

**ФГБОУ НОВОСИБИРСКИЙ ГАУ**

**Инженерный Институт**



## **Тракторы и автомобили**

Методические указания  
по выполнению расчетно-графической и самостоятельной  
работы

Новосибирск 2020

Кафедра автомобилей и тракторов

Составители: ст. преподаватель ***С.П. Матяш***,

к.т.н., доцент ***А.П. Сырбаков***

Рецензент: к.т.н., доцент ***М.Л. Вертей***

**Тракторы и автомобили:** Методические указания по выполнению расчетно-графической и самостоятельной работы / Новосиб. Гос. Аграр. Ун-т. Инж. Ин-т; Сост: С.П. Матяш, А.П. Сырбаков, 2020. -36 с.

**Тракторы и автомобили:** Методические указания по выполнению расчетно-графической и самостоятельной работы предназначены для студентов Инженерного института ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ очной формы обучения, изучающих дисциплину «Тракторы и автомобили», по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия».

Утверждены и рекомендованы к изданию методической комиссией Инженерного института (протокол № 6 от 15 декабря 2020 г.).

©Новосибирский государственный аграрный университет, 2020

©Инженерный институт, 2020

## Введение

Методические указания по выполнению расчетно-графической самостоятельной работы бакалавров рассматривается как одна из форм обучения, которая предусмотрена ФГОС и рабочим учебным планом по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия».

Целью расчетно-графической и самостоятельной (внеаудиторной) работы студентов является обучение навыкам работы с учебной и научной литературой и практическими материалами, необходимыми для изучения дисциплины «Тракторы и автомобили» и развития у них способностей к самостоятельному анализу полученной информации для подготовки контрольной работы и сдачи экзамена.

При изучении курса «Тракторы и автомобили» у студентов формируются знания и практические навыки, которые необходимы для понимания тяговых и топливно - экономических показателей автомобилей, предвещающий их прочностные расчёты.

Тягово-скоростные свойства характеризуют способность сохранять высокую скорость движения в различных дорожных условиях. Эти свойства в значительной мере определяют производительность автомобиля. Вопросы топливной экономичности также всегда были и остаются актуальными.

Тяговый и топливно-экономический расчёт автомобиля позволяет по нескольким заданным параметрам определить остальные конструктивные и эксплуатационные параметры автомобиля, а также его динамические и топливно-экономические свойства. Такой расчёт является проекторочным и производится для автомобиля, существующего лишь в проектно задании.

Другим назначением расчёта является определение динамических и топливно-экономических показателей существующей машины, когда все конструктивные параметры известны. Этот расчёт является проверочным и выполняется с эксплуатационной целью.

В этом случае результаты расчёта дают более достоверные представления о тяговых и топливно-экономических свойствах автомобиля.

Выполнение вышеуказанных расчётов позволит студенту:

- освоить методику определения основных параметров автомобиля, построения характеристик;
- научиться давать оценку тяговому, динамическому и топливно-экономическому качеству автомобиля, анализировать их зависимость от характеристики ДВС, условий эксплуатации, технического состояния и других параметров машины.

Компетенции, освоенные студентами в ходе изучения дисциплины, могут быть использованы ими для защиты своих разработок проводимых в рамках подготовки по направлению через освоение ее составляющих – профессионально-методических действий, интегрирующих в себе соответствующие знания, умения и навыки.

В результате изучения дисциплины студент:

ИОПК-1.1. Знает: основы математических расчетов для решения задач. Умеет: выполнять основные расчеты, в том числе с использованием компьютерного моделирования, и анализировать работу отдельных механизмов и систем тракторов и автомобилей. Владеет: терминологией, методикой испытания тракторных и автомобильных двигателей, а также методикой расчета тяговых качеств трактора и автомобиля.

ИОПК-4.2. Знает: основные тенденции развития автомобильного транспорта; основные принципы конструкции и работы механизмов и систем автомобилей; основы теории трактора и автомобиля, определяющие их эксплуатационные свойства. Умеет: самостоятельно осваивать новые конструкции автомобилей и их механизмы и системы; оценить влияние характеристик и рабочих процессов механизмов и систем на формирования эксплуатационных свойств автомобиля. Владеет: терминологией, методикой испытания тракторных и автомобильных двигателей, а также методикой расчета тяговых качеств трактора и автомобиля.

ИПКО-3.3, ИПКО-3.4. Знает: основные принципы конструкции и работы механизмов и систем автомобилей; основы теории трактора и автомобиля, определяющие их эксплуатационные свойства; методику и оборудование для испытания тракторов, автомобилей, двигателей и их систем; требования к эксплуатационным свойствам тракторов и автомобилей. Умеет: проводить испытания двигателей, тракторов, автомобилей, оценивать эксплуатационные показатели, проводить их анализ; выполнять основные расчеты, в том числе с использованием компьютерного моделирования, и анализировать работу отдельных механизмов и систем тракторов и автомобилей; оценить влияние характеристик и рабочих процессов механизмов и систем на формирования эксплуатационных свойств автомобиля. Владеет: терминологией, методикой испытания тракторных и автомобильных двигателей, а также методикой расчета тяговых качеств трактора и автомобиля.

Планируемые результаты освоения образовательной программы следующие.

Дисциплина Тракторы и автомобили в соответствии с требованиями ФГОС ВО и с учетом ПООП направлена на формирование следующих компетенций:

ОПК-1. Способен решать типовые задачи профессиональной деятельности на основе знаний основных законов математических и естественных наук с применением информационно-коммуникационных технологий

ОПК-4. Способен реализовывать современные технологии и обосновывать их применение в профессиональной деятельности

ПКО-3. Способен организовать эксплуатацию сельскохозяйственной техники.

## **1. Общие положения расчетно-графической самостоятельной работы**

В расчетно-графическую и самостоятельную работу студентов входит освоение теоретического материала, подготовка самостоятельных работ (расчетно-графической), подготовку презентаций.

Организация самостоятельной работы включает:

- работу с учебником и с дополнительной литературой;
- подготовку к расчетно-графической работе;
- написание к расчетно-графической работе по выбранному варианту задания.

Работы (расчетно-графическая) сдаются по графику, установленному преподавателем.

### **1.1. Виды контроля знаний студентов и их отчетности**

Текущая аттестация по дисциплине «Тракторы и автомобили» проводится в форме выполнения расчетно-графической работы, в которой оценивается фактический результат обучения студента и осуществляется ведущим преподавателем.

Объектами оценивания выступают:

- учебная дисциплина (активность на занятиях, своевременность выполнения различных видов заданий, посещаемость всех видов занятий по аттестуемой дисциплине);
- степень усвоения теоретических знаний;
- уровень овладения практическими умениями и навыками по всем видам учебной работы;
- результаты самостоятельной работы.

Активность студента на занятиях оценивается на основе выполненных студентом работ и заданий, предусмотренных рабочей программой дисциплины.

Кроме того, оценивание студента проводится на контрольной неделе. Оценивание студента на контрольной неделе проводится преподавателем независимо от наличия или отсутствия студента (по уважительной или неуважительной причине) на занятии. Оценка носит комплексный характер и учитывает достижения студента по основным компонентам учебного процесса за текущий период. Оценивание осуществляется с выставлением оценок в ведомости и указанием количества пропущенных занятий.

### **1.2. Критерии оценки знаний студентов**

Индивидуальная самостоятельная работа по дисциплине предполагает разработку студентами методик проведения занятий, анализ и оценку документации, работу по изучению перспективных технологий обучения с

использованием дополнительных источников и передового опыта, выполнение индивидуальных заданий.

Критерии оценки применяются следующие:

– Если студент без ошибок и в срок выполнял расчетно-графическую работу по заданию преподавателя, то ему ставится отметка «зачтено» в журнал преподавателя напротив соответствующего задания.

– Если студент с ошибками выполнил расчетно-графическую работу или не выполнил её вовсе, то ему ставится отметка «не зачтено».

До экзамена студент, получивший отметку «не зачтено», должен внести правки, отмеченные преподавателем и отчитаться ещё раз по выполнению задания.

При завершении изучения дисциплины «Тракторы и автомобили» в семестре (5-м) предусмотрен экзамен, при этом для аттестации студентов по дисциплине используется следующая шкала оценивания результатов их ответов.

Оценка «отлично» выставляется студенту, если он глубоко и прочно усвоил программный материал, исчерпывающе, последовательно, четко и логически стройно его излагает, умеет тесно увязывать теорию с практикой, использует в ответе материал монографической литературы.

Оценка «хорошо» выставляется студенту, если он твердо знает материал, грамотно и по существу излагает его, не допуская существенных неточностей в ответе на вопрос.

Оценка «удовлетворительно» выставляется студенту, если он имеет знания только основного материала, но не усвоил его деталей, допускает неточности, недостаточно правильные формулировки, нарушения логической последовательности в изложении программного материала.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется студенту, который не знает значительной части программного материала, допускает существенные ошибки. Как правило, оценка «неудовлетворительно» ставится студентам, которые не могут продолжить обучение без дополнительных занятий по соответствующей дисциплине.

### 1.3. Перечень самостоятельных работ

Теоретический курс для самостоятельного изучения охватывает содержание учебного материала, которое не вошло в основные разделы дисциплины. Продуктом самостоятельного изучения теоретического курса являются планы-конспекты, разработанные студентами.

План-конспект – это знаковое средство обучения, в структуру которого входят: название темы, цели изучения, план вопросов, изучаемых по теме, краткое содержание в виде тезисов. План-конспект предъявляется преподавателю в соответствии с графиком самостоятельной работы после

изучения теоретического курса. Темы самостоятельного изучения теоретического курса приведены ниже.

#### 1.4 Задание и методические указания по выполнению расчетно-графической работы

1. Задание на расчетно-графическую работу выдается преподавателем.
2. Все недостающие параметры, не входящие в расчетную часть, выбираются из справочной литературы или определяются по аналогии с предложенным прототипом.
3. Окончательные результаты расчетов и масштабы графиков следует представлять в системе СИ.

В первой части на расчетно-графической работы производят тяговые и топливо– экономические расчеты.

Содержание I части на расчетно-графической работы:

1. Выбор и определение основных параметров трансмиссии автомобиля.
2. Тяговый расчет автомобиля.
3. Топливо – экономический расчет автомобиля.

Расчеты производятся на основании индивидуального задания, выданного преподавателем.

Первый раздел содержит:

- определение полной массы автомобиля
- подбор пневматических шин
- выбор кинематической схемы трансмиссии и определение

КПД трансмиссии

- построение внешней скоростной характеристики двигателя
- определение передаточных чисел трансмиссии

Второй раздел включает в себя построение:

- графика тягового баланса
- графика баланса мощности
- Динамического паспорта
- графика времени разгона
- графика пути разгона

Третий раздел включает построения графиков:

- экономической характеристики двигателя
- экономической характеристики автомобиля

Графическая часть выполняется на листах миллиметровой бумаги форматом А3:

- 1 лист: 1) кинематическая схема трансмиссии автомобиля.  
2) внешняя скоростная характеристика автомобиля
- 2 лист: 1) тяговая характеристика автомобиля

2) график баланса мощности

3 лист: 1) Динамический паспорт автомобиля

2) график ускорений

4 лист: 1) график времени разгона

2) график пути разгона

5 лист: 1) экономическая характеристика двигателя

2) экономическая характеристика автомобиля

В конце I части проекта приводится сравнительная таблица параметров расчетного автомобиля и автомобиля – прототипа.

Для выполнения расчетно-графической работы необходимо выбрать марку автомобиля.

1. Расчет автомобиля Honda CR–V.
2. Расчет автомобиля Honda Accord
3. Расчет автомобиля Honda Fit.
4. Расчет автомобиля Honda Stream.
5. Расчет автомобиля BMW-X6
6. Расчет автомобиля LADA Vesta
7. Расчет автомобиля BMW-X7
8. Расчет автомобиля BMW-X5.
9. Расчет автомобиля Mazda CX-5
10. Расчет автомобиля Toyota Highlander
11. Расчет автомобиля Toyota Land Cruiser 120
12. Расчет автомобиля LADA XRAY
13. Расчет автомобиля LADA Granta
14. Расчет автомобиля LADA Priora
15. Расчет автомобиля Hyundai Santa Fe
16. Расчет автомобиля Mazda-3
17. Расчет автомобиля Mazda-6
18. Расчет автомобиля Audi A6
19. Расчет автомобиля Toyota Land Cruiser 200.
20. Расчет автомобиля BA3-2123.
21. Расчет автомобиля Hyundai i30
22. Расчет автомобиля Toyota RAV4
23. Расчет автомобиля Toyota Corolla.
24. Расчет автомобиля Toyota Jpsum.
25. Расчет автомобиля Mazda Familia.
26. Расчет автомобиля Subaru legacy.
27. Расчет автомобиля Chevrolet AVEO.
28. Расчет автомобиля Toyota Camry
29. Расчет автомобиля Toyota Land Cruiser 150.
30. Расчет автомобиля Hyundai Solaris



## 2. Методика выполнения расчетно-графической работы

### 2.1. Выбор и определение основных параметров трансмиссии автомобиля

#### 2.1.1 Определение полной массы автомобиля

Исходя из данных, указанных в варианте задания, полная масса машины  $m_a$  определяется по формулам:

а) для грузового автомобиля

$$m_a = m_o + 75n + m_r, \text{ кг} \quad (1)$$

где  $m_o$  — собственная масса снаряженного автомобиля, кг;

$n$  - число мест в кабине, включая место самого водителя;

$m_r$  - грузоподъемность, кг;

б) для легкового автомобиля

$$m_a = m_o + 75n + m_b, \text{ кг} \quad (2)$$

где  $n$  - число пассажиров, включая водителя;

$m_b$  - масса багажа.

*Примечания:* 1. Число мест в кабине грузового автомобиля принимается по аналогии с существующими марками машин, близкими к рассчитываемому по классу и грузоподъемности.

2. Масса багажа на каждого пассажира в легковом автомобиле принимается по аналогии с существующими марками машин, близкими к рассчитываемому по классу и назначению.

Сила тяжести автомобиля:

$$G_a = m_a g, \text{ Н} \quad (3)$$

#### 2.1.2 Подбор пневматических шин

Для подбора пневматических шин надо определить максимальную нагрузку на одно колесо автомобиля. Работа эта ведется в следующей последовательности:

1. На основании эскиза рассчитываемого автомобиля или по аналогии с существующими автомобилями, близкими к рассчитываемому по типу, классу, грузоподъемности (пассажировместимости) и назначению, принимаются колесная схема и положение центра тяжести или доля силы тяжести автомобиля, приходящейся на ведущие (задние) колеса.

2. Определяется сила тяжести автомобиля, приходящаяся на одно ведущее колесо:

$$G_k = \frac{G_a k_m}{n_k}, Н \quad (4)$$

где  $k_m$  – коэффициент (в долях единицы), определяющий долю полной силы тяжести автомобиля, приходящуюся на ведущие (задние колеса);

$n_k$  – число ведущих (задних) колес автомобиля;

$G_a$  – сила тяжести автомобиля, Н.

*Примечание. Если на ведущие колеса, при колесной схеме 4X2 приходится 70% полной массы автомобиля и более, ведущие колеса принимаются двухскатными. При определении нагрузки на колесо можно руководствоваться таким распределением силы тяжести груженого автомобиля по осям: для автомобилей с колесной формулой 4X2 нагрузка на переднюю ось  $G_n \approx 0,3G$ ; у автомобилей с формулой 6 X 4  $G_n \approx 0,2G$ .*

3. Определив силу тяжести автомобиля, приходящуюся на одно колесо, по существующим нормам подбирается тип и размер пневматической шины.

4. Зная размер пневматической шины, динамический (рабочий) радиус колес определяют так же, как и для колесных тракторов, по формуле:

$$r_k = 0,001 \left( \frac{d}{2} + 0.85B \right), м \quad (5)$$

где  $d$  – посадочный диаметр обода колеса, дюйм;

$B$  – ширина профиля шины, дюйм;

0,001 – переводной коэффициент;

0,85 – поправочный коэффициент, учитывающий деформацию шины под нагрузкой.

Если размер шины берется в дюймах, то динамический (рабочий) радиус ведущего (заднего) колеса определяется по формуле:

$$r_k = 0,0254 \left( \frac{d}{2} + 0.85B \right), м \quad (6)$$

где  $d$  – посадочный диаметр обода колеса, мм;

$B$  – ширина профиля шины, мм;

0,0254 – переводной коэффициент.

Коэффициент, учитывающий деформацию автомобильных пневматических шин, равен 0,85. Если выбрана пневматическая шина, у которой ширина профиля  $B$  в миллиметрах, посадочный диаметр обода колеса  $d$  в дюймах, то динамический радиус колеса определяется по формуле

$$r_k = 0,0127d + 0,00085B, м \quad (7)$$

### 2.1.3 Выбор кинематической схемы трансмиссии автомобиля и определение КПД трансмиссии

Кинематическая схема трансмиссии автомобиля выбирается на основании анализа существующих трансмиссий.

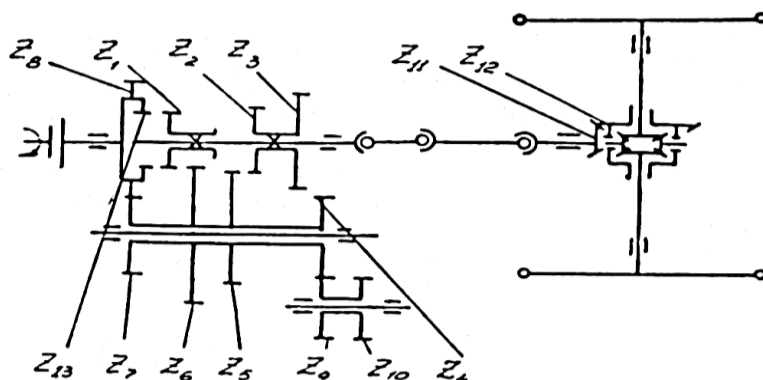


Рис. 1.1. Примерная кинематическая схема трансмиссии автомобиля

Коробки передач современных автомобилей выполняются по двум основным кинематическим схемам - трехвальными двухпарными с прямой передачей и двухвальными. В зависимости от типа, класса, грузоподъемности и назначения автомобиля коробки передач отличаются друг от друга только по числу передач и могут быть с постоянным и непостоянным зацеплением шестерен.

Динамические качества автомобиля улучшаются с увеличением числа передач. Однако, конструкция коробки передач при этом становится сложнее.

Несмотря на это, стремление к улучшению динамических качеств автомобиля привело к тому, что современные легковые автомобили имеют четырехступенчатые коробки передач с прямой (высшей) или повышающей передачей. Трехступенчатые и двухступенчатые коробки передач в легковых автомобилях используются, как правило, с гидротрансформаторами. Однако в курсовом проекте по тяговому расчету легкового автомобиля студент может принять и трехступенчатую коробку передач, если максимальное значение динамического фактора на прямой (высшей) передаче превышает 0,105, в противном случае надо использовать четырехступенчатую коробку передач.

В грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности ( $m_T$  до 4000 кг) применяются четырехступенчатые коробки передач с прямой (высшей) передачей. В грузовых автомобилях ЗИЛ (грузоподъемностью  $m_T$

= 4000 - 5000 кг) применяются пятиступенчатые коробки передач, причем, если ранее высшая передача была ускоряющей, то в современных автомобилях высшая передача стала прямой. В грузовых автомобилях грузоподъемностью  $m_r = 7000$  кг и более применяются в основном пятиступенчатые коробки передач с пятой ускоряющей передачей, имеющей передаточное число 0,78-0,81.

Кинематическая схема части трансмиссии с постоянным передаточным числом в легковых автомобилях и в грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности (с четырёхступенчатыми коробками передач) выполняется однопарной (главная передача), состоящей из конических шестерен. В автомобилях большой грузоподъемности (с пятиступенчатыми коробками передач) постоянное передаточное число имеет двойная главная передача, состоящая из пары конических и пары цилиндрических шестерен или включает в себя пару конических шестерен центральной передачи и конечную передачу в виде эпициклического планетарного ряда (ЭПР).

Выбрав кинематическую схему коробки передач и механизмов с постоянным передаточным числом, составляется кинематическая схема трансмиссии автомобиля. Делается анализ кинематической схемы и определение КПД трансмиссии.

## 2.1.4 Определение коэффициента полезного действия трансмиссии автомобиля

Коэффициент полезного действия трансмиссии равен:

$$\eta_m = \eta_{ц}^n \eta_{к}^m \eta_{к.п}^k, \quad (8)$$

где:  $\eta_{ц} = 0,98$  - к. п. д. цилиндрической пары шестерен с учетом механических и гидравлических потерь;

$\eta_{к} = 0,97$  - к. п. д. конической пары шестерен с учетом механических и гидравлических потерь;

$\eta_{к.п} = 0,99$  - к. п. д. карданной передачи с углом между валами от 0 до 7° и 0,98 с углом между валами от 7 до 20°;

$n$  - число пар цилиндрических шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче;

$m$  - число пар конических шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче;

$k$  - число карданных передач.

Число пар шестерен, передающих вращающий момент на той или иной передаче, определяется по кинематической схеме трансмиссии автомобиля, которая составляется при помощи справочной литературы.

Результаты анализа трансмиссии автомобиля для каждой передачи заносятся в табл.1.

Таблица 1 Расчетные данные расчета  $\eta_{тр}$  для каждой передачи

Передача	Шестерни, передающие поток мощности	$\eta_{тр}$
1-я	$Z_8, Z_7, Z_4, Z_3, Z_{11}, Z_{12}$	
2-я	$Z_8, Z_7, Z_5, Z_2, Z_{11}, Z_{12}$	

## 2.1.5 Построение внешней скоростной характеристики двигателя

В зависимости от данных, включенных в вариант задания, определяется мощность, с которой должен работать двигатель при движении автомобиля на высшей передаче:

а) с максимальной скоростью  $V_{0\text{-}max}$  на дороге, имеющей коэффициент суммарного сопротивления движению  $\psi_v$ :

$$N_{v_{max}} = \left( \psi_{\text{м}} G_a + k F V_{0\text{-}max}^2 \right) \frac{V_{0\text{-}max}}{\eta_{тр}}, Bm \quad (9)$$

где  $V_{0\text{-}max}$  - в м/с (км/ч);

$\eta_{тр}$  - коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля на высшей передаче;

$k$  - коэффициент сопротивления воздуха (обтекаемости автомобиля),  $H \text{ с}^2/\text{м}^4$ ;

- для грузовых автомобилей  $k = 0,6 - 0,75 \text{ H с}^2/\text{м}^4$ ;

- для автобусов  $k = 0,65 - 0,75 \text{ H с}^2/\text{м}^4$ ;

- для легковых автомобилей  $k = 0,4 - 0,6 \text{ H с}^2/\text{м}^4$ ;

$F$  - площадь лобового сопротивления,  $\text{м}^2$ ;

$G_a$  - полная сила тяжести автомобиля,  $H$ .

Коэффициент сопротивления воздуха  $k$  и площадь лобового сопротивления  $F$  или фактор сопротивления воздуха  $kF$  принимаются по аналогии с существующими автомобилями, близкими к рассчитываемому по классу, грузоподъемности и назначению.

### **Определение максимальной мощности двигателя**

В зависимости от его типа по наиболее распространенным эмпирическим зависимостям максимальную мощность определяют:

а) при известной  $N_{v_{max}}$

$$N_{e_{max}} = \frac{N_{v_{max}}}{a\lambda_n + b\lambda_n^2 - c\lambda_n^3}, \text{кВт} \quad (10)$$

где  $N_{v_{max}}$  - мощность двигателя при максимальной скорости движения автомобиля на высшей передаче;

$$\lambda_n = \frac{n_{\text{ов}_{\text{макс}}}}{n_{N_{\text{макс}}}} \quad (11)$$

$\lambda_n$ — коэффициент, определяющий отношение максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя к частоте вращения, при максимальной эффективной мощности;

$\lambda_n = 0,9$  - для автомобилей с бензиновым двигателем, имеющим ограничитель частоты вращения коленчатого вала;  
 $\lambda_n = 1,0$  - для гоночных автомобилей и автомобилей с дизельным двигателем.

Для бензиновых двигателей  $a = b = c = 1$ ;

Для двухтактных дизелей  $a = 0,87$ ;  $b = 1,13$ ;  $c = 1$ ; для четырехтактных дизелей  $a = 0,53$ ;  $b = 1,56$   $c = 1,09$ .

Частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности двигателя  $n_{N_{\text{макс}}}$  принимается по прототипу или определяется коэффициентом оборотности двигателя  $\eta_n$ , равным отношению частоты вращения коленчатого вала двигателя к соответствующей скорости движения автомобиля:

$$\eta_n = \frac{n_{\text{max}}}{V_{\text{max}}} \quad (12)$$

отсюда

$$n_{\text{max}} = \eta_n V_{\text{max}} \quad (13)$$

Для грузовых автомобилей коэффициент оборотности  $\eta_n$  принимают равным пределам 30 – 40 в соответствии с прототипом автомобиля и расчетной максимальной мощностью двигателя. Построение кривой эффективной мощности на графике внешней скоростной характеристики двигателя производится по эмпирической зависимости:

$$Ne = Ne_{\text{макс}} \left[ a \frac{n_{\text{ов}}}{n_{N_{\text{макс}}}} + b \left( \frac{n_{\text{ов}}}{n_{N_{\text{макс}}}} \right)^2 - c \left( \frac{n_{\text{ов}}}{n_{N_{\text{макс}}}} \right)^3 \right] = A Ne_{\text{макс}} \quad (14)$$

где  $N_e$  и  $n_{\text{дв}}$  - текущие значения эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Для упрощения расчета, параметры, входящие в квадратные скобки формулы (1.14) заменены коэффициентом  $A$ , значения которого приведены в таблице №2.

Определив текущие значения эффективной мощности, соответствующие им вращающие моменты двигателя определяются по формуле:

$$M_{\text{дв.н}} = 9550 \frac{N_{e_{\text{макс}}}}{n_{\text{дв.н}}}, \text{ Нм} \quad (15)$$

где  $N_{e_{\text{макс}}}$  в кВт,  $n_{\text{дв.н}}$  в об/мин.

Таблица 2–Результаты расчета коэффициента А

Тип двигателя	Значения коэффициента А в зависимости от отношения $\frac{n_{\text{дв}}}{n_{N_{\text{макс}}}}$										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
Бензиновый двигатель	0,363	0,496	0,625	0,744	0,847	0,928	0,981	1,000	0,979	0,912	0,793
Двухтактный дизель		0,465	0,592	0,713	0,820	0,907	0,969	1,000			
Четырехтактный дизель			0,519	0,644	0,762	0,864	0,946	1,000			

Результаты расчетов для построения внешней скоростной характеристики заносят в табл. 3.

Таблица 3 – Результаты расчетов для построения внешней скоростной характеристики

$n_{\text{дв}}$									
$N_{\text{дв}}$ , об/мин									
$N_e$ , кВт									
$M_{\text{дв}}$ , Нм									

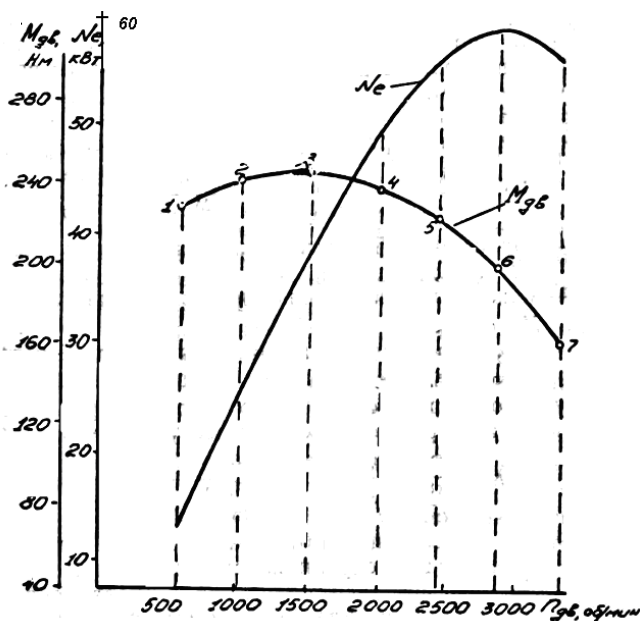


Рис 1.2 Примерная внешняя скоростная характеристика двигателя  
По данным таблицы 3 строится график внешней скоростной характеристики двигателя.

### **Определение передаточного числа главной передачи автомобиля**

Скорость движения автомобиля  $V$  может быть выражена через число оборотов в минуту двигателя  $n$  следующей формулой:

$$V = \frac{\pi D_k n}{60 i_o i_k} = \frac{D_k n}{19,1 i_o i_k}, \quad (16)$$

где  $V$  - скорость автомобиля, м/с;

$D_k$  - диаметр качения колеса, м;

$n$  - частота вращения вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;

$i_o$  - передаточное число главной передачи;

$i_k$  - передаточное число коробки передач. Значение  $i_o$  определяют из условия движения автомобиля с заданной максимальной скоростью  $V_{\max}$  на прямой передаче коробки передач, т. е. при  $i_k = 1$ ;

где  $V$  — скорость автомобиля, м/с;

$$i_o = \frac{D_k n_{\max}}{19,1 V_{\max}}, \quad (17)$$

Если скорость в км/ч, то



$$i_o = \frac{D_k n_{\max}}{5,3V_{\max}}, \quad (18)$$

### 2.1.6 Определение передаточных чисел коробки передач и трансмиссии

Определение передаточных чисел коробки передач начинается с первой передачи.

Величина передаточного числа на первой передаче не зависит от числа ступеней и закона изменения передаточных чисел в коробке передач.

Передаточное число коробки передач на первой передаче:

а) должно обеспечить преодоление заданного максимального дорожного сопротивления  $\psi_{\max}$ ;

б) не должно вызывать буксование ведущих колес автомобиля при работе двигателя с максимальным вращающим моментом.

Исходя из первого требования, передаточное число коробки передач на первой передаче должно быть

$$i_{к.н_1} \geq 1000 \frac{G_a \psi_{l_{\max}} R_k}{M_{\partial \psi_{\max}} i_{\text{пост}} \eta_{T_1}} \left( i_{к.н_1} \geq \frac{G_a \psi_{l_{\max}} R_k}{M_{\partial \psi_{\max}} i_{\text{пост}} \eta_{T_1}} \right), \quad (19)$$

где  $G_a$  - полная сила тяжести автомобиля,

$M_{\text{дв макс}}$  - максимальный вращающий момент двигателя, Нм;

$R_k$  - радиус колеса, м;

$\eta_{T_1}$  - к. п. д. трансмиссии автомобиля на первой передаче.

Полученное передаточное число коробки передач на первой передаче проверяется на второе условие, то есть

$$i_{к.н_1} \leq \frac{G_2 m_{2\varphi} R_k}{M_{\partial \psi_{\max}} i_{\text{пост}} \eta_{T_1}}, \quad (20)$$

где  $m_{2\varphi} = 1,1$  - коэффициент перераспределения нагрузки для ведущих колес автомобиля;

$\varphi = 0,7 \div 0,8$  — коэффициент сцепления шин автомобиля;

$G_2$  - сцепная сила тяжести автомобиля, Н.

В свою очередь, сцепная сила тяжести автомобиля при колесной схеме 4X2 или 6 X 4 определяется по формуле

$$G_2 = G_a k_M, H, \quad (21)$$

где  $G_a$  – полная сила тяжести автомобиля, Н;

$k_m$  - доля полной массы автомобиля, приходящейся на ведущие колеса, принимается по аналогии с существующими автомобилями, близкими к рассчитываемому по классу, грузоподъемности и назначению.

Для дальнейшего расчета принимается  $i_{к.п1}$ , полученное по формуле, если оно обеспечено вторым условием. В противном случае  $i_{к.п1}$  принимается исходя из условий сцепления ведущих колес с дорогой, определенное по формуле, а заданное максимальное дорожное сопротивление автомобилем преодолеваются не будет.

При известных  $i_{к.п1}$  и порядковом номере прямой передачи, для определения передаточных чисел в коробке передач на промежуточных передачах принимается рациональное отношение между отдельными передачами.

В автомобилестроении, так же как и в тракторостроении, наибольшее распространение получило изменение передаточных чисел в коробке передач по закону геометрической прогрессии.

При геометрическом ряде передаточных чисел и коробке передач в процессе разгона автомобиля на всех передачах обеспечивается постоянство интервала по частоте вращения коленчатого вала двигателя, а значит и постоянство его средней мощности.

Имея необходимое передаточное число в коробке передач на первой передаче  $i_{к.п1}$ , приняв изменение передаточных чисел в коробке передач по закону геометрической прогрессии и зная из кинематической схемы трансмиссии автомобиля число передач и порядковый номер прямой передачи, передаточные числа на промежуточных передачах определяются по формулам табл. 4.

Таблица 4 Передаточные числа для коробок передач

Передача	Коробка передач			Пятиступенчатая с пятой ускоряющей передачей
	трехступенчатая	четырёхступенчатая	пятиступенчатая	
Первая	$i_{к.п1}$	$i_{к.п1}$	$i_{к.п1}$	$i_{к.п1}$
Вторая	$\sqrt{i_{к.п1}}$	$\sqrt[3]{i_{к.п1}^2}$	$\sqrt[4]{i_{к.п1}^3}$	$\sqrt[2]{i_{к.п1}}$
Третья	1,0	$\sqrt[3]{i_{к.п1}}$	$\sqrt[4]{i_{к.п1}^2}$	$\sqrt[3]{i_{к.п1}}$
Четвертая		1,0	$\sqrt[4]{i_{к.п1}}$	1,0
Пятая			1,0	0,78-0,81

*Примечание.* Передаточное число для заднего хода обычно  $i_{3,х.} = (1,2...1,3)_{к.п.г.}$ . Подбор числа зубьев шестерен в автомобильных коробках передач ведется по методике для трехвальных двухпарных коробок передач с прямой передачей - когда в коробке передач не предусматривается дополнительного использования промежуточного вала.

Подобрав число зубьев шестерен в коробке переменных передачи, определив передаточное число главной передачи, определяются общие передаточные числа трансмиссии автомобиля:

$$i_{T_I} = i_{к.п_I} i_o; \quad (22)$$

$$i_{T_{II}} = i_{к.п_{II}} i_o, \quad (23)$$

## 2.2 Тяговый расчет автомобиля

Тяговый расчет автомобиля включает в себя построение графиков:

- 1) тягового баланса  $P = f(v)$ ;
- 2) баланса мощности  $N = f(v)$ ;
- 3) динамического фактора  $D = f(v)$ ;
- 4) ускорений автомобиля  $j = f(v)$ ;
- 5) времени разгона  $T = f(v)$ ;
- 6) пути разгона  $S = f(v)$ .

Значения входящих в формулы величин и коэффициентов берутся из первой части данного расчета.

### 2.2.1 График тягового баланса

При построении исходят из уравнения тягового баланса; при установившемся движении

$$P_{\kappa} = P_{\psi} + P_w, \quad (24)$$

где  $P_{\kappa}$ —тяговое усилие на ведущих колесах, Н;

$P_{\psi}$ —сила сопротивления дороги, Н;

$P_w$ — сила сопротивления воздуха, Н

$$P_{\kappa} = \frac{M i_o i_k \eta_{mp}}{r_K}, \text{ Н} \quad (25)$$

$$P_{\psi} = G_a \cdot \psi, \text{ Н} \quad (26)$$

Сила сопротивления воздуха оказывает существенное влияние на динамику автомобиля. Она в большой степени зависит от конструкции, формы и геометрических размеров кузова, скорости движения автомобиля и определяется на всех передачах по зависимости:

$$P_w = \frac{k F V_a^2}{13}, \text{ Н} \quad (27)$$

$$\frac{H c^2}{m^4};$$

где  $k$  - коэффициент сопротивления воздуха,

$F$  – лобовая площадь автомобиля,  $m^2$ ;

для грузовых автомобилей и автобусов  $F = B H$  ;

для легковых автомобилей  $F = 0,78 B_1 H$  ;

$B$  – колея автомобиля по передним колесам,  $m$ ;

$B_1$  – габаритная ширина автомобиля,  $m$ ;

$H$  – габаритная высота автомобиля,  $m$ ;

$V_a$  – скорость движения автомобиля,  $m/c$ , определяется на всех передачах в зависимости от угловой скорости коленчатого вала двигателя:

$$V_a = 3,6 \frac{\omega_e r_k}{i_k i_o} \text{ км/ч} , \quad (28)$$

где  $\omega$ - угловая скорость коленчатого вала  $c^{-1}$  ,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} , c^{-1} \quad (29)$$

Результаты подсчета свести в табл. 5

Таблица 5– Результаты подсчета

п об/мин	v км/ч	M Нм	P <sub>к</sub> Н	P <sub>ψ</sub> Н	P <sub>ω</sub> Н

$n, M$  – из табл. 3.

По данным таблицы строятся график тягового баланса, примерный вид которого показана рис: 2.1

*Примечания.* 1. Здесь и дальше расчеты производить для всех передач коробки автомобиля при частотах вращения вала двигателя, соответствующих табл. 5.

2. Момент двигателя  $M_k$  и мощность  $N_e$  брать из той же таблицы.

3. Параметры автомобиля брать из первой части расчета.

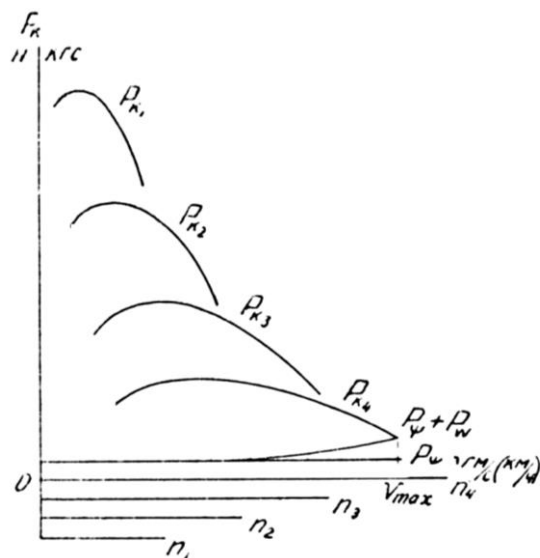


Рис 2.1 Пример тяговой характеристики автомобиля

## 2.2.2 График баланса мощности

Из уравнения баланса мощности известно, что

$$N_e = N_{mp} + N_{\psi} + N_{\omega} \pm N_j, \quad (30)$$

или при установившемся движении

$$N_k = N_e - N_{mp} = N_e \eta_{mp} = N_{\psi} + N_{\omega}, \quad (31)$$

где  $N_e$  – эффективная мощность двигателя, кВт;

$N_{тр}$  – мощность потерь на трение в трансмиссии, кВт;

$N_k$  – мощность на ободу ведущего колеса, кВт.

Произведенные подсчеты свести в таблицу №6:

Мощность потерь на преодоление сопротивления дороги:

$$N_{\psi} = \frac{G\psi V}{1000}, \text{ кВт}; \quad (32)$$

Мощность потерь на преодоление сопротивление воздуха:

$$N_w = \frac{kFV^3}{1000}, \text{ кВт}; \quad (33)$$

Мощность потерь на преодоление сопротивления трансмиссии:

$$N_{mp} = N_e \cdot \eta_{mp}, \text{ кВт}; \quad (34)$$

Таблица 6–Результаты расчетов

п об/мин	v м/с (км/ч)	$N_e$ кВт	$N_k$ кВт	$N_\psi$ кВт	$N_\omega$ кВт

n, M – из табл. 3.

Вид графика баланса мощности, построенного по данным таблицы, представлен на рис. 2.2.

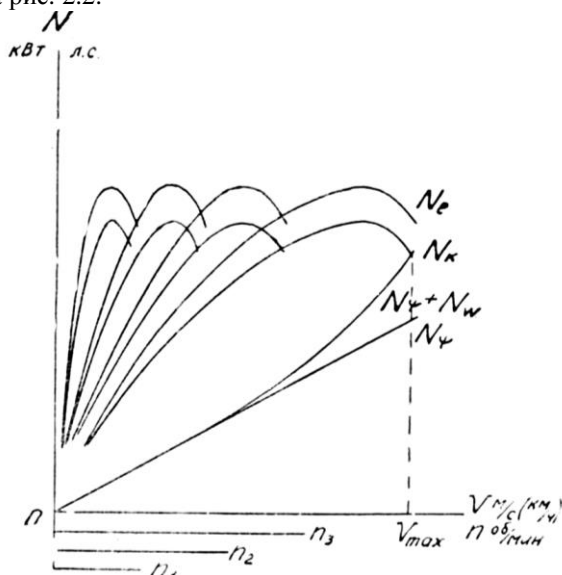


Рис 2.2 Пример графика баланса мощности

На графиках тягового баланса и баланса мощности точка пересечения кривой усилия или мощности на ободу колеса с кривой суммарной силы сопротивления или с кривой суммарных потерь мощности характеризует максимальное значение скорости при данном коэффициенте сопротивления дороги.

### 2.2.3 Динамический паспорт автомобиля

Динамический паспорт автомобиля представляет собой совокупность динамической характеристики, номограммы нагрузок и графика контроля буксования. Динамический паспорт автомобиля позволяет решать

уравнение движения с учетом конструктивных параметров автомобиля, основных характеристик дороги и нагрузки на автомобиль.

### График динамического фактора

Строят на основании уравнения динамического фактора:

$$D = \frac{P_k - P_{\omega}}{G_a}, \quad (35)$$

По данным табл. 7, в которую сведены все подсчеты, строят график.

Таблица 7

п об/мин	v м/с	P <sub>к</sub> Н	P <sub>ω</sub> Н	D

На рис. 2.3 показан характер кривых динамического фактора на различных передачах.

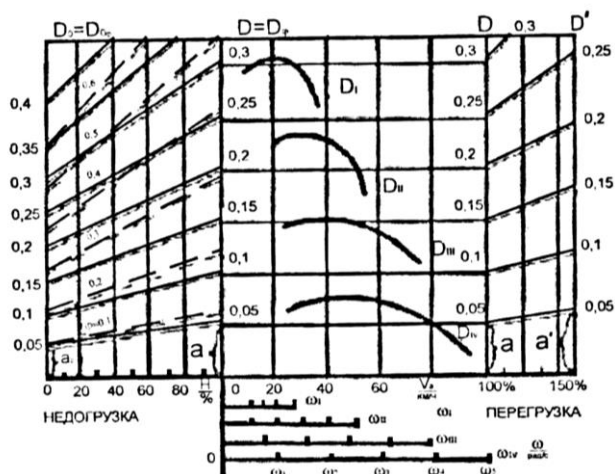


Рис 2.3 Динамический паспорт автомобиля

На график 2.3 следует нанести также значения динамический фактор по сцеплению.

$$D_{сц} = \frac{P_{сц} - P_{\omega}}{G} \quad (36)$$

где  $P_{сц}$  – сила сцепления колес с дорогой, Н;  
 $\varphi = 0,6 \dots 0,8$  – коэффициент сцепления на сухой дороге.

$$P_{сц} = \varphi G, \text{ Н} \quad (37)$$

### ***Построение номограммы загрузки***

Динамическую характеристику строят для автомобиля с полной нагрузкой. С изменением силы тяжести автомобиля от  $G_0$  до  $G_a$  динамический фактор изменяется, и его можно определить по формуле

$$D = \frac{P_T - P_w}{G} = \frac{D_a G_a}{G}, \quad (38)$$

Чтобы не пересчитывать при каждом изменении нагрузки величину  $D$ , динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок, которую строят следующим образом. Ось абсцисс динамической характеристики продолжают влево и на ней откладывают отрезок произвольной длины. На этом отрезке наносят шкалу нагрузки  $H$  в процентах (для грузовых автомобилей) или указывают число пассажиров (для легковых автомобилей и автобусов). Через нулевую точку шкалы нагрузок проводят прямую, параллельную оси  $D_a$ , и на ней наносят шкалу динамического фактора  $D_0$  для автомобиля без нагрузки. Масштаб для шкалы  $D_0$  определяют по формуле  $a_o = \frac{a_a G_o}{G_a}$ , где  $a_a$  – масштаб шкалы динамического фактора для

автомобиля с полной нагрузкой;  $G_0$  – сила тяжести автомобиля в снаряженном состоянии, в который включают вес водителя,  $H$ .

Равнозначные деления шкал  $D_0$  и  $D_a$  (например, 0,05; 0,01 и т. д.) соединяют прямыми линиями.

Наклонные линии на номограмме нагрузок обычно проводят через «круглые» значения динамического фактора, поэтому при расчетах его промежуточные значения определяют интерполированием.

### ***Построение графика контроля буксования***

График представляет собой зависимость динамического фактора по сцеплению от нагрузки и позволяет определить предельную возможность движения по условиям сцепления. Этот график строят следующим образом.

Сначала по формулам, приведенным ниже, определяют динамический фактор по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой



$D_{a.сц}$  и без нее  $D_{o.сц}$  для различных коэффициентов сцепления  $\varphi_x$  начиная с  $\varphi_x=0,1$ :

$$D_{a.сц} = \frac{G_2}{G_a} \varphi_x \quad (39)$$

$$D_{o.сц} = \frac{G_{o2}}{G_o} \varphi_x, \quad (40)$$

где  $G_{o2}$  – сила тяжести, воспринимаемая ведущими колесами автомобиля без нагрузки, Н.

Затем значение  $D_{a.сц}$  откладывают по оси  $D_a$  номограммы нагрузок, а значение  $D_{o.сц}$  по оси  $D_o$  и полученные точки соединяют прямой штриховой линией, на которой указывают величину коэффициента  $\varphi_x=0,1$ . Так же определяют положение точек и наносят штриховые линии  $D_{сц}$  для других значений  $\varphi_x=0,1;0,3\dots;0,8$ .

График контроля буксования наносится только на номограмме недогрузок (левая часть). Динамическая характеристика автомобиля в совокупности с номограммой загрузки и графиком контроля буксования называется динамическим паспортом автомобиля.

## 2.2.4 График ускорений

График показывает величину ускорения, которую может иметь проектируемый автомобиль при различной скорости на каждой передаче при условии движения по дороге, характеризуемой коэффициентом  $\psi$ . Ускорение определяется по формуле:

$$j = (D - \psi_v) \frac{g}{\delta}, \text{ м/с}^2 \quad (41)$$

где  $g$  - ускорение силы тяжести,  $\text{м/с}^2$ ;

$\delta$  - коэффициент учета вращающихся масс, определяемый с достаточной точностью на всех передачах по формуле

$$\delta_{вр} = 1,04 + 0,05i_k^2, \quad (42)$$

Результаты подсчета ускорений сводят в табл. 8, а по данным этой таблицы строят график  $j = f(v)$ .

Таблица 8– Результаты подсчета ускорений

$v$ м/с (км/ч)	$D$	$D-\psi$	$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta},$ м/с <sup>2</sup>	$\frac{1}{j}$ с <sup>2</sup> /м

Примерный характер кривых графиков  $j = f(v)$  приводится на рис. 2.4. У грузовых автомобилей из-за влияния коэффициента  $\delta$  может быть  $j_1 < j_2$ .

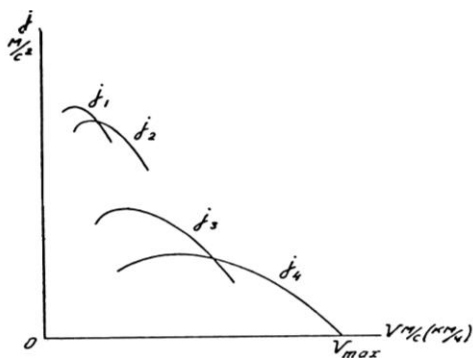


Рис 2.4 Пример графика ускорений

## 2.3 Топливо-экономический расчет автомобиля

Топливо-экономический расчет автомобиля включает построение двух графиков: 1) графика экономической характеристики автомобильного двигателя  $g = f(v)$ ; 2) графика экономической характеристики автомобиля  $G_s = f(v)$ .

Основным показателем топливной экономичности является график экономической характеристики автомобиля. Этот график может быть построен по данным дорожных испытаний. Если же дорожные испытания провести невозможно, как, например, в нашем случае, когда необходимо получить представление об экономичности проектируемого автомобиля, то экономическую характеристику автомобиля строят аналитически. Для этого необходимо иметь график экономической характеристики автомобильного двигателя. Но чтобы построить эту характеристику, необходимо иметь характеристики двигателя, построенные при частичных нагрузках. Их получают путем стендовых испытаний двигателя.

Мы не располагаем этими кривыми. Для того, чтобы построить кривую экономической характеристики автомобильного двигателя придется воспользоваться теоретическими кривыми, графически выражающими зависимость удельного расхода топлива от нагрузки и от частоты вращения вала двигателя.

График 3.1 позволяет определить коэффициент  $K_N$  показывающий зависимость удельного расхода от % загрузки двигателя.

График 3.2 дает величину коэффициента  $K_n$  выражающего зависимость удельного расхода от частоты вращения вала двигателя. Здесь за 100% принимается частота вращения  $n_N$  при максимальной мощности двигателя.

Зная удельный расход  $g_N$  при максимальной мощности, который задается как исходная величина, и имея коэффициенты  $K_N$  и  $K_n$ , можно определить значение  $g$  для любых условий движения, т. е. при любой скорости движения по любой дороге.

Для того что бы получить величину коэффициента  $K_N$ , необходимо определить процент использования мощности двигателя при движении с различной скоростью по дорогам разного качества, т. е. с различным коэффициентом  $\psi$ .

Выбираем три типа дорог: с коэффициентами  $\psi_1 = 0,02$ ,  $\psi_2 = 0,025$  и  $\psi_3 = 0,04$ . При построении экономической характеристики грузовых автомобилей большой грузоподъемности (свыше 7 - 8 т) следует принять  $\psi_3 = 0,03$ . Для каждой дороги вычисляют мощность, затрачиваемую при движении с разной скоростью, приведенную к валу двигателя.

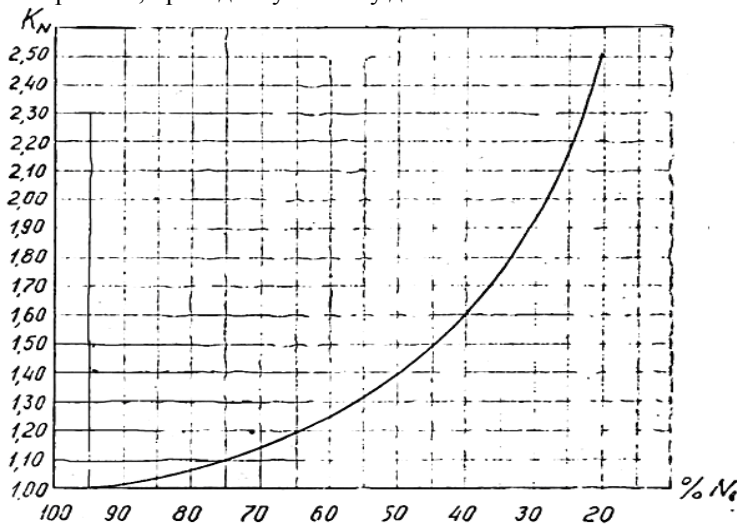


Рис 3.1 – График определения коэффициента  $K_N$

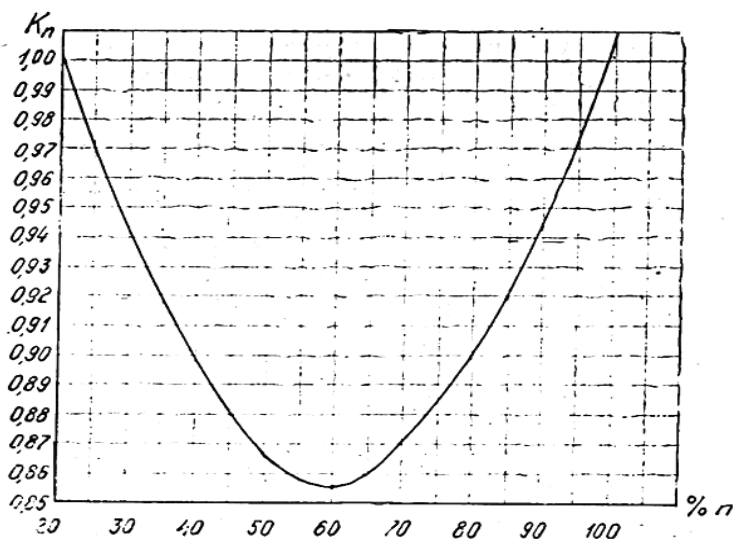


Рис 3.2– График определения коэффициента  $K_n$

Из баланса мощности при установившемся движении известно, что

$$N = N_{\psi}' + N_{\omega}' = \frac{G\psi v}{1000\eta_{mp}} + \frac{kFv^3}{1000\eta_{mp}}, \quad (43)$$

Результаты подсчетов сводят в табл. 11.

Таблица 11 Результаты подсчетов

n об/мин	v м/с (км/ч)	$N_e$ кВт	$N_{\omega}$ кВт	$\Psi_1$		$\Psi_2$		$\Psi_3$	
				$N_{\psi 1}'$ кВт	$N_{\psi 1}'^2 + N_{\omega}'$ кВт	$N_{\psi 2}'$ кВт	$N_{\psi 2}'^2 + N_{\omega}'$ кВт	$N_{\psi 3}'$ кВт	$N_{\psi 3}'^2 + N_{\omega}'$ кВт

где n, v,  $N_e$ ,  $N_{\omega}$  из табл. 6.

По результатам подсчетов суммарной затрачиваемой мощности  $N_{\psi}' + N_w'$  определяют процент использования мощности двигателя при каждом значении скорости  $v$  при движении на прямой передаче

$$N = \frac{N_{\psi}' + N_w'}{N_e} 100, \quad (44)$$

Для тех же условий движения подсчитывают процент использования частоты вращения вала двигателя:

$$n_{\text{ос}} = \frac{n}{n_N} 100, \quad (45)$$

где  $n_N$  - частота вращения при максимальной мощности;

$n$  - частота вращения, соответствующая каждому значению  $v$ .

По проценту использования  $N$  и  $n$  на вспомогательных графиках находят значения коэффициентов  $K_N$  и  $K_n$  и данные сводят в табл. 12.

Таблица 12–Результаты расчетов

n об/мин	v м/с (км/ч)	N <sub>e</sub> кВт (л.с.)	n %	K <sub>n</sub>	Ψ <sub>1</sub>		Ψ <sub>2</sub>		Ψ <sub>3</sub>	
					N %	K <sub>N</sub>	N %	K <sub>N</sub>	N %	K <sub>N</sub>

Тогда удельный расход топлива при любом режиме движения составит:

$$g = g_N K_N K_n, \text{ г/кВтч} \quad (46)$$

где  $g_N$  – задано.

Результаты подсчетов  $g$  сводят в табл. 13:

Таблица 13–Результаты расчетов

n об/мин	v м/с (км/ч)	K <sub>n</sub>	Ψ <sub>1</sub>		Ψ <sub>2</sub>		Ψ <sub>3</sub>	
			K <sub>N</sub> K <sub>N</sub>	g <sub>1</sub> г/(кВт ч)	K <sub>N</sub> K <sub>N</sub>	g <sub>2</sub> г/(кВт ч)	K <sub>N</sub> K <sub>N</sub>	g <sub>3</sub> г/(кВт ч)

При работе двигателя на полном дросселе при 100% используемой мощности удельный расход будет зависеть только от частоты вращения вала двигателя  $n$ , т.е.

$$g = g_N K_n, \text{ г/кВтч} \quad (47)$$

Значения удельного расхода для этого случая подсчитывают и сводят в табл. 14.

Таблица 14–Результаты расчетов

$n$ об/мин	$v$ м/с (км/ч)	$n$ %	$K_n$	$g'$ г/(кВт ч)

Поданным таблиц строят график экономической характеристики автомобильного двигателя, примерный вид которого представлен на рис 3.3.

Теперь можно приступить к построению экономической характеристики автомобиля. Расход топлива в килограммах на 100 км пробега может быть определен по формуле

$$Q_s = \frac{g(N_{\psi}' + N_{\omega}')100}{1000v} = \frac{g(N_{\psi}' + N_{\omega}')}{10v}, \quad (48)$$

Здесь  $v$  – скорость автомобиля, км/ч.

Все данные для этого подсчета берут из предыдущих таблиц.

Сводят результаты подсчетов в табл. 15.

Таблица 15–Результаты расчетов

$n$ об/мин	$v$ м/с (км/ч)	$\Psi_1$			$\Psi_2$			$\Psi_3$		
		$g_1$ г/(кВт·ч)	$N_{\psi 1}' + N_{\omega}'$ , кВт	$Q_{s1}$ кг/100 км	$g_2$ г/(кВт·ч)	$N_{\psi 2}' + N_{\omega}'$ , кВт	$Q_{s2}$ кг/100 км	$g_3$ г/(кВт·ч)	$N_{\psi 3}' + N_{\omega}'$ , кВт	$Q_{s3}$ кг/100 км

И для режима работы на полном дросселе в табл. 16:

$$Q_s' = \frac{N_e g'}{10v}, \quad (49)$$

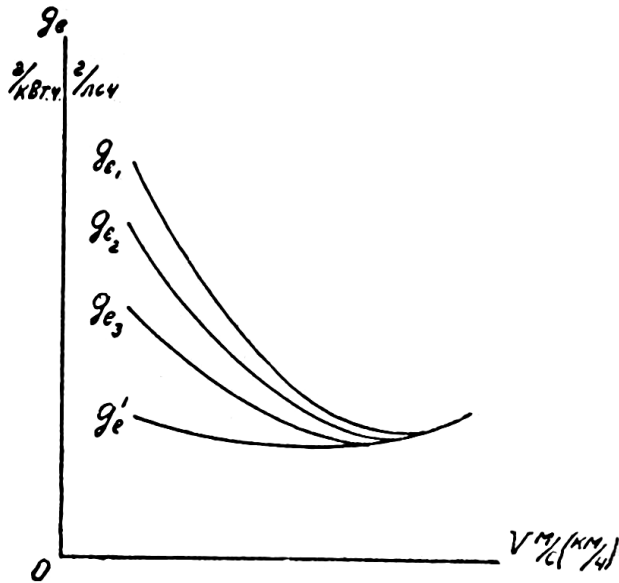


Рис 3.3 График экономической характеристики двигателя

Таблица 16–Результаты расчетов

$v$ (км/ч)	$N_e$ кВт (л.с.)	$g'$ г/(кВт·ч) (г/(л.с·ч))	$Q_s'$ кг/100 км

Примерный характер кривых графика экономической характеристики автомобиля дан на рис. 3.4.

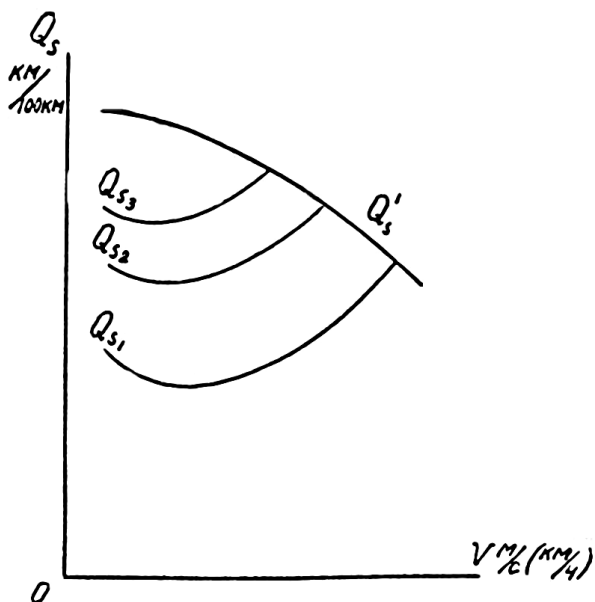


Рис 3.4 Экономическая характеристика автомобиля

Следует иметь в виду, что графики экономической характеристики, построенные по этой методике, не могут претендовать на высокую точность.

Однако для представления об экономичности проектируемого автомобиля их достоверность вполне достаточна. Как было сказано, наибольшая точность тяговой и экономической характеристик может быть получена при дорожных испытаниях.



## 2. Вопросы для самостоятельной работы

1. Анализ индикаторной диаграммы 4х – тактного двигателя.
2. Параметры, характеризующие процесс впуска.
3. Анализ процесса сжатия, параметры сжатия.
4. Анализ процесса смесеобразования в ДВС. Коэффициент избытка воздуха -  $\alpha$ . Режимы работы ДВС.
5. Особенности процесса сгорания в бензиновом ДВС, явление детонации.
6. Сгорание в дизеле. Особенности процесса воспламенения.
7. Анализ процесса расширения и выпуска.
8. Методы форсирования ДВС (по формуле мощности).
9. Индикаторные показатели ДВС.
10. Анализ механических потерь в ДВС. Параметры их характеризующие.
11. Удельные и эффективные показатели ДВС.
12. Особенности кинетического расчета поршня.
13. Анализ уравнения теплового баланса ДВС.
14. Классификация тепловых двигателей.
15. Перспективы развития автотракторных ДВС.
16. Динамическая модель КШМ.
17. Силы, действующие в КШМ.
18. Динамический расчет КШМ.
19. Тангенциальная сила. Ее графическое определение.
20. Коэффициент наполнения. Его влияние на показатели ДВС.
21. Условие полного уравнивания двигателя.
22. Особенности уравнивания 4х – цилиндрового ДВС.
23. Уравнивание 1 - цилиндрового ДВС.
24. Уравнивание 2х - цилиндрового ДВС. Балансировка коленчатого вала.
25. Анализ индикаторной диаграммы 2х – тактного дизеля.
26. Способы повышения мощности ДВС.
27. Термодинамические циклы тепловых машин.
28. Силы инерции в КШМ, закономерности их изменения.
29. Наддув в ДВС. Виды наддува. Его влияние на основные параметры ДВС.
30. Расчетные режимы ДВС.
31. Недостаточная поворачиваемость автомобиля.
32. Мощностной баланс трактора.
33. Предельные статические углы подъема и уклона колесного трактора.
34. Нормальная поворачиваемость автомобиля.
35. Поддрессоренные массы автомобиля. Коэффициент поддрессирования.
36. Влияние увода шин на устойчивость автомобиля при движении.

37. Поперечная устойчивость гусеничного трактора.
38. Явление заноса автомобиля.
39. Тяговый баланс трактора.
40. Явление излишней поворачиваемости автомобиля.
41. Кинематика поворота гусеничного трактора.
42. Составляющие времени торможения автомобиля.
43. Динамическая характеристика автомобиля с пятиступенчатой коробкой передач.
44. Составляющие динамического фактора.
45. Измерители плавности хода автомобиля.
46. Колебательная система автомобиля.
47. Динамическая характеристика с четырехступенчатой коробкой передач.
48. Составляющие динамического фактора.
49. Силы и моменты, действующие на автомобиль в общем случае движения.
50. Силы и моменты, действующие на гусеничный трактор в общем случае движения.
51. Резонансные колебания автомобиля.
52. Оценка топливной экономичности автомобиля.
53. Поперечная устойчивость колесного трактора.
54. Мощностной баланс автомобиля.
55. Геометрические параметры проходимости автомобиля
56. Отличие динамической характеристики грузового автомобиля от легкового.
57. Тяговый баланс автомобиля.
58. Продольная устойчивость колесного трактора.
59. Формула остановочного пути профессора Великанова.
60. Влияние на управляемость боковой упругости шин.

### 3. Рекомендуемая литература

#### Список основной литературы

1. Суркин В. И. Основы теории и расчёта автотракторных двигателей : учебное пособие / В. И. Суркин. — 2-е изд., перераб. и доп. — Санкт-Петербург : Лань, 2022. — 304 с. — ISBN 978-5-8114-1486-4. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/>.

2. Поливаев О. И. Теория трактора и автомобиля : учебник / О. И. Поливаев, В. П. Гребнев, А. В. Ворохобин. — Санкт-Петербург : Лань, 2022. — 232 с. — ISBN 978-5-8114-2033-9. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/212306>.

#### Список дополнительной литературы

1. Огороднов С.М. Конструкция автомобилей и тракторов: учебник / С.М. Огороднов, Л.Н. Орлов, В.Н. Кравец. - Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2019. - 284 с. - ISBN 978-5-9729-0364-1. - Текст: электронный. - URL: <https://new.znaniy.com/catalog/product/1048737>

2. Бобровник А. И. Автомобили и тракторы: учебное пособие / А. И. Бобровник, Т. А. Варфоломеева. — Минск : БНТУ, 2020. — 408 с. — ISBN 978-985-583-568-5. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/247760>

#### ИНТЕРНЕТ- РЕСУРСЫ

Образовательные порталы, сайты и библиотеки:

1	Министерство образования и науки РФ	<a href="http://минобрнауки.рф/">http://минобрнауки.рф/</a>
2	Национальная электронная библиотека (НЭБ)	<a href="http://www.rusneb.ru">www.rusneb.ru</a>
3	Научная электронная библиотека eLIBRARY.RU	<a href="https://elibrary.ru/defaultx.asp?">https://elibrary.ru/defaultx.asp?</a>
4	ЭБС издательства «ИНФРА-М»	<a href="http://znaniy.com">znaniy.com</a>
5	ЭБС издательства «Лань»	<a href="http://e.lanbook.com">e.lanbook.com</a>
6	Государственная публичная научно-техническая библиотека (ГПНТБ)	<a href="http://www.gpntb.ru/">http://www.gpntb.ru/</a>
7	Федеральный портал Российское образование	<a href="http://www.edu.ru/">http://www.edu.ru/</a>

Составители: *Матяш Сергей Петрович*  
*Сырбаков Андрей Павлович*

# **Тракторы и автомобили**

Методические указания  
по выполнению расчетно-графической и самостоятельной  
работы

Печатается в авторской редакции  
Компьютерная верстка С.П. Матяш

---

Подписано к печати 25 июня 2019 г. Формат 60×84<sup>1/16</sup>  
Объем 2,0 уч.изд. л. Заказ № Тираж 30 экз.

Отпечатано в мини типографии Инженерного института НГАУ  
630039, г. Новосибирск, ул. Никитина, 147, ауд. 209