

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ  
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального  
образования  
НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
им. Р.Е. Алексеева  
ДЗЕРЖИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)

**РАССМОТРЕНО:**

на заседании кафедры АТИС  
протокол № 2 от 03.10 2015 г.  
зав.кафедрой ~~\_\_\_\_\_~~ В.Ф. Кулепов

на заседании Ученого совета  
протокол № 3 от 23.10.2015 г.  
председатель Совета ~~\_\_\_\_\_~~ В.Ф. Кулепов



**УТВЕРЖАЮ:**

Ректора по учебной работе  
М.А. Фадеев  
25.10 2015г.

**Конструкция и эксплуатационные свойства транспорта и  
транспортно-технологических машин и оборудования**

*Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине  
«Конструкция и эксплуатационные свойства транспорта и транспортно-  
технологических машин и оборудования» для студентов направления  
подготовки 23.03.03 - "Эксплуатация транспортно-технологических машин и  
комплексов" всех форм обучения*

Нижний Новгород 2015

Составители: А.Л. Малыгин

УДК 621.753 (075.5)

**Конструкция и эксплуатационные свойства транспорта и транспортно-технологических машин и оборудования:** метод. указания к курсовому проектированию по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспорта и транспортно-технологических машин и оборудования» для студентов направления подготовки 23.3.03 - "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов" всех форм обучения/НГТУ им. Р.Е. Алексеева; сост.: А.Л. Малыгин. - Нижний Новгород, 2015. – 59с.

Методические указания содержат требования к оформлению проекта. Даны методические указания по выполнению различных его разделов. Приведены вопросы для проверки знаний при защите работы. Представлен вариант выполнения курсовой работы.

Рис. 88. Табл. 4. Библиогр.: 6 назв.

©Нижегородский государственный  
технический университет  
им. Р.Е. Алексеева, 2015

## Введение

Эффективность транспортных средств зависит не только от совершенства их конструкции, но и от условий эксплуатации. В каждом сочетании условий эксплуатации наиболее рентабельным оказался бы ПС, специально спроектированный для этих условий. Однако из-за многообразия этих условий такое решение вопроса нерационально, поэтому рассматривается соответствие конструкции автомобиля определенному, ограниченному диапазону условий. Условия эксплуатации подвижного состава можно разделить на следующие группы.

Транспортные условия:

- род груза;
- объем перевозки, равномерность грузооборота и партионность отправок.
- срочность перевозки;
- дальность перевозки;
- условия погрузки и разгрузки.

Дорожные условия:

- тип и ровность дорожного покрытия, проезжее состояние дороги и рельеф местности, по которой проходит дорога (равнинный, холмистый, горный, высокогорный).
- прочность дороги, мостов и других сооружений.
- элементы плана и профиля дороги (уклон, шаг переломов, радиусы горизонтальных и вертикальных кривых и т. п.).
- напряжённость (интенсивность) движения на дороге.

Климатические условия:

- зона холодного климата (180-300 дней в году при температуре ниже 0°С)
- зона умеренного климата; зона жаркого климата.

Организационно-технические условия:

- режим эксплуатации (среднегодовой и среднесуточный пробеги).  
регулярность перевозок на маршрутах.
- условия хранения (гаражные и безгаражные).
- способы технического обслуживания и ремонта.
- организация и режим работы водителей.

Все типы подвижного состава, независимо от условий эксплуатации, должны обладать определенными качествами, которые характеризуют уровень технического прогресса автомобилестроения и автомобильного транспорта. Такими общими качествами, по которым оцениваются все автомобили, являются: топливная экономичность, долговечность, легкость управления, безопасность, готовность к действию и т. п. Для пассажирских автомобилей, кроме того, об-

щими качествами являются комфортабельность, удобство посадки и высадки пассажиров.

Каждое из указанных выше условий эксплуатации определяет необходимость в тех или иных качествах подвижного состава. Так, по роду груза (его физические свойства, объемный вес, тип и форма тары) должны определяться тип кузова (платформа, цистерна, фургон) и его вместимость. От объема и партияности перевозок зависят, прежде всего, грузоподъемность автомобиля или автопоезда и степень специализации подвижного состава. При развозке мелкопартионных грузов применяются автомобили только малой грузоподъемности, а при большом и постоянном объеме перевозок - только специализированные автомобили. Срочность и дальность перевозок обуславливают выбор подвижного состава с определенными скоростными свойствами, необходимым запасом хода и повышенными надежностью и безопасностью. По условиям погрузки и выгрузки (тип и производительность механизма) определяют тип кузова автомобиля (автомобиль-самосвал, самопогрузчик, погрузочная высота, ширина двери), его грузоподъемность и прочность (экскаваторная и бункерная погрузка), а также необходимость специальных устройств и приспособлений.

Дорожные условия оказывают сильное влияние на выбор таких качеств подвижного состава, как проходимость, плавность хода, динамичность, маневренность, возможность использования его грузоподъемности и скоростных качеств. На труднопроходимых дорогах важным качеством подвижного состава является проходимость, на дорогах с твердым, но неровным покрытием - плавность хода, на горных дорогах, имеющих значительные уклоны - динамичность и тормозные свойства. На усовершенствованных дорогах ограничиваются полный вес подвижного состава и нагрузка на одну ось по условиям грузоподъемности искусственных сооружений и прочности дорожной одежды, а также имеются ограничения ширины, длины и высоты подвижного состава.

Большое влияние на выбор эксплуатационных качеств подвижного состава оказывают и климатические условия. Так, для защиты грузов от атмосферных влияний (дождь, снег, ветер, солнце) необходимы кузова специальных конструкций. В полярных климатических зонах важными условиями эксплуатации являются возможность обеспечения быстрой готовности автомобиля к действию, отопление кабины, возможность иметь нестесненные условия для водителя в теплой одежде при управлении автомобилем и др. В этих условиях особое значение приобретают проходимость автомобиля и безопасность его движения в гололедицу, при снежных заносах, снегопадах и метелях.

## **1. Цели и задачи освоения дисциплины**

Целями освоения дисциплины «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» являются:

- формирование у студентов общекультурных (универсальных) и профессиональных компетенций в соответствии с требованиями ФГОС ВПО для направления 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»;

- формирование целостного комплекса технологических знаний в области автомобильного транспорта;

- добиться усвоения студентами знаний по конструкции автомобиля, теории, их эксплуатационных свойств, рабочим процессам и расчетам механизмов автомобилей в объемах, достаточных для самостоятельной работы выпускников.

Задачи изучения дисциплины:

- научить студентов разбираться в конструкции различных автомобилей, принципах действия узлов, механизмов и систем;

- развить у студентов способность самостоятельно разбираться с устройством и работой механизмов и систем автомобилей;

- развитие навыков оценки технического уровня автомобилей и прогнозирования их эффективности в заданных условиях эксплуатации;

- развитие способности у студентов к оценке влияния характеристик и рабочих процессов механизмов и систем на формирование эксплуатационных свойств автомобиля.

При изучении дисциплины «Конструкция и эксплуатационные свойства Т и ТТМО» студентам необходимо освоить разделы согласно рабочей программе: основы конструкции автомобиля, рабочие процессы и основы расчета автомобилей.

После изучения материала, в соответствии с рабочей программой этой дисциплины, студент выполняет курсовую работу, которая состоит из расчетно-пояснительной записки. В качестве задания на проектирование выбирается один из прототипов, предлагаемого на российском рынке транспортного средства.

## **2. Методические указания по выполнению курсовой работы**

2.1. Расчётно-пояснительная записка должна включать:

- титульный лист;

- техническое задание;
- содержание;
- текстовую часть;
- список использованных источников литературы;
- приложение (технические характеристики вариантов р3еализация автомобиля);
- другие приложения (при необходимости).

Текстовая часть должна включать:

Введение;

1. Особенности конструкции автомобиля
  - 1.1 Двигатель
  - 1.2 Трансмиссия
    - 1.2.1 Коробка передач
    - 1.2.2 Передний мост
    - 1.2.3 Задний мост и главная передача
  - 1.3 Рулевое управление
  - 1.4 Тормозные системы
    - 1.4.1 Передние тормозные механизмы
    - 1.4.2 Задние тормозные механизмы
  - 1.5 Реализация автомобиля при выполнении транспортной работы
2. Анализ рабочих процессов и их влияния на тягово-скоростные свойства автомобиля
  - 2.1. Построение внешней скоростной характеристики двигателя
  - 2.2. Построение тяговой характеристики автомобиля
  - 2.3. Построение графика мощностного баланса
  - 2.4. Построение динамической характеристики
  - 2.5. Построить график максимальных ускорений автомобиля
  - 2.6. Построение графика времени разгона автомобиля
  - 2.7. Построение графика пути разгона автомобиля
3. Исследование последствий внесения изменений в конструкцию автомобиля
  - 3.1. Определение полной массы автомобиля
  - 3.2. Выбор шин
  - 3.3. Определение максимальной мощности двигателя и построение его новой вешней скоростной характеристики
  - 3.4. Определение передаточных чисел агрегатов трансмиссии
4. Расчет агрегатов
  - 4.1. Расчет сцепления
  - 4.2. Расчет карданной передачи
  - 4.3. Расчет тормозных механизмов

Расчётно-пояснительная записка должна быть оформлена с соблюдением

ГОСТ 2.105-95 · и 2.106-96, а также в соответствии со стандартом организации СК-СТО 1-У-37 .3-16-11.

2.2. Обозначение расчётно-пояснительной записки:

КП - ПМ - НГТУ - 05.01 - 00.00.000 – 16 ПЗ

где 05 - номер технического задания (согласно списка Приказа);

01- номер варианта.

16- год защиты проекта.

### **3. Последовательность выполнения курсовой работы**

3.1. Ознакомиться с конструкцией машины и требованиями, предъявляемыми к приводу.

3.2. Последовательность выполнения проекта выполнять в соответствии с «Содержанием», приведённым в прил. 1:

3.3. Оформить пояснительную записку к проекту в соответствии с требованиями СК-СТО 1-У-37 .3-16-11.

### **Библиографический список**

1. Оценка тягово-скоростных свойств автомобиля: метод, указание к курсовому проекту по дисциплине «Автомобили» для студентов спец.190601, 190603/НГТУ им. Алексеева; сост.:В.В. Ковалев, А.Л.Малыгин, - Н.Новгород, 2011.-29 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства/В.К.Вахламов.-М.: Издательский центр «Академия», 2005.-210 с.
3. Песков, В.И. Теория автомобиля: учеб.пособие/ В.И.Песков-Нижегород. Гос. техн. ун-т.-Н.Новгород, 2006-176 с.
4. Кусиленко Б.В. Краткий автомобильный справочник. В.2 ч.Т.2. Грузовые автомобили/Б.В. Кусиленко.- М.:ИЦП «Финпол», 2004.-667 с.
5. Вахламов В.К. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей/ В.К.Вахламов.-М.: Издательский центр «Академия», 2007.-560 с.

### **4. Вопросы для проверки знаний на защите курсовой работы**

1. Эксплуатационные свойства автомобиля, связанные с движением.
2. Силы, действующие на автомобиль при движении.
3. Уравнение движения автомобиля.
4. График силового баланса. Решаемые задачи.
5. График мощностного баланса. Решаемые задачи.
6. Тягово-скоростные свойства автомобиля, факторы влияния.
7. Топливо-экономическая характеристика.
8. Факторы, влияющие на расход топлива.
9. Гидропередачи, влияние на эксплуатационные свойства автомобиля.
10. Основные режимы и способы торможения автомобиля.

11. Управляемость. Силы, действующие на автомобиль при повороте.
12. Стабилизация управляемых колес.
13. Установка управляемых колес.
14. Поворачиваемость. Виды поворачиваемости.
15. Маневренность автомобиля. Показатели.
16. Устойчивость. Основные виды.
17. Продольная устойчивость. Показатели.
18. Критические скорости автомобиля по заносу и опрокидыванию.
19. Проходимость. Измерители проходимости автомобиля.
20. Конструктивные меры и способы повышения проходимости автомобиля.
21. Плавность хода автомобилей. Измерители.
22. Поддрессоренные и не поддрессоренные массы.
23. Основные элементы колебательной системы автомобиля.
24. Плавность хода. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов.
25. Экологичность автомобиля. Каталитические нейтрализаторы.
26. Что представляет собой сцепление и для чего оно предназначено?
27. Какие бывают типы сцеплений и приводов управления сцеплениями? Назовите их достоинства и недостатки.
28. На каких автомобилях применяются механический и гидравлический приводы сцепления?
29. Какие требования предъявляются к сцеплению и приводу управления сцеплением?
30. Что представляет собой работа буксования сцепления и что она определяет у сцепления?
31. Что такое удельная работа буксования и что оценивается по ней у сцепления?
32. При каких нажимных пружинах (периферийные цилиндрические, диафрагменная, коническая) затрачивается наименьшая работа по управлению сцеплением?
33. Какие типы усилителей и с какой целью применяются в приводах управления сцеплениями?
34. Какие расчеты выполняют для деталей и привода сцепления?
1. Что представляет собой коробка передач и каково ее назначение?
2. Какие бывают типы ступенчатых коробок передач? Назовите их достоинства и недостатки.
3. Какие требования предъявляются к коробке передач?
4. На каких типах автомобилей и почему применяются многовальные коробки передач?
5. Расскажите о работе буксования синхронизатора. Чем она оценивается?
6. Какие достоинства и недостатки имеет гидромеханическая коробка передач?
7. Что представляет собой безразмерная характеристика гидротрансформатора и что она характеризует?
8. Какие детали коробки передач подлежат расчету и на какие нагрузки?
9. Как выбирают подшипники коробки передач?



# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1

### Образец выполнения титульного листа пояснительной записки курсового проекта

Министерство образования и науки РФ Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Р.Е. Алексеева ДЗЕРЖИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ Кафедра «Автоматизация, транспортные и информационные системы» Секция «Транспортные системы»	
Заведующий кафедрой _____ Кулепов В.Ф. (подпись) (фамилия, и.о.) _____ (дата)	
<u>Конструкция и эксплуатационные свойства автомобиля</u> <u>Volkswagen Amarok</u> (наименование темы)	
<b>ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА</b> к курсовой работе по дисциплине <u>«Конструкция и эксплуатационные свойства Т и ТТМО»</u> <small>(или: конструкторский проект (конструкция), курсовая, эксплуатационная работа или часть и т.д.)</small>	
РУКОВОДИТЕЛЬ _____ (подпись) (фамилия, и.о.) _____ (дата)	
СТУДЕНТ _____ (подпись) (фамилия, и.о.) _____ (дата)	
<u>АВТО13с</u> (друзья или шифр)	
Проект защищен _____ (дата) Протокол № _____ С оценкой _____	
Дзержинск 2015 г.	

Образец выполнения листа содержания пояснительной записки курсового проекта

Содержание				
	Введение.....			2
	1. Особенности конструкции автомобиля Volkswagen Amarok с 8-ступенчатой автоматической коробкой передач.....			3
	2. Анализ рабочих процессов и их влияния на тягово-скоростные свойства автомобиля.....			12
	2.1 Построение внешней скоростной характеристики двигателя.....			12
	2.2 Построение тяговой характеристики автомобиля.....			14
	2.3 Построение графика мощностного баланса.....			19
	2.4 Построение динамической характеристики.....			21
	2.5 Построить график максимальных ускорений автомобиля.....			24
	2.6 Построение графика времени разгона автомобиля.....			26
	2.7 Построение графика пути разгона автомобиля.....			30
	3. Исследование последствий внесения изменений в конструкцию автомобиля.....			33
	3.1 Определение полной массы автомобиля.....			33
	3.2 Выбор шин.....			33
	3.3 Определение максимальной мощности двигателя и построение его новой внешней скоростной характеристики.....			34
	3.4 Определение передаточных чисел агрегатов трансмиссии ...			36
	4. Расчет агрегатов.....			37
	4.1 Расчет сцепления.....			37
	4.2 Расчет карданной передачи.....			41
	4.3 Расчет тормозных механизмов.....			44
	Список используемой литературы.....			48
	Приложение А.....			49

Полная дата					КР-КС-НГТУ-190601-АВТО 13зс-000-15		
	Имя	Фамилия	№ докум.	Страницы	Дата		
	Специальность					Лист	Листов
	И.ч.инженер					У	1
	Учен.					ДПИ НГТУ АВТО13зс	
					Конструкция и эксплуатационные свойства Volkswagen Amarok		

### Образец выполнения текстовой части пояснительной записки курсового проекта

#### Введение

Продающийся уже давно в Европе Volkswagen Амарок с автоматической коробкой передач наконец-то добрался до России. Благодаря восьмиступенчатому "автомату", который разработан специально для него фирмой ZF, пикап стал первым своем классе с такой инновационной коробкой. Его производство стартовало в Ганновере, что в свою очередь значительно снизит сроки ожидания (по сравнению с производством в Бразилии) и поставки как самого автомобиля, так и его комплектующих и запчастей.



Двухлитровый би-турбодизель под капотом пикапа 2013 модельного года развивает 180 л.с. вместо 163 сил ранее. По заверениям конструкторов, увеличение мощности никак не сказалось на расходе топлива и экологичности машины.

Зато улучшились тяговые возможности: максимальная масса прицепа выросла до 3 тонн для Amarok с МКПП и до 3,2 тонн для версии с автоматом.

Пакет технологий BlueMotion, включающий в себя системы старт-стоп и рекуперации энергии, а также специальные шины с пониженным сопротивлением качению, отныне доступен для пикапов с механической коробкой передач и автоматом, для задне- и полноприводных машин, в сочетании со 122- или 180-сильным моторами. Экономия топлива от его

использования достигает 0,5 литра на 100 километров. Данная работа посвящена исследованию эксплуатационных свойств автомобиля VW Амарок с автоматической коробкой передач.

## 1. Особенности конструкции автомобиля Volkswagen Amarok с 8-ступенчатой автоматической коробкой передач.

### 1.1 Двигатель TDI 2,0 л 132 кВт

В линейку двигателей входит три 2-литровых турбодизеля, самый мощный оснащен двумя турбонагнетателями и выдает 132 кВт (180 л.с.) и 420 Нм.

Новый двигатель TDI мощностью 132 кВт агрегируется с 8-ступенчатой автоматической коробкой передач. Двигатель имеет двойной наддув, систему впрыска Common Rail с электромагнитными форсунками. Регулируемое охлаждение рециркулируемых ОГ. Крутящий момент адаптирован для сопряжения с АКП (рисунок 1.1).

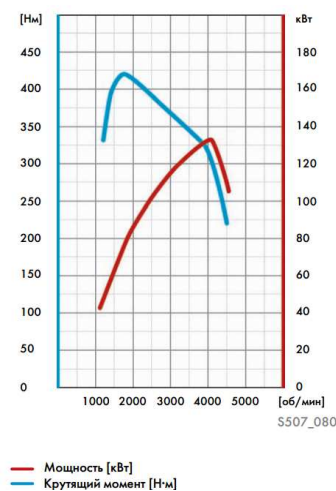


Рисунок 1.1- Двигатель TDI 2,0 л 132 кВт и его внешняя скоростная характеристика

### 1.2 Трансмиссия

Трансмиссия Amarok построена по модульному принципу, т.е. её компоненты, такие как автоматическая коробка передач, передняя главная передача, раздаточная коробка и задняя главная передача, представляют собой отдельные агрегаты.

Разработанный специально для Amarok вариант трансмиссии, сочетающий

постоянный полный привод и автоматическую коробку передач создан для обеспечения идеальной тяги на любом покрытии.

### **1.2.1 Автоматическая коробка передач Amarok**

Автоматическая коробка передач Amarok представляет собой абсолютно новую 8ступенчатую АКП разработанную компанией ZF (ZF-8HP45) (рисунок 1.1). При ее разработке максимальное значение придавалось эффективности и скорости переключения передач, снижению ее массы и повышению надёжности.

Переключение передач происходит без разрыва потока мощности, а скорость переключения передач находится на уровне коробок передач DSG. Все это способствует низкому расходу топлива, равно как и система stopstart, глушащая двигатель на светофорах.

В отличие от механических и роботизированных коробок передач, гидротрансформатор практически не изнашивается, поскольку передача потока мощности при трогании осуществляется только через масло КП. Таким образом, преимуществами гидротрансформатора являются незначительный износ, и обусловленный конструкцией коэффициент трансформации, увеличивающий момент привода выше крутящего момента двигателя.

Гидротрансформатор представляет собой идеальный агрегат для трогания с места. Он обеспечивает движение с минимальной скоростью, а коэффициент трансформации значительно расширяет возможность использования автомобиля в качестве внедорожника или тягача.

По сравнению с Amarok, оборудованным механической коробкой передач, это реализуется без понижающей передачи. По завершении фазы трогания, гидравлическое проскальзывание гидротрансформатора блокируется регулируемой муфтой блокировки гидротрансформатора. Благодаря этому его эффективность существенно улучшается. Активных рабочих передач у него восемь — первая сделана очень «короткой», чтобы нивелировать отсутствие демультипликатора. Поэтому в большинстве случаев Amarok трогается со второй передачи. Восьмая же передача, напротив, повышающая, для экономии дизельного топлива. Максимальную скорость Volkswagen Amarok развивает на

седьмой передаче. В дополнение к «автомату» - только постоянный полный привод с самоблокирующимся дифференциалом Torsen.

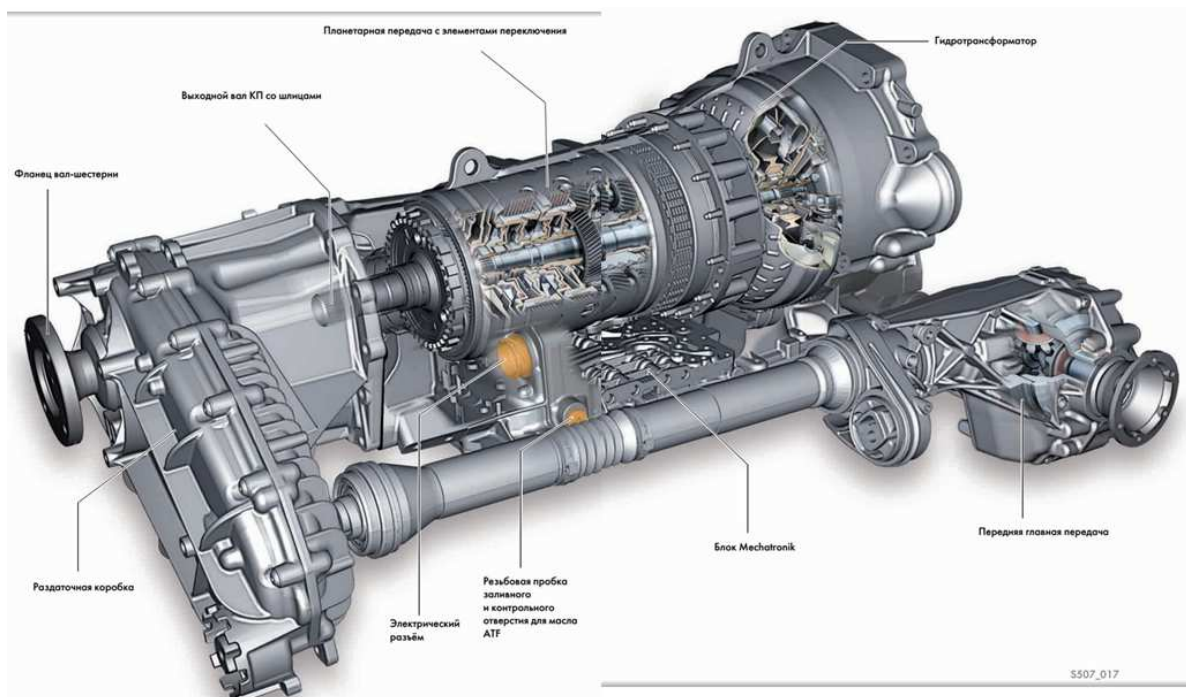


Рисунок 1.2- Автоматическая коробка передач ZF 8HP45

### 1.2.2 Передний мост

В основе конструкции переднего моста лежат конструктивные узлы моделей Volkswagen Touareg и Audi Q7 (рисунок 1.3).

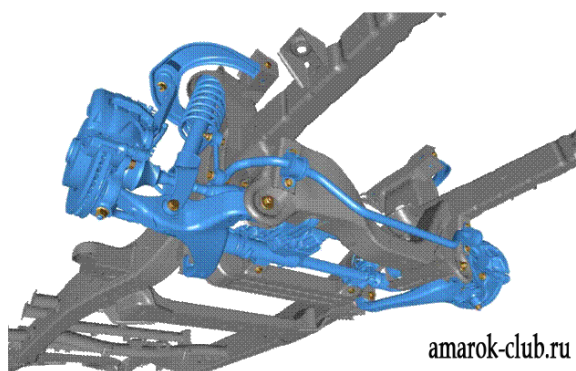


Рисунок 1.3- Передний мост

Блокировка дифференциала переднего моста не предусмотрена. Левая полуось длиннее правой из-за асимметричного расположения главной передачи,

но крутящий момент воспринимается передней осью симметрично, исключая отрицательное влияние на рулевое управление (рисунок 1.4).



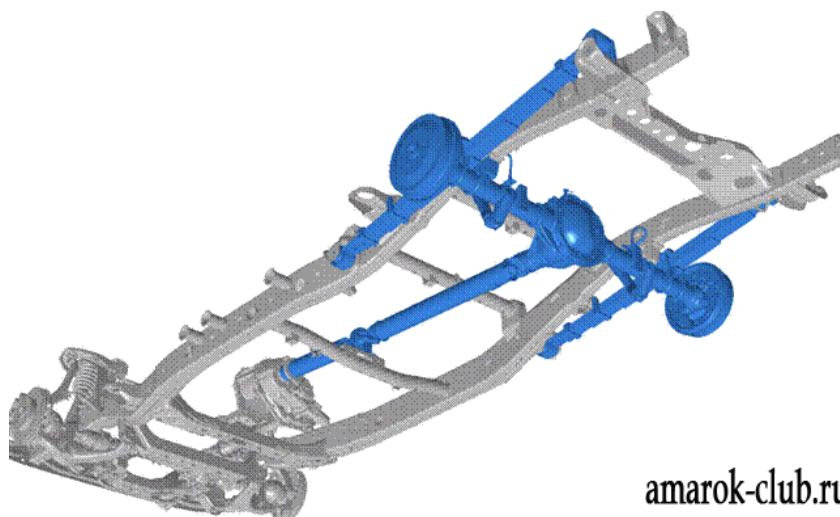
amarok-club.ru

Рисунок 1.4- Привод правого переднего колеса

### **1.2.3 Задний мост и главная передача**

Ведущий задний мост представляет собой неразъемную конструкцию. Картер главной передачи заднего моста отлит из серого чугуна и расположен по центру моста( рисунок 1.5)..

Подвеска заднего моста выполнена на двух продольных полуэллиптических рессорах. работающих совместно с гидравлическими амортизаторами..



amarok-club.ru

Рисунок 1.5- Задний мост

## 1.2.4 Рулевое управление

На Volkswagen Amarok установлено рулевое управление с гидроусилителем и реечным рулевым механизмом (рисунок 1.6).

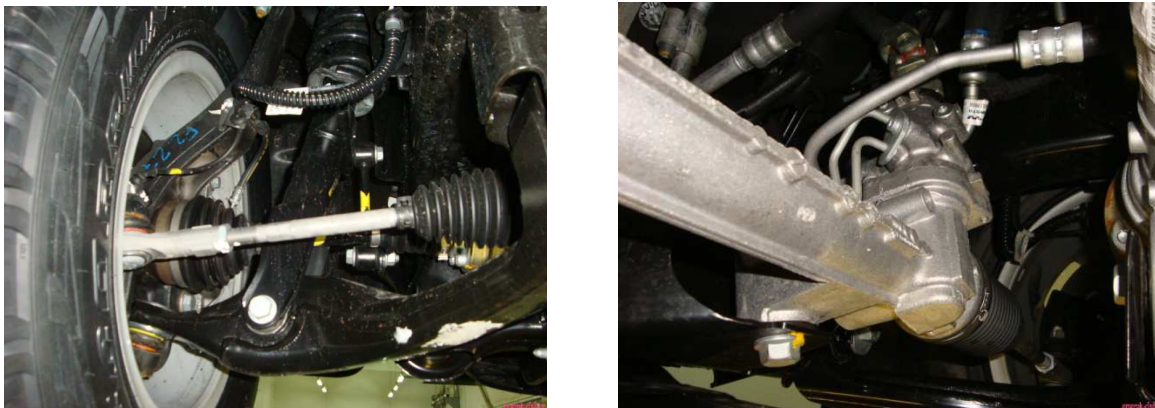


Рисунок 1.6- Реечный рулевой механизм

## 1.2.5 Тормозные системы

### 1.2.5.1 Передние тормозные механизмы

Передние тормозные механизмы с диском 16“ и двухпоршневым суппортом

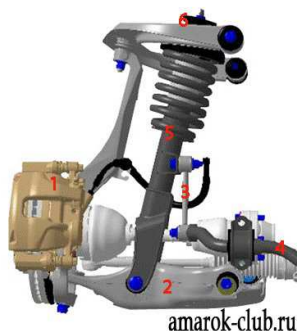


Рисунок 1.6- Передние тормозные механизмы

### 1.2.5.2 Задние тормозные механизмы

Задняя тормозная система, как у классических пикапов, оснащена барабанными, колодочными тормозными механизмами (рисунок 1.7).



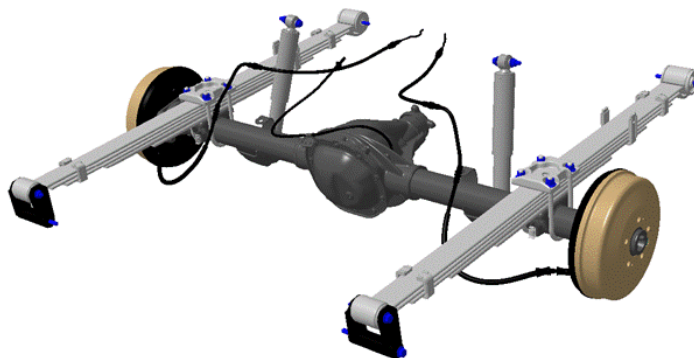


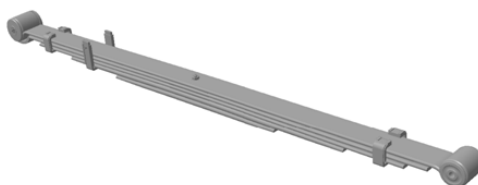
Рисунок 1.7- Тормозные механизмы барабанного типа на задних колесах

Подвеска Komfort-стандартная комплектация для модификации с двойной кабиной (ДК) представляет собой двойную листовую рессору (рисунок1.8)



Рисунок 1.8- Подвеска Komfort

Подвеска Heavy Duty стандартная комплектация для двухдверной модификации (ОК) представляет собой тройную листовую рессору (рисунок 1.9)



[amarok-club.ru](http://amarok-club.ru)

Рисунок 1.9- Подвеска Heavy Duty

### **1.3 Реализация Volkswagen Amarok при выполнении транспортной работы**

Благодаря 8-ступенчатой АКПП и форсированному турбодизелю максимальная масса буксируемого Амароком прицепа выросла на 400кг до 3200кг (рисунок1.10).



Рисунок 1.10- Буксировка прицепа

Грузовая платформа Amarok имеет четыре такелажные петли которые гарантируют надежную фиксацию грузов на самой большой для автомобилей этого класса грузовой платформе (рисунок 1.11). Кроме того, Amarok - единственный автомобиль в своем сегменте, допускающий размещение европалет поперек платформы. Значительно облегчает погрузку небольшая погрузочная высота - всего 779 мм, а прочный задний борт можно использовать для увеличения полезной площади.



Рисунок 1.11- Грузовая платформа пикапа Volkswagen Amarok

## **1.4 Специализированный подвижной состав на базе шасси Volkswagen Amarok**

### **1.4.1 Самосвал базе пикапа Amarok.**

Концерн Volkswagen продемонстрировал на специализированной выставке в Мюнхене "маленького помощника строителей". Таким милым титулом назван вполне серьезный самосвал, который в Volkswagen разработали на базе пикапа Amarok.

Полноприводную модификацию Amarok с одинарной кабиной в VW

оснастили новой погрузочной платформой. Она стала больше – 2,3 x 1,9 м, и может нести до 850 кг груза. Главной отличительной чертой новой платформы является способность при помощи электрогидравлической системы выгружать поклажу на любую из трех доступных сторон.

В VW утверждают, что такая функция будет полезна тем, кто регулярно занимается перевозкой сыпучих грузов (рисунок 1.12).

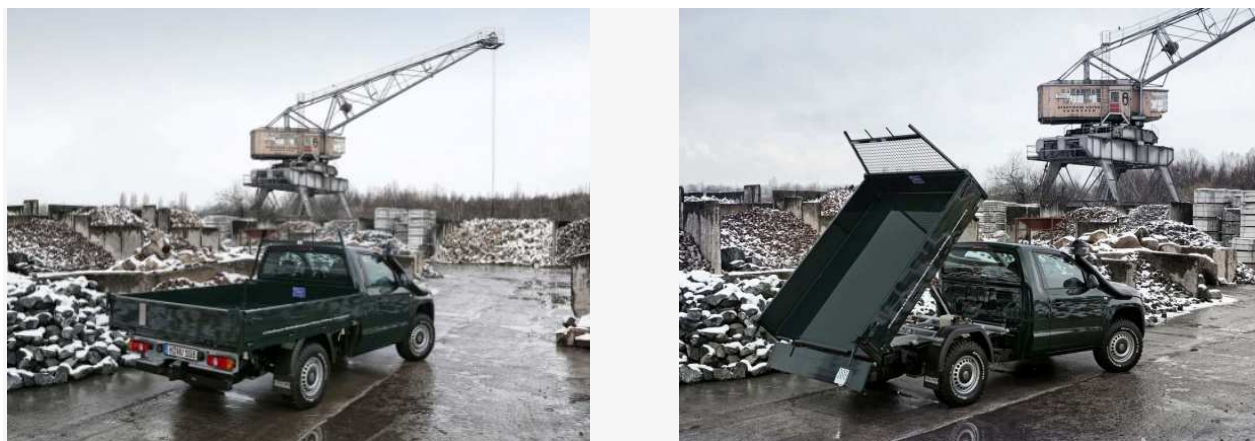


Рисунок 1.12- Самосвал базе пикапа Amarok

Платформа оснащена специальным козырьком, который не только защищает кабину от повреждений, но и может служить подставкой для длинномерных грузов. Также дополнительную защиту получили оси пикапа и топливный бак, а дорожный просвет Amarok - и без того немаленький - увеличен на 25 мм.

Поскольку самосвал ориентирован на эксплуатацию в тяжелых дорожных условиях, он получил механическую блокировку дифференциала на задней оси, а за доплату можно установить сепаратор, который будет бороться со слишком быстрым загрязнением воздушного фильтра.

В Volkswagen пока не уточнили, когда именно самосвал Amarok появится в продаже и будет ли он доступен в России. В нашей стране пикап предлагается с двумя вариантами кабины, с задним либо полным приводом, а также с тремя вариантами двигателей и двумя КПП. Самый доступный пикап оценен в 1 050 000 рублей.

## 1.4.2 Пикап Amarok специального назначения

Немецкая компания из Дюссельдорфа Rheinmetall Defense выпустила несколько тестовых образцов военных Amarok, который по заверениям разработчиков «способен решать широкий спектр задач» (рисунок13).



Рисунок 1.13- Военный пикап Amarok

Модель LMPV (Light Multi-Purpose Vehicle) оборудована системой полного привода, усиленным шасси, внедорожной антиблокировочной системой, передовыми средствами связи, а также креплением с электроприводом для средних и тяжелых пулеметов на крыше автомобиля.

В движение военный пикап могут приводить как бензиновые, так и дизельные агрегаты мощностью от 122 до 180 лошадиных сил. Двигатель работает в паре с шестиступенчатой механической либо с восьмиступенчатой автоматической коробкой передач.

В следующем разделе будут определены возможность движения и осуществления транспортной работы пикапом Volkswagen Amarok с 8-ступенчатой автоматической коробкой передач в различных условиях эксплуатации.

## 2. Анализ рабочих процессов их влияния на тягово-скоростные свойства автомобиля

### 2.1 Построение внешней скоростной характеристики двигателя

Данные внешней скоростной характеристики можно получить по эмпирической формуле, предложенной С.Р. Лейдерманом:

$$N_e = N_{max} \left[ a \frac{n_e}{n_N} + b \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (2.1)$$

где  $N_e$  - текущее значение мощности, кВт;

$N_{max}$  - максимальная мощность, кВт;

$n_e$  - текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;

$n_N$  - частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, мин<sup>-1</sup>;

a, b, c - постоянные коэффициенты зависящие от типа двигателя.

Из исходных данных известно:

–  $N_{max} = 132$  кВт;

–  $n_N = 4000$  мин<sup>-1</sup>.

Для дизельных двигателей  $a = 0,5 \div 7 - 0,7$ ;  $b = 1,5 \div 7 - 2,0$ ;  $c = 1,0 \div 1,5$ .

Выбираются  $a = 0,5$ ;  $b = 1,75$ ;  $c = 1,5$ .

Задаваясь различными значениями частоты вращения коленчатого вала  $n_e$  и подставляя заданные значения  $n_N$  и  $N_{max}$ , по формуле (1) определяется соответствующее значение мощности  $N_e$ .

При этом минимальное значение  $n_{min}$  принимается равным 800 мин<sup>-1</sup> а максимальное - на 10... 15% больше частоты вращения, соответствующей  $N_{max}$ .

$$n_{max} = N_{max} \cdot 1,2 = 4000 \cdot 1,2 = 4800 \text{ мин}^{-1}$$

При той же частоте вращения определяется крутящий момент по формуле:

$$M_e = M_N \left[ a + b \frac{n_e}{n_N} - c \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right], \quad (2.2)$$

где  $M_N = 9550 \frac{N_{max}}{n_N}$  - крутящий момент, соответствующий частоте  $n_N$ ;

a, b, c - постоянные коэффициенты (выбраны ранее).

$$M_N = 9550 \frac{132}{4000} = 315 \text{ Нм}$$

Таблица 2.1 -Результаты вычислений приведены

Внешняя скоростная характеристика						
n мин-1	800	1500	2000	3000	4000	4800
Ne, кВт	30	60	88	110	132	115
Me, Нм	360	380	420	350	315	228

Внешняя скоростная характеристика двигателя изображена на рисунке 2.1

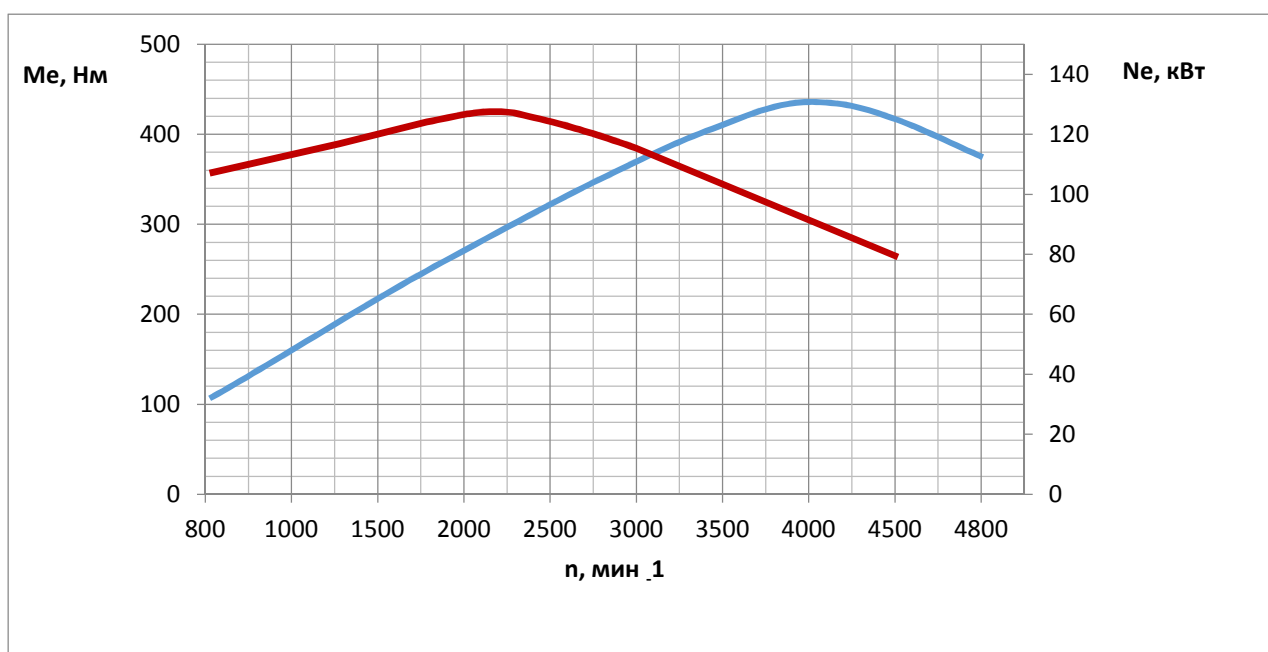


Рисунок 2.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя автомобиля пикап Volkswagen Amarok

## 2.2 Построение тяговой характеристики автомобиля

**Тяговой характеристикой автомобиля** называется графическое изображение тягового баланса в координатах тяговая сила  $P_T$ - скорость автомобиля  $V_a$ .

Сила тяги на ведущих колесах  $P_T$  находится с помощью полученных значений действующих моментов на коленчатом валу двигателя по формуле:

$$P_T = \frac{M_e \cdot u_{кп} \cdot u_r \cdot \eta_{тп}}{r_k}, \quad P_{T_1} = \frac{360 \cdot 4,7 \cdot 4,10 \cdot 0,83}{0,292} = 19,72 \text{ кН}, \quad (2.3)$$

где  $u_{kn}$  - передаточное число коробки передачи,

$u_{\Gamma}$  – передаточное число главной передачи,

$\eta_{mp}$  – КПД трансмиссии,

$r_k$  – радиус качения колеса.

$$V_a = \frac{0,1 \cdot n_e \cdot r_k}{u_{kn} \cdot u_{\Gamma}}, \quad V_a = \frac{0,1 \cdot 800 \cdot 0,292}{4,7 \cdot 4,1} = 1,21 \text{ м/с} \quad (2.4)$$

Передаточные числа (исходные данные):

$$u_{\Gamma} = 4,10$$

$$u_{kn1} = 4,7; \quad u_{kn2} = 3,14; \quad u_{kn3} = 2,11; \quad u_{kn4} = 1,67; \quad u_{kn5} = 1,29;$$

$$u_{kn6} = 1,00; \quad u_{kn7} = 0,84.$$

По рекомендациям [1] КПД принимается равным  $\eta_{mp} = 0,88$ .

Радиус качения колеса  $r_k$  для шин 255/60R18 определяется по формуле:

$$r_k = 0,5d + \lambda_z \cdot \Delta_{ш} \cdot B_{ш}, \quad (2.5)$$

где  $\lambda_z$  - коэффициент вертикальной деформации шины;

$\Delta_{ш}$  - коэффициент высоты профиля шины;

$B_{ш}$  - ширина профиля шины, мм.

$$d = 18 \cdot 25,4 = 457,2 \text{ мм}$$

Для шин легковых автомобилей  $\lambda_z = 0,8 \div 0,86 = 0,83$ .

$$\Delta_{ш} = 30\% = 0,3.$$

$$B_{ш} = 255 \text{ мм}.$$

$$r_k = 0,5 \cdot 457,2 + 0,83 \cdot 0,3 \cdot 255 = 292 \text{ мм} = 0,292 \text{ м}$$

Сила сопротивления качению  $P_k$  определяется по формуле:

$$P_k = m_a \cdot g \cdot f \quad (2.6)$$

где  $m_a$  – полная масса автомобиля;

$f$  – коэффициент сопротивления качению.

$$f = f_0(1 + A \cdot V_a^2) \quad (2.7)$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при малых скоростях движения;

$A$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости движения на изменение величины;

$V_a^2$  – скорость движения автомобиля, м/сек.

Для асфальтного или цементного дорожного покрытия [1] :

$$f_0 = 0,008 \div 0,015 = 0,015.$$

$$A = 0,0002 \div 0,0006 = 0,0005$$

Сила сопротивления качению  $P_k$  для вариантов с полной нагрузкой ( $H = 100\%$ ):

$$P_k = 2820 \cdot 9,8 \cdot 0,015 \cdot (1 + 0,0005 \cdot 1,21^2) = 415,7 \text{ Н} \quad (H = 100\%)$$

Сила сопротивления воздуха  $P_B$ , определяется по формуле:

$$P_B = 0,5 c_x \cdot \rho \cdot A_x \cdot V_a^2 \quad (2.8)$$

где  $c_x$  – коэффициент обтекаемости автомобилей ( $c_x = 0,36$ );

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup> (для равнинных условий  $\rho = 1,225$  кг/м<sup>3</sup>);

$A_x$  – площадь лобового сопротивления, м<sup>2</sup>.

$$A_x = \alpha_n B_r H_r \quad (2.9)$$

где  $\alpha_n$  – коэффициент полноты сечения (для легковых автомобилей  $\alpha_n = 0,75 \div 0,8 = 0,75$ ;

$B_r$  – габаритная ширина автомобиля, м;

$H_r$  – габаритная высота автомобиля, м.

Из задания  $B_r = 1954$  мм,  $H_r = 1834$  мм.

$$A_x = \alpha_n \cdot B_r \cdot H_r = 0,75 \cdot 1,954 \cdot 1,834 = 2,688 \text{ м}^2$$

$$P_B = 0,5 \cdot 0,36 \cdot 1,225 \cdot 2,688 \cdot 40^2 = 948 \text{ Н} = 0,9 \text{ кН}$$



Силу сопротивления подъему определяется по формуле:

$$P_{\Pi} = m_a \cdot g \cdot \sin(\alpha) , \quad (2.10)$$

где  $\alpha$  – угол подъема.

Определяется  $P_{\Pi}$  для  $\alpha = 7^\circ$

$$P_{\Pi} = 2820 \cdot 9,8 \cdot \sin 7^\circ = 3368 \text{ Н} .$$

Определение возможности движения автомобиля, исходя из сцепления его ведущих колес с дорогой.

Сила сцепления колес определяется по формуле:

$$P_{\text{сц}} = \varphi G_{\text{сц}} \quad (2.11)$$

где  $\varphi$  - коэффициент сцепления,

$G_{\text{сц}}$  - сцепной вес автомобиля, т.е. сила тяжести приходящейся на ведущие колеса.

Рассматривается полноприводный вариант движения пикапа Volkswagen Amarok

$$G_{\text{сц}} = m_a \cdot g$$

$\varphi$  для сухого чистого асфальта [1]  $\varphi = 0,7 \div 0,9 = 0,8$  и для укатанного снега  $\varphi = 0,15 \div 0,25 = 0,25$ .

Для асфальта:  $P_{\text{сц}1} = 0,8 \cdot 2820 \cdot 9,8 = 22109 \text{ Н}$ .

Для снега:  $P_{\text{сц}2} = 0,25 \cdot 2820 \cdot 9,8 = 6909 \text{ Н}$ .

Если  $P_T > P_{\text{сц}}$ , колеса будут буксовать и автомобиль не сможет тронуться с места .

На графике тяговой характеристике автомобиля строятся:

- кривые  $P_T$  для всех передач;
- кривая  $P_k + P_B$  ;
- кривая  $P_k + P_B + P_{\Pi}$ ;
- $P_{\text{сц}1}$  и  $P_{\text{сц}2}$

Таблица 2.2 – Результаты вычислений  $P_T$  и  $V_a$  автомобиля

$n$ , мин <sup>-1</sup>	800	1500	2000	3000	4000	4800
$V_{a1}$ , м/с	1,21	2,27	3,03	4,55	6,06	7,27
$P_{T1}$ , кН	19,72	20,81	23,01	19,17	17,25	12,49
$V_{a2}$ , м/с	1,81	3,40	4,54	6,80	9,07	10,89
$P_{T2}$ , кН	13,17	13,91	15,37	12,81	11,53	8,34
$V_{a3}$ , м/с	2,70	5,06	6,75	10,13	13,50	16,20
$P_{T3}$ , кН	8,85	9,34	10,33	8,61	7,75	5,61
$V_{a4}$ , м/с	3,41	6,40	8,53	12,79	17,06	20,47
$P_{T4}$ , кН	7,01	7,40	8,17	6,81	6,13	4,44
$V_{a5}$ , м/с	4,42	8,28	11,04	16,56	22,08	26,50
$P_{T5}$ , кН	5,41	5,71	6,31	5,26	4,74	3,43
$V_{a6}$ , м/с	5,70	10,68	14,24	21,37	28,49	34,19
$P_{T6}$ , кН	4,20	4,43	4,89	4,08	3,67	2,66
$V_{a7}$ , м/с	6,78	12,72	16,96	25,44	33,91	40,70
$P_{T7}$ , кН	4,20	4,43	4,89	4,08	3,67	2,66

Таблица 2.3 – Результаты вычислений  $P_T$  и  $V_a$  автомобиля

$P_B$ , кН	0,06	0,24	0,53	0,95	1,48	2,13
$P_d$ , кН	0,44	0,50	0,60	0,75	0,93	1,16
$P_K + P_B$ , кН	0,49	0,73	1,13	1,69	2,41	3,29
$V_a$ , м/с	10,00	20,00	30,00	40,00	50,00	60,00
$f$	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04

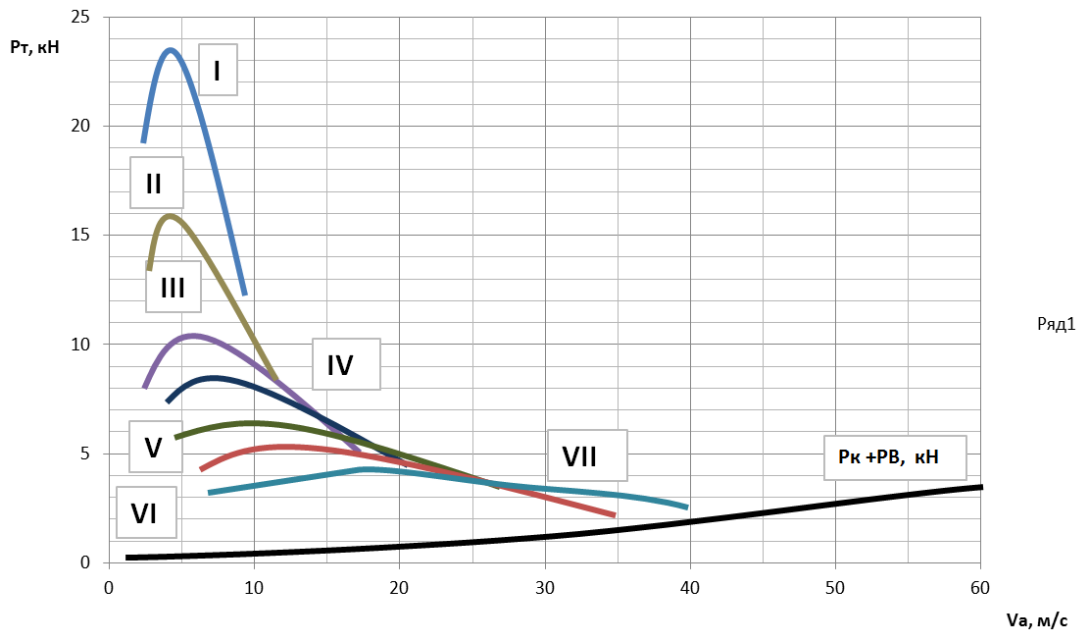


Рисунок 2.2 – Тяговая характеристика двигателя пикапа Volkswagen Amarok

### 2.3 Построение графика мощностного баланса

Уравнение мощностного баланса может быть представлено в виде графика в координатах: тяговая мощность ( $N_T$ ), скорость автомобиля ( $V_a$ ). Эти графические зависимости строятся на основе расчетов и табличных данных, полученных при построении тяговой характеристики автомобиля.

Тяговая мощность на ведущих колесах определяется по формуле:

$$N_T = P_T \cdot V_a \quad N_{T1} = 1,5 \cdot 1,21 = 23,86 \text{ кВт}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

$$N_D = P_k \cdot V_a \quad N_{D1} = 0,44 \cdot 10 = 4,4 \text{ кВт}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

$$N_B = P_B \cdot V_a \quad N_{B2} = 0,06 \cdot 10 = 0,6 \text{ кВт}$$

Результаты вычислений представлены в таблицах 2.4 и 2.5

Таблица 2. 4 – Результаты вычислений  $N_T$  на различных передачах

$n, \text{мин}^{-1}$	800	1500	2000	3000	4000	4800
$N_{T1}, \text{кВт}$	23,86	47,24	69,72	87,22	104,54	90,80
$N_{T2}, \text{кВт}$	23,84	47,29	69,78	87,11	104,58	90,82
$N_{T3}, \text{кВт}$	23,90	47,26	69,73	87,22	104,63	90,88
$N_{T4}, \text{кВт}$	23,90	47,36	69,69	87,10	104,58	90,89
$N_{T5}, \text{кВт}$	23,91	47,28	69,66	87,11	104,66	90,90
$N_{T6}, \text{кВт}$	23,94	47,31	69,63	87,19	104,56	90,95
$N_{T7}, \text{кВт}$	23,87	47,32	69,71	87,26	104,44	90,76

Таблица 2. 5 – Зависимость  $N_k, N_b$  от скорости автомобиля

$P_b, \text{кН}$	0,06	0,24	0,53	0,95	1,48	2,13
$P_d, \text{кН}$	0,44	0,5	0,6	0,75	0,93	1,16
$V_a, \text{м/с}$	10	20	30	40	50	60
$N_d, \text{кВт}$	4,4	10	18	30	46,5	69,6
$N_b, \text{кВт}$	0,6	4,8	15,9	38	74	127,8
$N_d + N_b, \text{кВт}$	5	14,8	33,9	68	120,5	197,4

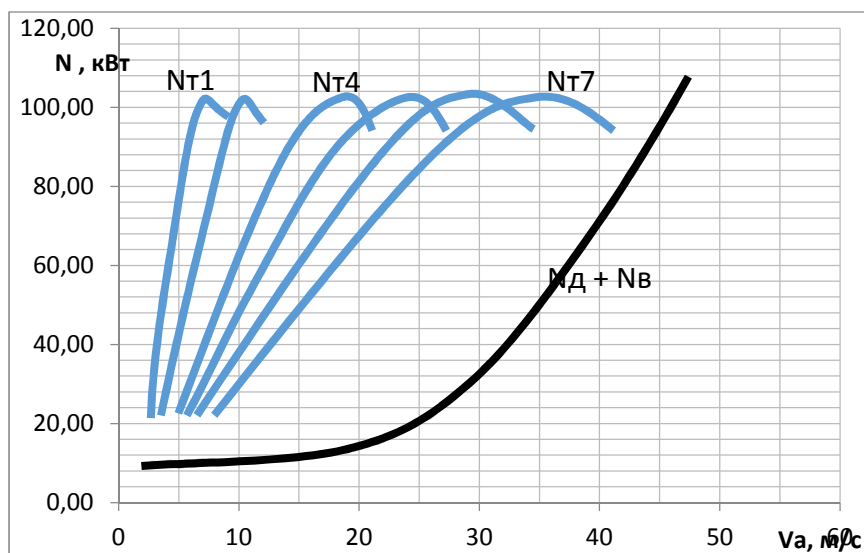


Рисунок 2.3 – График мощностного баланса

Используя график мощностного баланса можно определить максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем на асфальтированной дороге на второй передаче.

Из графика видно, что максимальная тяговая мощность на второй передаче  $N_{T2} = 104,54$  кВт достигается на скорости  $V_{a2} = 10$  м/с.

Для этой же скорости

$$N_K + N_B = 5000 \text{ Вт.}$$

Максимальный угол подъема автомобиля находится по формуле

$$\alpha_{max} = \arcsin\left(\frac{N_{\Pi}}{V_a \cdot m_a \cdot g}\right) = \arcsin\left(\frac{N_T - N_K - N_B}{V_a \cdot m_a \cdot g}\right); \quad (2.12)$$

$$\alpha_{max} = \arcsin\left(\frac{(104,58 - 4,4 - 0,6) \cdot 1000}{10 \cdot 2820 \cdot 9,8}\right) = \arcsin(0,360) \approx 11^\circ = 35,7\%.$$

Максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем пикап Volkswagen Amarok на асфальтированной дороге на второй передаче – 36%.

## 2.4 Построение динамической характеристики

Динамической характеристикой называют график зависимости значений динамического фактора на различных передачах от скорости движения автомобиля.

Динамический фактор вычисляется по формуле:

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_a}, \quad D_1 = \frac{23,01}{9,8 \cdot 2,82} = 0,83 \text{ кН} \quad (2.13)$$

где  $P_T$  – тяговое усилие на ведущих колесах, Н;

$P_B$  – сила сопротивления воздуха, Н;

$G_a$  – вес автомобиля с полной нагрузкой, Н

Подставляя в формулу значения  $P_T$  и  $P_B$  определяют динамический фактор на всех передачах, а затем строится график величины динамического фактора для груженого автомобиля в зависимости от скорости на всех передачах.

Так же на график наносится кривая изменения коэффициента сопротивления качению  $f$  в зависимости от  $V_a$  по формуле (2.7).

Таблица 2. 6 – Результаты вычислений динамической характеристики

$P_T, P_B, D$

	$n, \text{мин}^{-1}$	800	1500	2000	3000	4000	4800
I передача	$V_{a1}, \text{м/с}$	1,21	2,27	3,03	4,55	6,06	7,27
	$P_{T1}, \text{кН}$	19,72	20,81	23,01	19,17	17,25	12,49
	$P_{B1}, \text{кН}$	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03
	$D$	0,71	0,75	0,83	0,69	0,62	0,45
II передача	$V_{a2}, \text{м/с}$	1,81	3,4	4,54	6,8	9,07	10,89
	$P_{T2}, \text{кН}$	13,17	13,91	15,37	12,81	11,53	8,34
	$P_{B2}, \text{кН}$	0,00	0,01	0,01	0,03	0,05	0,07
	$D$	0,48	0,50	0,56	0,46	0,42	0,30
III передача	$V_{a3}, \text{м/с}$	2,7	5,06	6,75	10,13	13,5	16,2
	$P_{T3}, \text{кН}$	8,85	9,34	10,33	8,61	7,75	5,61
	$P_{B3}, \text{кН}$	0,00	0,02	0,03	0,06	0,11	0,16
	$D$	0,32	0,34	0,37	0,31	0,28	0,20
IV передача	$V_{a4}, \text{м/с}$	3,41	6,4	8,53	12,79	17,06	20,47
	$P_{T4}, \text{кН}$	7,01	7,4	8,17	6,81	6,13	4,44
	$P_{B4}, \text{кН}$	0,01	0,02	0,04	0,10	0,17	0,25
	$D$	0,25	0,27	0,29	0,24	0,22	0,15
V передача	$V_{a5}, \text{м/с}$	4,42	8,28	11,04	16,56	22,08	26,5
	$P_{T5}, \text{кН}$	5,41	5,71	6,31	5,26	4,74	3,43
	$P_{B5}, \text{кН}$	0,01	0,04	0,07	0,16	0,29	0,42
	$D$	0,20	0,21	0,23	0,18	0,16	0,11
VI передача	$V_{a6}, \text{м/с}$	5,7	10,68	14,24	21,37	28,49	34,19
	$P_{T6}, \text{кН}$	4,2	4,43	4,89	4,08	3,67	2,66
	$P_{B6}, \text{кН}$	0,02	0,07	0,12	0,27	0,48	0,69
	$D$	0,15	0,16	0,17	0,14	0,12	0,07
VII передача	$V_{a7}, \text{м/с}$	6,78	12,72	16,96	25,44	33,91	40,7
	$P_{T7}, \text{кН}$	3,52	3,72	4,11	3,43	3,08	2,23
	$P_{B7}, \text{кН}$	0,03	0,10	0,17	0,38	0,68	0,98
	$D$	0,15	0,16	0,17	0,13	0,11	0,06

Таблица 2. 7 – Результаты вычислений значений  $f$

$V_a, \text{м/с}$	10,00	20,00	30,00	40,00	50,00	60,00
$f$	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04

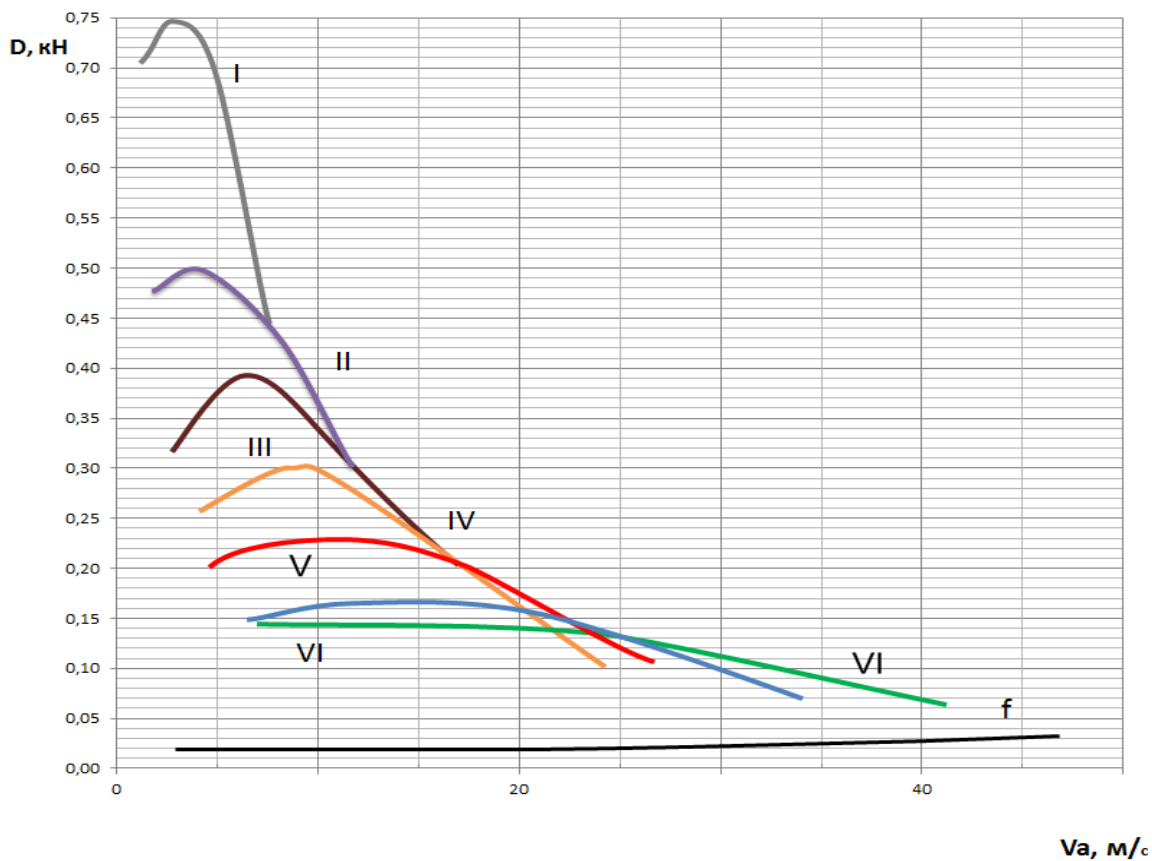


Рисунок 2.4 – График динамической характеристики

Определяется динамический фактор на 2-й передаче при движении автомобиля без груза  $N=0\%$

$$D = \frac{P_{T2} - P_B}{G_0} = \frac{15,37 - 0,01}{19,58} = 0,8$$

Полученное значение динамического фактора свидетельствует о внедорожных качествах этого автомобиля

## 2.5 Построить график максимальных ускорений автомобиля

Одной из важных оценок приёмистости автомобиля, то есть его способности быстро разгоняться, являются максимальные ускорения, развиваемые автомобилем. Наиболее полно картина потенциальных возможностей автомобиля при разгоне выявляется при помощи графика его максимальных ускорений, построенного в зависимости от скорости движения на каждой передаче. Для этого используется зависимость:

$$j_a = (D - f) \frac{g}{\delta_j} \quad (2.14)$$
$$j_a = (0.71 - 0.015) \frac{9,8}{2,16} = 3,153$$

где  $j_a$  - ускорение поступательного движения автомобиля,  $m/c^2$ ;

$g$  - ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;

$\delta_j$  - коэффициент учета вращающихся масс автомобиля

Коэффициент учета вращающихся масс  $\delta_j$  рассчитывается для каждой передачи, при этом используется формула

$$\delta_j = 1 + \sigma_1 u_{кп}^2 + \sigma_2 \quad (2.15)$$

$$\text{где } \sigma_1 = 0,03 \div 0,05; \quad \sigma_2 = 0,04 \div 0,06$$

По графику максимальных ускорений (рисунок 2.5) можно определить максимальную скорость движения на высшей передаче (при  $j_a = 0$ ); определить оптимальные моменты переключения с низшей передачи на высшую для достижения максимальной интенсивности разгона.



Таблица 2. 8 – Результаты вычислений максимальных ускорений автомобиля

		n, мин <sup>-1</sup>	800	1500	2000	3000	4000	4800
I передача	$\delta_i$ I	$V_{a1}$ , м/с	1,21	2,27	3,03	4,55	6,06	7,27
		f	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
		D	0,71	0,75	0,83	0,69	0,62	0,45
		Д-f	0,695	0,735	0,815	0,675	0,605	0,435
	4,7	j, м/с	3,153	3,335	3,697	3,062	2,744	1,972
II передача	$\delta_i$ II	$V_{a2}$ , м/с	1,81	3,4	4,54	6,8	9,07	10,89
		f	0,015	0,015	0,015	0,015	0,016	0,016
		D	0,48	0,5	0,56	0,46	0,42	0,3
		Д-f	0,465	0,485	0,545	0,445	0,404	0,284
	3,14	j, м/с	2,94	3,07	3,44	2,81	2,56	1,80
III передача	$\delta_i$ III	$V_{a3}$ , м/с	2,7	5,06	6,75	10,13	13,5	16,2
		f	0,015	0,015	0,015	0,016	0,016	0,017
		D	0,32	0,34	0,37	0,31	0,28	0,2
		Д-f	0,305	0,325	0,355	0,294	0,264	0,183
	2,11	j, м/с	2,33	2,49	2,72	2,25	2,02	1,40
IV передача	$\delta_i$ IV	$V_{a4}$ , м/с	3,41	6,4	8,53	12,79	17,06	20,47
		f	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
		D	0,25	0,27	0,29	0,24	0,22	0,15
		Д-f	0,235	0,255	0,274	0,224	0,203	0,132
	1,67	j, м/с	2,06	2,23	2,40	1,96	1,77	1,15
V передача	$\delta_i$ V	$V_{a5}$ , м/с	4,42	8,28	11,04	16,56	22,08	26,5
		f	0,015	0,016	0,016	0,017	0,019	0,020
		D	0,2	0,21	0,23	0,18	0,16	0,11
		Д-f	0,185	0,194	0,214	0,163	0,141	0,090
	1,29	j, м/с	1,59	1,67	1,84	1,40	1,22	0,77
VI передача	$\delta_i$ VI	$V_{a6}$ , м/с	5,7	10,68	14,24	21,37	28,49	34,19
		f	0,015	0,016	0,017	0,018	0,021	0,024
		D	0,15	0,16	0,17	0,14	0,12	0,07
		Д-f	0,135	0,144	0,153	0,122	0,099	0,046
	1	j, м/с	1,19	1,27	1,36	1,07	0,87	0,41
VII передача	$\delta_i$ VII	$V_{a7}$ , м/с	6,78	12,72	16,96	25,44	33,91	40,7
		f	0,015	0,016	0,017	0,020	0,024	0,027
		D	0,15	0,16	0,17	0,13	0,11	0,06
		Д-f	0,135	0,144	0,153	0,110	0,086	0,033
	0,84	j, м/с	1,21	1,29	1,37	0,99	0,78	0,29

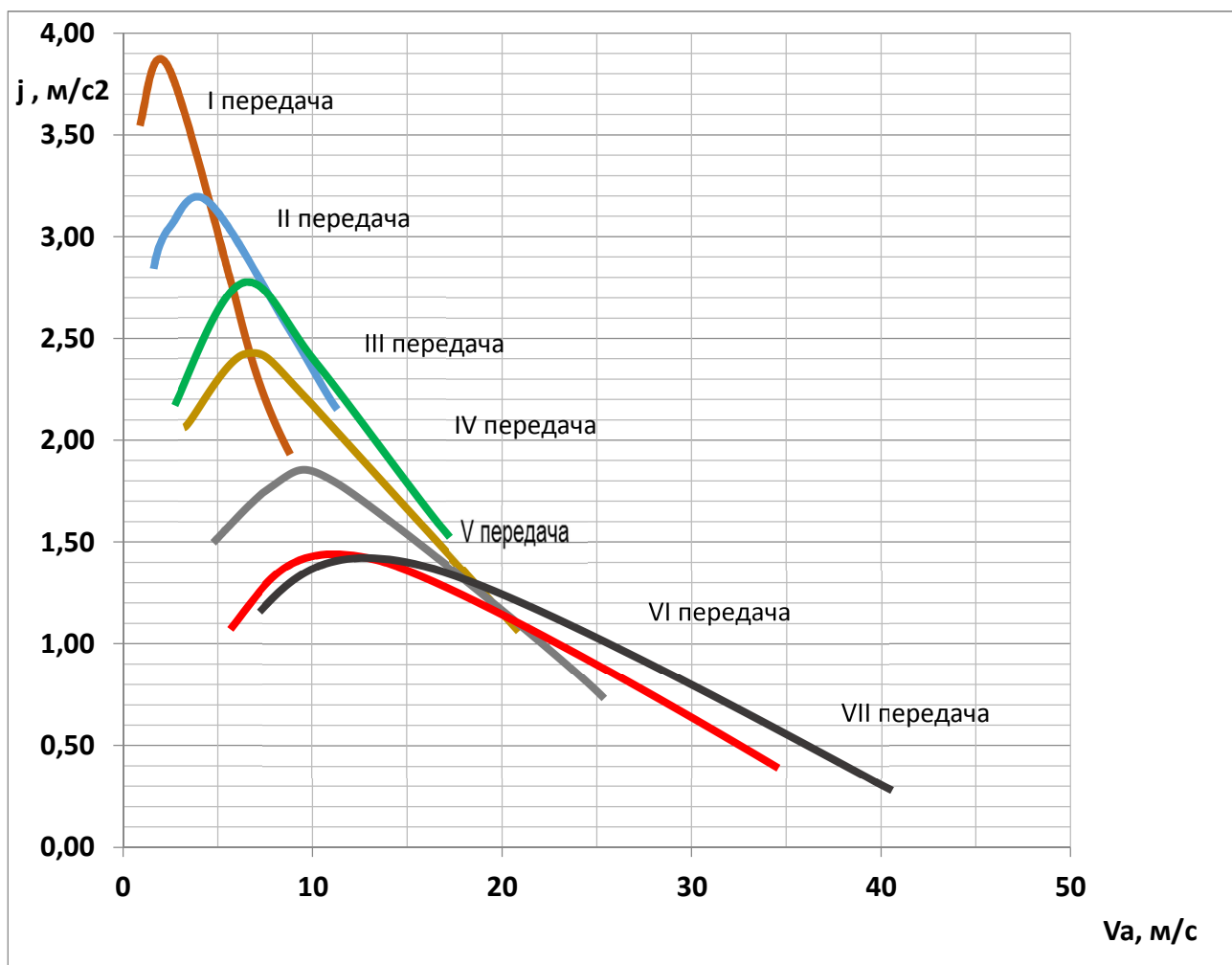


Рисунок 2.5 - График максимальных ускорений автомобиля

## 2.6 Построение графика времени разгона автомобиля

Для сравнительной оценки динамики разгона различных автомобилей удобной оценочной характеристикой является время разгона до заданной скорости.

Из известного соотношения  $j_a = \frac{dV_a}{dt}$

$$\text{получим } dt = \frac{dV_a}{j_a} \quad \text{и} \quad t_p = \int_{V_{min}}^{V_{max}} dV_a / j_a \quad (2.16)$$

Интегрирование выражения (2.16) производим численным способом. Разделяем время движения автомобиля на интервалы  $\Delta t_i$

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{j_{cp}} = \frac{2(V_1 - V_{(i-1)})}{j_i + j_{(i-1)}} \quad (2.17)$$

В качестве начальной скорости первого расчетного интервала берется  $V_{min} = 0$ , а в качестве конечной точки-  $V_{max} = 50 \frac{m}{c} = 181 \text{ км/ч}$ .

Исходя из графика ускорений автомобиля (рисунок 2.5) и таблицы 2.8 определяются оптимальные моменты переключения с низшей передачи на высшую для достижения максимальной интенсивности разгона.

Оптимальные скорости движения автомобиля на каждой передаче:

- I передача: 0-4,45 м/с;
- II передача: 4,95-9,07 м/с;
- III передача: 9,57 -18,47м/с;
- IV передача: 18,97- 22,95 м/с;
- V передача: 23,45- 29,35 м/с;
- VI передача: 29,85 – 35,79 м/с;
- VII передача: 36,29- 50,7 м/с.

Суммарное время разгона находится по формуле:

$$t_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \Delta t_i + \sum_{j=1}^{m-1} t_{\text{перекл}} \quad (2.18)$$

где  $t_{\text{общ}}$  - суммарное время разгона;

$t_{\text{перекл}}$  - время переключения одной передачи на другую (обычно в расчётах принимают  $t_{\text{перекл}} = 0,5 - 1\text{с}$  для легковых автомобилей;

$t_{\text{перекл}} = 1 - 2с$  для грузовиков и автобусов);

$m$  - число передач.

Таблица 2. 8 – Результаты вычислений времени разгона автомобиля

I передача	$\Delta V$ , м/с	1,21	1,82	1,52	0
	$\Delta t$ , с	0,76	0,53	0,45	0,5
	$T_{\text{общ}}$ , с	0,76	1,29	1,74	2,24
II передача	$\Delta V$ , м/с	2,25	2,37	0	
	$\Delta t$ , с	0,77	0,88	0,5	
	$T_{\text{общ}}$ , с	3,01	3,89	4,39	
III передача	$\Delta V$ , м/с	3,33	6,07	0	
	$\Delta t$ , с	1,33	3,32	0,5	
	$T_{\text{общ}}$ , с	7,4	10,72	11,32	
IV передача	$\Delta V$ , м/с	4,48	0		
	$\Delta t$ , с	2,99	0,5		
	$T_{\text{общ}}$ , с	14,31	14,81		
V передача	$\Delta V$ , м/с	6,4	0		
	$\Delta t$ , с	6,4	0,5		
	$T_{\text{общ}}$ , с	21,21	21,71		
VI передача	$\Delta V$ , м/с	4	2,44	0	
	$\Delta t$ , с	3,6	2,6	0,5	
	$T_{\text{общ}}$ , с	25,31	27,91	28,41	
VII передача	$\Delta V$ , м/с	6,79			
	$\Delta t$ , с	16,97			
	$T_{\text{общ}}$ , с	46,55			

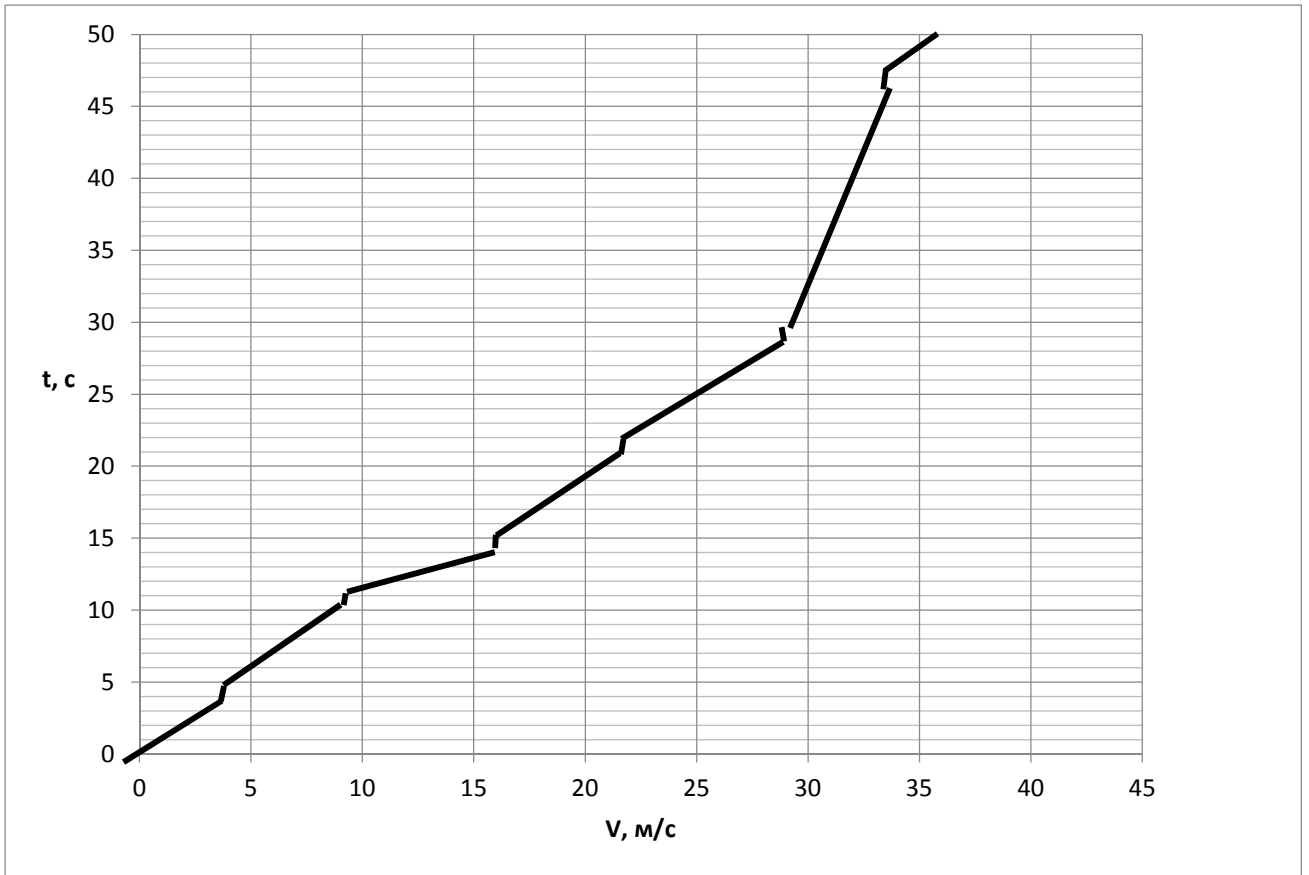


Рисунок 2.6 – График времени разгона автомобиля

## 2.7 Построение графика пути разгона автомобиля.

Путь разгона автомобиля до заданной скорости так же является часто применяемая оценочной характеристикой его динамических свойств.

При равноускоренном движении в достаточно малом интервале скоростей  $\Delta V_i = V_i - V_{(i-1)}$  путь  $\Delta S_i$ , проходимый автомобилем определяется:

$$\Delta S_i = V_{\text{ср}} \Delta t_i = \frac{(V_{(i-1)} + V_i)}{2} \Delta t_i \quad (2.19)$$

С учетом прохождения автомобилем некоторого пути во время переключения передач, общий путь  $S_{\text{общ}}$  разгона автомобиля со стоянки до заданной скорости определяется выражением

$$S_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n \sum_{i=1}^m \Delta S_i + \sum_{i=1}^{m-1} S_{i \text{ перекл}}, \quad (2.20)$$

где  $S_{i \text{ пер}} = V_i t_{\text{перекл}}$  – путь, пройденный автомобилем в течение одного переключения;

$n$  – количество интервалов  $\Delta t_i$  (и соответственно  $\Delta S_i$ );

$m$  – число передач.

График пути разгона строиться на основе результатов построения графика времени разгона этого автомобиля.

Таблица 2.9 – Таблица вычислений времени разгона автомобиля

I передача	$V$ , м/с	1,21	3,03	4,55
	$\Delta t$ , с	0,76	0,53	0,45
	$V_{cp}$	6	2,12	3,79
	$\Delta s$	0,92	1,12	1,71
	$S_{общ}$	0,92	2,04	3,75
II передача	$\Delta V$ , м/с	4,55	9,07	
	$\Delta t$ , с	0,5	1,27	
	$V_{cp}$	4,55	6,81	
	$\Delta s$	2,28	8,65	
	$S_{общ}$	6,02	14,67	
III передача	$\Delta V$ , м/с	9,07	16,2	
	$\Delta t$ , с	0,5	2,21	
	$V_{cp}$	9,07	12,63	
	$\Delta s$	4,53	27,91	
	$S_{общ}$	19,2	47,11	
IV передача	$\Delta V$ , м/с	16,2	17,6	
	$\Delta t$ , с	0,5	3,32	
	$V_{cp}$	16,2	16,9	
	$\Delta s$	8,1	56,11	
	$S_{общ}$	55,21	111,32	
V передача	$\Delta V$ , м/с	17,6	22,08	
	$\Delta t$ , с	0,5	3	
	$V_{cp}$	17,6	19,84	
	$\Delta s$	8,8	59,52	
	$S_{общ}$	120,12	179,64	
VI передача	$\Delta V$ , м/с	22,08	28,49	
	$\Delta t$ , с	0,5	2,4	
	$V_{cp}$	22,8	25,64	
	$\Delta s$	11,4	61,536	
	$S_{общ}$	191,04	252,576	
VII передача	$\Delta V$ , м/с	28,49	33,9	
	$\Delta t$ , с	0,5	7,36	
	$V_{cp}$	28,49	31,195	
	$\Delta s$	14,25	229,60	
	$S_{общ}$	266,81	496,41	

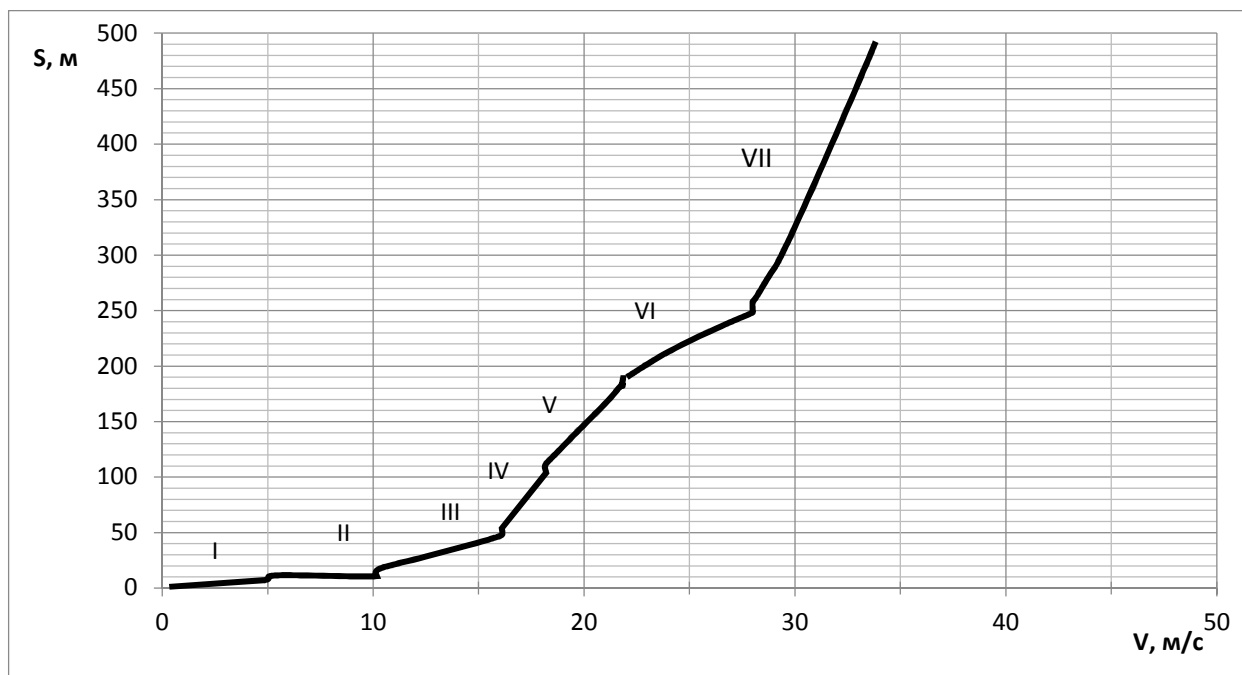


Рисунок 2.7 – График пути разгона автомобиля



### 3. Исследование последствий внесения изменений в конструкцию автомобиля.

Изменения, внесенные в конструкцию автомобиля, представлены в таблице 3.1

Таблица 3.1 - Исходные данные для расчета

Тип двигателя	Максимальный динамический фактор на прямой передаче	Грузоподъемность, кг	Максимальное преодолеваемое дорожное сопротивление, $\Psi_{\max}$
Д	0,05	900	0,6

#### 3.1 Определение полной массы автомобиля.

Полная масса  $m_a$  для автомобиля определяется по формуле

$$m_a = m_o + m_T + m_{\text{ч}}n + m_{\text{б}}n \quad (3.1)$$

где  $m_o$  - масса автомобиля в снаряженном состоянии;

$m_T$  – грузоподъемность автомобиля;

$m_{\text{ч}}$  - расчетная масса одного человека (75 кг);

$m_{\text{б}}$  - масса багажа на одного человека (10-13 кг);

$n$  - число мест (для пикапа Volkswagen Amarok  $n = 5$  ).

#### 3.2 Выбор шин

Шины подбираются с помощью соответствующих справочников и официальных данных производителей шин, согласно максимальной вертикальной нагрузке на шину  $G_{\text{ш}}^{\max}$ , определенной из принятого распределения полной массы автомобиля по осям, и с учетом соответствия шин максимальным эксплуатационным скоростям автомобиля.

У легковых автомобилей нагрузка на передние и задние колеса при полной нагрузке автомобиля почти одинаковая.

$$m_{a2} = (0,67 \dots 0,72).$$

Максимальная скорость движения автомобиля -181 км/ч.

На основ этих данных и из официальных данных производителей выбирается шина марки Mickey Thompson, типоразмером 275/70R18.

### 3.3 Определение максимальной мощности двигателя и построение его новой внешней скоростной характеристики.

При определение максимальной мощности двигателя автомобиля одним из главных критериев является обеспечение заданной величины максимального динамического фактора  $D_{max}$  на прямой передаче.

Определяется мощность  $N_{eD}$  необходимая для преодоления заданного максимального сопротивления дороги  $\Psi_{max=D_{max}}$  при движении автомобиля на прямой передаче

$$N_{eD} = (N_{\Psi D} + N_B) / \eta_T \quad (3.2)$$

$$\text{где } N_{\Psi D} = D_{max} \cdot G_a \cdot V_{aD}; \quad (3.3)$$

$$N_B = 0,5c_x \cdot \rho \cdot A_x \cdot V_{aD}^3; \quad (3.4)$$

$V_{aD}$  - скорость автомобиля при  $D_{max}$  на прямой передаче.

$$\frac{V_{aD}}{V_{max}} = 0,9$$

$$V_{aD} = 0,9 \cdot V_{max} = 0,9 \cdot 181 \text{ км/ч} = 162 \text{ км/ч} = 45 \text{ м/с}$$

$$N_{\Psi D} = 0,05 \cdot 2858 \cdot 9,8 \cdot 45 = 63 \text{ кВт.}$$

$$N_B = 0,5 \cdot 0,36 \cdot 1,225 \cdot 2.688 \cdot 45^3 = 54,0 \text{ кВт.}$$

$$N_{eD} = \frac{63 + 54}{0,88} = 133 \text{ кВт.}$$

После определения величины  $N_{eD}$  находим соответствующее значение  $N_{max}$

$$N_{max} = N_{eD} / \left[ a \frac{n_D}{n_{огр}} + b \left( \frac{n_D}{n_{огр}} \right)^2 - c \left( \frac{n_D}{n_{огр}} \right)^3 \right] \quad (3.5)$$

$$N_{max} = \frac{133}{0,5 \cdot 0,8 + 1,75 \cdot (0,9)^2 - 1,25 \cdot (0,9)^3} = 164 \text{ кВт}$$

Далее подбираем двигатель по каталогам, исходя из полученного значения  $N_{max}$ .

Характеристики двигателя представлены в таблице 3.2

Таблица 3.2 – Характеристика двигателя

$N_{max}$ кВт (л. с) при $n_N$ 4000 мин <sup>-1</sup>	164 (220)
$M_{max}$ Н · м при частоте вращения коленчатого вала 1200 – 1900 мин <sup>-1</sup>	500
$n_{min}$ , мин <sup>-1</sup>	1280-2000
$n_{max}$ , ограничиваемая регулятором, мин <sup>-1</sup>	4800

Для нового двигателя строится внешняя скоростная характеристика.

Таблица 3.3 – Результаты вычислений скоростной характеристики двигателя

$n$ , мин <sup>-1</sup>	800	1280	2000	4000	4800
$N_e$ , кВт	150	260	350	164	142
$M_e$ , нМ	450	500	500	390	260

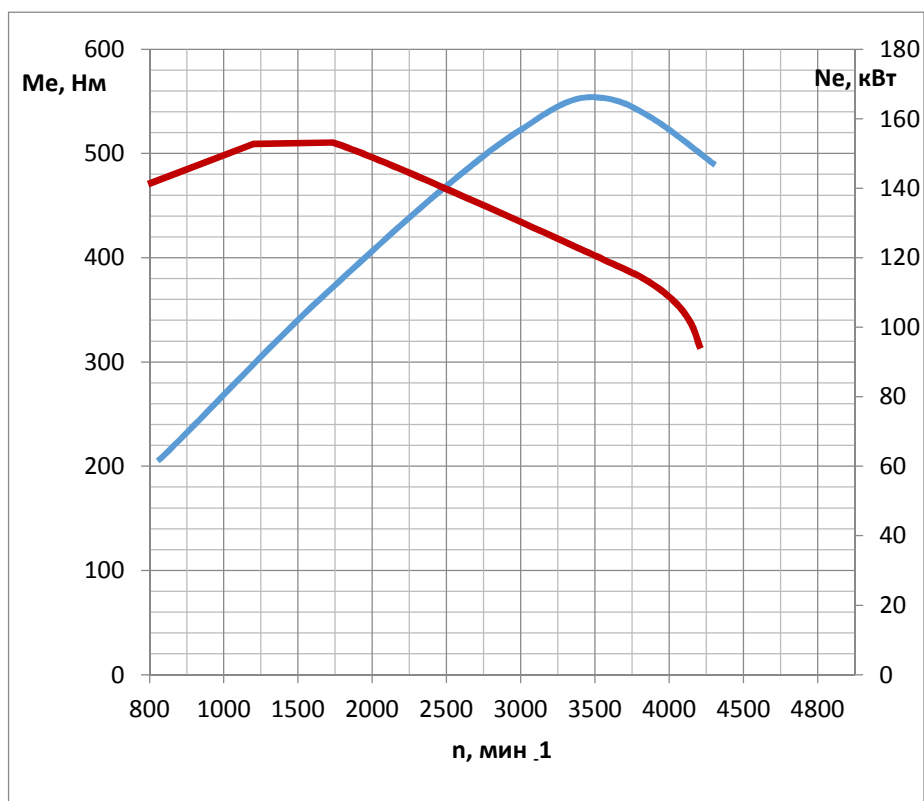


Рисунок 3.1 – График внешней скоростной характеристики двигателя

### 3.4 Определение передаточных чисел агрегатов трансмиссии

В зависимости от максимальной скорости автомобиля  $V_{max}$  на высшей передаче определяется передаточное отношение главной передачи по формуле:

$$U_{\Gamma} = 3,6 \cdot \frac{\omega_{max} \cdot r_{\kappa}}{V_{max} \cdot U_{\kappa} \cdot U_{\Delta}}, \quad (3.6)$$

где  $V_{max}$  - максимальная скорость, км/ч;

$\omega_{max} = 0,1 n_{max}$  - максимальная скорость коленчатого вала,  $c^{-1}$ ;

$U_{\kappa}$  - передаточное число высшей ступени (0,3-0,5);

$U_{\Delta}$  - передаточное число делителя высшей ступени.

$n_{max} = 4800$ ;  $V_{max} = 181$  км/ч;  $U_{\Gamma} = 4,1$ ;  $U_{\Delta} = 1$ ;  $r_{\kappa} = 0,292$  м.

Определяя передаточное число первой передачи, необходимо помнить, что она предназначена для преодоления максимального сопротивления догори  $\Psi_{max}$

$$U_{\kappa 1} = \frac{G_a \cdot \Psi_{max} \cdot r_{\Delta}}{M_{max} \cdot U_{\Gamma} \cdot U_{\Delta} \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (3.7)$$

$$U_{\kappa 1} = \frac{2858 \cdot 9,8 \cdot 0,6 \cdot 0,292}{500 \cdot 4,1 \cdot 1 \cdot 0,9} = 2,65.$$

При движении на первой передаче необходимо выполнения условий отсутствия буксования автомобиля  $D_1 \leq D_{\text{сц}}$ .

$$D_1 = \frac{M_{max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_{\Gamma} \cdot U_{\kappa 1} \cdot U_{\Delta}}{G_a \cdot r_{\kappa}} = \frac{500 \cdot 0,9 \cdot 4,1 \cdot 2,65 \cdot 1}{2858 \cdot 9,8 \cdot 0,292} = 0,16$$

$$D_{\text{сц}} = \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi}{G_a} = \frac{2858 \cdot 9,8 \cdot 0,7}{2858 \cdot 9,8} = 0,7$$

$0,16 \leq 0,7$ , условие отсутствия буксования автомобиля выполняется.

Определяется требуемое число ступеней  $n$  в коробке передач в зависимости от

$$d = \frac{u_{\text{тр}}^{\max}}{u_{\text{тр}}^{\min}} \quad (3.8)$$

$$d = \frac{5,04}{0,73} = 7.$$

Число ступеней  $n = 7$

## 4. Расчет агрегатов

### 4.1 Расчет сцепления.

При расчете сцепления выполняется следующее [5]:

- Определение момента сцепления  $M_e$ , т. е. необходимого момента трения между ведущими и ведомыми частями сцепления;
- Определение работы  $L_6$  буксования сцепления, удельной работы  $L_{уд}$  буксования и температуры  $t$  деталей сцепления в процессе буксования.

#### 4.1.1 Момент сцепления

Работа сцепления должна проходить без буксования. Для этого необходимо чтобы момент

$$M_c \geq M_{max}$$

#### 4.1.2 Работа буксования сцепления

Автомобиль трогается с места только тогда, когда крутящий момент  $M_e$  становится равным моменту сопротивления движению  $M_\psi$ , приведенному к передаточному (ведущему) валу коробки передач:

$$M_e = M_\psi$$

Работа буксования представляет собой часть работы двигателя, которая расходуется на буксование сцепления, т.е. превращается в теплоту. Наибольшая работа буксования сцепления происходит при трогании автомобиля с места:

$$L_6 = \frac{M_{max} J_a \omega_e^2 b_d}{\frac{2}{3} M_{max} - M_\psi}, \quad (4.1)$$

где  $J_a = \frac{G_a r_k^2}{g u_k^2 u_r^2}$  – момент инерции автомобиля, приведенный к валу сцепления

$$M_\psi = \frac{G_a \psi r_k \eta_{тр}}{u_T}, \quad (4.2)$$

В приведенных выражениях

$G_a$  –полный вес автомобиля;

$r_k$  - радиус колес;

$G$  – ускорение свободного падения;

$u_k$  – передаточное число коробки передачи;

$u_T$  - передаточное число главной передачи;

$u_T$  - передаточное число трансмиссии;

$\psi$  – коэффициент сопротивления дороги ( $\psi = 0,02$  для горизонтальной асфальтовой дороги);

$\eta_{тр}$  - КПД трансмиссии;

$b_d$  - коэффициент, характеризующий тип двигателя ( $b_d = 1,23$ ,  $\omega_e = 0,5 \omega_N$  для бензиновых двигателей, где  $\omega_N$  – угловая скорость коленчатого вала при максимальной мощности для дизелей от 0,95 до 1;

$b_d = 0,72$ ,  $\omega_e = 0,75 \omega_N$  для дизелей)

Работа буксования определяется для легковых автомобилей и автобусов при трогании с места на I передаче, а для грузовых автомобилей – при трогании на II передаче.

$$J_a = \frac{2858 \cdot 0,292^2}{9,8 \cdot 3,14^2 \cdot 4,1^2} = 0,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$M_\psi = \frac{2858 \cdot 9,8 \cdot 0,02 \cdot 0,292 \cdot 0,9}{3,14 \cdot 4,1} = 11,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\omega_e = 0,75 \omega_N$$

$$\omega_e = 0,75 \cdot \frac{\pi \cdot n_N}{30} = 0,75 \cdot \frac{3,14 \cdot 4000}{30} = 314 \text{ с}^{-1}$$

$$L_6 = \frac{420 \cdot 0,36 \cdot 314^2 \cdot 0,72}{\frac{2}{3} \cdot 420 - 11,4} = 0,040 \text{ мДж}$$

### 4.1.3 Удельная работа буксования сцепления

Износостойкость сцепления можно оценивать по удельной работе буксования, т.е. по работе буксования, отнесенной к площади трения ведомых дисков сцепления.

Обычно удельная работа буксования сцепления вычисляется для условий трогания автомобиля с места:

$$L_{уд} = \frac{L_6}{F_{нак}}, \quad (4.3)$$

где  $F_{нак}$  - суммарная площадь фрикционных накладок сцепления. Для автомобиля пикапа Volkswagen Amarok.

Площадь рабочей поверхности одной фрикционной накладки определяется по формуле (32).

$$F = \frac{n(D^2 - d^2)}{4} \quad (4.4)$$

где  $D$  – наружный диаметр ведомого диска;

$d$  – внутренний диаметр ведомого диска.

Принимаются следующие значения параметров  $D=380$  мм,  $d=220$ мм

$$F = \frac{3,14(0,380^2 - 0,220^2)}{4} = 0,075 \text{ , м}^2$$

Суммарная площадь  $F_{нак}$  определяется с учетом числа поверхностей трения ( $i=2$  для однодискового сцепления).

$$F_{нак} = 2F = 2 \cdot 0,075 = 0,15 \text{ м}^2$$

При указанных выше условиях трогания автомобиля с места удельная работа буксования  $L_6$  должна быть в пределах  $5,0 \dots 7,0$  мДж/м<sup>2</sup> для легковых автомобилей  $1,5 \dots 12,0$  мДж/м<sup>2</sup>, для грузовых автомобилей и автопоездов  $1,0 \dots 4,0$  мДж/м<sup>2</sup>.

$$L_{уд} = \frac{0,04}{0,15} = 0,266 \text{ мДж/м}^2$$

При полученных данных размеры сцепления могут быть значительно уменьшены.

#### 4.1.4 Нагрев деталей сцепления.

Сцепление представляет собой теплообменный механизм, преобразующий часть мощности двигателя в теплоту при включении. Теплота вызывает нагрев деталей сцепления и сильный нагрев деталей при буксовании, что может привести к выходу сцепления из строя.

В связи с тем, что работа буксования сцепления достигает наибольшего значения при трогании автомобиля с места, расчет деталей сцепления на нагрев производится по значению работы буксования при трогании.

Температура нагрева деталей определяется за одно включение сцепления:

$$\Delta t = \frac{\gamma_H \cdot L_6}{C_{m.д} \cdot m} \leq [\Delta t]^\circ\text{C} = 10 \dots 15^\circ\text{C} \quad , \quad (4.5)$$

где  $\gamma_H$  – коэффициент, учитывающий, какая часть теплоты идет на нагрев деталей сцепления ( $\gamma_H = 0,5$  для нажимного диска однодискового сцепления и ведущего диска двухдискового сцепления,  $\gamma_H = 0,25$  для нажимного диска двухдискового сцепления);

$C_{m.д} = 482 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$  – теплоемкость детали ;

$m = 7,5 \text{ кг}$  - масса детали (нажимной диск).

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 0,040 \cdot 10^6}{482 \cdot 7,5} = 5,67^\circ\text{C}$$

Нагрев деталей сцепления зависит от их масс, поэтому определяют температуру нагрева только для ведущих дисков. Так как масса маховика двигателя значительно больше, чем масса ведущих дисков сцепления, его нагрев рассчитывается (он сравнительно не велик). При расчете нагрев необходимо учитывать тип автомобиля. Так, нагрев деталей сцепления за одно включение не должен превышать  $10^\circ\text{C}$  для одиночного автомобиля и  $30^\circ\text{C}$  для грузового. Следует учитывать, что полученная температура нагрева используется для сравнения конструкций различных типов сцепления, так как она соответствует одному включению сцепления.



В процессе работы автомобиля температура нагрева деталей сцепления значительно повышается и зависит от числа включений. Необходимо учитывать, что, например, в условиях городского движения число включений составляет 300-600 для одиночных грузовых автомобилей и 400-700 для автопоездов на 100 км пройденного пути.

#### 4.2 Расчет карданной передачи.

При расчете карданной передачи производится следующее [5]:

- Определение критической частоты вращения карданного вала;
- Расчет деталей карданной передачи на прочность.

Карданные валы могут быть сплошные или трубчатые.

Сплошные карданные валы применяются для привода передних ведущих управляемых колес, а для соединения остальных механизмов трансмиссии автомобилей используются трубчатые карданные валы.

$$P_{\text{сц}} = m (f + e) \omega^2 \quad , \quad (4.6)$$

где  $e$  – смещение центра тяжести вала, вследствие неуравновешенности;

$f$  – дополнительный прогиб вала;

$m$  - масса вала;

$\omega$  – угловая скорость вала.

Центробежная уравновешивающаяся сила упругости вала.

$$P_{\text{сц}} = c f$$

где  $c$ - изгибная жесткость вала.

Из условий равенства сил  $P_{\text{сц}} = P_y$

$$m (f + e) \omega^2 = c f \quad , \quad (4.7)$$

или

$$f = \frac{m e \omega^2}{c - m \omega^2} \quad . \quad (4.8)$$

Из последнего выражения видно что при  $c = m \cdot \omega^2$  прогиб вала  $f \rightarrow \infty$  и вал может сломаться. В результате возможна авария автомобиля. Следовательно, критическая угловая скорость, вызывающая бесконечно большой прогиб вала:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (4.9)$$

В этом случае критическая частота карданного вала

$$n_{кр} = \frac{30\omega_{кр}}{\pi}, \quad \text{или} \quad n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Изгиб жесткости вала

$$c = \frac{ql}{f}, \quad (4.10)$$

где  $q$  - плотность металла вала, г/см<sup>3</sup>;

$l$  – длина вала, см.

Прогиб вала зависит от характера его нагружения и способа его закрепления. Для трубчатого вала, свободно лежащего на опорах, равномерно нагруженного по длине:

$$f = \frac{5ql}{381EJ}, \quad (4.11)$$

где  $E \approx 2 \cdot 10^5$  Мпа- модуль упругости стали;

$J = \frac{\pi}{64} (d_H^2 \cdot d_B^2)$  - момент инерции поперечного сечения;

$d_H, d_B$  - наружный и внутренний диаметр вала, см.

#### 4.2.1 Определение критической частоты вращения карданного вала

Принимаются следующие значения:

наружный диаметр карданной трубы  $d_H = 0,05$  м ;

внутренний диаметр трубы  $d_B = 0,045$  м;

длина карданного вала  $l_{кв} = 1,1$  м.

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{d_H^2 + d_B^2}}{l_{кв}^2} = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{0,05^2 + 0,045^2}}{1,1^2} = 6653 \text{ мин}^{-1}$$

Определяется во сколько раз критическая частота вращения вала выше максимальной эксплуатационной частоты его вращения  $n_{max}$ .

Для дизеля 2.0 biTDI, установленного на пикапе Volkswagen Amarok

$$n_{max} = n_N = 4000 \text{ мин}^{-1}.$$

$\frac{n_{кр}}{n_{max}} = \frac{6653}{4000} = 1,66$ , что соответствует требованию по ограничению деформации вала.

#### 4.2.2 Расчет карданного вала на кручение и угол закручивания.

Максимальное напряжение при кручении вала

$$\tau = \frac{M_{max} \cdot u_{k1} \cdot u_D \cdot k_D}{W_\rho} \quad (4.12)$$

где  $k_D = 1 \dots 3$  – коэффициент динамичности нагрузки;

$W_\rho$  - полярный момент сопротивления сечения,  $\text{м}^3$ .

$$W_\rho = \frac{\pi (d_H^4 - d_B^4)}{16 \cdot d_H} = \frac{3,14 \cdot (50^4 - 45^4)}{16 \cdot 50} = 8436 \text{ мм}^3 = 0,84 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

$$\tau = \frac{420 \cdot 4,7 \cdot 1 \cdot 1}{0,84 \cdot 10^{-5}} = 235 \cdot 10^6 \text{ Па} = 235 \text{ МПа}$$

Значения допускаемых напряжений для материала карданных валов составляет  $[\tau] = 100 \dots 300 \text{ МПа}$ , таким образом условие прочности выполняется.

При передачи крутящего момента карданный вал закручивается на некоторый угол, характеризующий жесткость вала. Расчет на жесткость производится по углу закручивания:

$$\theta = \frac{M_{max} u_{k1}}{JG} \cdot \frac{180}{\pi}, \quad (4.13)$$

где  $G = 8,5 \cdot 10^{10} \text{ Па}$  - модуль упругости при кручении;

$J$  – момент инерции сечения вала

$J = \frac{\pi (d_n^4 - d_b^4)}{32}$  – для полого вала.

$$J = \frac{3,14 \cdot (50^4 - 45^4)}{32} = 0,21 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

$$\theta = \frac{M_{max} u_{k1}}{JG} \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{420 \cdot 4,7 \cdot 180}{0,21 \cdot 10^{-6} \cdot 8,5 \cdot 10^{10} \cdot 3,14} = 6,33 \text{ } ^\circ/\text{м}$$

Полученное значение не превышает допусковых  $[\theta] = 3 \dots 9 \text{ } ^\circ/\text{м}$ .

Таким образом, нормальная работа вала по максимальным напряжениям кручения и углу закручивания, обеспечена.

### 4.3 Расчет тормозных механизмов.

При расчете тормозных систем определяют [5]:

- Работу трения при торможении;
- Удельное давление для фрикционных накладок тормозных колодок;
- Нагрев тормозного барабана и тормозного диска.

#### 4.3.1 Расчет удельного давления фрикционной накладки тормозной колодки.

Тормозной момент  $M_{\text{тор}}$  определяется по формуле :

$$M_{\text{тор}} = m \cdot G_k \cdot \varphi_x \cdot r_k \quad (4.14)$$

где  $m$  – коэффициент перераспределения масс (для передних тормозов  $m_1 = 1,5 \dots 2$ , для задних -  $m_2 = 0,5 \dots 0,7$ );

$G_k$  – вес, приходящийся на тормозное колесо ( $G_k = \frac{1}{4} G_a = 7050 \text{ Н}$ );

$\varphi_x$  – коэффициент сцепления колес с дорогой ( $\varphi_x = 0,7 \dots 0,8$ );

$r_k$  – радиус колеса ( $r_k = 0,292 \text{ м}$ ).

Для передних колес:  $M_{\text{тор}1} = 1,5 \cdot 7050 \cdot 0,8 \cdot 0,292 = 2470 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Для задних колес:  $M_{\text{тор}2} = 0,7 \cdot 7050 \cdot 0,8 \cdot 0,292 = 1152 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Давление фрикционной накладки тормозной колодки  $P$  для дисковых тормозов определяется по формуле:

$$P = \frac{M_{\text{тор}}}{2 \cdot \mu \cdot r_{\text{ср}}} \quad (4.15)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения ( $\mu = 0,3 \dots 0,35$ );

$r_{\text{ср}}$  – средний радиус тормозного диска ( $r_{\text{ср}} = 0,18$  м)

$$\text{для передних колес : } P_1 = \frac{2470}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,18} = 19603 \text{ Н}$$

$$\text{для задних колес : } P_2 = \frac{1152}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,18} = 9142 \text{ Н}$$

Удельное давление одной фрикционной накладке тормозной колодки  $P_{\text{уд}}$  определяется по формуле:

$$P_{\text{уд}} = \frac{P}{2F} \leq [P_{\text{уд}}] = 100 \dots 200 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2}, \quad (4.16)$$

где  $F$  - площадь одной фрикционной накладки ( $F = 70 \text{ см}^2$ )

– для передних колес  $P_{\text{уд1}} = \frac{19603}{2 \cdot 70} = 140 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2}$

– для задних колес  $P_{\text{уд1}} = \frac{9142}{2 \cdot 70} = 65 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2}$

Тормозные накладки должны иметь коэффициент трения, мало зависящей от скорости скольжения, нагрева и попадания воды. Тормозные накладки должны быть жесткими, прочными, износостойкими и сохранять физические свойства при нагреве до  $400^{\circ}\text{C}$  без выкрашивания, выделения связующих компонентов и обугливания.

### 4.3.2 Работа трения

Наиболее слабым элементом тормозного механизма, подвергающиеся быстрому изнашиванию, является тормозная колодка.

Удельная работа трения  $q_{\text{уд}}$  зависит от начальной скорости торможения при которой вся кинетическая энергия автомобиля поглощается работой трения тормозных механизмах:

$$q_{\text{уд}} = \frac{A}{F_{\text{нак}}} \leq [q_{\text{уд}}] = 1 \dots 2 \frac{\text{кДж}}{\text{см}^2}, \quad (4.17)$$

где  $F_{\text{нак}}$  - суммарная площадь поверхности накладок тормозных механизмов всех колес автомобиля.

$$F_{\text{нак}} = 8 \cdot F$$

$$F_{\text{нак}} = 8 \cdot 70 = 560 \text{ см}^2$$

$A$ - кинетическая энергия автомобиля:

$$A = \frac{m_a v^2}{2} \quad (4.18)$$

где  $m_a$  - полная масса автомобиля ( $m_a = 2820$  кг);

$v$ - максимальная скорость начала торможения ( $v_{\text{max}} = 50$  м/с).

$$A = \frac{2820 \cdot 50^2}{2} = 70,5 \text{ кДж}$$

Среднее значение удельной работы трения составляет  $1 \dots 2$  кДж/см<sup>2</sup> для легковых автомобилей (большое значение для дисковых тормозных механизмов) и  $0,6 \dots 0,8$  кДж/см<sup>2</sup>

$$q_{\text{уд}} = \frac{70,5}{560} = 0,12 \text{ кДж/см}^2$$

### 4.3.3 Расчет нагрева тормозного диска

При торможении выделяется теплота, которая нагревает тормозной диск и накладку.

Чем выше температура накладки при торможении, тем больше её изнашивание.

Нагрев  $\Delta t_d$  тормозного диска за одно торможение определяется по следующей формуле:

$$\Delta t_d = \frac{m_k v^2}{2 \cdot m_d \cdot c} \leq [\Delta t_d] = 20^\circ\text{C}, \quad (4.19)$$

где  $m_k$  - масса автомобиля, приходящие на тормозящее колесо ( $m_k = 1/4 \cdot m_a = 705$  кг);

$m_d$  - масса тормозного диска ( $m_d = 5,5$  кг);

$v$  – скорость начала торможения ( $v = v_{\text{max}} = 50$  м/с);

$c$ - удельная теплоёмкость стали ( $c = 500$  Дж/кг·°С) .

В случае затяжного не интенсивного торможения часть теплоты будет рассеивается в окружающую среду, в результате нагрев тормозного диска будет меньше.

В этом случае определяется для скоростей начала торможения  $v = 30 \text{ км/ч} = 8,3 \text{ м/с}$  ( $[\Delta t_{\text{д}}] = 15^{\circ}\text{C}$ ).

При  $v=v_{\text{max}}=180 \text{ км/ч} = 50 \text{ м/с}$  ( $[\Delta t_{\text{д}}] = 40 \dots 60^{\circ}\text{C}$ ).

$$\Delta t_{\text{д}} = \frac{705 \cdot 8,3^2}{2 \cdot 5,5 \cdot 500} = 8,8^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{д}} = \frac{705 \cdot 50^2}{2 \cdot 5,5 \cdot 500} = 320^{\circ}\text{C}$$

Как видно из расчетов, нагрев тормозного диска за одно торможение с  $v_{\text{max}}$  до полной остановки значительно превышает допустимое значение. Для предотвращения перегрева применяются различные конструктивные решения, такие как вентилируемые тормозные диски. Благодаря улучшенному отводу теплоты в процессе торможения, нагрев тормозного механизма существенно снижается.

### Список литературы

1. Оценка тягово-скоростных свойств автомобиля: метод, указание к курсовому проекту по дисциплине «Автомобили» для студентов спец.190601, 190603/НГТУ им. Алексеева; сост. :В.В. Ковалев, А.Л.Малыгин,- Н.Новгород, 2011.-29 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства/В.К.Вахламов.- М.: Издательский центр «Академия», 2005.-210 с.
3. Песков, В.И. Теория автомобиля: учеб.пособие/ В.И. Песков- Нижегород. Гос.Техн. ун-т.-Н.Новгород,2006-176 с.
4. Кусиленко Б.В. Краткий автомобильный справочник. В.2 ч.Т.2. Грузовые автомобили/Б.В. Кусиленко.- М.:ИЦП «Финпол», 2004.-667 с.
5. В.К.Вахламов Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей. /В.К.Вахламов.-М.: Издательский центр «Академия», 2007.-560 с.

Технические характеристики  
транспортных средств





Рисунок А1- Пикап Volkswagen Amarok

Таблица А1- Технические характеристики пикапа Volkswagen Amarok

Модель	A21R22
Тип кузова	пикап с двухрядной кабиной
Колесная формула	4x4
Количество мест	5
Полная масса, кг	2820
Снаряжённая масса, кг	1958
База, мм	3095
Габаритные размеры, длина / ширина /высота ,мм	5254x1954x1834
Минимальный дорожный просвет при полной массе, мм	200
Минимальный радиус поворота, м	6,47
Двигатель	дизель, 2.0 biTDI с аккумуляторным впрыском и битурбонаддувом ( Евро 5)
Максимальная мощность,кВт/л.с. при частоте коленчатого вала,об/мин	132/180(4000)
Максимальная момент,Нм при частоте коленчатого вала,об/мин	420(1750-2250)
Коробка передач	автоматическая, 8-ступенчатая
Передаточные числа АКПП	4,7;3,14;2,11;1,67;1,29; 1,00;0,84;0,67
Главная передача	4,10
Раздаточная коробка	2,48(2,72)
Расход топлива при 60 км/ч, л/100 км	8,5
Расход топлива при 80 км/ч, л/100 км	10,3
Разгон 0-100 км/ч	10,9
Максимальная скорость км/ч	181
Рулевое управление	Реечного типа, с гидроусилителем, регулируемой рулевой колонкой
Подвеска передних колес	Независимая, двухрычажная, с цилиндрическими пружинами, со стабилизатором поперечной устойчивости
Подвеска задних колес	Зависимая полуэллиптические рессоры со стабилизатором поперечной устойчивости
Рабочая тормозная система	Двухконтурная с гидравлическим приводом и вакуумным усилителем
Тормозные механизмы передних/задних колес	Дисковые/барabanные
Шины	Пневматические радиальные 255/60R18



Рисунок А2- Самосвал Volkswagen Amarok

Таблица А2 - Технические характеристики самосвала Volkswagen Amarok

Угол опрокидывания платформы назад, °	50
Угол опрокидывания платформы вбок, °	45
Колесная формула	4x4
Количество мест	2
Полная масса, кг	3500
Снаряжённая масса, кг	2010
База, мм	3145
Габаритные размеры, мм	
- длина	5630
- ширина по кабине	2070
- высота по кабине	2140
Колея передних колес, мм	1750
Колея задних колес, мм	1560
Минимальный дорожный просвет при полной массе, мм	200
Минимальный радиус поворота, м	6,47
Двигатель	дизель, 2.0 biTDI с аккумуляторным впрыском и битурбонаддувом ( Евро 5)
Расход топлива при 60 км/ч, л/100 км	8,5
Расход топлива при 80 км/ч, л/100 км	10,3
Максимальная скорость км/ч	130
Углы свеса с нагрузкой, °	
- передний	22
- задний	23
Максимальный подъем, °	26
Рулевое управление	Реечного типа, с гидроусилителем, регулируемой рулевой колонкой
Подвеска передних колес	Независимая, двухрычажная, с цилиндрическими пружинами, со стабилизатором поперечной устойчивости
Подвеска задних колес	Две продольные полуэллиптические рессоры со стабилизатором поперечной устойчивости
Рабочая тормозная система	Двухконтурная с гидравлическим приводом и вакуумным усилителем
Тормозные механизмы передних/задних колес	Дисковые/барабанные
Шины	Пневматические радиальные 255/60R18



Рисунок А3- Бронеавтомобиль Volkswagen Amarok

### Таблица А3- Технические характеристики бронеавтомобиля Volkswagen Amarok

Модель	A21R22
Тип кузова	пикап с двухрядной кабиной
Колесная формула	4x4 (подключаемый полный)
Количество мест	4
Полная масса, кг	3040
Снаряжённая масса, кг	2290
База, мм	3095
Габаритные размеры, длина / ширина /высота ,мм	5254x1954x2030
Минимальный дорожный просвет при полной массе, мм	200
Минимальный радиус поворота, м	6,47
Двигатель	дизель, 2.0 biTDI с аккумуляторным впрыском и битурбонаддувом ( Евро 5)
Максимальная мощность,кВт/л.с. при частоте коленчатого вала,об/мин	132/180(4000)
Максимальная момент,Нм при частоте коленчатого вала,об/мин	420(1750-2250)
Коробка передач	автоматическая, 8-ступенчатая
Передаточные числа АКПП	4,7;3,14;2,11;1,67;1,29; 1,00;0,84;0,67
Главная передача	4,10
Раздаточная коробка	2,48(2,72)
Расход топлива при 60 км/ч, л/100 км	8,5
Расход топлива при 80 км/ч, л/100 км	10,3
Разгон 0-100 км/ч	10,9
Максимальная скорость км/ч	181
Рулевое управление	Реечного типа, с гидроусилителем, регулируемой рулевой колонкой
Подвеска передних колес	Независимая, двухрычажная, с цилиндрическими пружинами, со стабилизатором поперечной устойчивости
Подвеска задних колес	Зависимая полуэллиптические рессоры со стабилизатором поперечной устойчивости
Рабочая тормозная система	Двухконтурная с гидравлическим приводом и вакуумным усилителем
Тормозные механизмы передних/задних колес	Дисковые/барабанные
Шины	Пневматические радиальные 255/60R18