моста, тогда как на противоположных концах последних указанных валов расположены жестко закрепленные шестерни, необходимые для того, чтобы взаимодействовать с муфтой блокировки дифференциала, расположенной над ними. В то же время шестерня промежуточного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней вала привода переднего ведущего моста и указанной шестерней промежуточного вала.

RU 2 471 650 C1

Это изобретение имеет отношение к транспортному машиностроению, а точнее к автомобилям, имеющим несколько ведущих мостов. В случае с дифференциальной раздаточной коробкой солнечная шестерня может иметь соединение с передним выходным валом, или с корпусом через управляемую соединительную муфту. В свою очередь вал солнечной шестерни связывается с передним выходным валом при помощи зубчатой пары, тогда как вал коронной шестерни при помощи зубчатой пары связывается с задним выходным валом. Благодаря этому обеспечиваются повышенные эксплуатационные свойства транспортного средства.

Дифференциальная раздаточная коробка содержит в себе входной вал, который соединяется с водилом, также коронную шестерню, имеющую связь с задним выходным валом, и солнечную шестерню, способную одновременно соединяться с передним выходным валом и корпусом. Более того, в дифференциальной раздаточной коробке установлены выходные валы, которые выполнены соосно, и имеют возможность блокировки. Такая коробка отличается тем, что на вал солнечной шестерни устанавливается управляемая соединительная муфта, которая способна соединяться как с корпусом, так и с зубчатой парой. Одна из шестерен этой зубчатой пары имеет связь с валом солнечной шестерни через подшипник, а другая связана с передним выходным валом. Вал коронной шестерни соединяется с задним выходным валом через вторую зубчатую пару. В то же время в промежутке между передним и задним выходными валами устанавливается еще одна управляемая соединительная муфта.

2.1 Вывод патентного обзора

В данной работе приведены 5 патентных обзоров, 1 из них, а именно патент RU 2 471 650 C1 авторов В.Н. Холопов и А.Б. Ерыгин, соответствует актуальности темы дипломной работы. В них наиболее точно рассмотрены одни из самых важных проблем.

3. Расчёт раздаточной коробки

3.1 Определение передаточных чисел раздаточной коробки передач

Передаточные числа коробки передач известны из технических характеристик автомобиля и равны:

- для первой передачи $i_{k1} = 3,6$;
- для второй передачи $i_{k2} = 2,1$;
- для третьей передачи $i_{k3} = 1,36$;
- для четвёртой передачи $i_{k4} = 1,00$;
- для пятой передачи $i_{k5} = 0,8$.

3.2 Определение расчетных нагрузок

3.2.1 Нагрузочные режимы

1. По максимальному моменту двигателя:

$$T_p^1 = T_{e \max} * U_{\Sigma}, \quad (1)$$

где T_p – расчетный момент на валу трансмиссии;

$T_{e \max}$ – максимальный момент двигателя, $T_{e \max} = 139 \text{ Н} * \text{м}$;

U_{Σ} – суммарное передаточное число до рассчитываемой детали,
 $U_{\Sigma} = U_1 = U_2 = 7,84$.

$$T_p^1 = 139 * 7,84 = 1090 \text{ Н} * \text{м}, \quad (2)$$

2. По максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой:

$$T_p^2 = \frac{0,5 * R_{zi} * \varphi_{\max} * r_0}{U_0}, \quad (3)$$

где R_{zi} – нормальная реакция дороги на колеса соответствующих мостов:

$$R_{zi} = m * g = 1550 * 9,8 = 15190 \text{ Н}, \quad (4)$$

$\varphi_{\max}$ – максимальный коэффициент сцепления шины с дорогой, $\varphi_{\max} = 0,8$.

$$T_p^2 = \frac{0,5 * 15190 * 0,7 * 0,37}{3,9} = 504,38 \text{ Н} * \text{м}. \quad (5)$$

3. По максимальным динамическим нагрузкам:

$$T_p^3 = R_d * T_{e \max} * U_\Sigma ; \quad (6)$$

R_d – коэффициент динамичности, $R_d = 2,5 \dots 3,0$, для автомобилей высокой проходимости, $R_d = 3,0$.

$$T_p^3 = 3 * 139 * 7,84 = 3269,28 \text{ Н} * \text{м}; \quad (7)$$

$$T_p = T_p^2 = 504,38 \text{ Н} * \text{м}. \quad (8)$$

3.2.2 Определение передаточных чисел

$$U_2 = 0,88 * \sqrt{U_H} = 0,88 * \sqrt{2,135} = 1,285; \quad (9)$$

$$U_1 = \frac{U_H}{U_2} = \frac{2,135}{1,285} = 1,661. \quad (10)$$

3.2.3 Определение вращающих моментов на валах

$$T_p = T_{pв 2} = 504,38 \text{ Н} * \text{м}; \quad (11)$$

$$T_{pв 2} = \frac{T_{pв 3}}{U_2} = \frac{504,38}{1,285} = 392,51 \text{ Н} * \text{м}; \quad (12)$$

$$T_{pв 1} = \frac{T_{pв 2}}{U_1} = \frac{392,51}{1,661} = 236,30 \text{ Н} * \text{м}. \quad (13)$$

3.2.4 Определение сил в зацеплении раздаточной коробки

Окружная:

$$F_t = \frac{2 * T * 10^3}{d}; \quad (14)$$

Радиальная:

$$F_r = \frac{F_t * \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (15)$$

Осевая:

$$F_a = F_t * \operatorname{tg}\beta; \quad (16)$$

где T – максимальный крутящий момент на колесе, Н*м;

d – диаметр колеса, мм.

Первая пара зацепления

$$F_{t1} = \frac{2 * T * 10^3}{d} = \frac{2 * 392,51 * 10^3}{82} = 9573,41 \text{ Н}; \quad (17)$$

$$F_{r1} = \frac{F_t * \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{9573,41 * \operatorname{tg}20^\circ}{\cos12^\circ}; \quad (18)$$

$$F_a = F_t * \operatorname{tg}\beta = 9573,41 * \operatorname{tg}12^\circ = 2034,89 \text{ Н}. \quad (19)$$

Вторая пара зацепления

$$F_{t2} = \frac{2 * T * 10^3}{d} = \frac{2 * 236,30 * 10^3}{78} = 6058,97 \text{ Н}; \quad (20)$$

$$F_{r2} = \frac{F_t * \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{6058,97 * \operatorname{tg}20^\circ}{\cos8^\circ} = 2226,95 \text{ Н}; \quad (21)$$

$$F_a = F_t * \operatorname{tg}\beta = 6058,97 * \operatorname{tg}8^\circ = 851,53 \text{ Н}. \quad (22)$$

3.2.5 Определение сил в зацеплении дифференциала раздаточной коробки

Окружная:

$$F_t = \frac{T * 10^3}{r_x}; \quad (23)$$

Радиальная:

$$F_r = \frac{F_t * \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}; \quad (24)$$

Осевая:

$$F_a = F_t * \operatorname{tg}\beta; \quad (25)$$

где T – максимальный крутящий момент на колесе, Н*м;

r_x – средний радиус начального конуса шестерни, мм.

$$F_t = \frac{T * 10^3}{r_x} = \frac{3269,28 * 10^3}{54} = 60542,22 \text{ Н}; \quad (26)$$

$$F_r = \frac{F_t * \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{60542,22 * 0,36397}{1} = 22035,55 \text{ Н}; \quad (27)$$

3.3 Выбор параметров зубчатых колес

Одним из самых главных размерных параметров раздаточной коробки передач можно назвать межосевое расстояние.

$$a_\omega = R_a \sqrt[3]{T_{e \max}}, \quad (28)$$

где коэффициент R_a для легковых автомобилей находится в пределах 10...15; $R_a = 12$.

$$a_\omega = 12 * \sqrt[3]{504,38} = 95,52 \text{ мм}. \quad (29)$$

3.4 Расчет межосевого дифференциала

Нам необходим симметричный межосевой дифференциал, поскольку автомобиль Шевроле-Нива является двухосным, что требует деления крутящего момента на две части. Расчет зубчатых колес дифференциалов обладает некоторыми особенностями. В течение большей части пробега транспортного средства зубчатые колеса дифференциала остаются в неподвижном состоянии относительно корпуса, либо производят только малые перемещения, которые вызваны всевозможными значениями радиусов колес. В виду отсутствия явно выраженного циклического характера изменения напряжения в зубчатых колесах дифференциала во время длительных рабочих нагрузок, их расчет осуществляется лишь на статическую прочность.

3.4.1 Расчет зубчатых колес межосевого дифференциала на статическую прочность

$$T_p = 6288 \text{ Н} * \text{м}; K_{пF} = 0,0052; \quad (30)$$

$$[\sigma_{FCT}] = \frac{\sigma_{FCT}^0}{S_{FCT}}, \quad (31)$$

где $[\sigma_{FCT}]$ – допускаемые напряжения;

S_F – коэффициент запаса прочности, выбираемый в зависимости от стабильности свойств материала и технологии и ответственности конструкции.

$$[\Sigma_{FCT}] = \frac{\sigma_{FCT}^*}{S_{FCT}} = \frac{803,6}{1,55} = 518,45 \text{ МПа.} \quad (32)$$

Определим модуль зубчатого колеса.

$$m_{tm} = \sqrt[3]{\frac{2T_p * \cos\beta * y_F * y_\beta * k_F}{0,85 * [\sigma_{FCT}] * z_1^2 * \psi_d}}, \quad (33)$$

где 0,85 – коэффициент, характеризующий пониженную нагрузочную способность конической пары;

z_1 – коэффициент формы зуба;

k_d – коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба;

$$m_{tm} = \sqrt[3]{\frac{26288}{0,85 * 518,45 * 100 * 0,35}} = 1,2; \quad (34)$$

$m = 1,5;$

$$\sigma_F = \frac{2 * T_p * \cos\beta_1 * y_{Fs} * y_B * k_F}{0,85 * m_{tm}^3 * z_1^2 * \psi_d} \leq [\sigma]_F; \quad (35)$$

$$\sigma_F = \frac{2 * 6288}{0,85 * 1,5^3 * 100 * 0,35} = 125,25 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{FCT} \quad (36)$$

условие выполняется.

3.5 Расчет зубьев на контактную прочность

Основу расчетов минимального межосевого расстояния составляет зависимость Герца–Беляева, которая предусматривает учёт наибольшего нормального напряжения в зоне контакта зубьев шестерни и колеса при сжатии. Получившиеся подобным образом напряжения берут в расчет кривизну шестерни и колеса, вдобавок к модулю упругости применяемых материалов. Предварительно для изготовления зубчатых колес возьмём сталь 18ХГТ.

$$a_\omega = 450 * (U + 1) * \sqrt[3]{\frac{T_p * K_H}{U_H * [\sigma_H]^2 * \psi_d}}; \quad (37)$$

где ψ_d - коэффициент ширины зубчатого венца, $\psi_d = 0,35$;
 $[\sigma_H]$ - учитывает допускаемое напряжение материалов.
 Найдем $K_{\text{пн}}$,

$$\gamma_{\text{pi}} = \frac{(T_{e \text{ max}} * U_i * \eta_{\text{Ti}})}{(G_a * r_0)} = 0,01; \quad (38)$$

$$\gamma_{\text{mi}} = \gamma_{\psi} + \gamma_{\text{Bmi}} + \gamma_{\text{ami}} = 0,025; \quad (39)$$

$$\frac{\gamma_{\text{pi}}}{\gamma_{\text{mi}}} = 4 \Rightarrow K_{\text{пн}} = 0,029; \quad (40)$$

$$T_s = 0,05 * 7273 = 363,65 \quad (41)$$

время работы на соответствующей передаче.

$$N_3 = 60 * T_s * n_p * k_{\text{пн}} \quad (42)$$

эквивалентное число циклов нагружения при принятом расчетном моменте;

$$n_p = 0,5 * n_{N_3}; \quad (43)$$

$$N_3 = 60 * 363,65 * 1600 * 0,029 = 1012401,6. \quad (44)$$

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] \sqrt[3]{\frac{N_0}{N_3}} = 1334 * 10^6 * \sqrt[3]{\frac{12 * 10^7}{1012401,6}} = 65366 \text{ МПа}; \quad (45)$$

$$a_{\omega} = 450 * (1,96 + 1) * \sqrt[3]{\frac{2073,24 * 1,3}{1,96 * 4,3 * 10^9 * 0,35}} \approx 140 \text{ мм}; \quad (46)$$

$k_H = 1,3$ – множитель, характеризующий увеличение номинальных напряжений;

Примем $a_{\omega} = 140$ мм, после выбора межосевого расстояния, назначается ширина зубчатых венцов, модуль и угол наклона.

Рабочая ширина зубчатых венцов:

$$b_{\omega} = a_{\omega} * 0,3 = 140 * 0,3 = 42 \text{ мм}. \quad (47)$$

$$\sigma_H = Z_E * Z_{\varepsilon} * Z_H * \sqrt{\frac{k_H * F_t}{d_1 * b_{\omega}}} * \frac{U+1}{U} = 3037,6 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H \quad (48)$$

условие выполняется

$$\sigma_{\text{нпик}} = \sigma_{\text{н}} * \sqrt{\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{p}}}} = 3037,6 * \sqrt{\frac{2096}{2073,24}} = 1193,4 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{нст}}]; \quad (49)$$

условие выполняется

$$[\sigma_{\text{нст}}] = 44\text{HRC} = 44 * 60 = 2640 \text{ МПа}. \quad (50)$$

3.6 Расчет зубьев на изгибную прочность

Определить модуль зубчатой передачи коробки можно из условия обеспечения усталостной и изгибной прочности, учитывая при этом мах момент, который определяется по двум расчетным режимам.

$$T_{\text{p}} = 2096 \text{ Н} * \text{м}; \quad (51)$$

$$K_{\text{пF}} = 0,0052; \quad (52)$$

$$N_{\text{з}} = 60 * 363,6 * 1600 * 0,0052 = 181534,08; \quad (53)$$

$$N_0 = 10^7; \quad (54)$$

$$[\sigma_{\text{F0}}] = \frac{\sigma_{\text{Flim}} * Y_{\text{R}} * Y_{\text{X}} * Y_{\sigma}}{S_{\text{F}}} \quad (55)$$

где $[\sigma_{\text{F0}}]$ - базовые допускаемые напряжения;

σ_{Flim} - предел выносливости, определяемый на зубьях при нулевом цикле;

S_{F} - коэффициент запаса прочности, выбираемый в зависимости от стабильности свойств материала и технологии и ответственности конструкции.

Y_{R} - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности

Y_{X} - коэффициент размеров (масштабный фактор);

Y_{σ} - коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений и градиент напряжений, определяемый в зависимости от модуля.

$$[\sigma_{\text{F0}}] = \frac{900 * 1 * 1 * 1}{1,55} = 581 \text{ МПа}. \quad (56)$$

Допускаемое напряжение изгиба определяется как

$$[\sigma_{\text{F}}] = [\sigma_{\text{F0}}] * \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_{\text{з}}}} = 581 * 10^6 * \sqrt[9]{\frac{10^7}{181534,08}} = 905,8 \text{ МПа}. \quad (57)$$

Определим модуль зубчатого колеса.

$$m \geq T_p * y_F * y_B * k_F * \frac{U + 1}{[\sigma_F] * a_\omega * b_\omega}; \quad (58)$$

где k_F - коэффициент нагрузки;

y_F - коэффициент формы зуба;

y_B - коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба;

$$m \geq 2096 * \frac{(1,96 + 1) * 3,73}{905,8 * 140 * 42} = 0,0043; \quad (59)$$

$$m = 4,5;$$

$$\sigma_F = 10^3 * T_p * y_{Fs} * y_\varepsilon * y_B * k_F \frac{U + 1}{m * a_\omega * b_\omega} \leq [\sigma]_F; \quad (60)$$

$$\sigma_F = 10^3 * 2096 * 1 * 3,73 \frac{1,96 + 1}{4,5 * 140 * 42} = 874,6 \text{ МПа} \leq [\sigma]_F; \quad (61)$$

условие выполняется.

Суммарное число зубьев кинематической пары

$$z_\Sigma = \frac{2 * a_\omega * \cos \beta_\omega}{m_n} = 63; \quad (62)$$

Определим числа зубьев зубчатых колес:

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = z_\Sigma \\ \frac{z_2}{z_1} = U_1 \end{cases} \quad (63)$$

$$z_2 = U_1 * z_1; \quad (64)$$

$$z_1 + U_1 * z_2 = z_\Sigma \quad ; \quad (65)$$

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{1 + U_1} = \frac{63}{1 + 0,65} = 38; \quad (66)$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 63 - 38 = 25 \quad (67)$$

$$\frac{z_3}{z_2} = U_2 \quad (68)$$

$$z_3 = U_2 * z_2 = 1,55 * 25 = 39 \quad (69)$$

$$\begin{cases} z_4 + z_5 = z_{\Sigma} \\ \frac{z_5}{z_4} = U_3 \end{cases} \quad (70)$$

$$z_4 = \frac{z_{\Sigma}}{1 + U_3} = \frac{63}{1 + 1,26} = 28 \quad (71)$$

$$z_5 = z_{\Sigma} - z_4 = 63 - 28 = 35 \quad (72)$$

Найдем межосевое расстояние

$$a_{\omega} = \frac{m * z_1}{2 * \cos \beta_{\omega}} = \frac{4,5 * 25}{2} = 56,25 \text{ мм.} \quad (73)$$

$a_{\omega H} > a_{\omega F} \Rightarrow$ примем $a_{\omega H} = 140 \text{ мм.}$

Проверим зубчатую передачу на статическую прочность.

$$[\sigma_{FCT}] = [\sigma_F] * \frac{T_{\max}}{T_p} \leq [\sigma_{CT}] \quad (74)$$

$$[\sigma_{CT}] = 0,6 * \sigma_{\varepsilon} = 0,6 * 1000 = 600 \text{ МПа} \quad (75)$$

$$[\sigma_{FCT}] = 905,8 * \frac{320}{2096} = 138,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_{CT}] \quad (76)$$

условие выполняется.

3.7 Расчет высшей передачи

Исходные данные для расчета высшей передачи:

$$m = 4,5, z_1 = 38, z_2 = 25, z_3 = 39, a_{\omega} = 140 \text{ мм.} \quad (77)$$

$$a_{\omega 1} = \frac{m_n * (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{4,5 * (25 + 38)}{2} = 141,8 \text{ мм} \quad (78)$$

$$a_{\omega 1} = 160 \text{ мм} \quad (79)$$

$$a_{\omega 2} = \frac{m_n * (z_2 + z_3)}{2 \cos \beta} = \frac{4,5 * (25 + 39)}{2} = 144 \text{ мм} \quad (80)$$

$$a_{\omega 2} = 160 \text{ мм} \quad (81)$$

Угол профиля:

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos0^\circ}\right) = 20^\circ \quad (82)$$

Угол зацепления:

$$\alpha_{f\omega 1} = \arccos\left(\frac{a}{a_{\omega 1}} \cos\alpha_t\right) = 22^\circ \quad (83)$$

$$\alpha_{f\omega 2} = \arccos\left(\frac{a}{a_{\omega 2}} \cos\alpha_t\right) = 24^\circ \quad (84)$$

Делительный диаметр:

$$d_1 = \frac{m_n * z_1}{\cos\beta} = 4,5 * 38 = 171 \text{ мм}; \quad (85)$$

$$d_2 = \frac{m_n * z_2}{\cos\beta} = 4,5 * 25 = 112,5 \text{ мм}; \quad (86)$$

$$d_3 = \frac{m_n * z_3}{\cos\beta} = 4,5 * 39 = 175,5 \text{ мм}. \quad (87)$$

Диаметры d_a и d_f окружностей вершин и впадин зубьев колес внешнего зацепления:

$$d_{a1} = d_1 + 2(m_n) = 171 + 2 * 4,5 = 180 \text{ мм}; \quad (88)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(m_n) = 112,5 + 2 * 4,5 = 121,5 \text{ мм}; \quad (89)$$

$$d_{a3} = d_3 + 2(m_n) = 175,5 + 2 * 4,5 = 184,5 \text{ мм}; \quad (90)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5(m_n) = 171 - 2,5 * 4,5 = 159,75 \text{ мм}; \quad (91)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5(m_n) = 112,5 - 2,5 * 4,5 = 101,25 \text{ мм}; \quad (92)$$

$$d_{f3} = d_3 - 2,5(m_n) = 175,5 - 2,5 * 4,5 = 164,25 \text{ мм}. \quad (93)$$

Уточнение передаточных чисел:

$$U_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{38} = 0,66; \quad (94)$$

$$U_2 = \frac{z_3}{z_2} = \frac{39}{25} = 1,56; \quad (95)$$

$$U_B = U_1 * U_2 = 1,03. \quad (96)$$

Определение начального диаметра:

$$d_{\omega 1} = \frac{2 * a_{\omega}}{U_1 + 1} = \frac{2 * 140}{1,66} = 168,67 \text{ мм}; \quad (97)$$

$$d_{\omega 2} = d_{\omega 1} * U_1 = 168,67 * 0,66 = 111,33 \text{ мм}; \quad (98)$$

$$d_{\omega 3} = d_{\omega 2} * U_2 = 111,33 * 1,56 = 173,67 \text{ мм}. \quad (99)$$

3.8 Расчет низшей передачи

Исходные данные для расчета низшей передачи:

$$z_4 = 28, \quad z_5 = 35. \quad (100)$$

$$a_{\omega 3} = \frac{m_n * (z_4 + z_5)}{2 \cos \beta} = \frac{4,5 * (28 + 35)}{2} = 141,75 \text{ мм}; \quad (101)$$

$$a_{\omega 3} = 160 \text{ мм}. \quad (102)$$

Делительный диаметр:

$$d_4 = \frac{m_n * z_4}{\cos \beta} = 4,5 * 28 = 126 \text{ мм}; \quad (103)$$

$$d_5 = \frac{m_n * z_5}{\cos \beta} = 4,5 * 35 = 157,5 \text{ мм}. \quad (104)$$

Диаметры d_a и d_f окружностей вершин и впадин зубьев колес внешнего зацепления:

$$d_{a4} = d_4 + 2(m_n) = 126 + 2 * 4,5 = 135 \text{ мм}; \quad (105)$$

$$d_{a5} = d_5 + 2(m_n) = 157,5 + 2 * 4,5 = 166,5 \text{ мм}; \quad (106)$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5(m_n) = 126 - 2,5 * 4,5 = 114,75 \text{ мм}; \quad (107)$$

$$d_{f5} = d_5 - 2,5(m_n) = 157,5 - 2,5 * 4,5 = 146,25 \text{ мм}; \quad (108)$$

Уточнение передаточных чисел:

$$U_3 = \frac{z_5}{z_4} = \frac{35}{28} = 1,25; \quad (109)$$

$$U_H = U_3 * U_2 = 1,95. \quad (110)$$

Определение начального диаметра:

$$d_{\omega 4} = \frac{2 * a_{\omega 3}}{U_3 + 1} = \frac{2 * 160}{2,25} = 142,2 \text{ мм}; \quad (111)$$

$$d_{\omega 5} = d_{\omega 4} * U_3 = 142,2 * 1,25 = 177,78 \text{ мм}. \quad (112)$$

3.9 Расчет валов раздаточной коробки передач

Валы раздаточной коробки передач транспортного средства изготавливаются с использованием сталей тех же марок, что и зубчатые колеса, и они рассчитаны на прочность и жесткость.

Прочность валов раздаточной коробки передач можно проверить во время совместного действия изгиба и кручения. Существуют составляющие опорных реакций и соответствующие им изгибающие моменты в вертикальной M_v и горизонтальной M_H плоскостях. При расчете вал рассматривают как балку, лежащую на шарнирных опорах.

3.9.1 Расчет входного вала раздаточной коробки передач

Определение реакций опор.

Исходные данные:

$$l = 348 \text{ мм}, l_1 = 104,4 \text{ мм}, l_2 = 243,6 \text{ мм}. \quad (113)$$

$$F_{t1} = 24067,84 \text{ Н}, F_{r1} = 8759,97 \text{ Н}. \quad (114)$$

а) вертикальная плоскость

$$\sum M_c = R_{az} * l - F_{r1} * l_2 = 0; \quad (115)$$

$$R_{az} = \frac{F_{r1} * l_2}{l} = 6132; \quad (116)$$

$$\sum M_A = -R_{az} * l + F_{r1} * l_1 = 0; \quad (117)$$

$$R_{az} = \frac{F_{r1} * l_1}{l} = 2628 \text{ Н.} \quad (118)$$

б) горизонтальная плоскость

$$\sum M_c = -R_{ay} * l + F_{t1} * l_2 = 0; \quad (119)$$

$$R_{ay} = \frac{F_{t1} * l_2}{l} = 16848 \text{ Н;} \quad (120)$$

$$\sum M_A = R_{cy} * l - F_{t1} * l_1 = 0; \quad (121)$$

$$R_{cy} = \frac{F_{t1} * l_1}{l} = 7220 \text{ Н.} \quad (122)$$

Изгибающий момент M_y :

$$1) 0 \leq y_1 \leq l_1, 0 \leq y_1 \leq 0,1044 \quad (123)$$

$$M_1 = R_{ay} * y_1; \quad (124)$$

$$M_1(0) = 0 \text{ Н * м;} \quad (125)$$

$$M_1(l_1) = 16848 * 0,1044 = 1759 \text{ Н * м.} \quad (126)$$

$$2) 0 \leq y_2 \leq l_2, 0 \leq y_2 \leq 0,2436 \quad (127)$$

$$M_2 = R_{cy} * y_2; \quad (128)$$

$$M_2(0) = 0 \text{ Н * м;} \quad (129)$$

$$M_2(l_2) = 7220 * 0,2436 = 1758,8 \text{ Н * м.} \quad (130)$$

Изгибающий момент M_z :

$$1) 0 \leq z_1 \leq l_1, 0 \leq z_1 \leq 0,1044 \quad (131)$$

$$M_1 = R_{az} * z_1; \quad (132)$$

$$M_1(0) = 0 \text{ Н} * \text{м}; \quad (133)$$

$$M_1(l_1) = 6132 * 0,1044 = 640 \text{ Н} * \text{м}. \quad (134)$$

$$2) 0 \leq z_2 \leq l_2, 0 \leq z_2 \leq 0,2436 \quad (135)$$

$$M_2 = R_{az} * z_2; \quad (136)$$

$$M_2(0) = 0 \text{ Н} * \text{м}; \quad (137)$$

$$M_2(l_2) = 2628 * 0,2436 = 639 \text{ Н} * \text{м}. \quad (138)$$

3.9.2 Расчет входного вала раздаточной коробки передач на прочность

$$\sigma_{\text{рез}} = \frac{M_{\text{эквmax}}}{W_{\text{изг}}} = \frac{32 * M_{\text{эквmax}}}{\pi * d^3} \leq 400 \text{ МПа}; \quad (139)$$

$$M_{\text{эквmax}} = \sqrt{M_r^2 + M_b^2 + T^2} = \sqrt{1759^2 + 640^2 + 2058^2} = 2782 \text{ Н} * \text{м}; \quad (140)$$

$$\sigma_{\text{рез}} = \frac{32 * 2782}{3,14 * 0,045^3} = 311,3 \text{ МПа} \leq 400 \text{ МПа} \quad (141)$$

условие выполняется.

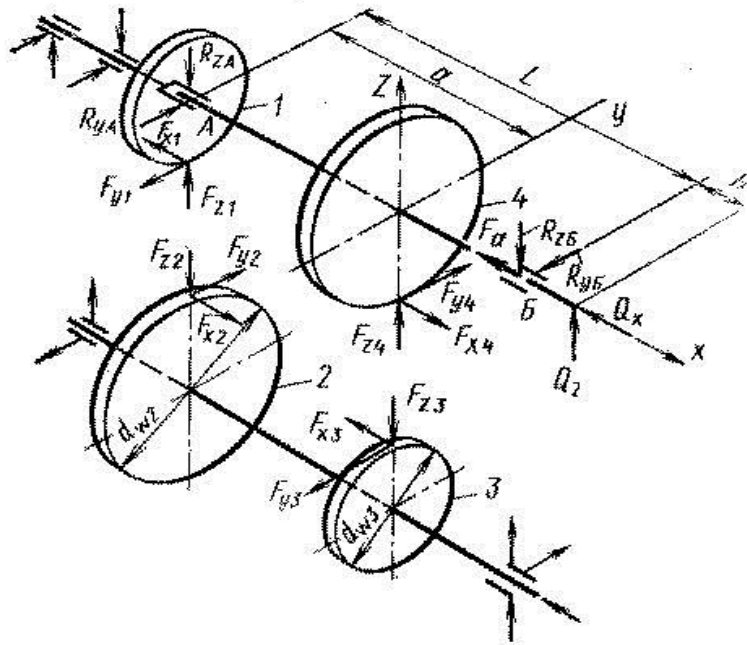


Рисунок 3. Расчетная схема сил, действующих на зубчатые колеса и подшипники передач.

3.9.3 Расчет промежуточного вала раздаточной коробки передач

Определение реакций опор.

Исходные данные:

$$l = 255 \text{ мм}, l_1 = 76,54 \text{ мм}, l_2 = 112,2 \text{ мм}, l_3 = 66,3 \text{ мм}.$$

$$F_{t1} = 24067,84 \text{ Н}, F_{r1} = 8759,97 \text{ Н},$$

$$F_{t4} = 45799,43 \text{ Н}, F_{r4} = 16669,62 \text{ Н},$$

$$F_{t3} = 32936,98 \text{ Н}, F_{r3} = 11984,43 \text{ Н}.$$

а) вертикальная плоскость

$$\sum M_D = R_{az} * l + F_{r1}(l_2 + l_3) - F_{r4}(l_2 + l_3) + F_{r3} * l_3 = 0 \quad (142)$$

$$R_{az} = \frac{(F_{r4} - F_{r1})(l_2 + l_3) - F_{r3} * l_3}{l} = 2421 \text{ Н}; \quad (143)$$

$$\sum M_A = R_{Dz} * l - F_{r3}(l_1 + l_2) + (F_{r4} - F_{r1})l_1 = 0 \quad (144)$$

$$R_{Dz} = \frac{F_{r4}(l_1 + l_2) - (F_{r4} - F_{r1}) * l_1}{l} = 9963 \text{ Н} \quad (145)$$

б) горизонтальная плоскость

$$\sum M_D = R_{ay} * l + (F_{t1} - F_{t4}) * (l_2 + l_3) + F_{t3} * l_3 = 0; \quad (146)$$

$$R_{ay} = \frac{-(F_{t1} - F_{t4})(l_2 + l_3) - F_{t3} * l_3}{l} = 6615 \text{ H}; \quad (147)$$

$$\sum M_A = R_{Dy} * l - F_{t3}(l_1 + l_2) + (F_{t4} - F_{t1})l_1 = 0; \quad (148)$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{t3}(l_1 + l_2) - (F_{t4} - F_{t1}) * l_1}{l} = 17846,5 \text{ H}. \quad (149)$$

Изгибающий момент M_z :

$$1) 0 \leq z_1 \leq l_1, 0 \leq z_1 \leq 0,0765 \quad (150)$$

$$M_1 = R_{az} * z_1; \quad (151)$$

$$M_1(0) = 0 \text{ H} * \text{м}; \quad (152)$$

$$M_1(l_1) = 2421 * 0,0765 = 185,2 \text{ H} * \text{м}. \quad (153)$$

$$0 \leq z_2 \leq l_2, 0 \leq z_2 \leq 0,0663 \quad (154)$$

$$M_2 = R_{Dz} * z_2; \quad (155)$$

$$M_2(0) = 0 \text{ H} * \text{м}; \quad (156)$$

$$M_2(l_2) = 9963 * 0,0663 = 660,55 \text{ H} * \text{м}. \quad (157)$$

$$L_3 \leq z_2 \leq l_2, 0,0663 \leq z_2 \leq 0,1122 \quad (158)$$

$$M_3 = R_{Dz} * z_2 - F_{r3}(z_3 - z_2); \quad (159)$$

$$M_3(l_3) = 0,0663 * 9963 = 660,55 \text{ H} * \text{м}; \quad (160)$$

$$M_3(l_2) = 9963 * 0,1122 - 32936,98(-0,0663 + 0,1122) = -393,5 \text{ H} * \text{м}. \quad (161)$$

3.9.4 Расчет промежуточного вала раздаточной коробки передач на прочность

$$\sigma_{\text{рез}} = \frac{M_{\text{эквmax}}}{W_{\text{изг}}} = \frac{32 * M_{\text{эквmax}}}{\pi * d^3} \leq 400 \text{ МПа}; \quad (162)$$

$$M_{\text{эквmax}} = \sqrt{M_{\Gamma}^2 + M_{\text{в}}^2 + T^2} = \sqrt{1737,7^2 + 452,25^2 + 2593^2} = 3154 \text{ Н} * \text{м}; \quad (163)$$

$$\sigma_{\text{рез}} = \frac{32 * 3154}{3,14 * 0,074^3} = 79,33 \text{ МПа} \leq 400 \text{ МПа} \quad (164)$$

условие выполняется.

3.9.5 Расчет выходного вала раздаточной коробки передач

Определение реакций опор.

Исходные данные:

$$l = 348 \text{ мм}, l_1 = 104,4 \text{ мм}, l_2 = 243,6 \text{ мм}.$$

$$F_{t1} = 24067,84 \text{ Н}, F_{r1} = 8759,97 \text{ Н}.$$

а) вертикальная плоскость

$$\sum M_c = R_{az} * l - F_{r1} * l_2 = 0; \quad (165)$$

$$R_{az} = \frac{F_{r1} * l_2}{l} = 6132 \text{ Н}; \quad (166)$$

$$\sum M_A = -R_{az} * l + F_{r1} * l_1 = 0; \quad (167)$$

$$R_{az} = \frac{F_{r1} * l_1}{l} = 2628 \text{ Н}. \quad (168)$$

б) горизонтальная плоскость

$$\sum M_c = -R_{ay} * l + F_{r1} * l_2 = 0; \quad (169)$$

$$R_{ay} = \frac{F_{r1} * l_2}{l} = 16848 \text{ Н}; \quad (170)$$

$$\sum M_A = R_{cy} * l - F_{t1} * l_1 = 0; \quad (171)$$

$$R_{cy} = \frac{F_{t1} * l_1}{l} = 7220 \text{ Н.} \quad (172)$$

Изгибающий момент M_y :

$$1) 0 \leq y_1 \leq l_1, 0 \leq y_1 \leq 0,1044 \quad (173)$$

$$M_1 = R_{ay} * y_1; \quad (174)$$

$$M_1(0) = 0 \text{ Н} * \text{м}; \quad (175)$$

$$M_1(l_1) = 16848 * 0,1044 = 1759 \text{ Н} * \text{м}. \quad (176)$$

$$0 \leq y_2 \leq l_2, 0 \leq y_2 \leq 0,2436 \quad (177)$$

$$M_2 = R_{cy} * y_2; \quad (178)$$

$$M_2(0) = 0 \text{ Н} * \text{м}; \quad (179)$$

$$M_2(l_2) = 7220 * 0,2436 = 1758,8 \text{ Н} * \text{м}. \quad (180)$$

Изгибающий момент M_z :

$$0 \leq z_1 \leq l_1, 0 \leq z_1 \leq 0,1044 \quad (181)$$

$$M_1 = R_{az} * z_1; \quad (182)$$

$$M_1(0) = 0 \text{ Н} * \text{м}; \quad (183)$$

$$M_1(l_1) = 6132 * 0,1044 = 640 \text{ Н} * \text{м}. \quad (184)$$

$$0 \leq z_2 \leq l_2, 0 \leq z_2 \leq 0,2436 \quad (185)$$

$$M_2 = R_{az} * z_2; \quad (186)$$

$$M_2(0) = 0 \text{ Н} * \text{м}; \quad (187)$$

$$M_2(l_2) = 2628 * 0,2436 = 639 \text{ Н} * \text{м}. \quad (188)$$

3.9.6 Расчет выходного вала раздаточной коробки передач на прочность

$$\sigma_{\text{рез}} = \frac{M_{\text{эквmax}}}{W_{\text{изг}}} = \frac{32 * M_{\text{эквmax}}}{\pi * d^3} \leq 400 \text{ МПа}; \quad (189)$$

$$M_{\text{эквmax}} = \sqrt{M_{\text{г}}^2 + M_{\text{в}}^2 + T^2} = \sqrt{1759^2 + 640^2 + 2058^2} = 2782 \text{ Н * м}; \quad (190)$$

$$\sigma_{\text{рез}} = \frac{32 * 2782}{3,14 * 0,045^3} = 311,3 \text{ МПа} \leq 400 \text{ МПа} \quad (191)$$

условие выполняется.

3.10 Расчет подшипников раздаточной коробки передач

При расчете подшипников используют те же характеристики нагрузочного режима, что и для зубчатых колес. В общем случае применяется два вида расчета подшипников качения: на долговечность и на статическое нагружения.

Исходные данные:

$$T_p = 2073,24 \text{ Н * м} \quad p = 3,33$$

$$n_i = \left[\frac{s}{\pi * r_0} \right] * U_{\Sigma}, \text{ где}$$

n_i — действительная частота вращения подшипника, подсчитанная по средней скорости движения автомобиля;

U_{Σ} — передаточное число участка трансмиссии от рассчитываемого вала подшипника до ведущих колес.

$$n_{\text{рв}} = \left[\frac{400}{3,14 * 0,505} \right] * 6,83 = \frac{1723 \text{ об}}{\text{мин}}; \quad (192)$$

$$n_{\text{рн}} = \left[\frac{400}{3,14 * 0,505} \right] * 13,4 = \frac{3380 \text{ об}}{\text{мин}}. \quad (193)$$

$$n_{\text{эi}} = n_i * k_{\text{пн}}, \quad (194)$$

где $n_{\text{эi}}$ — эквивалентная частота вращения подшипника;

$k_{\text{пн}}$ — коэффициент пробега, равный отношению долговечности подшипника при действительном расчетного крутящего момента к его долговечности при действительном нагрузочном режиме, характеризуемом кривой распределения крутящего момента.

$$n_{эв} = n_{в} * k_{пнв} = 1723 * 0,2 = 344,6 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; \quad (195)$$

$$n_{эн} = n_{н} * k_{пнн} = 3380 * 0,009 = 30,42 \frac{\text{об}}{\text{мин}}. \quad (196)$$

Номинальная долговечность подшипника в млн. оборотов:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (197)$$

где C – динамическая грузоподъемность (определяют по каталогу);

p – степенной показатель (для шарикоподшипников $p = 3$, а для роликовых $p = 3,33$);

P – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{97600}{16669,62} \right)^{3,33} = 361,75; \quad (198)$$

$$L_h = \frac{S}{V_{a(ср)}}, \quad (199)$$

где L_h – долговечность подшипника с учетом общего пробега автомобиля S до капитального ремонта;

$V_{a(ср)}$ – средняя скорость автомобиля,

$$V_{a(ср)} \approx 0.6 * V_{a(max)} = 54 \frac{\text{км}}{\text{ч}}. \quad (200)$$

$$L_{hb} = \frac{400000}{54} = 7407,5 \text{ч}, \quad (201)$$

$$L_{hn} = \frac{400000}{20} = 20000 \text{ч}. \quad (202)$$

$$L'_n = \frac{60 * L_h * \gamma_i * n_{эi}}{10^6}, \quad (203)$$

где L'_n – эквивалентное число циклов.

$$L'_{nb} = \frac{60 * 7407,5 * 0,9 * 344,6}{10^6} = 137,8 \quad (204)$$

$$L'_{nh} = \frac{60 * 20000 * 0,1 * 30,42}{10^6} = 3,65 \quad (205)$$

$$L_n = \frac{60 * L_h * \gamma_i * n_i}{10^6}, \quad (206)$$

где L_n — действительное число циклов.

$$L_{nb} = \frac{60 * 7407,5 * 0,9 * 1723}{10^6} = 689,21; \quad (207)$$

$$L_{nh} = \frac{60 * 20000 * 0,1 * 3380}{10^6} = 405,6. \quad (208)$$

Найдем эквивалентную нагрузку P_3 :

$$P_3 = \sqrt[3,33]{\frac{P_1^{3,33} * L'_1 + \dots + P_n^{3,33}}{L_1 + \dots L_n}} = 8427,144 \text{ Н.} \quad (209)$$

Отсюда определим C :

$$C = P_3 * L^{1/p} = 8427,144 * 361,75^{1/3,33} = 49340,43 \quad (210)$$

подберем подшипник особо легкой серии 7215Н.

3.11 Обоснование выбора смазочно-охлаждающих жидкостей

С целью смазки передачи применялась картерная система. Назначение сорта масла происходило по следующему принципу: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше вязкость масла и чем выше контактные давления в зацеплении, тем больше вязкость масла. Из этого следует, что необходимую вязкость масла определяют по контактному напряжению и окружной скорости колес.

Для нашего случая при $\sigma_n = 3037,6 \text{ МПа}$, $V = 6 \text{ м/с}$, кинематическая вязкость масла равна $\nu_{100} = 15 \text{ сСт}$; исходя из этого назначаем масло ТАП-15В или ТСп-15К.

Допустимый уровень погружения зубчатых колес в масляную ванну определяется по формуле:

$$h_m = 0,25 * d_2, \quad (211)$$

где d_2 — делительный диаметр колеса, $d_2 = 112,5 \text{ мм}$;

$$h_M = 0,25 * d_2 = 0,25 * 112,5 = 28,125 \approx 28 \text{ мм.} \quad (212)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Во время разработки и доводки конструкций НИВА, помимо технологичности, большое внимание уделялось долговечности, надежности, безопасности, повышению плавности хода, снижению затрат на техническое обслуживание и ремонт в процессе эксплуатации.

В ходе создания НИВА за основу были взяты опыт автомобилестроения, тщательное изучение некоторого количества современных зарубежных легковых автомобилей данного класса, научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в отношении рабочих процессов, систем и элементов конструкций. Осуществлялся обширный поиск оптимальных характеристик мощности, размеров и конструкций. В процессе выполнения дипломной работы был спроектирован телескопический вал переднего моста, на который были установлены подшипники скольжения (втулочные). В результате были получены 3 режима:

1. без блокировки дифференциала (ведомые валы вращаются с разными скоростями)
2. дифференциал заблокирован (ведомые валы вращаются с одинаковой скоростью)
3. отключение вала переднего моста (крутящий момент передается только на задний вал)

Благодаря данной модернизации автомобиль НИВА будет обладать рядом преимуществ, таких как динамичность, улучшенная устойчивость на сухом асфальте, легкость в управлении на сухих дорожных покрытиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Гришкевич А. И. Автомобили. Конструкции и расчет. Минск: Выш. шк. 1985. 240 с;
- 2 Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с;
- 3 Лукин П. П. Гаспарянц Г. А. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с;
- 4 Краткий автомобильный справочник. 9-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1982. 464 с.
- 5 Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. [Цукви; под ред. Н. А. Бухарина. – Л.: Машиностроение, 1973.– 504 с.
- 6 Анохин В. И. Отечественные автомобили. – М.: Машиностроение, 1977.– 592 с.
7. Грузовые автомобили. М. С. Высоцкий, Ю. Ю. Беленький, Л. Х. Гилелес и др.– М.: Машиностроение, 1979.– 384 с.
- 8 Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости/Под общ. ред.
- 9 Техническая эксплуатация автомобилей. Под редакцией профессора Крамаренко Г.Ф. -М.: Транспорт, 1983. 487 с.

Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Гапурхаев Мовср Эсманович

Название: Модернизация легкового автомобиля повышенной проходимости с разработкой конструкции раздаточной коробки

Координатор: Шолпан Ахметова

Коэффициент подобия 1: 3.7

Коэффициент подобия 2: 3.3

Замена букв: 0

Интервалы: 0

Микропробелы: 11

Белые знаки: 0

После анализа Отчета подобия констатирую следующее:

- ☒ обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

.....

..... 24 Май 2021

Дата

Ш.Д. Ахметова

.....

Подпись Научного руководителя

Протокол анализа Отчета подобия

заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Гапурхаев Мовср Эсманович

Название: Модернизация легкового автомобиля повышенной проходимости с разработкой конструкции раздаточной коробки

Координатор: Шолпан Ахметова

Коэффициент подобия 1:3.7

Коэффициент подобия 2:3.3

Замена букв:0

Интервалы:0

Микропробелы:11

Белые знаки:0

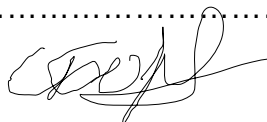
После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:

- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

Обоснование:

Обнаруженные в работе заимствование не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа допускается к защите.

28.05.2021



Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

Дипломная работа допускается к защите
.....
.....
.....
.....

28.05.2021
.....



Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения