

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Сыктывкарский лесной институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего
профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный
лесотехнический университет им. С. М. Кирова»
(СЛИ)

Кафедра электрификации и механизации сельского хозяйства

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

Учебно-методический комплекс по дисциплине
для студентов специальности 110301 «Механизация сельского хозяйства»
всех форм обучения

Самостоятельное учебное электронное издание

Сыктывкар 2012

УДК 631.372
ББК 40.70
Т65

Рекомендован к изданию в электронном виде
кафедрой электрификации и механизации сельского хозяйства
Сыктывкарского лесного института

Утвержден к изданию в электронном виде советом сельскохозяйственного факультета
Сыктывкарского лесного института

Составители:

кандидат технических наук **В. И. Чудов**, кандидат технических наук **А. Н. Юшков**,
заведующий лабораторией **Е. Н. Сивков**, ведущий инженер **Н. Р. Ахматгалеева**

Отв. редактор:

Кандидат геолого-минералогических наук **Л. Л. Ширяева**

Т65 **Тракторы и автомобили** [Электронный ресурс] : учеб.-метод. комплекс по дисциплине для студ. спец. 110301 «Механизация сельского хозяйства» : самост. учеб. электрон. изд. / Сыкт. лесн. ин-т ; сост.: В. И. Чудов, А. Н. Юшков, Е. Н. Сивков, Н. Р. Ахматгалеева. – Электрон. дан. – Сыктывкар : СЛИ, 2012. – Режим доступа: <http://lib.sfi.komi.com>. – Загл. с экрана.

В издании помещены материалы для освоения дисциплины «Тракторы и автомобили». Приведены рабочая программа курса, методические указания по различным видам работ.

УДК 631.372
ББК 40.72

Самостоятельное учебное электронное издание

Составители: **Чудов** Валерий Иванович, **Юшков** Александр Николаевич,
Сивков Евгений Николаевич, **Ахматгалеева** Нурания Рахимовна

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

Электронный формат – pdf. Объем 9,8 уч.-изд. л.

Сыктывкарский лесной институт (филиал) федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет
имени С. М. Кирова» (СЛИ),
167982, г. Сыктывкар, ул. Ленина, 39, institut@sfi.komi.com, www.sli.komi.com

Редакционно-издательский отдел СЛИ

© СЛИ, 2012

©Чудов В. И., Юшков А. Н., Сивков Е. Н., Ахматгалеева Н. Р., составление, 2012

СОДЕРЖАНИЕ

1	Рабочая программа дисциплины	4
2	Методические рекомендации по самостоятельной подготовке студентов	12
	2.1 Методические рекомендации по самостоятельному изучению теоретического материала	12
	2.2 Методические рекомендации по самостоятельной подготовке к лабораторным работам	16
	2.3 Методические рекомендации по выполнению курсового проекта	17
	2.4 Методические рекомендации по самостоятельной подготовке к выполнению контрольных работ	19
3	Контроль знаний студентов	19
	3.1 Рубежный контроль	19
	3.2 Примерный перечень вопросов к зачету	21
	3.3 Примерный перечень вопросов к экзамену	22
4	Библиографический список	23
5	Приложение 1. Учебное пособие для выполнения курсовых проектов	25
6	Приложение 2. Сборник лабораторных работ	157

1. Рабочая программа

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ, ЕЕ МЕСТО В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

1.1. Цель изучения дисциплины

Цель: формирование у студентов знаний по конструкции, основам теории, расчётам и испытаниям тракторов и автомобилей, необходимых для эксплуатации этих машин в агро-промышленном производстве.

1.2. Задачи изучения дисциплины

В результате изучения дисциплины «Тракторы и автомобили» студент должен изучить конструкцию и регулировочные параметры основных моделей тракторов и автомобилей, а также теорию, режимы работы и технологические основы мобильных энергетических средств.

В результате системного усвоения дисциплины студент должен знать:

- основы теории и автомобиля, определяющие их эксплуатационно-технологические свойства;
- конструкцию и регулировочные параметры основных моделей тракторов, автомобилей и их двигателей;
- методику и оборудование для испытания тракторов, автомобилей и их систем;
- основные направления и тенденции совершенствования тракторов и автомобилей;
- требования к эксплуатационным свойствам тракторов и автомобилей.

В результате изучения дисциплины студент должен уметь:

- выбирать тип трактора с техническими и конструктивными параметрами, соответствующими технологическими требованиями и условиями его работы в данном хозяйстве;
- эффективно использовать тракторы и автомобили в конкретных условиях с./х. производства;
- проводить испытания двигателей, тракторов, автомобилей, оценивать эксплуатационные показатели, проводить их анализ;
- выполнять регулирование механизмов и систем тракторов и автомобилей для обеспечения работы с наибольшей производительностью и экономичностью;
- выполнять основные расчёты и анализировать работу отдельных механизмов и систем тракторов и автомобилей;
- применять полученные знания для самостоятельного освоения новых конструкций тракторов и автомобилей.

Студент должен обладать навыками:

- управления основными энергетическими средствами;
- выполнения приёмов эксплуатационного технического обслуживания;
- самостоятельного анализа и оценки режимов работы мобильного энергетического средства.

1.3. Перечень дисциплин, способствующих изучению дисциплины «Тракторы и автомобили»

Для усвоения учебного материала по дисциплине «Тракторы и автомобили» студентам необходимо иметь прочные знания по общеобразовательным дисциплинам: «Материаловедение», «Сопротивление материалов», ТММ, «Теоретическая механика», «Гидравлика».

1.4. Дополнения к нормам Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению подготовки 660300 «Агроинженерия» по специальности 110301 «Механизация сельского хозяйства»

Трудоёмкость – 202 часа, аудиторных занятий – 96 часов, самостоятельной работы – 106 часов.

Конструкции тракторов и автомобилей – двигатели, электрооборудование, шасси, гидравлическое, рабочее и вспомогательное оборудование, основы теории расчёта двигателей – циклы поршневых двигателей, испытания и характеристики двигателей, кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма, основы расчёта механизмов и систем двигателя; основы теории расчёта трактора и автомобиля – тяговый баланс трактора и автомобиля, энергетический баланс трактора, тяговая динамика трактора и автомобиля, управляемость и устойчивость трактора и автомобиля, технологические основы мобильных энергетических систем.

2. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ, ПРИМЕРНЫЙ ОБЪЕМ В ЧАСАХ

2.1. Наименование тем, их содержание

1. Введение. Назначение, классификация и основные части тракторов и автомобилей..... 1
часа

Введение. Цель, задачи и структура курса. Роль тракторов и автомобилей в энергетическом балансе страны в сельском хозяйстве. Задачи инженера – механика в процессе эксплуатации тракторов и автомобилей. Краткий исторический обзор развития тракторостроения и автомобилестроения. Роль отечественных и зарубежных учёных в области создания и развития конструкции тракторов и автомобилей и их эффективного использования. Состояние отечественного и мирового тракторостроения и автомобилестроения. Основные эксплуатационные свойства и тенденции совершенствования конструкций тракторов и автомобилей. Назначение трактора автомобиля. Условия их работы в с.-х. производстве. Квалификация, основные части тракторов и автомобилей. Технологические требования к трактору и автомобилю при выполнении различных операций. Развитие компоновочных схем и технологического оборудования. Универсализация мобильных энергетических средств с.-х. назначения.

2. Кривошипно-шатунный механизм и газораспределительный механизм..... 2
часа

Назначение механизма, применение кинематические схемы. Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме. Конструкция и взаимодействие деталей кривошипно-шатунного механизма рядных V – образных двигателей и их сравнительный анализ. Базовые детали. Условия работы и конструкция деталей цилиндропоршневой группы, шатунов, деталей группы коленчатого вала, уравнивающих механизмов. Применяемые материалы. Технические условия на комплектацию. Разборка и сборка кривошипно-шатунного механизма. Основные неисправности и влияние технического состояния кривошипно-шатунного механизма на показатели двигателя. Техническое обслуживание механизма. Механизм газораспределения. Назначение и классификация механизмов. Конструкция и взаимодействие деталей. Диаграмма фаз газораспределения. Особенности сборки приводов. Условия работы и конструкция деталей клапанной группы. Назначение и конструкция декомпрессионного механизма.

- 3. Система питания и регулятор скорости двигателя..... 2**
 часа
 Назначение классификация системы питания. Сравнительный анализ. Система подачи и очистки воздуха. Надув и охлаждение надувочного воздуха. Конструкция и работа воздухоочистителей, турбокомпрессоров, теплообменников. Система удаления отработанных газов. Конструкция и условия работы глушителей, искрогасителей и выпускных газопроводов. Система подачи и очистки топлива. Конструкция и работа топливных баков, фильтров и топливоподкачивающих насосов дизелей. Способы смесеобразования в дизелях и их сравнительная оценка. Формы и типы камер сгорания. Конструкция и работа форсунок. Конструкция и работа топливных насосов высокого давления рядного и распределительного типов, их сравнительный анализ. Техническое обслуживание, основные неисправности системы питания и влияние технического состояния на показатели работы. Смесеобразование в карбюраторном двигателе и понятия о составе смеси. Конструкция и работа карбюраторов. Устройство и системы карбюратора для работы на различных режимах.
- 4. Система смазки и охлаждения.....1**
 часа
 Назначение и классификация смазочных систем. Сравнительный анализ. Конструкция и работа масляных насосов, фильтров, охладителей и контрольных приборов. Назначение, работа и регулировка клапанов. Техническое обслуживание, основные неисправности системы и влияние ее технического состояния на показатели надёжности двигателя. Основные тенденции развития смазочных систем.
- 5. Электрооборудование тракторов и автомобилей..... 2**
 часа
 Основные группы электрооборудования, их назначение и основные требования, предъявляемые к ним. Источники электрической энергии. Источники энергии. Автотракторные генераторы, их классификация. Конструкция и работа генераторов и реле-регуляторов, их испытание. Техническое обслуживание, основные неисправности и их устранение. Основное тенденции развития. Аккумуляторные батареи. Система электрического зажигания рабочей смеси в двигателях. Назначение, требования и классификация систем зажигания. Классическая система зажигания. Влияние на работу системы зажигания конструктивных и эксплуатационных факторов. Состав, принцип действия и работа электронных систем зажигания. Микропроцессорные системы зажигания и управления двигателем.
- 6. Система пуска..... 2**
 часа
 Электрический пуск двигателя. Назначение и требования, предъявляемые к электрическим стартерам, их классификация. Конструкция и работа стартеров с механическим и дистанционным включением. Конструктивные особенности дополнительных реле, переключателей, реле блокировки. Испытание системы электрического пуска. Техническое обслуживание, неисправности и их устранение. Монтажные схемы систем электрического пуска автомобильного, тракторного и комбайнового двигателя, их сборка и проверка работоспособности.
- Трансмиссия тракторов и автомобилей..... 2**
 часа
 Применяемость механических, гидравлических и комбинированных трансмиссий; назначение основных сборочных единиц. Особенности трансмиссий современных автомобилей, тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. Фрикционные муфты сцепления, их классификация, основные показатели эффективности и недостатки. Конструктивные особенности, основные неисправности и техническое обслуживание фрикционных муфт сцепления и механизмов их привода. Механические коробки передач, их классификация, кинематические схемы, условия работы, конструктивные особенности, основные неисправности и техническое обслуживание. Коэффициент блокировки дифференциала. Классификация, устрой-

ство, преимущества и недостатки дифференциалов повышенного трения. Механизмы блокировки дифференциала. Конечные передачи, их назначение и конструктивные особенности. Полуоси. Конструктивные особенности управляемых ведущих мостов. Шарниры равных углов скоростей.

7. Ходовая часть тракторов и автомобилей..... 2
часа

Ходовая часть, её назначение и классификация. Конструктивные схемы остова рамы, кузова, балок мостов, подвески движителей. Ходовая часть колёсных тракторов, её конструктивные особенности, основные неисправности и техническое обслуживание. Ходовая часть грузовых автомобилей, её конструктивные особенности, основные неисправности и техническое обслуживание. Конструктивные особенности ходовой части легковых автомобилей. Шины, их назначение, условия работы, основные свойства, классификация, конструктивные особенности, основные неисправности и техническое обслуживание. Понятие о циркуляции мощности, коэффициент сцепления, сопротивления качению и увода. Ходовая часть гусеничных тракторов, условия ее работы, свойства, конструктивные особенности, основные неисправности и техническое обслуживание. Влияние конструкции и технического состояния трансмиссии и ходовой части на основные свойства трактора и автомобиля. Механизмы поворота колёсных тракторов и автомобилей, их классификация и кинематические схемы. Необходимость применения гидроусилителей. Углы наклона шкворней, развал и сходимость направляющих колёс. Рулевые приводы и рулевые механизмы, условия их работы, конструктивные особенности, основные неисправности и техническое обслуживание. Особенности механизмов поворота колёсных тракторов с шарнирной рамой. Механизмы поворота гусеничных тракторов, их классификация, принцип действия, кинематические схемы, преимущества и недостатки. Конструктивные особенности, основные неисправности и техническое обслуживание планетарных механизмов поворота и бортовых фрикционов. Торможение гусеничных тракторов. Тормозные механизмы. Их назначение, основные свойства и конструктивные схемы. Понятия служебного и экстренного торможения, рабочей, запасной, стояночной и вспомогательной тормозной систем, потери управляемости и устойчивости при торможении. Назначение, конструктивные особенности, основные неисправности и техническое обслуживание трансмиссионных и колёсных тормозных механизмов. Регулировка подшипников ступиц колёс и колёсных тормозных механизмов.

8. Рулевое управление тракторов и автомобилей.....2
часа

Рулевое управление колёсных тракторов и автомобилей. Назначение и классификация. Требования. Способы поворота. Углы установки управляемых колёс. Передняя ось, поворотные цапфы и механизм привода. Механизмы поворота трактора с шарнирной рамой. Управление поворотом гусеничных тракторов. Способы поворота. Конструкция и работа механизмов поворота. Регулирование механизмов.

9. Тормозные системы автомобилей и колёсных тракторов.....2
часа

Тормозное управление тракторов и автомобилей. Назначение и классификация. Конструкция и работа тормозных систем тракторов, автомобилей и прицепов. Привод тормозов. Антиблокировочные и противобуксовочные системы. Неисправности, техническое обслуживание и регулировка механизмов управления.

10. Рабочее оборудование тракторов и автомобилей.....2
часа

Механизмы переноса поступательного движения тракторов. Механизм навески, его назначение, двух- и трёхточечная схемы, устройство и регулировки. Механический догрузатель ведущих колёс. Автосцепка. Прицепные и буксирные устройства. Механизмы оборота мощности, их назначение, кинематические схемы, зависимый, полузависимый и независимый при-

воды, конструктивные особенности, основные неисправности и техническое обслуживание. Приводной шкив, его назначение и расположение на тракторе, конструкция и техническое обслуживание. Рабочее оборудование грузовых автомобилей. Бортовые механизмы предварительного подъёма и опрокидывания кузова самосвалов; цистерны, фургоны, специальные и специализированные кузова. Буксирное и седельное устройства. Лебедка. Привод технического оборудования специальных автомобилей сельскохозяйственного назначения. Кабина. Рабочее место водителя. Требования по условию обзорности, шумности, вибрациям, загазованности. Органы управления и контроля, подвеска сиденья. Отопитель кабины, вентилятор, кондиционер. Устройства для наблюдения за рабочими органами агрегатируемых орудий. Охрана труда, техника безопасности и противопожарные мероприятия при работе на автомобилях, тракторах и самоходных сельскохозяйственных машинах.

11. Теоретические и действительные циклы двигателей.....2
часа

Процессы газообмена – выпуск, впуск, расчёт основных показателей. Коэффициент остаточных газов и наполнения. Эксплуатационные и конструктивные факторы, определяющие эффективность газообмена. Влияние степени сжатия на показатели двигателя. Влияние эксплуатационных и конструктивных факторов на процесс сжатия. Расчёт показателей процесса сжатия. Процесс сгорания и его фазы. Сгорание и тепловыделение в дизелях. Анализ влияния эксплуатационных и конструктивных факторов на процесс сгорания в дизелях. Расчёт показателей процесса в дизелях. Жёсткость процесса сгорания. Сгорание и тепловыделение в ДВС с искровым зажиганием, его фазы. Анализ влияния эксплуатационных и конструктивных факторов на процесс сгорания в карбюраторных двигателях. Расчёт показателей процесса в карбюраторных двигателях. Детонация и калильное зажигание. Влияние эксплуатационных и конструктивных факторов на процесс расширения. Расчёт показателей процесса расширения. Влияние эксплуатационных и конструктивных факторов на показатели двигателя. Расчёт индикаторных и эффективных показателей, определение механических потерь.

12. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма.....2
часа

Силы, действующие в двигателе. Соотношение сил в КШМ. Соотношение сил в КШМ за рабочий цикл в одно- и многоцилиндровых двигателях. Расчёт сил и моментов, действующих в КШМ. Способы снижения неравномерности частоты вращения и момента на различных режимах работы двигателя.

13. Уравновешивание двигателей.....1
часа

Уравновешивание ДВС. Практическая уравновешенность. Способы уравновешивания рядных одно-, двух-, трёх- и четырёхцилиндровых V-образных ДВС.

14. Основные направления развития двигателя.....1 часа

Альтернативные виды топлива. Применение газотурбинного наддува высокого давления. Регулируемый наддув. Улучшение характеристик двигателя за счет конструктивных особенностей и новых материалов.

15. Испытание двигателей.....1
часа

Понятие об устойчивой работе двигателя. Фактор устойчивости. Типы регуляторов. Характеристики и показатели регуляторов. Влияние изменения в процессе характеристик топливного насоса и регулятора на показатели работы двигателя. Внешние и частичные характеристики двигателей. Применение частичных режимов двигателя в эксплуатационных условиях. Расчёт возможной экономии топлива при условии ограничения рабочих скоростей при карбюраторном двигателе и дизеле.

16. Теория трактора и автомобиля.....	3
часа	
Физико – механические свойства почвы и шины. Качение ведомого колеса, коэффициент сопротивления качению. Работа ведущего колеса. Сцепление, буксование, КПД. Работа гусеничного движителя. Кинематика. Силы, действующие в гусенице, КПД. Тяговый и энергетический баланс трактора. Тяговая динамика трактора. Тяговая динамика автомобиля. Тяговый КПД. Тормозная динамика автомобиля. Торможение двигателя. Проходимость: профильная, опорно – сцепная, агротехническая,. Её показатели. Тяговые свойства полноприводных машин. Роль дифференциала. Плавность хода. Статическая устойчивость машин. Устойчивость продольная, поперечная, от опрокидывания и от сползания, от заноса.	
17. Испытание тракторов.....	1
часа	
Стендовые испытания. Тяговые испытания.	
18. Тенденция развития мобильных энергетических средств.....	1
часа	
Альтернативные виды топлива для мобильных энергетических средств. Новые технологии и материалы, применяемые при конструировании мобильных энергетических средств.	

Всего: 32 часа

2.2. Наименование лабораторных занятий

1. Стенды и приборы для испытаний топливной аппаратуры
2. Содержание стендовых испытаний ДВС.
3. Методика снятия регулировочной характеристики ТНВД по изменению давления начала впрыскивания топлива форсункой
4. Методика снятия регулировочной характеристики дизельного двигателя по установочному углу опережения впрыскивания топлива
5. Методика снятия регулировочной характеристики двигателя с искровым зажиганием по углу опережения зажигания
6. Методика снятия нагрузочной характеристики ТНВД
7. Методика снятия нагрузочной характеристики дизельного двигателя
8. Методика снятия нагрузочной характеристики двигателя с искровым зажиганием
9. Методика снятия скоростных характеристик ТНВД
10. Методика снятия скоростных характеристик дизельного двигателя
11. Методика снятия регуляторной характеристики дизельного двигателя
12. Методика снятия скоростных характеристик двигателя с искровым зажиганием
13. Скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием (регулятор выключен)
14. Испытание и регулировка форсунок по давлению начала впрыскивания

Всего: 32 часа

2.3. Наименование практических работ

1. Тяговый расчёт автомобиля 6 часов
2. Тяговый расчёт трактора.....6 часов
3. Расчёт трансмиссии автомобиля.....4 часа
4. Расчёт трансмиссии трактора.....4 часа
5. Поверочный расчёт тормозных систем4 часа
6. Ходовая часть тракторов и автомобилей.....4 часа
7. Кинематика и динамика КШМ.....4 часа

Всего: 32 часа

2.4. Самостоятельная работа и контроль успеваемости студентов

2.4.1. Очной формы обучения

№ п/п	Вид самостоятельной работы	Часы	Вид контроля успеваемости
1.	Проработка лекционного материала по конспекту и учебной литературе	16	Тест
2.	Подготовка к лабораторной работе	16	ЛР
3.	Подготовка к практической работе	18	
4.	Выполнение курсового проекта	25	Защита
5.	Подготовка к зачёту	11	
6.	Подготовка к экзамену	20	Экзамен
	Всего:	106	

2.4.2. Заочной формы обучения

№ п/п	Вид самостоятельной работы	Часы	Вид контроля успеваемости
1.	Проработка лекционного материала по конспекту и учебной литературе	8	Тест
2.	Изучение вопросов тем, не охваченных лекционным курсом	82	КО
3.	Подготовка к лабораторной работе	4	ЛР
4.	Подготовка к практической работе	4	
5.	Выполнение контрольной работы	20	
6.	Выполнение курсовой работы	30	Защита
6.	Подготовка к экзамену	20	Экзамен
	Всего:	178	

Текущая успеваемость студентов контролируется опросом по выполнению лабораторных работ (ОЛР), фронтальным опросом текущего материала (ФО) и выступлениями их на практических занятиях и проверкой индивидуальным контрольным опросом (КО). Итоговая успеваемость определяется на экзамене.

2.5. Распределение часов по темам и видам занятий

2.5.1. Очная форма обучения

№ п/п	№ и наименование темы	Объём работы студентов, час					Форма контроля успеваемости
		Всего	Лек.	Лаб.	Прак.	Сам.	
1	Введение. Назначение, классификация и основные части тракторов и автомобилей	5	1	-	2	2	ФО, ЛР
2	Кривошипно-шатунный механизм и газораспределительный механизм	11	2	4	4	1	ФО, ЛР

3	Система питания и регулятор скорости двигателя	6	2	-	2	2	ФО, ЛР
4	Система смазки и охлаждения	8	1	4	2	1	ФО, ЛР
5	Электрооборудование тракторов и автомобилей	6	2	-	2	2	ФО, ЛР
6	Система пуска	9	2	3	2	2	ФО, ЛР
7	Трансмиссия тракторов и автомобилей	6	2	-	3	1	ФО, ЛР
8	Ходовая часть тракторов и автомобилей	6	2	-	3	1	ФО
9	Рулевое управление тракторов и автомобилей	10	2	4	2	2	ФО
10	Тормозные системы автомобилей и колёсных тракторов	11	2	3	4	2	ФО, ЛР
11	Рабочее оборудование тракторов и автомобилей	7	2	-	2	3	ФО, ЛР
12	Теоретические и действительные циклы двигателей	9	2	3	2	2	ФО, ЛР
13	Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма	8	2	2	2	2	ФО, ЛР
14	Уравновешивание двигателей	4	2	-	-	2	ФО, ЛР
15	Основные направления развития двигателя	6	2	-	2	2	ФО, ЛР
16	Испытание двигателей	7	1	4	-	2	ФО, ЛР
17	Теория трактора и автомобиля	4	3	-	-	1	ФО, ЛР
18	Испытание тракторов	7	1	5	-	1	ФО, ЛР
19	Тенденция развития мобильных энергетических средств	6	1	2	-	3	ФО
20	Выполнение курсовой работы	25	-	-	-	25	КР
21	Подготовка к контрольной работе	10	-	-	-	10	
22	Подготовка к зачёту	11	-	-	-	11	
23	Подготовка к экзамену	20	-	-	-	20	Экзамен
Всего:		202	32	32	32	106	

2.5.2. Заочная форма обучения

№ п/п	№ и наименование темы	Объём работы студентов, час					Форма контроля успеваемости
		Всего	Лек.	Лаб.	Прак.	Сам.	
1	Введение. Назначение, классификация и основные части тракторов и автомобилей	3	1	-	-	2	ФО, ЛР
2	Кривошипно-шатунный механизм и газораспределительный механизм	7	-	-	2	5	ФО, ЛР
3	Система питания и регулятор скорости двигателя	5	1	-	-	4	ФО, ЛР
4	Система смазки и охлаждения	9	-	2	2	5	ФО, ЛР
5	Электрооборудование тракторов и автомобилей	6	-	-	2	4	ФО, ЛР

6	Система пуска	5	-	-	-	5	ФО, ЛР
7	Трансмиссия тракторов и автомобилей	5	1	-	-	4	ФО, ЛР
8	Ходовая часть тракторов и автомобилей	5	-	-	-	5	ФО
9	Рулевое управление тракторов и автомобилей	6	-	2	-	4	ФО
10	Тормозные системы автомобилей и колёсных тракторов	8	1	-	2	5	ФО, ЛР
11	Рабочее оборудование тракторов и автомобилей	6	-	2	-	4	ФО, ЛР
12	Теоретические и действительные циклы двигателей	8	2	-	2	4	ФО, ЛР
13	Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма	6	-	2	-	4	ФО, ЛР
14	Уравновешивание двигателей	3	-	-	-	3	ФО, ЛР
15	Основные направления развития двигателя	4	-	-	-	4	ФО, ЛР
16	Испытание двигателей	6	2	-	-	4	ФО, ЛР
17	Теория трактора и автомобиля	4	-	-	-	4	ФО, ЛР
18	Испытание тракторов	4	-	-	-	4	ФО, ЛР
19	Тенденция развития мобильных энергетических средств	4	-	-	-	4	ФО
20	Выполнение курсовой работы	30	-	-	-	30	КР
21	Выполнение контрольной работы	30	-	-	-	30	
22	Подготовка к экзамену	40	-	-	-	40	Экзамен
	Всего:	202	8	8	8	178	

2. Рекомендации по самостоятельной подготовке студентов

2.1. Методические рекомендации по самостоятельному изучению теоретического материала

Самостоятельная работа студентов по изучению отдельных тем дисциплины включает поиск и систематизацию учебных материалов по дисциплине, переработку и освоение материала, самоконтроль знаний по данной теме с помощью перечисленных вопросов и заданий.

Наименование тем	Контрольные вопросы и задания
1. Введение. Назначение, классификация и основные части тракторов и автомобилей.	1.Как классифицируются с./х. тракторы по назначению. 2.Назовите тяговые классы тракторов. 3.Как подразделяют автомобильный подвижной состав по назначению. 4.Укажите классификацию по полной массе на классы. 5.Основные узлы автомобиля. 6. Основные узлы трактора.
2. Кривошипно-шатунный механизм и газораспределительный механизм.	1.Назовите назначение кривошипно-шатунного механизма.

	2.Перечислите детали кривошипно-шатунного механизма. 3.Коструктивные особенности кривошипно-шатунного механизма. 4.Из какого материала изготавливается шатун и какой технической обработке он подвергается. 5.Какие силы реакции возникают при движении шатуна.
3. Система питания и регулятор скорости двигателя.	1. Назначение и классификация системы питания. 2.Система подачи и очистка воздуха. 3.Конструкция и работа топливных баков, фильтров и топливо подкачивающих насосов дизелей. 4.Смесеобразование в карбюраторном двигателе и понятие о составе смеси. 5. Конструкции работы карбюраторов. 6.Работа карбюраторов на различных режимах.
4. Система смазки и охлаждения	1.Назначение и классификация смазочных систем. 2. Конструкция масляных насосов, фильтров, охладителей и контрольных приборов. 3.Техническое обслуживание, основные неисправности системы и влияние их на показатели надёжности двигателя. 4.Классификация систем охлаждения. 5.Конструкции работы систем охлаждения в целом и отдельных узлов. 6.Контрольные приборы систем охлаждения.
5. Электрооборудование тракторов и автомобилей.	1.Основные группы электрооборудования , их назначение, основные требования. 2.Источники электрической энергии. 3.Назначение генераторов и их классификация. 4.Назначение реле-регулятора. 5.Система электрического зажигания рабочей смеси в двигателях.
6. Система пуска.	1. Электрический пуск двигателя. 2. Назначение стартера электрического зажигания. 3. Конструкция и работа стартеров с механическим и дистанционным включением. 4. Неисправности электрического пуска и их устранение.
7. Трансмиссия тракторов и автомобилей.	1. Схемы трансмиссий и их сравнительный анализ. 2. Основные понятия о бесступенчатых и комбинированных трансмиссиях.

	3. Муфта сцепления, назначение, классификация, принцип действия и конструкция. 4. Назовите особенности работы коробок передач. 5. Назначение и конструкции промежуточных соединений и карданных валов. 6. Ведущие мосты.
8. Ходовая часть тракторов и автомобилей.	1. Назовите основные элементы ходовой части колёсных тракторов. 2. Расскажите конструкцию ведущих и управляемых колёс. 3. Назовите типы шин и их маркировку. 4. Принципы регулировки колеи, базы и дорожного просвета. 5. Назовите основные элементы ходовой части гусеничных тракторов. 6. Назовите основные типы несущих систем и подвесок. 7. Назовите основные элементы ходовой части автомобиля.
9. Рулевое управление тракторов и автомобилей.	1. Назначение и классификация рулевого управления колёсных тракторов и автомобилей. 2. Назовите основные механизмы рулевого привода. 3. Расскажите устройство механизма поворота трактора с шарнирной рамой. 4. Принцип управления поворотом гусеничных тракторов. 5. Назовите способы поворота тракторов.
10. Тормозные системы автомобилей и колёсных тракторов.	1. Назначение и классификация тормозных систем тракторов и автомобилей. 2. Расскажите принцип работы тормозных систем прицепов. 3. Устройство и принцип привода тормозов. 4. Расскажите антиблокировочные и противобуксовочные системы. 5. Назовите неисправности тормозов. 6. Техническое обслуживание тормозной системы. 7. Регулировки механизмов тормозной системы.
11. Рабочее оборудование тракторов и автомобилей.	1. Перечислите назначения и классификацию механизмов нарезки на трактор. 2. Укажите, для чего предназначен гидрокруг, буксирное устройство. 3. Назовите типы прицепных устройств. 4. Назовите способы осуществления дополнительного отбора мощности. 5. Принцип работы гидравлической системы

	управления навесным механизмом. 6. Перечислите назначение гидравлических систем. 7. Принцип работы системы автоматического регулирования глубины обработки почвы (САРГ).
12. Теоретические и действительные циклы двигателей.	1. Что замкнутые теоретические циклы. 2. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме 3. Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении 4. Цикл со смешанным подводом теплоты 5. Разомкнутые и действительные циклы ДВС
13. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма	1. Перемещение поршня 2. Скорость поршня 3. Ускорение поршня 4. Силы давления газов. Силы инерции 5. Суммарные силы действующие в КШМ
14. Уравновешивание двигателей.	1. Уравновешивание одноцилиндровых и двухцилиндровых двигателей 2. Уравновешивание четырехцилиндровых двигателей 3. Уравновешивание восьмицилиндровых двигателей 4. Расчет маховика
15. Основные направления развития двигателя.	1. Расширение использования дизелей 2. Снижение тепловой экономичности двигателей 3. Экологичность двигателей 4. Энергополезность двигателей
16. Испытание двигателей.	1. Назначение и виды испытания двигателей 2. Регулировочные характеристики ДВС 3. Скоростные характеристики ДВС 4. Нагрузочные характеристики ДВС
17. Теория трактора и автомобиля.	1. Эксплуатационные качества и свойства тракторов и автомобилей 2. Современные тенденции развития тракторов и автомобилей 3. Основные соотношения системы трактор (автомобиль) – воздух – почва 4. Общая динамика тракторов и автомобилей 5. Тяговая динамика тракторов и автомобилей 6. Теория поворота 7. Устойчивость трактора и автомобиля 8. Эргономия трактора и автомобиля
18. Испытание тракторов.	1. Методы экспериментальной оценки тяговых показателей трактора 2. Приборы используемые при тяговых испы-

	таниях 3. Требования ГОСТов при тяговых испытаниях 4. Обработка результатов тяговых испытаний и выводы
19. Тенденция развития мобильных энергетических средств.	1. Повышение энергонасыщенности тракторов и себестоимость автомобильных перевозок 2. Улучшение эргономических и экологических свойств тракторов и автомобилей 3. Повышение производительности тракторов и автомобилей 4. Улучшение эксплуатационных свойств тракторов и автомобилей.

2.2. Методические рекомендации по самостоятельной подготовке к лабораторным работам

Наименование работы	Контрольные вопросы
1. Поверочный расчет муфты сцепления	1. Назовите основные показатели, определяющие работоспособность фрикционной муфты сцепления машины. 2. Для заданного трактора подсчитайте коэффициент запаса муфты сцепления и определите ее удельную работу буксования. 3. Перечислите условия, ухудшающие работу муфты сцепления.
2. Анализ передаточного отношения коробки передач	1. Назначение и принципы работы коробки передач. 2. Каким образом подбираются передаточные отношения ступенчатых коробок передач? 3. Произведите проверку диапазона тракторных скоростей движения заданной машины.
3. Поверочный расчет гидропривода навесного устройства	1. Назначение и устройство навесного устройства тракторов. 2. Назовите основные параметры гидравлического привода. 3. В чем особенность расчета гидравлического привода навесного устройства тракторов? 4. Произведите расчет гидропривода навесного устройства трактора (по заданию преподавателя).
4. Поверочный расчет тормозного механизма	1. Расскажите принцип работы тормозов с гидравлическим приводом. 2. Расскажите принцип работы тормозов с пневматическим приводом. 3. Какие системы тормозов имеют современные автомобили? 4. Назовите требования, предъявляемые к тормозным системам. 5. Произведите поверочный расчет тормозной системы автомобиля (по заданию преподавателя).
5. Определение базы, ширины колеи, координат центра масс, ве-	1. Для чего необходимо знать линейные размеры трактора (база, колея, координаты центра масс)?

совых параметров трактора и давления колеса на почву	2. Что понимают под эксплуатационным и сцепным весом трактора? 3. От каких факторов зависит среднее давление движителей на почву? На что оно влияет? 4. Рассчитайте ширину колеи трактора МТЗ-82 при работе с плугом ПЛН-3-35. Формула расчета колеи пахотного агрегата на базе универсально-пропашного трактора: $B = p_k \cdot v_k + v + 0,12$, м, где p_k - число корпусов в плуге; v_k - захват корпуса; v - ширина профиля шины типа 15,5R38 (заднее колесо МТЗ - 80/82).
6. Тяговые испытания трактора	1. Для чего проводят тяговые испытания трактора? 2. Аппаратура, применяемая при тяговых испытаниях. 3. Методика тарирования приборов. 4. Как производится подготовка участка для испытаний? 5. Как проводятся тяговые испытания трактора? 6. Методика определения крюкового усилия на динамограмме. 7. Как определяется буксование и скорость движения трактора при тяговых испытаниях? 8. Как строится экспериментальная тяговая характеристика трактора? 9. Анализ тяговой характеристики трактора.
7. Определение коэффициентов сопротивления воздуха и качению автомобиля	1. Что такое сопротивление качения и сопротивление воздуха? 2. Как определяется коэффициент сопротивления воздуха, если известен коэффициент сопротивления качения? 3. Как определяются одновременно коэффициенты сопротивления качения и воздуха?

2.3. Методические рекомендации по выполнению курсового проекта

Курсовое проектирование является очередным этапом обучения студентов и имеет цель: систематизацию, закрепление и расширение теоретических и практических знаний по специальности и применение этих знаний при решении конкретных научных, технических, экономических и производственных задач; развитие навыков выполнения самостоятельной работы и овладение методикой исследования и экспериментирования при решении разрабатываемых в курсовой работе вопросов; выявление подготовленности студентов для самостоятельной работы в условиях современного производства и рыночных отношений. При этом необходимо учитывать требования совершенствования технического прогресса, научной организации труда. Управления производством, направленные на повышение экономической эффективности разрабатываемых технических средств и технологических процессов.

В курсовой работе рассчитываются основные параметры и характеристики трактора и автомобиля, проводится оценка влияния на их тягово-скоростные, топливо-экономические и другие показатели конструктивных и эксплуатационных факторов. Курсовая работа может также выполняться по тематике научно-исследовательского характера, связанной с анализом и обоснованием способов повышения эксплуатационных свойств сельскохозяйственных тракторов и автомобилей.

Структура курсовой работы

1. Оценка основных эксплуатационных свойств трактора.

1.1 .Расчет скоростной характеристики двигателя.

1.2. Построение теоретической тягово-скоростной характеристики трактора.

- 1.3. Оценка тягово-скоростных свойств, устойчивости, агротехнической проходимости трактора.
2. Оценка основных эксплуатационных свойств автомобиля.
- 2.1. Тягово-динамический расчет автомобиля.
- 2.2. Построение динамического паспорта.
- 2.3. Расчет топливной экономичности.
- 2.4. Оценка разгонно-тормозных свойств, устойчивости и грузопместимости автомобиля.

Курсовая работа включает два раздела:

1. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя;
2. Расчёт и анализ тяговой характеристики.

Расчёт и анализ тяговой характеристики содержит 6 заданий:

- расчёт рабочего цикла и основных показателей двигателя;
- определение параметров топливной аппаратуры и угла опережения зажигания (впрыскивания);
- использование частичных режимов работы двигателя;
- кинематический и динамический расчёт двигателя;
- определение износа шейки коленчатого вала;
- определение режима пуска двигателя.

Студенты выполняют 4 задания из первого раздела и второй раздел полностью.

2.3.1. Темы курсовых работ

1. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ЗИД-4,5.
2. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя УД-2.
3. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя Д-21А.
4. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя Д-144.
5. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя Д-65Н.
6. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ВАЗ-2101.
7. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ВАЗ-2106.
8. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ГАЗ-24.
9. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ЗМЗ-53.
10. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ЗиЛ-130.
11. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ЗиЛ-133.
12. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя Д-37Е.
13. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя Д-240.
14. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя Д-245.
15. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя СМД-14.
16. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя СМД-21.
17. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя СМД-60.
18. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя СМД-64.
19. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя А-01.
20. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя А-01М.
21. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ЯМЗ-236.
22. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ЯМЗ-238.
23. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ЯМЗ-240БМ.
24. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя КамАМ-740.
25. Расчёт и анализ технических и эксплуатационных показателей двигателя ЯМЗ-842.

2.3.2. Расчёт и анализ тяговой характеристики

1. Трактора Т-16М.
2. Трактора Т-25А.
3. Трактора Т-40АМ.
4. Трактора ЛТЗ-55А.
5. Трактора ЛТЗ-60.
6. Трактора МТЗ-80.
7. Трактора МТЗ-82.1.
8. Трактора ЮМЗ-6АЛ.
9. Трактора Т-150.
10. Трактора Т-150К.
11. Трактора ДТ-75МВ.
12. Трактора Т-4А.
13. Трактора К-701.
14. Трактора Т-130.

2.4. Методические рекомендации по выполнению контрольных работ студентам заочной формы обучения

В межсессионный период студент должен выполнить две контрольные работы:

В 1КР надо выполнить схему контрольных заданий (п.п. 3.1.1) и решить задачу;

Во 2 КР надо ответить на вопросы (п.п. 3.1.2.).

3. Контроль знаний студентов

3.1. Рубежный контроль

3.1.1. Контрольные задания

1. Выполните схему тормозной системы автомобиля с гидравлическим приводом и расскажите, как работает эта система.
2. Выполните схему тормозной системы трактора с пневматическим приводом и расскажите, как работает эта система.
3. Выполните схему трансмиссии автомобиля, укажите название и назначение отдельных ее механизмов.
4. Выполните схему, опишите назначение, устройство и работу коробки передач.
5. Выполните схему дифференциала и объясните его назначение, устройство и работу.
6. Выполните схему трансмиссии трактора, укажите название и назначение отдельных ее механизмов.
7. Выполните схему муфты сцепления, укажите название и назначение основных ее частей.
8. Выполните схему заднего моста автомобиля, укажите название и назначение отдельных его частей.
9. Выполните схему коробки передач и объясните ее назначение, и работу.
10. Выполните схему заднего моста трактора, укажите название и назначение основных ее частей.
11. Определите силу тяги трактора на крюке для следующих условий: мощность, развиваемая двигателем, $N_e = 122$ кВт; тяговый КПД трактора $\eta_{\text{тяг}} = 0,65$; теоретическая скорость движения $V_T = 9$ км/час; коэффициент буксования $\delta = 0,04$.
12. Определите баланс мощности трактора для следующих условий: масса трактора 8000 кг; мощность, развиваемая двигателем, $N_e = 110$ кВт; теоретическая скорость движения $V_T = 7,5$ км/час; коэффициент буксования $\delta = 0,05$; КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}} = 0,85$; коэффициент сопро-

тивления перекачиванию $f = 0,07$; трактор движется равномерно по ровной местности, не используя вал отбора мощности.

13. Определите удельный расход топлива на единицу тяговой мощности для следующих условий: трактор развивает силу тяги $P_{кр} = 20000$ Н; теоретическая скорость движения $V_T = 6,5$ км/час; коэффициент буксования $\delta = 0,06$; часовой расход топлива $G_4 = 12$ кг/ч.

14. Определите силу тяги трактора на крюке и удельный расход топлива на единицу тяговой мощности для следующих условий: мощность, развиваемая двигателем, $N_e = 30$ кВт; тяговый КПД трактора $\eta_{тяг} = 0,7$; действительная скорость движения $U_d = 8,5$ км/ч; удельный расход топлива двигателем $g_e = 260$ г/кВт-ч.

15. Определите потери мощности в трансмиссии трактора и на буксование для следующих условий: мощность, развиваемая двигателем, $N_e = 55$ кВт; КПД трансмиссии $\eta_{тр} = 0,85$; коэффициент буксования $\delta = 0,05$.

16. Определите силу тяги трактора на крюке и для следующих условий: мощность развиваемая двигателем, $N_e = 66$ кВт; тяговый КПД трактора $\eta = 0,75$; действительная скорость движения $U_d = 7,5$ км/ч.

тяг

17. Определите баланс мощности трактора для следующих условий: масса трактора 3000 кг; мощность, развиваемая двигателем, $N_e = 37$ кВт; действительная скорость движения $U_d = 8$ км/час; КПД трансмиссии $\eta_{тр} = 0,9$; коэффициент сопротивления перекачиванию $f = 0,08$; коэффициент буксования $\delta = 0,04$; трактор движется равномерно по ровной местности, не используя вал отбора мощности.

18. Определите тяговую мощность трактора и часовой расход топлива для следующих условий: трактор развивает силу тяги $P_{кр} = 22000$ Н; теоретическая скорость движения $V_T = 9$ км/ч.; коэффициент буксования $\delta = 0,04$; тяговый КПД трактора $\eta_{тяг} = 0,65$; удельный расход топлива двигателем $g_e = 265$ г/кВт-ч.

19. Определите часовой расход топлива для следующих условий: трактор развивает тяговое усилие $P_{кр} = 25000$ Н; теоретическая скорость движения $V_T = 5$ км/ч.; коэффициент буксования $\delta = 0,03$; удельный расход топлива на единицу тяговой мощности $g_{кр} = 367$ г/кВт-ч.

20. Определите тяговую мощность трактора и удельный расход топлива на единицу тяговой мощности для следующих условий: трактор развивает силу тяги $P_{кр} = 11000$ Н; действительная скорость движения $U_d = 8$ км/ч.; удельный расход топлива двигателем $g_e = 270$ г/кВт-ч.; тяговый КПД трактора $\eta_{тяг} = 0,65$;

3.1.2. Контрольные вопросы проверки остаточных знаний

1. Процесс впуска. Влияние различных факторов на наполнение цилиндра и эксплуатационные показатели двигателя.

2. Фазы процесса сгорания. Их влияние на основные свойства двигателя.

3. Нарушения процесса сгорания, их характерные признаки и способы устранения.

4. Индикаторные показатели ДВС.

5. Эффективные показатели ДВС.

6. Влияние различных факторов на индикаторные и эффективные показатели ДВС.

7. Показатели и методы определения дымности и токсичности ОГ.

8. Преимущества и недостатки различных способов смесеобразования в дизелях.

9. Характеристики простейшего, идеального и реального карбюраторов.

10. Процессы впрыскивания и распыливания топлива.

11. Способы регулирования и виды регуляторов ДВС.

12. Силы и моменты, действующие в КШМ.

13. Уравновешивание ДВС. Способы уравновешивания.

14. Особенности кинематики дезаксиального КШМ.

15. Расчетные режимы основных деталей ДВС.

16. Алгоритм расчета на прочность деталей ДВС.
17. Виды расчетов основных деталей КШМ и ГРМ.
18. Тепловой баланс двигателя.
19. Особенности расчета систем жидкостного и воздушного охлаждения ДВС.
20. Обоснование пределов масляного зазора в подшипниках коленчатого вала.
21. Методика расчета пусковых систем.
22. Перспективы развития двигателестроения.
23. Перспективы применения альтернативных видов топлив.
24. Назначение стендовых испытаний. Характеристики ДВС.
25. Методика снятия и анализ регулировочных характеристик ДВС и ТНВД.
26. Методика снятия и анализ нагрузочных характеристик ДВС и ТНВД.
27. Методика снятия и анализ скоростных характеристик ДВС и ТНВД.
28. Требования к современной ТПА дизелей. Влияние износов деталей ТПА на показатели работы ДВС.
29. Влияние регулировок ТПА на показатели работы ДВС.
30. Способы форсирования ДВС.

3.2. Примерный перечень вопросов для подготовки к зачету

1. Каковы условия интенсивного использования и современные тенденции развития тракторов и автомобилей?
2. Эксплуатационные свойства тракторов и автомобилей. Измерители этих свойств.
3. Тягово -скоростные свойства тракторов.
4. Скоростность автомобилей.
5. Проходимость тракторов.
6. Проходимость автомобилей.
7. Агрегатируемость тракторов.
8. Вместимость автомобилей.
9. Безвредность тракторов.
10. Безвредность автомобилей.
11. Топливная экономичность тракторов.
12. Топливная экономичность автомобилей.
13. Поворачиваемость автомобилей.
14. Поворачиваемость тракторов.
15. Продольная устойчивость тракторов и автомобилей.
16. поперечная устойчивость тракторов и автомобилей.
17. Устойчивость автомобилей против, заноса.
18. Тормозные свойства автомобилей.
19. Плавность хода тракторов и автомобилей.
20. Удобство использования тракторов.
21. Удобство использования автомобилей.
22. Какая связь ведущего момента по двигателю с крутящим моментом двигателя?
23. С какой целью и какими способами изменяют передаточное число трансмиссии?
24. От каких факторов зависит значение ведущего момента при установившемся движении трактора?
25. Механический КПД трансмиссии.
26. Тяговый баланс трактора.
27. Анализ дифференциального уравнения движения автомобиля.
28. Физико-механические свойства почвы.
29. Физико-механические свойства пневматической шины.
30. Работа ведомого колеса.

31. Работа ведущего колеса.
32. Кинематический радиус и буксование ведущего колеса.
33. КПД ведущего колеса.
34. Определение нормальных реакций дороги на передние и задние колеса трактора.
35. Особенности кинематики гусеничного движителя.
36. Динамика гусеничного движителя.
37. Сопротивление перекачиванию и буксование гусеничного движителя.
38. Распределение нормальных реакций почвы по длине гусеничного движителя.
39. Внешние силы и моменты, действующие на гусеничный трактор.
40. Мощностной баланс трактора и его анализ.
41. Тяговый КПД трактора и его анализ.
42. Построение и анализ расчетной тяговой характеристики трактора.
43. Анализ теоретической диаграммы разгона тракторного агрегата.
44. Особенности общей динамики автомобиля.
45. Динамический фактор автомобиля. По какой зависимости его определяют при установившемся и неустановившемся движениях?
46. Тяговый расчет автомобиля.
47. Динамическая характеристика трактора и автомобиля и ее анализ.
48. Разгон автомобиля.
49. Тормозная динамика автомобиля.
50. Способы торможения и измерители тормозных свойств.
51. Торможение с отъединенным двигателем.
52. Торможение двигателем.
53. Влияние бокового увода на управляемость машины.
54. стабилизация управляемых колес.
55. Автомобильные подвески, их анализ и характеристики.
56. Основные сведения о колебаниях тракторов и автомобилей. Уравнения колебаний машины.
57. Способы определения центра тяжести трактора.
58. Кинематический расчет различных трансмиссий.
59. Расчет ходовой части тракторов и автомобилей.
60. Выбор параметров фрикционных муфт.
61. расчет тормозных систем.
62. Методика расчета гидропривода навесного устройства трактора.
63. Методика испытаний тракторов.
64. Методика тяговых испытаний тракторов.
65. Методика определения коэффициентов сопротивления качению и воздуха автомобиля.
66. Аппаратура, применяемая для тяговых испытаний тракторов, их тарировка.
67. Обработка полученных результатов при тяговых испытаниях тракторов.
68. Методика испытаний автомобилей

3.3. Примерный перечень вопросов для подготовки к экзамену

1. Действительные циклы в поршневых ДВС. Общие положения. Их отличие от теоретических. Причины отличий.
2. Индикаторные диаграммы действительного цикла 4-х тактного дизеля без наддува.
3. Особенности индикаторных диаграмм и действительного рабочего цикла 4-х тактного ДВС с искровым зажиганием. Циклы двухтактных ДВС.
4. Процесс впуска. Параметры, влияющие на наполнение цилиндра. Давление и температура в конце впуска.

5. Процесс сжатия. Определение параметров рабочего тела в конце сжатия.
6. Процесс сгорания. Виды сгорания.
7. Сгорание и тепловыделение в дизеле. Пути повышения эффективности рабочего цикла.
8. Сгорание и тепловыделение в ДВС с искровым зажиганием. Нарушения процесса сгорания.
9. Процессы расширения и выпуска.
10. Индикаторные показатели рабочего цикла ДВС.
11. Пути форсирования ДВС.
12. Механические потери и эффективные показатели работы ДВС.
13. Влияние различных факторов на индикаторные показатели ДВС.
14. Влияние различных факторов на механические потери и эффективные показатели ДВС. Пути повышения долговечности ДВС.
15. Показатели износостойкости ДВС. Способы снижения износов.
16. Показатели и методы определения токсичности ДВС. Способы снижения токсичности.
17. Определение размеров и удельных параметров двигателей.
18. Тепловой баланс и теплонапряженность деталей двигателя. Пути повышения эффективности и экономичности ДВС.
19. Стендовые испытания ДВС и ТА. Виды и назначение испытаний.
20. Характеристики двигателей. Назначение и классификация характеристик. Термины, применяемые при стендовых испытаниях.
21. Методика снятия и анализ регулировочных характеристик ДВС и ТА.
22. Методика снятия и анализ нагрузочных характеристик ДВС и ТА.
23. Методика снятия и анализ скоростных характеристик ДВС и ТА.
24. Методика снятия и анализ регуляторных характеристик ДВС и ТА. Многопараметровые характеристики.
25. Требования, предъявляемые к ТА современных дизелей.

4. Библиографический список

Основная учебная литература

1. Тракторы и автомобили [Текст] : учеб. пособие для студ. направления бакалавриата 250100 "Лесное дело" и спец. 110301 "Механизация сельского хозяйства", 190601 "Автомобили и автомобильное хозяйство" всех форм обучения / В. И. Чудов ; М-во образования и науки Рос. Федерации, Сыкт. лесн. ин-т (фил.) ФГБОУ ВПО С.-Петерб. гос. лесотехн. ун-т им. С. М. Кирова, Каф. автомоб. и автомоб. хоз-ва. – Сыктывкар : СЛИ, 2011. – 132 с.

Дополнительная учебная, учебно-методическая литература

1. Автомобили [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов по спец. 150200 "Автомобили и автомобильное хозяйство" / А. В. Богатырев [и др.] ; под ред. А. В. Богатырева. – Москва : КолосС, 2004. – 496 с. – (Учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений).
2. Болотов, А. К. Конструкция тракторов и автомобилей [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по агроинж. спец. / А. К. Болотов, А. А. Лопарев, В. И. Судницын ; Междунар. ассоц. "Агрообразование". – Москва : КолосС, 2006. – 352 с.
3. Болотов, А. К. Конструкция тракторов и автомобилей [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по агроинженерным спец. / А. К. Болотов, А. А. Лопарев, В. И. Судницын. – Москва : КолосС, 2008. – 352 с.

4. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства [Текст] : учеб. для студ. вузов, обучающихся по спец. 311300 "Механизация сельского хозяйства" / Г. М. Кутьков. – Москва : КолосС, 2004. – 504 с. – (Учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений).

5. Сельскохозяйственная техника и технологии [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по спец. 110303 "Механизация переработки сельскохозяйственной продукции" / И. А. Спицын, А. Н. Орлов, В. В. Лященко ; под ред. И. А. Спицына. – Москва : КолосС, 2006. – 647 с. – (Международная ассоциация "Агрообразование").

6. Силаев, Г. В. Тракторы и автомобили с основами технической механики [Текст] : учеб. для студ. вузов, обучающихся по спец. 260400 "Лесное хозяйство" направления подготовки дипломированных специалистов "Лесн. хоз-во и ландшафтное строительство" / Г. В. Силаев ; М-во образования Рос. Федерации, Моск. гос. ун-т леса. – Москва : МГУЛ, 2003. – 374 с.

7. Тракторы и автомобили [Электронный ресурс] : учеб. пособие для студ. направления бакалавриата 250100 "Лесное дело" и спец. 110301 "Механизация сельского хозяйства", 190601 "Автомобили и автомобильное хозяйство" всех форм обучения : самост. электрон. изд. / В. И. Чудов ; М-во образования и науки Рос. Федерации, Сыкт. лесн. ин-т (фил.) ФГБОУ ВПО С.-Петерб. гос. лесотехн. ун-т им. С. М. Кирова, Каф. автомоб. и автомоб. хоз-ва. – Электрон. текстовые дан. (1 файл в формате pdf: 7,43 Мб). – Сыктывкар : СЛИ, 2011. – on-line. – Систем. требования: Acrobat Reader (любая версия). – Загл. с титул. экрана. – Режим доступа: <http://lib.sfi.komi.com/ft/301-000246.pdf>.

Дополнительная литература

1. Антышев, Н. М. Справочник по эксплуатации тракторов [Текст] / Н. М. Антышев, Н. И. Бычков. – Москва : Россельхозиздат, 1985. – 356 с.

2. Баловнев, В. И. Автомобили и тракторы [Текст] : краткий справочник / В. И. Баловнев, Р. Г. Данилов. – Москва : Академия, 2009. – 384 с. – (Высшее профессиональное образование).

3. Механизация и электрификация сельского хозяйства [Текст] : теоретический и научно-практический журнал. – Выходит раз в два месяца.

2008 № 1-12;

2009 № 1-6;

2010 № 1,2,4-12;

2011 № 1-12;

2012 № 1-6;

4. Техника в сельском хозяйстве [Текст] : научно-теоретическое издание. – Выходит раз в два месяца.

2008 № 1-6;

2009 № 1-4;

2010 № 1-3;

2012 № 1-3;

5. Тракторы и сельхозмашины [Текст] : теоретическое и научно-практическое издание. – Выходит ежемесячно.

2008 № 1-12;

2009 № 1-9;

2010 № 1-6;

2012 № 1-6.

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

1. ЦЕЛЬ, ЗАДАЧИ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (КУРСОВОЙ РАБОТЫ)

2. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

4. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

5. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

7. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

8. РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

9. ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЕЙ

10. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

11. КОНСТРУКТИВНАЯ РАЗРАБОТКА ДВИГАТЕЛЯ

12. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (КУРСОВОЙ РАБОТЫ)

13. ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА (КУРСОВОЙ РАБОТЫ)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. ПАРАМЕТРЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

**ПРИЛОЖЕНИЕ 3. ЗНАЧЕНИЯ НЕКОТОРЫХ ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКИХ
ФУНКЦИЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УГЛАХ**

ПРИЛОЖЕНИЕ 4. ДИАГРАММЫ

ПРИЛОЖЕНИЕ 5. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ. ЛИСТЫ 1 И 2

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие «Тракторы и автомобили» предназначено для студентов направления бакалавриата 250100 «Лесное дело» и специальностей 110301 «Механизация сельского хозяйства», 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство» всех форм обучения.

В пособии приведены необходимые исходные данные для выполнения курсового проекта или курсовой работы по расчету автомобильных двигателей, указаны алгоритм и методики расчетов, а также необходимые справочные данные, включающие примеры графической части и примеры тепловых расчетов двигателей и расчетов проектируемых деталей двигателя.

В первом разделе пособия сформулированы цель, задачи и объем курсового проекта или курсовой работы. Второй раздел посвящен выбору исходных данных для последующих расчетов. Третий раздел содержит методики тепловых расчетов двигателей внутреннего сгорания, а также методику построения индикаторных диаграмм. В четвертом и пятом разделах приведена методика динамического и кинематического расчета двигателя. В шестом разделе приводится методика расчета уравновешенности двигателей. В седьмом разделе приводятся методики расчетов на прочность и проектирования основных деталей двигателей. Восьмой раздел содержит методики расчетов систем двигателей. В девятом и десятом разделах приводятся примеры тепловых расчетов двигателей, а также расчеты деталей и систем двигателей. Одиннадцатый раздел посвящен конструктивной разработке двигателей. В последующих разделах изложены требования к оформлению курсового проекта или курсовой работы и порядок их защиты. В библиографическом списке помещена литература для самоподготовки. В приложениях приводятся: справочные материалы, примеры содержания листов 1 и 2 графической части.

Внимательное ознакомление студентов с учебным пособием позволит лучше и в кратчайшие сроки выполнить курсовой проект или курсовую работу за счет использования систематизированных и упорядоченных данных, приведенных в нем.

1. ЦЕЛЬ, ЗАДАЧИ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (КУРСОВОЙ РАБОТЫ)

Выполнение курсового проекта и курсовой работы преследует цель закрепления знаний по описательному разделу курса «Тракторы и автомобили», соответствующим разделам теории двигателей внутреннего сгорания и динамики поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Задачи курсового проектирования

1. Закрепление студентами знаний по всему курсу двигателей в сочетании со знаниями, полученными ранее по ряду общетехнических и специальных курсов, в их практическом применении к проектированию и расчету двигателя.

2. Развитие творческих способностей и инициативы при решении инженерно-конструкторских задач в области двигателестроения.

3. Привитие навыков работы по проектированию и производству инженерных расчетов и пользования справочной литературой.

4. Получение практики по обоснованию принимаемых решений и критической оценке конструкций в процессе компоновки и конструктивной разработки проекта, а также при составлении расчетно-пояснительной записки.

5. Приобретение будущими специалистами способности к краткому изложению сути и способов решения задач, мотивированному обоснованию принимаемых решений и методов убеждения.

Для выполнения курсового проекта каждому студенту руководителем выдается индивидуальное задание. В задании содержатся: марка двигателя, значение заданной частоты вращения коленчатого вала, мощность двигателя, коэффициент избытка воздуха. Те же параметры двигателя задаются студенту для выполнения курсовой работы. Количество и расположение цилиндров, вид охлаждения, способ смесеобразования или форма камеры сгорания выбираются студентом по технической характеристике двигателя.

Содержание этапов и ориентировочный объем работы в процентах от общего объема, а также количество листов и чертежей указаны в табл. 1.1. Отдельные вопросы проектирования (вид разреза двигателя, наименование чертежа детали и др.) определяются студентом по согласованию с руководителем.

Таблица 1.1. График выполнения курсового проекта (курсовой работы)

№ п/п	Содержание этапов	Обычное обучение		Ускоренное обучение	
		В % от объема	Кол-во чертежей	В % от объема	Кол-во чертежей
1.	Выбор исходных данных	5	–	5	–
2.	Тепловой расчет, определение основных размеров и параметров двигателя	10	–	10	–
3.	Построение индикаторных диаграмм, диаграммы фаз газораспределения, схемы КШМ	10	0,25	10	0,25
4.	Динамический расчет двигателя, построение графиков перемещения, скорости и ускорения поршня	10	0,25	10	0,25
5.	Расчет и построение графиков действующих сил	10	0,5	10	0,5
6.	Расчет и построение полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку, диаграммы износа и кривой суммарного крутящего момента	10	0,5	10	0,5
7.	Уравновешивание двигателя	5	эскиз	5	эскиз
8.	Расчет деталей двигателя на прочность, разработка чертежа детали	10	0,5 + эскиз	10	0,5 + эскиз
9.	Расчет систем двигателя	5	–	15	–
10.	Конструктивная разработка двигателя, чертеж продольного (поперечного) разреза	15	1,0	5	–
11.	Оформление расчетно-пояснительной записки	5	–	5	–
12.	Защита	5	–	5	–
ИТОГО:		100	3 листа	100	2 листа

2. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Выбор исходных данных производите в следующей последовательности.

Пользуясь номером зачетной книжки и табл. 2.1, выберите марку двигателя и значение частоты вращения коленчатого вала и мощности для выполнения дальнейших расчетов следующим образом:

- выберите марку двигателя в горизонтальной строке табл. 2.1 согласно последней цифре номера зачетной книжки;
- выберите значение частоты вращения коленчатого вала, мощности двигателя и коэффициента избытка воздуха в вертикальной строке табл. 2.1 согласно предпоследней цифре номера зачетной книжки (**по согласованию с преподавателем**);
- установите тип выбранного Вами двигателя (дизель, карбюраторный или с распределенным впрыском топлива);
- определите значение давления наддува, в случае, если выбранный Вами двигатель – дизель, на котором согласно технической характеристике завода-изготовителя устанавливается турбо-наддув;
- используйте в расчетах стандартное для двигателя значение степени сжатия ϵ (приложение 1);
- используйте в расчетах стандартные показатели состава и качества топлива;
- неуказанные эмпирические значения параметров выбирайте из предложенного ряда или справочных данных с учетом скоростного режима работы двигателя;
- необходимые конструктивные соотношения и характеристики деталей выбирайте из предложенных данных или справочной литературы **для Вашего двигателя**;
- соотношения размеров сборочных единиц выбирайте согласно рекомендациям справочной литературы для двигателей подобных типоразмеров.

Ряд необходимых параметров автотракторных двигателей приведен в приложении 1.

Во всех спорных вопросах необходимо отдавать предпочтение наиболее новым способам решения задач.

Таблица 2.1. Двигатели и значения частоты вращения коленчатого вала

Значение частоты вращения, мин ⁻¹ , и номинальной мощности, кВт, для двигателя													
Последняя цифра номера зачетной книжки													
Последняя цифра номера зачетной книжки													
0													
1													
2													
3													
4													
3МЗ-4023.10													
Последняя цифра номера зачетной книжки	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	α	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	α	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	α	p_{κ} , МПа	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	α
	0	3600	58	0,86	1900	109	1,22	1750	64	1,50	2300	79	0,86
	1	3700	61	0,87	2000	113	1,24	1800	66	1,55	2400	83	0,87
	2	3800	64	0,88	2100	117	1,26	1850	68	1,60	2500	86	0,88
	3	3900	66	0,89	2200	121	1,28	1900	70	1,65	2600	89	0,89
	4	4000	68	0,90	2300	125	1,30	1950	71	1,70	2700	90	0,90
	5	4100	69	0,91	2400	128	1,32	2000	72	1,75	2800	91	0,91
	6	4200	71	0,92	2500	131	1,34	2050	73	1,80	2900	93	0,92
	7	4300	72	0,93	2600	133	1,36	2100	74	1,85	3000	94	0,93
	8	4400	73	0,94	2700	135	1,38	2150	76	1,90	3100	95	0,94
	9	4500	74	0,95	2800	136	1,40	2200	77	1,95	3200	96	0,95
3МЗ-5234													
ЗИЛ-508.10													

Значение частоты вращения, мин ⁻¹ , и номинальной мощности, кВт, для двигателя																	
Последняя цифра номера зачетной книжки																	
5				6				7				8				9	
ЗМЗ-4062.10				ВАЗ-2112				КамАЗ-740.11				ЯМЗ-238ДЕ				КамАЗ-740.10	
n , мин ⁻¹	N_e , кВт	α	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	α	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	α	$P_{кв}$, МПа	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	α	$P_{кв}$, МПа	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	α	
0	3000	63	0,96	2900	30	0,96	1350	118	1,50	0,152	1550	200	1,50	0,152	1700	115	1,22
1	3250	69	0,97	3200	36	0,97	1400	126	1,55	0,154	1600	211	1,55	0,154	1800	122	1,24
2	3500	75	0,98	3500	42	0,98	1500	134	1,60	0,156	1650	220	1,60	0,156	1900	127	1,26
3	3750	81	0,98	3800	48	0,98	1600	142	1,65	0,158	1700	227	1,65	0,158	2000	132	1,28
4	4000	86	0,99	4100	53	0,99	1700	149	1,70	0,160	1750	231	1,70	0,160	2100	138	1,30
5	4250	94	0,99	4400	56	0,99	1800	156	1,75	0,162	1800	234	1,75	0,162	2200	142	1,32
6	4500	97	1,00	4700	59	1,00	1900	162	1,80	0,164	1850	237	1,80	0,164	2300	147	1,34
7	4750	103	1,00	5000	62	1,00	2000	167	1,85	0,166	1900	239	1,85	0,166	2400	150	1,36
8	5000	107	0,99	5300	65	0,99	2100	172	1,90	0,168	1950	241	1,90	0,168	2500	152	1,38
9	5200	110	0,98	5600	68	0,98	2200	176	1,95	0,170	2000	243	1,95	0,170	2600	154	1,40

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

3.1. Тепловой расчет дизеля

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- наличие турбонадува и давление надувного воздуха $p_k, \text{МПа}$;
- частота вращения коленчатого вала $n, \text{мин}^{-1}$;
- степень сжатия ϵ ;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или задания) $N_e, \text{кВт}$;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива – дизельное топливо «Л» ГОС 305-82, средний элементарный состав: С = 85,7 %, Н = 13,3 %, О = 1 %.

Топливо

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_H = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Параметры рабочего тела

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{кг, или } L_0 = \frac{l_0}{\mu_B}, \text{кмоль,}$$

$\mu_B = 28,96$ – для воздуха.

Определяем количество свежего заряда $M_1 = \alpha \cdot L_0, \text{кмоль}$.

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}, \text{кмоль}.$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы

Принимаем атмосферные условия: $p_0 = 0,1 \text{ МПа}, T_0 = 283 \dots 293 \text{ К}$.

Давление надувочного воздуха принимаем в соответствии с заданием p_k , МПа. Принимаем показатель политропы сжатия в компрессоре $n_k = 1,5 \dots 1,7$.

Определяем температуру воздуха за компрессором

$$T_K = T_0 \cdot \left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_k}}, \text{К}.$$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$$p_r = (0,75 \dots 0,95) \cdot p_k \text{ или } p_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_0, \text{ МПа}.$$

Принимаем $T_r = 700 \dots 900 \text{ К}$.

Процесс впуска

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 0 \dots 40^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_K = \frac{\rho_K \cdot 10^6}{R_g \cdot T_K}, \text{ кг/м}^3$$

где $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 50 \dots 130 \text{ м/с}$.

Определим потери давления на впуске в двигатель

$$p_a = (\beta^2 + \xi_{en}) \cdot \frac{(\omega_{en}^2 \cdot \rho_K \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце пуска

$$p_a = p_K - \Delta p_a, \text{ МПа.}$$

Определим коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_K + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_K \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_K + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_K}.$$

Процесс сжатия

Определяем показатель адиабаты сжатия κ_1 в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от κ_1 , который устанавливается в пределах $n_1 = (\kappa_1 + 0,02) \dots (\kappa_1 - 0,02)$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\mu C_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_0, \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r, \text{ кмоль.}$$

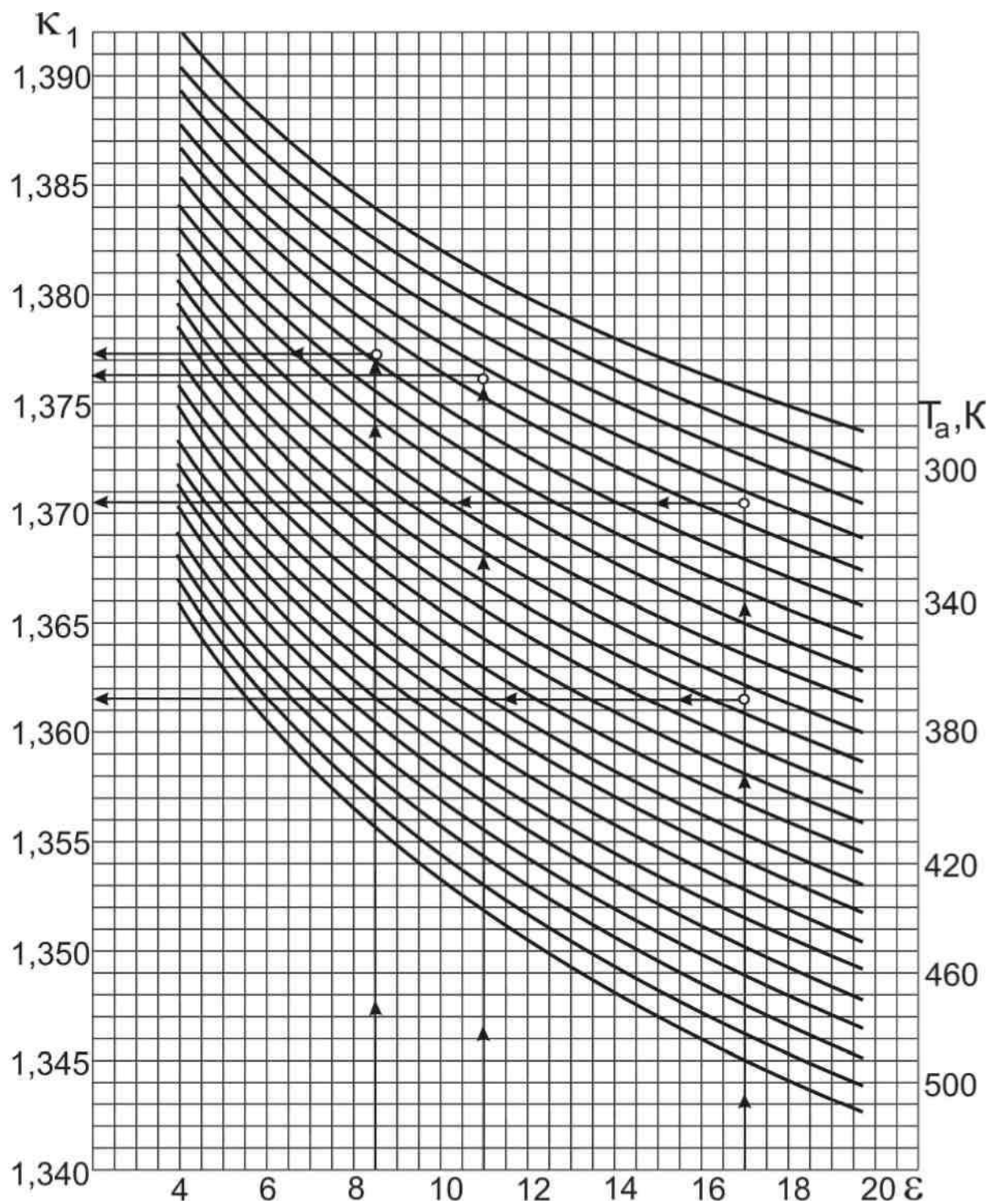


Рис. 3.1. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия κ_1 [1]

Процесс сгорания

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при $\alpha \geq 1$

$$\mu C_{pz} = \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left(\left(1,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Определяем число молей газов после сгорания $M_z = M_2 + M_r, \text{ кмоль.}$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси $\beta = \frac{M_z}{M_c}.$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,7 \dots 0,9.$

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке $cz'z$ индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива определится как

$$Q = \xi \cdot Q_H, \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления в пределах $\lambda = 1,2 \dots 2,5.$ В дизелях с наддувом для ограничения максимального давления сгорания берутся меньшие значения λ , чем в дизелях без наддува.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \mu C_{pz} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\mu C_{vc} + 83,14 \cdot \lambda).$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно T_z и находим его значение, К.

Определяем давление в конце процесса сгорания $p_z = p_c \cdot \lambda, \text{ МПа.}$

Определяем степень предварительного расширения $\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}.$

Процесс расширения

Определяем степень последующего расширения $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}.$

Показатель политропы расширения n_2 для дизеля определяем по номограмме (рис. 3.2), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения $k_2, n_2 \approx k_2.$

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом. По имеющимся значениям δ и T_c определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

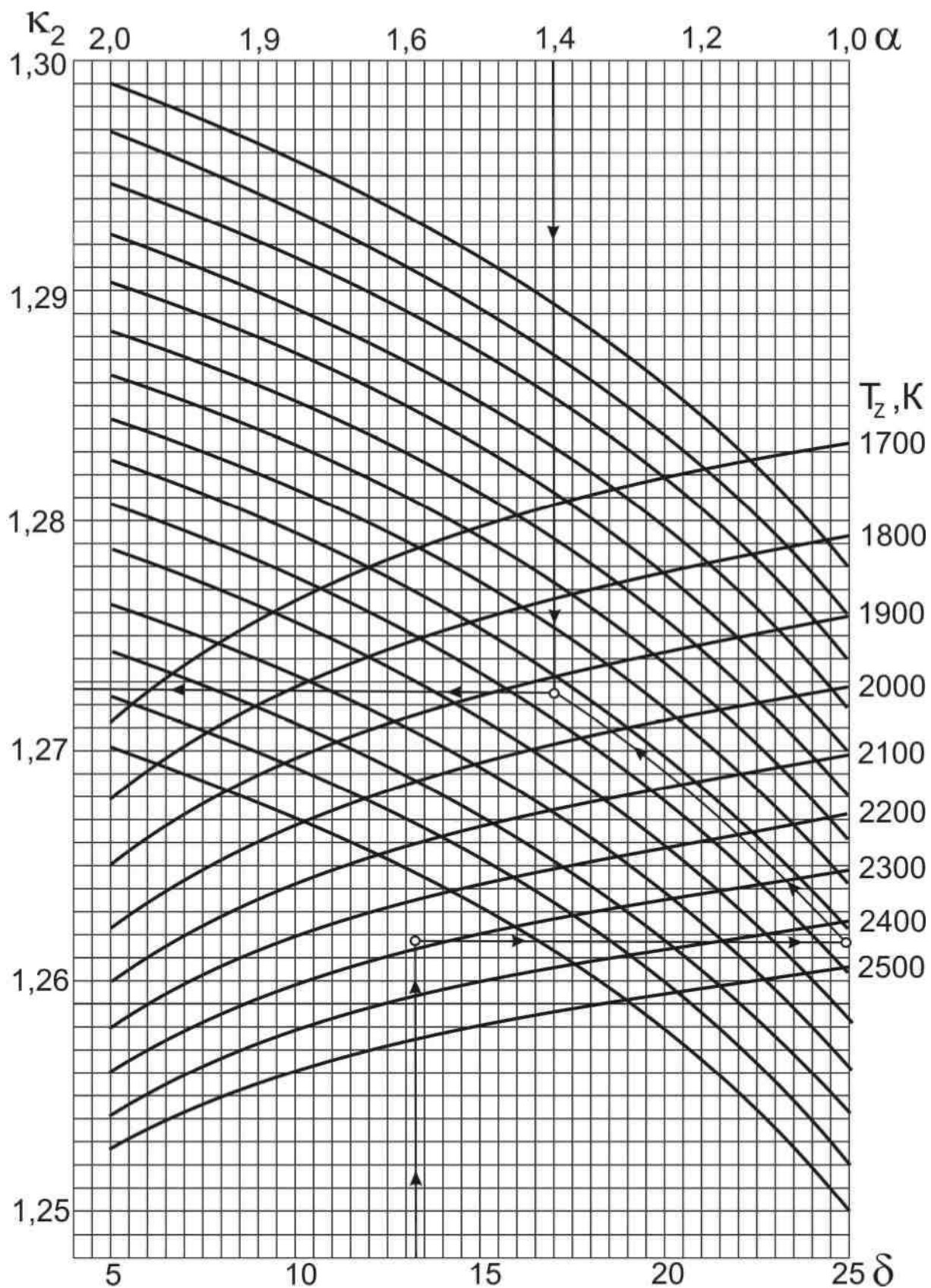


Рис. 3.2. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения κ_2 для дизеля [1]

Определяем давление процесса расширения $p_{\varepsilon} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \text{МПа}$.

Определяем температуру процесса расширения $T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{К}$.

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5 % для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_{\varepsilon}}{\sqrt[n_1]{\frac{p_{\varepsilon}}{p_r}}}, \quad \Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p_i' = \frac{p_{\varepsilon}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{МПа}.$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $v = 0,92 \dots 0,95$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы $p_i = p_i' \cdot v, \text{МПа}$.

Определяем индикаторный КПД $\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot p_K \cdot \eta_v}$.

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i}, \text{г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Эффективные показатели дизеля

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{n.c.p.}$ в пределах 7,0...13,0 м/с для автомобильного дизеля и 6,0...11,0 м/с для тракторного дизеля. Определяем среднее давление механических потерь

$$p_M = a + b \cdot W_{n.c.p.}, \text{МПа},$$

учитывая, что $a = 0,089, b = 0,0118$ для дизелей с неразделенными КС и $a = 0,089, b = 0,0135$ для дизелей с разделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление $p_e = p_i - p_M, \text{МПа}$.

Определяем механический КПД $\eta_M = \frac{p_e}{p_i}$.

Определяем эффективный КПД $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$.

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e}, \text{г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D}$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня для прототипа рассчитываемого двигателя (приложение 1).

Определяем диаметр цилиндра $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}}$, мм, а затем округляем его.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho$, мм, округляем до целого.

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, см².

Определяем рабочий объем цилиндра $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$, л.

Определяем среднюю скорость поршня $W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}$, м/с, сравниваем ее значение с ранее принятым.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5 %.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%.$$

3.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- частота вращения коленчатого вала n , мин⁻¹;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- степень сжатия ε ;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива – бензин АИ-80 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса: С = 85,5 %, Н = 14,5 %, $\mu_T = 115$ кг/кмоль.

Топливо

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_H = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг или } L_0 = \frac{l_0}{\mu_B}, \text{ кмоль,}$$

$\mu_B = 28,96$ – для воздуха

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot L_0 \cdot (1 - \alpha), \text{ кмоль.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы

Принимаем атмосферные условия $p_k = p_0 = 0,1$ МПа и $T_k = T_0 = 293$ К.

Определяем давление остаточных газов $p_r = (1,02 \dots 1,15) \cdot p_0$, МПа.

Принимаем $T_r = 900 \dots 1100$, К.

Процесс впуска

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = -5 \dots + 25^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$p_k = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_0}, \text{ кг/м}^3.$$

где $R_B = 287$ Дж/кг·град – удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{\text{вн}}) = 2,5 \dots 4,0$, а скорость движения заряда $\omega_{\text{вн}} = 50 \dots 130$ м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{\text{вн}}) \cdot (\omega_{\text{вн}}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_0 - \Delta p_a \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_0 \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_0 + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_0}.$$

Процесс сжатия

Определяем показатель адиабаты сжатия k_1 в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от k_1 , который устанавливается в пределах $n_1 = (k_1 - 0,01) \dots (k_1 - 0,04)$.

Определяем давление в конце сжатия $p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$, МПа.

Определяем температуру в конце сжатия $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$, К.

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\mu C_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Определяем число молей остаточных газов $M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_0$, кмоль.

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r, \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в карбюраторном двигателе при постоянном объеме, при $\alpha \leq 1$

$$\mu C_{vc} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4}, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Определяем число молей газов после сгорания $M_z = M_2 + M_r$, кмоль.

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси $\beta = \frac{M_z}{M_c}$.

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,7 \dots 0,9$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке cz индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива, определится как

$$Q = \xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H), \text{ кДж/кг.}$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, $\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0$, кДж/кг.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \mu C_{vc} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot L_0 (1 + \gamma_r)} + \mu C_{vc} \cdot T_c.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное уравнение относительно T_z и находим его значение, К.

Определяем давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot T_z \cdot \beta}{T_c}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zd} = 0,85 \cdot p_z, \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$.

Процесс расширения

Показатель политропы расширения карбюраторного двигателя определяем по номограмме (рис. 3.3), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения $k_2, n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_c определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения $p_2 = \frac{p_1}{\varepsilon^{n_2}}$, МПа.

Определяем температуру процесса расширения $T_2 = \frac{T_1}{\varepsilon^{n_2-1}}$, К.

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5 % для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r - \frac{T_2}{\sqrt[n_2]{p_2/p_r}} \quad \Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\%$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $v = 0,92 \dots 0,95$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы $p_i = p_i' \cdot v$, МПа.

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot p_K \cdot \eta_v}$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Эффективные показатели двигателя

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня W_{ncp} в пределах 12...20 м/с для двигателя легкового автомобиля и 9...16 м/с для двигателя грузового автомобиля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{ncp}, \text{ МПа.}$$

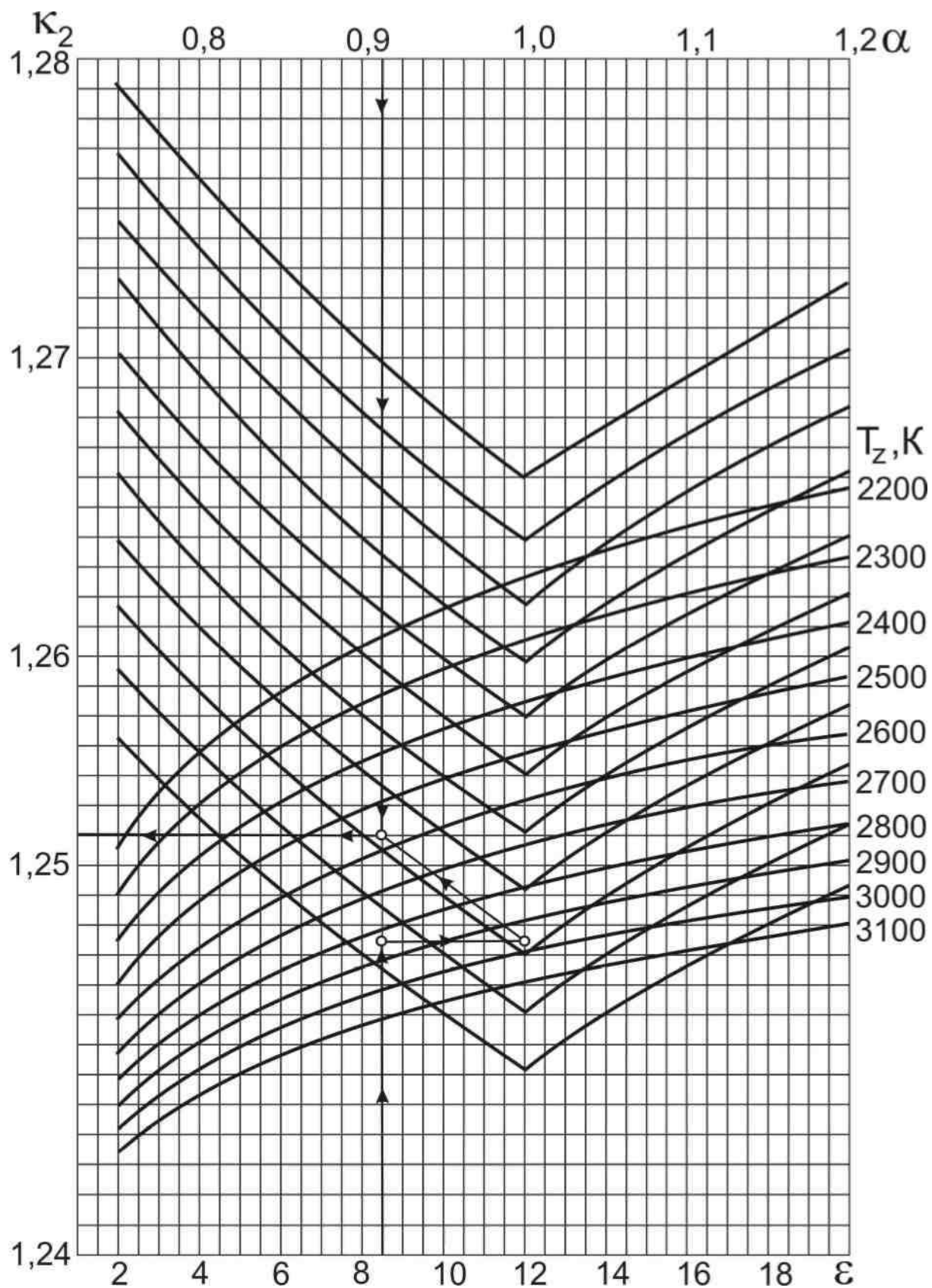


Рис. 3.3. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения κ_2 для бензинового двигателя [1]

Учитываем, что

$a = 0,049$, $b = 0,0152$ – для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $\frac{S}{D} > 1$;

$a = 0,039$, $b = 0,0132$ – для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением $\frac{S}{D} < 1$;

$a = 0,034$, $b = 0,0113$ для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $\frac{S}{D} \leq 1$.

Определяем среднее эффективное давление $p_e = p_i - p_{mv}$ МПа.

Определяем механический КПД $\eta_m = \frac{p_e}{p_i}$.

Определяем эффективный КПД $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$.

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра $V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}$, л.

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D}$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня для прототипа рассчитываемого двигателя (приложение 1).

Определяем диаметр цилиндра $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}}$, мм, а затем округляем его.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho$, мм (округляем до целого).

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, см².

Определяем рабочий объем цилиндра $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$, л.

Определяем среднюю скорость поршня $W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}$, м/с, сравниваем ее значение с ранее принятым.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5 %.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%.$$

3.3. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива

Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- частота вращения коленчатого вала n , мин^{-1} ;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания) N_e , кВт;
- степень сжатия ε ;
- коэффициент избытка воздуха α ;
- вид топлива – бензин АИ-95 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5 \%$, $H = 14,5 \%$, $\mu_T = 115 \text{ кг/кмоль}$.

Топливо

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_H = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль возд./кг топл.}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кмоль возд./кг топл.}$$

Определяем количество свежего заряда (горючей смеси)

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль гор.см./топл.}$$

Определяем количество отдельных компонентов продуктов сгорания.

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0, \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0, \text{ кмоль } CO/\text{кг топл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} + 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0, \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.};$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0, \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0, \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.},$$

где K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к количеству оксида углерода, содержащихся в продуктах сгорания, $K = 0,45 \dots 0,50$ – для бензина.

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль пр. сг. / кг топл.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа и } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов для номинального режима работы

$$p_{rH} = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Бóльшие значения p_{rH} принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала. Меньшие значения p_{rH} принимаются для двигателей с непосредственным впрыском и электронным управлением системы питания. Для различных скоростных режимов работы двигателя давление остаточных газов определяем по формуле

$$p_r = p_o \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2), \text{ МПа,}$$

где $A_p = \frac{(p_{rH} - 1,035 \cdot p_o) \cdot 10^8}{n_H^2 \cdot p_o}$; n – частота вращения коленчатого вала двигателя (принимается из задания), мин^{-1} ; p_{rH} – давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа; n_H – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя (определяется из технической характеристики прототипа рассчитываемого двигателя), мин^{-1} .

Температуру остаточных газов T_r для двигателей с распределенным впрыском определяем по номограмме (рис. 3.4).

Процесс впуска

Принимаем температуру подогрева свежего заряда для номинального скоростного режима $\Delta T_n = 0 \dots 20^\circ$.

Для различных скоростных режимов работы двигателя температуру подогрева свежего заряда определяем по формуле $\Delta T = A_T \cdot (110 - 0,0125 \cdot n)$,

$$\text{где } A_T = \frac{\Delta T_H}{(110 - 0,0125 \cdot n_H)}.$$

$$\text{Определяем плотность заряда на впуске } p_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_B \cdot T_o}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R_B = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{вп})$, а скорость движения заряда $\omega_{вп} = 50 \dots 130 \text{ м/с}$. Для двигателей с электронным

впрыском значения $(\beta^2 + \xi_{вп})$ принимаются пониженными в связи с отсутствием карбюратора.

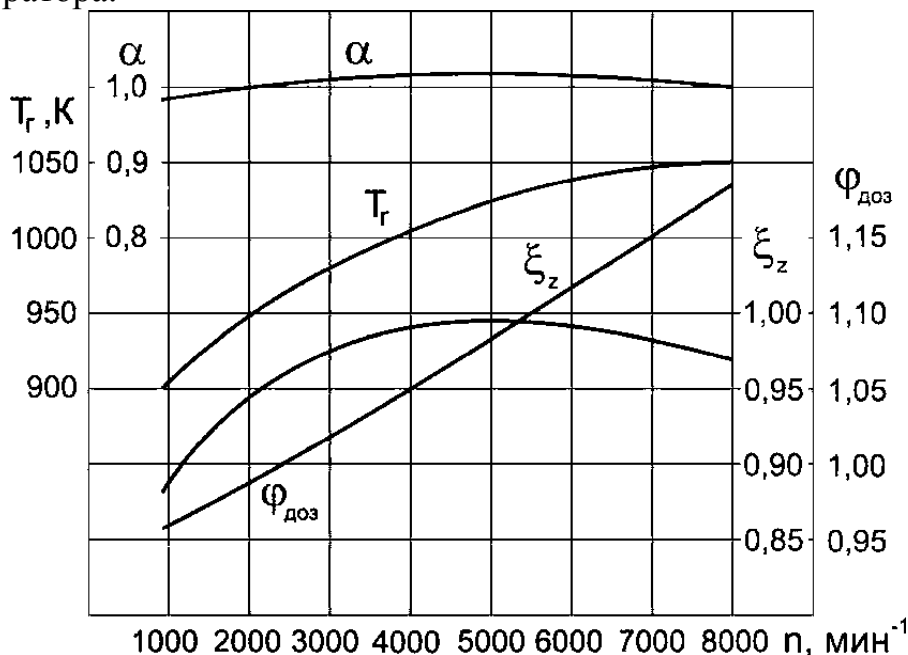


Рис. 3.4. Исходные параметры для теплового расчета двигателя с распределенным впрыском топлива [1]

Определяем потери давления на впуске в двигатель на различных скоростных режимах $\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{вп}) \cdot (A^2 \cdot n^2 \cdot p_k \cdot 10^{-8})}{2}$, МПа, где $A_n = \frac{\omega_{вп}}{\pi \epsilon_n}$.

Определяем давление в конце впуска $p_a = p_0 - \Delta p_a$, МПа.

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{\epsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r},$$

где $\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки, $\varphi_{оч} = 1$ – с учетом продувки цилиндра; $\varphi_{доз}$ – коэффициент дозарядки цилиндра, зависит от скоростного режима работы двигателя, определяется по номограмме (рис. 3.4).

Определяем температуру в конце впуска $T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$, К.

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_0}{(T_0 + \Delta T)} \cdot \frac{1}{(\epsilon - 1) \cdot p_0} \cdot (\epsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r).$$

Процесс сжатия

Определяем показатель адиабаты сжатия κ_1 в функции ϵ и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от κ_1 , который устанавливается в пределах $n_1 = (\kappa_1 - 0,01) \dots (\kappa_1 - 0,04)$, при этом необходимо

учитывать, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, и, следовательно, n_1 уменьшается.

Определяем давление в конце сжатия $p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$, МПа.

Определяем температуру в конце сжатия $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$, К.

Определяем среднюю молярную теплоемкость в конце сжатия:

- свежей смеси (воздуха)

$$(\mu c_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}$$

- остаточных $(\mu c_v)_{t_0}^{t_c}$, кДж/кмоль · град — определяется методом интер-

поляции по табл. П2.2 (приложение 2) в зависимости от t_c и α ;

- рабочей смеси

$$(\mu c_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(\mu c_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot (\mu c_v)_{t_0}^{t_c}], \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}.$$

Процесс сгорания

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения горючей смеси $\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}$.

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси $\mu = \frac{(\mu_0 + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)}$.

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания $\Delta Q_H = 119959 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0$, кДж/кг.

Определяем теплоту сгорания рабочей смеси

$$Q_{\text{раб.см.}} = \frac{Q_H - \Delta Q_H}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}, \text{ кДж/(кмоль раб.см.)}.$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания

$$(\mu c_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} (\mu c_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{CO} (\mu c_{vCO})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (\mu c_{vH_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} (\mu c_{vH_2})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (\mu c_{vN_2})_{t_0}^{t_z}],$$

где $(\mu c_{vCO_2})_{t_0}^{t_z}, (\mu c_{vCO})_{t_0}^{t_z}, (\mu c_{vH_2O})_{t_0}^{t_z}, (\mu c_{vH_2})_{t_0}^{t_z}, (\mu c_{vN_2})_{t_0}^{t_z}$ — средние молярные теплоемкости отдельных газов при постоянном объеме. Определяются по формулам из табл. П2.1 (приложение 2) для интервала температур 1501 до 2800 °С.

Определяем коэффициент использования теплоты ξ_z по опытным данным из номограммы (рис. 3.4).

Температура в конце процесса сгорания определяем из уравнения сгорания

$$\xi_z \cdot Q_{\text{раб.см.}} + (\mu c_v)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (\mu c_v)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно t_z и находим его значение, °С,

$$T_z = t_z + 273, \text{ К.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (теоретическое) $p_z = \frac{p_c \cdot \kappa \cdot T_z}{T_c}$, МПа.

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (действительное) $p_{zd} = 0,85 \cdot p_z$, МПа.

Определяем степень повышения давления $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$.

Процесс расширения

Показатель адиабаты расширения для двигателя с впрыском топлива определяем по номограмме (рис. 3.3) при заданном ϵ для соответствующих значений α и T_z , а средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты, $n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ϵ и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее движемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения $p_s = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}}$, МПа.

Определяем температуру процесса расширения $T_s = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}$, К.

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5 % для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_s}{\sqrt[n_1]{\frac{p_s}{p_r}}}, \quad \Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\%$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля

Определяем теоретическое среднее индикаторное давление цикла

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

Определяем среднее индикаторное давление цикла $p_i = p_i' \cdot v$, МПа.

Здесь v – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, $v = 0,95 \dots 0,98$ для двигателей с электронным впрыском топлива.

Определяем индикаторный КПД $\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot p_K \cdot \eta_v}$.

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i}, \text{ Г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Эффективные показатели двигателя

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.}, \text{ МПа.}$$

Учитываем, что $a = 0,024$, $b = 0,0053$ для высокофорсированных бензиновых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением.

Для двигателя с впрыском топлива предварительно принимаем ход поршня S в соответствии с прототипом двигателя (приложение 1) и определяем среднюю скорость поршня

$$W_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}, \text{ м/с.}$$

Определяем среднее эффективное давление $p_e = p_i - p_m$, МПа.

Определяем механический КПД $\eta_m = \frac{p_e}{p_i}$.

Определяем эффективный КПД $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$.

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра $V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}$, л.

Определяем диаметр цилиндра $D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}}$, мм, а затем округляем его.

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100}$, см².

Определяем рабочий объем цилиндра $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot 10^6}$, л.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5 %.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%.$$

3.4. Тепловой баланс двигателя

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя определяется из следующих составляющих

$$Q_0 = Q_e + Q_z + Q_v + Q_{н.с.} + Q_{ост.},$$

где Q_0 – общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Дж/с; Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за время 1 с, Дж/с; Q_z – теплота, потерянная с отработавшими газами, Дж/с; Q_v – теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с; $Q_{н.с.}$ – теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Дж/с; $Q_{ост.}$ – неучтенные потери теплоты, Дж/с.

Общее количество теплоты определится по формуле

$$Q_0 = \frac{Q_H \cdot G_m}{3,6}, \text{ Дж/с;}$$

где G_m – часовой расход топлива, $G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.}$

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, определится по формуле $Q_e = 1000 \cdot N_e, \text{ Дж/с.}$

Теплота, потерянная с отработавшими газами, определится по формуле

$$Q_z = \frac{G_m}{3,6} \cdot [M_2 \cdot [(\mu c_v)_{t_0}^{t_r} + 8,315] \cdot t_r - M_1 \cdot [(\mu c_v)_{t_0}^{t_k} + 8,315] \cdot t_k], \text{ Дж/с;}$$

где $t_r = T_r - 273, \text{ }^\circ\text{C;}$

$(\mu c_v)_{t_0}^{t_r}$ – теплоемкость отработавших газов (определяется из приложения 2, табл. П2.2 для двигателей с искровым зажиганием и табл. П2.3 для дизелей), кДж/(кмоль·град);

$(\mu c_v)_{t_0}^{t_k}$ – теплоемкость свежего заряда. Определяется методом интерполяции исходя из следующих значений:

- при температуре $t_k = 0^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_0}^{t_k} = 20,759 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}$;
- при температуре $t_k = 100^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_0}^{t_k} = 20,893 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}$.

Теплота, передаваемая охлаждающей среде, определится по формуле:

- для двигателей с искровым зажиганием

$$Q_v = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \frac{(Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot Q_H}, \text{ Дж/с;}$$

- для дизелей $Q_v = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right), \text{ Дж/с;}$

где c – коэффициент пропорциональности, $c = 0,45 \dots 0,53$ для четырехтактных двигателей; i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ; m – показатель степени, $m = 0,5 \dots 0,7$ для четырехтактных двигателей.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, опре-

делится по формуле $Q_{н.с.} = \frac{Q_H \cdot G_m}{3,6}, \text{ Дж/с.}$

Неучтенные потери теплоты определяются по формуле

$$Q_{ост.} = Q_0 - (Q_e + Q_z + Q_v + Q_{н.с.}), \text{ Дж/с.}$$

Составляющие теплового баланса сводятся в табл. 3.1, приведенной в расчетно-пояснительной записке.

Таблица 3.1. Основные величины теплового баланса двигателя

Составляющая теплового баланса	Q , Дж/с
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом	
Теплота, эквивалентная эффективной работе	
Теплота, потерянная с отработавшими газами	
Теплота, передаваемая охлаждающей системе	
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	
Неучтенные потери	

3.5. Построение свернутой индикаторной диаграммы

Построение свернутой индикаторной диаграммы ДВС производится по данным теплового расчета. Диаграмму следует строить в прямоугольных координатах $p-S$, где p – давление газов в цилиндре, а S – ход поршня. Высота диаграммы должна быть в 1,2...1,7 раза больше ее основания. Для построения рекомендуются следующие масштабы.

Масштабы давления:

- при

$$p_z \leq 5 \text{ МПа } \mu_p = 0,025 \text{ МПа/мм, при } p_z \geq 5 \text{ МПа, при } p_z \geq 5 \text{ МПа } \mu_p = 0,05 \text{ МПа/мм.}$$

Масштаб перемещения поршня:

- при

$$S \leq 80 \text{ мм } \mu_s = 0,5 \text{ мм } S/\text{мм чертежа, при } S \geq 80 \text{ мм } \mu_s = 1 \text{ мм } S/\text{мм чертежа.}$$

От начала координат в масштабе μ_s по оси абсцисс откладывают значения приведенной высоты камеры сжатия S_c и хода поршня S (размер по чертежу 100...150 мм). При этом $S_c = \left(\frac{s}{s-1} \right) \cdot \mu_s$.

Абсцисса точки z на индикаторной диаграмме дизеля определяется по уравнению $z'z = S_c \cdot (p - 1)$.

По оси ординат в масштабе μ_p откладываются величины давлений в характерных точках a, c, z', z, b, r диаграммы, а также значение p_0 .

Построение политроп сжатия и расширения осуществляется по промежуточным точкам (8...10 значений). Значения давлений в промежуточных точках политропы сжатия подсчитываются по выражению $p_x = p_a \cdot \left(\frac{S_c + S}{S_x} \right)^{n_1}$, а для политропы расширения – по выражению $p_x = p_b \cdot \left(\frac{S_c + S}{S_x} \right)^{n_2}$.

Рассчитанные значения давлений в промежуточных точках сводятся в табл. 3.2, приведенную в расчетно-пояснительной записке.

Таблица 3.2. Величины давлений в промежуточных точках политропы сжатия и политропы расширения

№ точки	S_x , мм	Политропа сжатия		Политропа расширения	
		$\frac{p_x}{p_p}$, мм	p_x , МПа	$\frac{p_x}{p_p}$, мм	p_x , МПа
1					
2					
...					
9					
10					

Для скругления индикаторной диаграммы необходимо воспользоваться диаграммой фаз газораспределения, которую следует построить в правой верхней части листа. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$ (постоянная КШМ) следует взять из технической характеристики двигателя или приложения 1.

Для перестроения полученной индикаторной диаграммы в развернутом виде графоаналитическим методом под ней строят полуокружность радиусом R , имея в виду, что $S = 2 - R$. Затем полуокружность делят на дуги, охватывающие углы 10, 15 или 20°, и точки соединяют радиусами с центром. Затем центр

смещают вправо на величину $\frac{R \cdot \lambda}{2}$ (поправка Брикса). Из нового центра строят лучи, параллельные ранее проведенным радиусам. Из новых точек на окружности проводят вертикальные линии до их пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Точки пересечения дают значения давления газов p_{Γ} при этих углах поворота кривошипа. Линию p_o свернутой диаграммы продолжают вправо, обозначая на ней значения углов поворота кривошипа в масштабе 1 мм = 2°. Значения Δp_{Γ} (МПа) берут от линии p_o и откладывают на развертке. Полученные точки соединяют плавной кривой.

4. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Для расчета деталей кривошипно-шатунного механизма на прочность и выявление нагрузок на трансмиссию машин необходимо определить величины и характер изменения сил и моментов, действующих в двигателе. С этой целью проводят динамический расчет кривошипно-шатунного механизма в следующем порядке.

1. Индикаторная диаграмма строится на листе бумаги формата А1 в верхнем левом углу.

2. В правом верхнем углу строится диаграмма фаз газораспределения, а под ней схема кривошипно-шатунного механизма (рис. 4.1) с указанием точек приложения и знаков (+, -) действия сил.

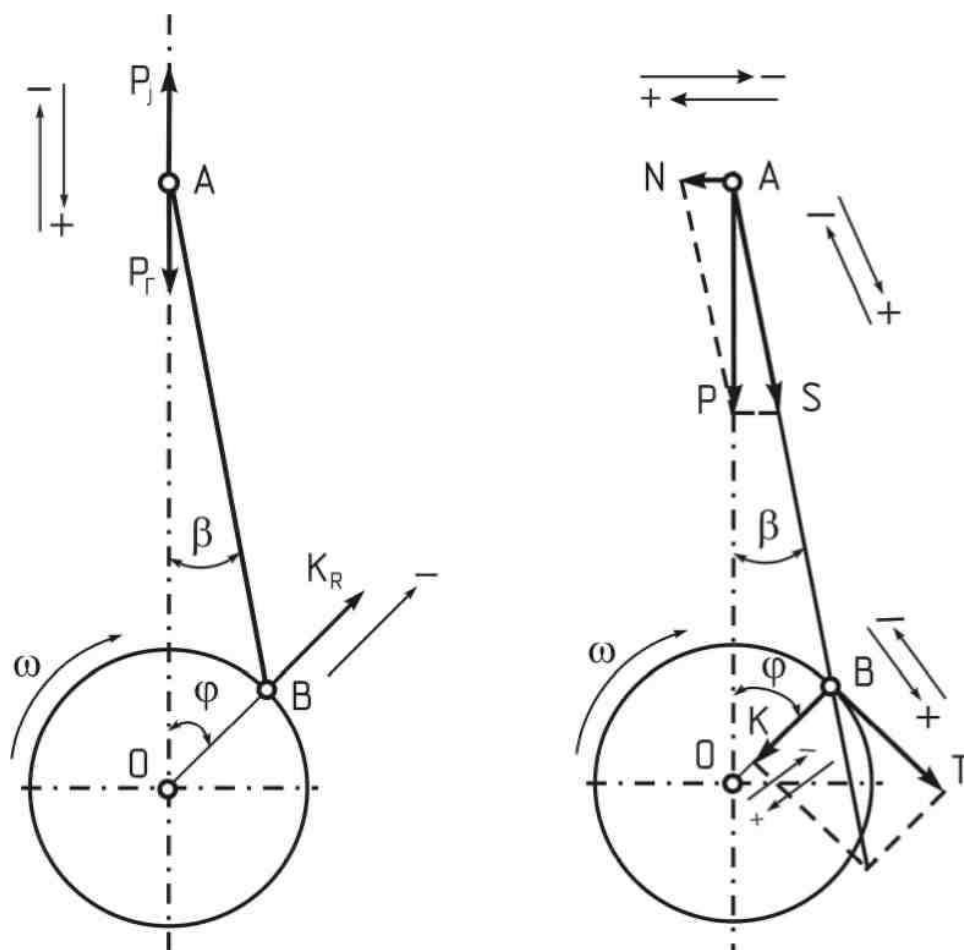


Рис. 4.1. Схемы КШМ с указанием точек приложения и знаков действия сил

3. Построенная скругленная индикаторная диаграмма, пользуясь методом Брикса, разворачивается в диаграмму избыточных сил давления газов Δp_r (МПа) по углу поворота коленчатого вала в масштабе $1 \text{ мм} = 2^\circ$.

4. Ниже полуокружности наносятся координаты и строятся графики перемещения, скорости и ускорения поршня, ширина графиков равна $2R$, высота в любом масштабе.

5. Руководствуясь найденными размерами двигателя (S и D), определяется масса частей, движущихся возвратно-поступательно, и масса частей, совершающих вращательное движение. Для этой цели необходимо задаться конструктивными массами поршневой и шатунной группы, используя техническую характеристику двигателя или рассчитать, пользуясь табл. 4.1.

Значения масс поршня, шатуна и коленчатого вала определяются по формуле $m = m' \cdot F_n$, где m' – конструктивная масса детали, отнесенная к площади поршня, кг/м² (принимается из табл. 4.1); F_n – площадь поршня, м².

Таблица 4.1. Конструктивные массы деталей, отнесенные к площади поршня, кг/м²

Элемент КШМ	Конструктивная масса	
	Двигатель с искровым зажиганием ДВС ($D = 60 \dots 100$ мм)	Дизель ($D = 80 \dots 130$ мм)
Поршень (алюминиевый сплав) m'_n	80...150	150...300
Шатун ($m'_{ш}$)	100...200	250...400
Колено вала без противовесов (m'_k):		
- стальной кованый вал со сплошными шейками	150...200	200...400
- чугунный литой вал с полыми шейками	100...200	150...300

После этого производится расчет полного значения масс, кг. Масса частей, движущихся возвратно-поступательно: $m_j = m_n + m_{ш.п.}$, где m_n – масса комплекта поршня (поршень + палец), кг; $m_{ш.п.}$ – масса шатуна, приведенная к поршню, $m_{ш.п.} = (0,2 \dots 0,3) \cdot m_{ш}$, где $m_{ш}$ – масса шатуна, кг.

Масса вращающихся деталей:

- в рядных ДВС $m_R = m_k + m_{ш.к.}$,

где m_k – масса колена без противовесов (масса кривошипа), кг; $m_{ш.к.}$ – масса шатуна, приведенная к коленчатому валу, $m_{ш.к.} = (0,7 \dots 0,8) \cdot m_{ш}$,

- в V-образных двигателях $m_R = m_k + 2 \cdot m_{ш.к.}$

Соответствие выбранных масс необходимо проверить по значению максимальной удельной силы инерции по формуле

$$p_{j \max} = \frac{F_j}{F_n} = \left(\frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\lambda + 1)}{F_n} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа},$$

где R – радиус кривошипа, $R = \frac{s}{2}$, м; ω – угловая скорость коленчатого вала, $\omega = 30 \cdot \text{с}^{-1}$; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (постоянная КШМ); F_n – площадь поршня, м².

Максимум удельной силы p не должен превышать следующих интервалов:

- для двигателей с искровым зажиганием с числом оборотов

$$n \leq 4000 \text{ мин}^{-1}, p_{j \max} = 1,4 \dots 1,8 \text{ МПа};$$

- для двигателей с искровым зажиганием с числом оборотов

$n \geq 4000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 1,6 \dots 2,4 \text{ МПа}$;

для дизелей при $n \leq 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 0,6 \dots 1,4 \text{ МПа}$;

для дизелей при $n \geq 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{j \max} = 1,2 \dots 1,9 \text{ МПа}$.

Удельную силу инерции движущихся масс определяем по формуле

$$p_{j \max} = \frac{P_j}{F_n} = \left(\frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)}{F_n} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа.}$$

Производится расчет сил, действующих в КШМ, Н.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_{j \max} = m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi).$$

Центробежной силы инерции вращающихся масс

$$K_R = -m_j \cdot R \cdot \omega^2.$$

Центробежная сила инерции K_R является результирующей двух сил:

- силы инерции вращающихся масс шатуна $K_{R_{ш}} = -m_{ш.к.} \cdot R \cdot \omega^2$;

- силы инерции вращающихся масс кривошипа $K_{R_{к}} = -m_{к.} \cdot R \cdot \omega^2$.

Суммарной силы, действующей на поршень, $P_{\Sigma} = P_{\Gamma} + P_j$,

где P_{Γ} – сила давления газов, $P_{\Gamma} = \Delta p_{\Gamma} \cdot F_n$ (Δp_{Γ} берется из развернутой индикаторной диаграммы, рис. 4.2).

Нормальной силы, перпендикулярной к оси цилиндра, $N = P_{\Sigma} \cdot t g \beta$.

Силы, действующей вдоль шатуна, $S = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta}$,

Нормальной силы, действующей вдоль радиуса кривошипа,

$$K = \frac{P_{\Sigma} \cdot \cos (\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Тангенциальной силы, касательной окружности кривошипа,

$$T = \frac{P_{\Sigma} \cdot \sin (\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Значения тригонометрических функций для выбранного значения λ рассчитываются или берутся из таблиц приложения 3.

Расчет всех действующих сил производится через 20° поворота коленчатого вала. В интервале резкого повышения давления (приблизительно от 320 до 420° п. к. в.) расчет ведется через 5° п. к. в. Данные расчетов сил для различных углов сводятся в табл. 4.2, приводимую в расчетно-пояснительной записке.

6. Уравновешивание двигателя. После выполнения кинематического и динамического расчетов производится анализ уравновешенности рассматриваемого двигателя. Для достижения этой цели в расчетно-пояснительной записке на формате А3 миллиметровой бумаги необходимо в масштабе вычертить эскиз – схему кривошипно-шатунного механизма. На схеме с использованием теоретических знаний курса следует нанести направления действия всех сил и моментов. Затем записывается условие уравновешенности двигателя с учетом всех сил и моментов.

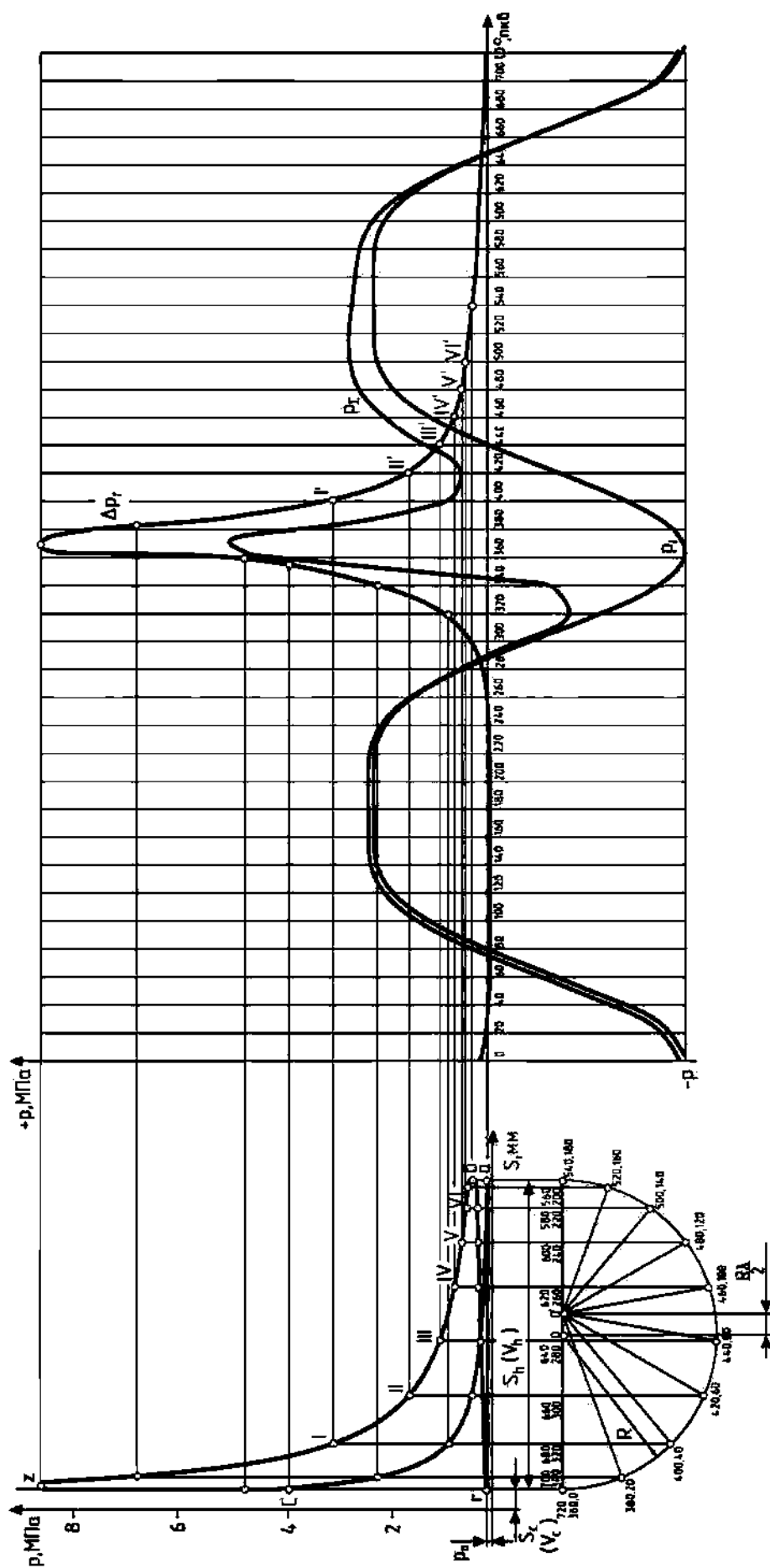


Рис. 4.2. Свёрнутая и развернутая индикаторные диаграммы двигателя

Таблица 4.2. Расчетные данные давлений и сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

φ , п.к.в.	Δp_{Γ} , МПа	p_j , МПа	p_{Σ} , МПа	P_{Γ} , кН (МН)	P_j , кН (МН)	P_{Σ} , кН (МН)	N , кН (МН)	S , кН (МН)	K , кН (МН)	T , кН (МН)	M_i , Н·м
0											
20											
40											
...											
680											
700											
720											

Далее производится подсчет значений неуравновешенных сил и моментов для случая нахождения поршня первого цилиндра в ВМТ. Полученные численные значения указываются на схеме.

На следующем этапе проводится анализ и дается оценка конструктивной уравновешенности двигателя.

Затем производится выбор наиболее простых мероприятий для уменьшения или полного устранения действия неуравновешенных сил и моментов.

С учетом предыдущих операций определяются **плоскости установки противовесов, их масса (расчетным путем) и удаление от оси шейки**. Предлагаются и обосновываются различные способы крепления дополнительных масс.

В конце раздела следует отметить преимущества и недостатки выбранного способа уравновешения с точки зрения его влияния на такие показатели двигателя, как:

- наличие шумов и вибраций при работе;
- долговечность;
- металлоемкость;
- технологичность производства;
- удобство обслуживания и ремонта.

7. По рассчитанным данным строятся графики изменения сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

На верхнем графике строятся изменения сил давления газов Δp_{Γ} , удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс $p_j = \frac{P_j}{F_n}$ и суммарной

силы $p_{\Sigma} = \Delta p_{\Gamma} + p_j = \Delta p_{\Gamma} + \frac{P_j}{F_n}$, МПа.

Ниже строят значения сил (рекомендуемый масштаб $\mu = \mu_P \cdot F_n$):

- найденной ранее силы P_{Σ} ;

прямыми линиями, конец которых должен выходить за пределы окружности. Вектор $O_{ш} - \varphi$ для каждого угла дает и направление, и значение результирующей силы (нагрузки) $R_{ш.ш.} = S + K_{R ш.}$ на шатунную шейку.

10. Для построения развертки диаграммы нагрузки $R_{ш.ш.}$ в прямоугольные координаты через точку $O_{ш}$ проводится горизонтальная линия, служащая осью углов φ . Углы φ обозначаются через выбранные 20° в пределах $0-720^\circ$, и через эти точки проводятся вертикали. Для каждого угла $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ и т. д. берется значение результирующей силы $R_{ш.ш.}$ с полярной диаграммы нагрузки (рис. 4.4) и откладывается по вертикали, причем все значения $R_{ш.ш.}$ считаются положительными (откладываются вверх). Точки соединяются плавной кривой результирующей силы $R_{ш.ш.} = S + K_{R ш.}$. На графике развертки обозначаются точки $(R_{ш.ш.})_{max}$, $(R_{ш.ш.})_{cp}$ и $(R_{ш.ш.})_{min}$.

Тогда средняя удельная нагрузка на подшипник, отнесенная к единице площади его диаметральной проекции, определится

$$k = \frac{(R_{ш.ш.})_{cp}}{d_{ш.ш.} \cdot l_{ш.ш.}}, \text{ МПа/м,}$$

где $d_{ш.ш.}$ – диаметр шатунной шейки; $l_{ш.ш.}$ – рабочая ширина вкладыша (принимается из прототипа).

11. Пользуясь полярной диаграммой, можно построить диаграмму износа шейки, дающую условное представление о характере износа в предположении, что износ пропорционален усилиям, действующим на шейку, и происходит в секторе $\pm 60^\circ$ от мгновенного направления силы S . Для этого ниже полярной диаграммы строится еще одна окружность радиусом $(R_{ш.ш.})_{min}$. К внешней стороне окружности прикладываются векторы усилий, параллельные соответствующим векторам $O_{ш} - \varphi$ полярной диаграммы (параллельно силам S) так, чтобы линия действия их проходила через центр. Значение усилий $R_{ш.ш.}$ для каждого угла φ берется с развернутой диаграммы нагрузки, и под углом 60° к направлению каждого усилия в обе стороны проводятся кольцевые полоски, высота которых пропорциональна этому усилию. Суммарная площадь этих полосок в итоге представляет собой условную диаграмму износа. На диаграмме износа шейки видна зона наибольших и наименьших давлений на нее. В месте наименьших давлений проводится осевая линия, где должно выводиться отверстие подвода масла к подшипнику (рис. 4.5).

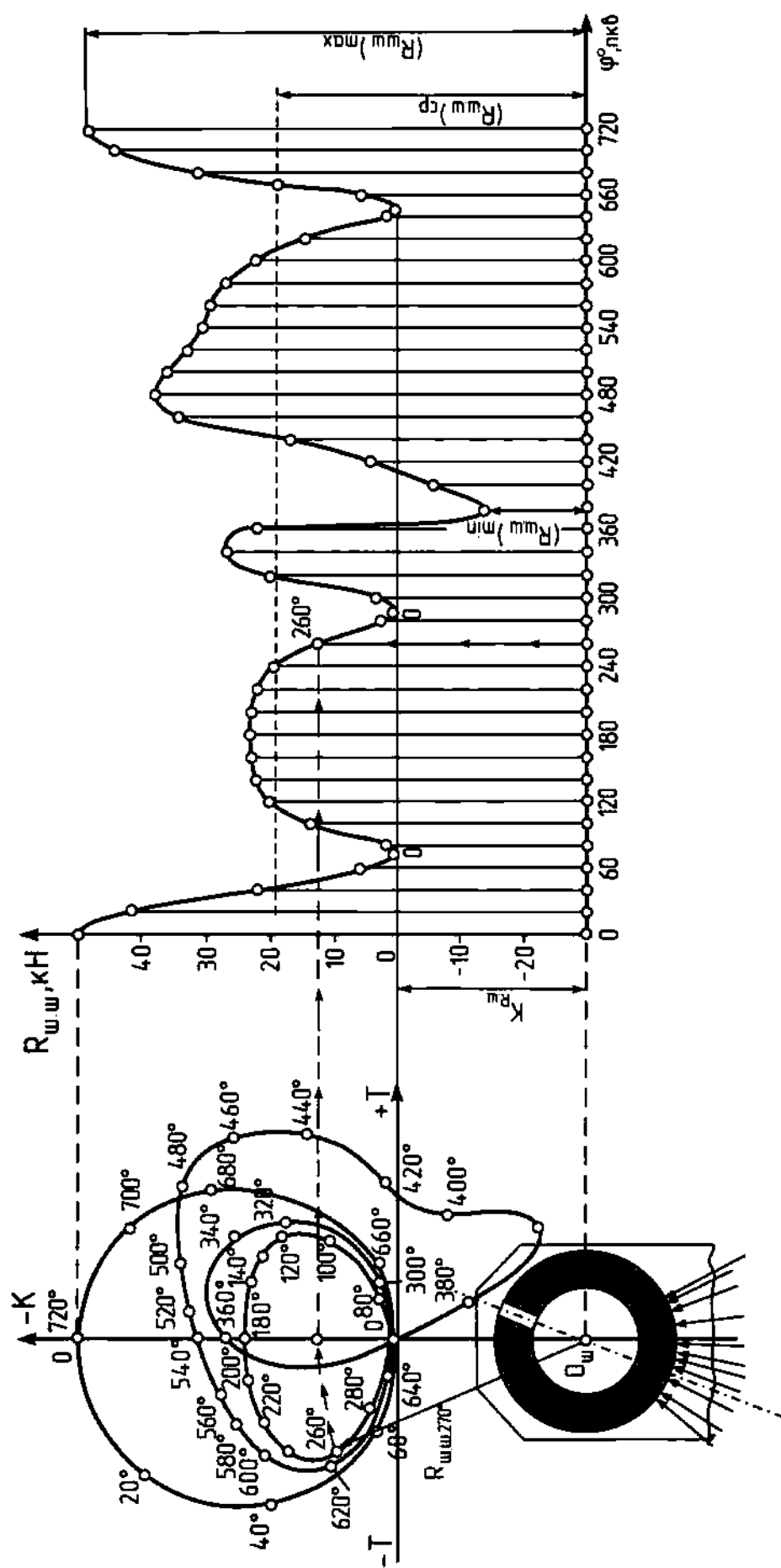


Рис. 4.4. Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку

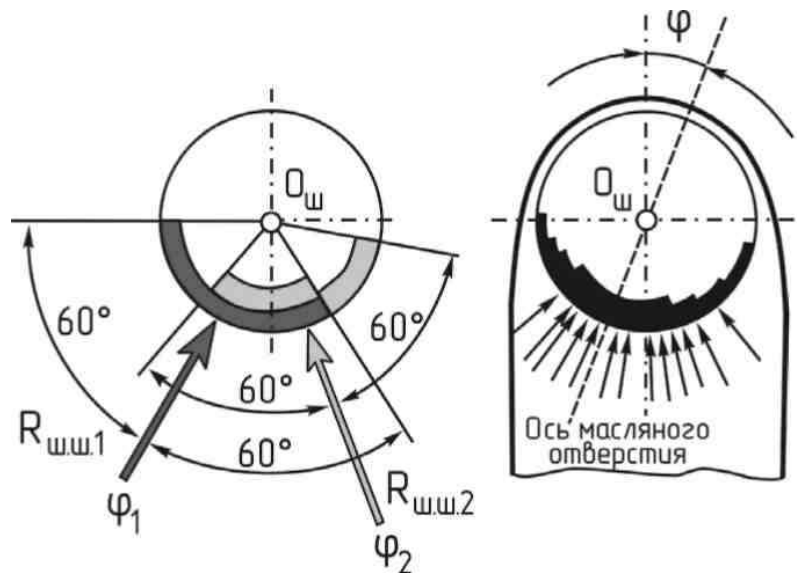


Рис. 4.5. Схема построения диаграммы износа шатунной шейки

12. Под графиком развернутой диаграммы нагрузки строят кривую суммарного индикаторного крутящего момента (рис. 4.6). Для этого по оси абсцисс откладывают значение угла поворота кривошипа φ в пределах Θ от 0° до $\frac{720^\circ}{i}$ (где i – число цилиндров двигателя).

По оси ординат откладывается значение крутящего момента, равное $M_i = T \cdot R$, в масштабе $\mu_m = \frac{H \cdot м}{мм}$, значение силы T берется с построенного на листе 1 графика или сводной табл. 4.2.

Предполагается, что крутящий момент в отдельных цилиндрах, для четырехтактных двигателей, изменяется одинаково, лишь со сдвигом на угол $\Theta = \frac{720^\circ}{i}$ и $\Theta = \frac{360^\circ}{i}$ – для двухтактных двигателей. Поэтому берется участок силы T в пределах от 0° до $\frac{720^\circ}{i}$, значение ее умножается на радиус кривошипа R и полученное значение крутящего момента откладывается на строящемся графике. Затем берется следующий равный участок силы T и т. д. Таким образом, получается число кривых крутящего момента, равное i .

Кривая суммарного индикаторного крутящего момента многоцилиндрового двигателя на участке Θ получается путем графического суммирования полученного числа i кривых крутящих моментов для отдельных цилиндров. Среднее значение индикаторного момента определяется $(M_i)_{cp} = \frac{F_2 - F_1}{\Theta}$, Н·м, где F_1 и F_2 – положительная и отрицательная площади диаграммы.

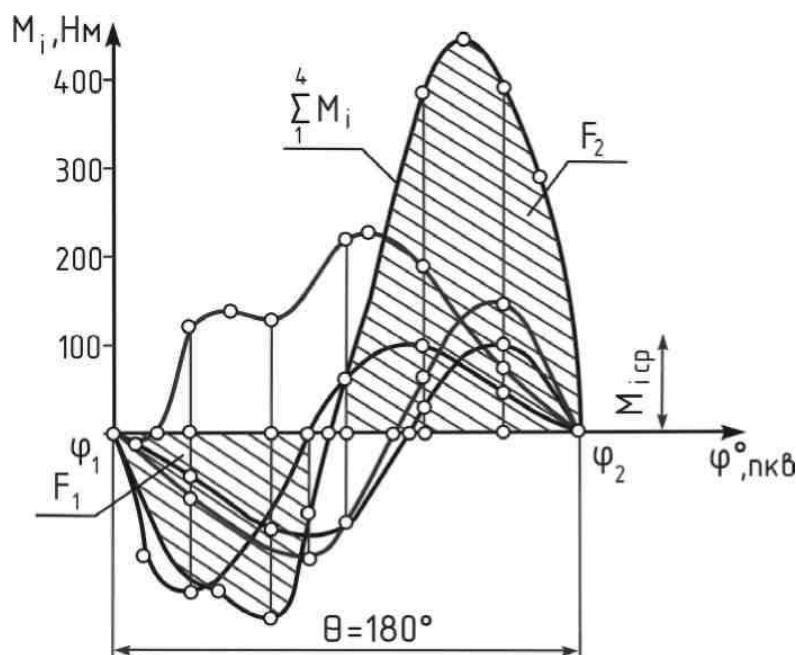


Рис. 4.6. Схема построения кривой суммарного крутящего момента

Ввиду того, что при построении диаграммы индикаторного крутящего момента двигателя не учитывались затраты на трение, привод вспомогательных механизмов и т. д., для получения значения действительного эффективного крутящего момента необходимо учесть величину механического КПД

$(M_i)_{\text{ср}} = (M_i)_{\text{ср}} \cdot \eta_m, \text{ Н} \cdot \text{м}$, где η_m – механический КПД двигателя (берется из теплового расчета двигателя). Полученное значение среднего эффективного крутящего момента следует сопоставить с расчетным значением

$(M_e)_{\text{расч.}} = \frac{9554 \cdot N_e}{n}, \text{ Н} \cdot \text{м}$. Отклонение графически полученного значения момента от его расчетного значения не должно превышать $\pm 5\%$.

Все графики строятся в одном масштабе сил, принятом при построении развернутой индикаторной диаграммы.

Примерный вид диаграммы и содержание графического листа представлены в приложениях 4 и 5.

5. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

После выполнения динамического расчета производится кинематический расчет рассматриваемого двигателя. Для достижения этой цели в расчетно-пояснительной записке необходимо оформить таблицу значений перемещения, скорости и ускорения поршня, рассчитанных **через 20° поворота коленчатого вала** (табл. 5.1).

Таблица 5.1. Данные для построения графиков перемещения, скорости и ускорения поршня

φ , П.К.В.	S_I м	S_{II} м	S м	W_I м/с	W_{II} м/с	W м/с	J_I м/с ²	J_{II} м/с ²	J м/с ²
0									
20									
40									
...									
320									
340									
360									

При расчете значений для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом следует воспользоваться формулами:

- перемещения поршня

$$S = S_I + S_{II} = R \cdot (1 - \cos\varphi) + \frac{R \cdot \lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi);$$

- скорости поршня

$$W = W_I + W_{II} = R \cdot \omega \cdot \sin\varphi + \frac{R \cdot \omega \cdot \lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi;$$

- ускорения поршня

$$J = J_I + J_{II} = R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi + R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi.$$

При расчете значений для двигателя со смещенным кривошипно-шатунным механизмом следует воспользоваться формулами:

$$S = S_I + S_{II} = R \cdot \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) - \kappa \cdot \lambda \cdot \sin\varphi \right];$$

$$W = W_I + W_{II} = R \cdot \omega \cdot \left[\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi - \kappa \cdot \lambda \cdot \cos\varphi \right];$$

$$J = J_I + J_{II} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi + \kappa \cdot \lambda \cdot \sin\varphi),$$

где e – дезаксиал; $\kappa = \frac{e}{R}$ – величина относительного смещения, $\kappa = 0,05 \dots 0,15$.

Значения тригонометрических функций для выбранного угла рассчитываются или берутся из таблиц приложения 3. Значение радиуса кривошипа R берется в зависимости от рассчитанного ранее значения хода поршня S .

Значение λ берется из технической характеристики двигателя или приложения 1.

По рассчитанным данным строятся графики изменения перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Для этого ниже свернутой индикаторной диаграммы двигателя наносятся координатные оси. Принимая во внимание, что $S = 2R$, проводятся вертикальные линии через точки ВМТ и НМТ на индикаторной диаграмме и горизонтальные линии, служащие осями абсцисс графиков. Значения углов поворота коленчатого вала от 0 до 360° следует равномерно нанести между этими вертикальными линиями. Линия, проведенная через точку ВМТ, одновременно является осью ординат графиков.

Масштаб графиков выбирается с таким расчетом, чтобы равномерно заполнить имеющееся место.

На графиках обозначаются составляющие первого и второго порядков, а также их суммарные значения.

В расчетно-пояснительной записке проводится анализ полученных аналитических и графических данных.

В анализе следует отметить степень соответствия полученных данных перемещения поршня действительному значению, скорости поршня рекомендуемому для данного типа ДВС значению и влияние величины и характера изменения ускорения поршня на механические нагрузки двигателя.

В конце раздела необходимо оценить влияние кинематических параметров КШМ на показатели надежности и долговечности двигателя.

6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

После выполнения кинематического и динамического расчетов производится анализ уравновешенности рассматриваемого двигателя.

Для достижения этой цели в расчетно-пояснительной записке на формате А3 миллиметровой бумаги необходимо в масштабе вычертить эскиз-схему кривошипно-шатунного механизма. На схеме с использованием теоретических знаний курса следует нанести направления действия всех сил и моментов.

Затем записывается условие уравновешенности двигателя с учетом всех сил и моментов.

Далее производится подсчет значений неуравновешенных сил и моментов для случая нахождения поршня первого цилиндра в ВМТ. Полученные численные значения указываются на схеме.

На следующем этапе проводится анализ и дается оценка конструктивной уравновешенности двигателя.

Затем производится выбор наиболее простых мероприятий для уменьшения или полного устранения действия неуравновешенных сил и моментов.

С учетом предыдущих операций определяются **плоскости установки противовесов, их масса (расчетным путем) и удаление от оси шейки**. Предлагаются и обосновываются различные способы крепления дополнительных масс.

В конце раздела следует отметить преимущества и недостатки выбранного способа уравновешивания с точки зрения его влияния на такие показатели двигателя, как:

- наличие шумов и вибраций при работе;
- долговечность;
- металлоемкость;
- технологичность производства;
- удобство обслуживания и ремонта.

7. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

При расчете деталей двигателя на прочность необходимо производить краткое описание конструкций и условий работы детали (тепловой режим, вид нагрузки, расчетный режим двигателя и др.), краткие сведения о технологии изготовления и о материале детали. Помимо расчетных формул, для применяемого метода расчета обязательно должны быть приведены обоснования выбираемых величин со ссылкой на источник. Для каждой рассчитываемой детали должны быть выполнены эскиз детали со всеми необходимыми для расчета размерами, схемы детали со всеми необходимыми для расчета размерами, схемы и эпюры нагружения. Эскизы и графики, необходимые для расчета, выполняются карандашом на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1. На всех графиках должны быть подписи, выполненные графическим шрифтом.

7.1. Расчет поршня

Определяем основные размеры поршня, пользуясь данными табл. 7.1 и рис. 7.1. На основании данных расчетов (теплого, скоростной характеристики и динамического) определяем:

- диаметр цилиндра D , мм;
- ход поршня S , мм;
- действительное максимальное давление сгорания p_z , МПа, при какой-то частоте вращения n , мин^{-1} ;
- площадь поршня F_n , см^2 ;
- наибольшую нормальную силу N , МН, при угле φ ;
- массу поршневой группы m_n , кг;
- максимальную частоту вращения холостого хода $n_{х.х. \max}$, мин^{-1} .
- значение λ .

Днище поршня рассчитывается на изгиб от действия максимальных газовых усилий $p_{z \max}$ как равномерно нагруженная круглая плита, свободно опирающаяся на цилиндр. Как для бензиновых двигателей, так и для дизелей наибольшее давление газов достигается при работе на режиме максимальной мощности (номинальный режим).

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учетом соотношений, приведенных в табл. 7.1, принимаем:

- толщину днища поршня δ , мм;
- высоту поршня H , мм;
- высоту юбки поршня $h_{ю}$, мм;
- радиальную толщину кольца t , мм;
- радиальный зазор кольца в канавке поршня Δt , мм;
- толщину стенки головки поршня s , мм;
- величину верхней кольцевой перемычки h_n , мм;
- число и диаметр масляных каналов в поршне n_m и d_m , мм.

Назначаем материал поршня и материал гильзы цилиндра, задаемся значениями коэффициентов их линейного расширения:

- $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К – для чугуна;
- $\alpha = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К – для алюминиевого сплава.

Таблица 7.1. Основные конструктивные соотношения размеров элементов поршня

Наименование элементов поршня	Бензиновые двигатели	Дизели	
Толщина днища поршня, δ/D	0,05...0,09	0,12...0,20	
Высота поршня, H/D	0,08...1,20	1,00...1,50	
Высота огневого (жарового) пояса, e/D	0,06...0,09	0,11...0,20	
Толщина первой кольцевой перемычки, h_n/D	0,03...0,05	0,04...0,06	
Высота верхней части поршня, h/D	0,45...0,75	0,60...1,00	
Высота юбки поршня, $h_{ю}/D$	0,60...0,75	0,60...0,70	
Внутренний диаметр поршня, d_i	$d_i = D - 2(s + t) + \Delta t$		
Толщина стенки головки поршня, s/D	0,05...0,10	0,05...0,10	
Толщина стенки юбки поршня, $\delta_{ю}$, мм	1,50...4,50	2,00...5,00	
Радиальная толщина кольца, t/D :	компрессионного	0,035...0,045	0,040...0,045
	маслосъемного	0,030...0,043	0,038...0,043
Радиальный зазор кольца в канавке поршня, Δt , мм:	компрессионного	0,70...0,95	0,70...0,95
	маслосъемного	0,90...1,10	0,90...1,10
Высота кольца, a , мм	1,50...4,00	3,00...5,00	
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии, ΔJt	2,5...4,0	3,2...4,0	
Число масляных отверстий в поршне, n_m	6...12	6...12	
Диаметр масляного канала, d_m/a	0,3...0,5	0,3...0,5	
Диаметр бобышки, d_b/D	0,3...0,5	0,3...0,5	
Расстояние между торцами бобышек, b/D	0,3...0,5	0,3...0,5	
Наружный диаметр поршневого пальца, d_n/D	0,22...0,28	0,30...0,38	
Внутренний диаметр поршневого пальца, d_g/d_n	0,65...0,75	0,50...0,70	
Длина пальца, l_n/D :	закрепленного	0,85...0,90	0,85...0,90
	плавающего	0,78...0,88	0,80...0,85
Длина головки шатуна, l_w/D :	при закрепленном пальце	0,28...0,32	0,28...0,32
	при плавающем пальце	0,33...0,45	0,33...0,45

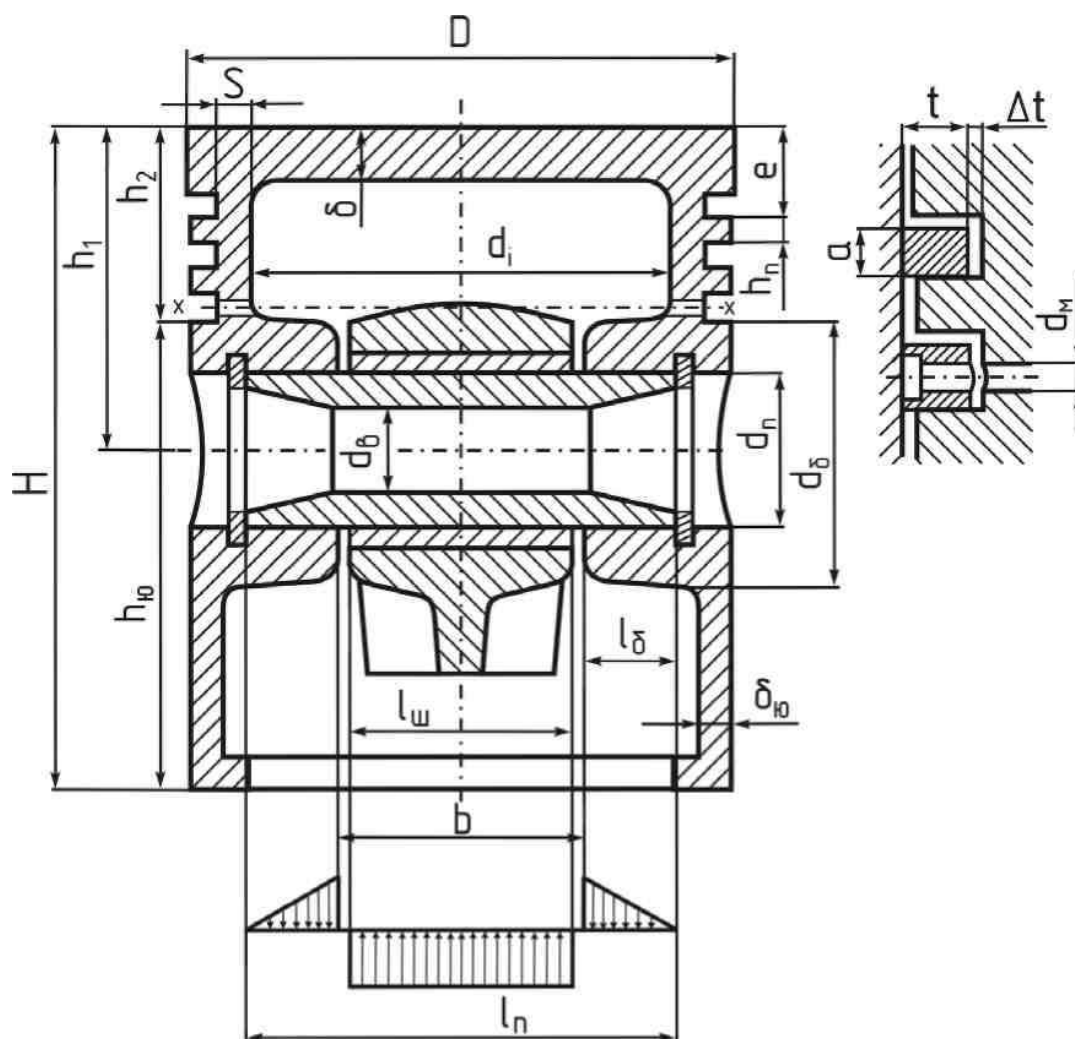


Рис. 7.1. Схема поршня

Напряжение изгиба в днище поршня определяем по формуле (только для бензинового двигателя)

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = p_{z\max} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2, \text{ МПа};$$

где $M_{из} = \frac{1}{3} \cdot p_{z\max} \cdot r_i^3$ — изгибающий момент, МН·м;

$W_{из} = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2$ — момент сопротивления изгибу плоского днища, м³;

$p_{z\max} = p_z$ — максимальное давление сгорания, МПа;

$r_i = \left[\frac{D}{2} - (s + t + \Delta t)\right]$ — внутренний радиус днища, мм.

При отсутствии у днища ребер жесткости допустимые значения напряжений $[\sigma_{из}]$ лежат в пределах:

- для алюминиевых поршней $[\sigma_{из}] = 20 \dots 25$ МПа;
- для чугунных поршней $[\sigma_{из}] = 40 \dots 50$ МПа. При наличии ребер жесткости $[\sigma_{из}]$ возрастают:
- для алюминиевых поршней $[\sigma_{из}] = 50 \dots 150$ МПа;
- для чугунных поршней $[\sigma_{из}] = 80 \dots 200$ МПа.

При высоком значении напряжения предлагаем мероприятия по повышению стойкости к изгибу.

Определяем напряжение сжатия в сечении x-x (рис. 7.1):

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{z\max}}{F_{x-x}}, \text{ МПа.}$$

где $P_{z\max} = p_z \cdot F_n$ – максимальная сила давления газов на днище поршня, МН; F_n – площадь поршня, м²; F_{x-x} – площадь сечения x-x, м².

При этом площадь сечения x-x равна

$$F_{x-x} = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n_m \cdot F, \text{ м}^2,$$

где d_i – внутренний диаметр поршня, м; $d_k = D - 2 \cdot (t - \Delta t)$ – диаметр поршня по дну канавок, м; $F = \frac{(d_k - d_i) \cdot d_m}{2}$ – площадь продольного диаметрального сечения масляного канала, м².

Определяем напряжение разрыва в сечении x-x

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}}, \text{ МПа.}$$

Сила инерции возвратно-поступательных масс P_j определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\lambda + 1), \text{ МН,}$$

где m_{x-x} – масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения x-x (рис. 7.1), $m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_n$, кг, m_n – масса поршневой группы, кг; R – радиус кривошипа, м; $\omega_{x,x,\max}$ – максимальная угловая скорость холостого хода двигателя $\omega_{x,x,\max} = \frac{\pi \cdot n_{x,x,\max}}{30}$, с⁻¹, $n_{x,x,\max}$ – максимальная частота вращения холостого хода двигателя; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = \frac{R}{l_{ш}}$.

Определяем напряжения среза кольцевой перемычки

$$\tau = 0,0314 \cdot \frac{p_{z\max} \cdot D}{h_n}, \text{ МПа.}$$

Определяем напряжения изгиба кольцевой перемычки

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{z\max} \cdot \left(\frac{D}{h_n}\right)^2, \text{ МПа,}$$

где D и h_n – диаметр цилиндра и толщина верхней кольцевой перемычки, м.

Сложное напряжение определится $\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2}$, МПа. Допустимое напряжение σ_{Σ} в верхних кольцевых перемычках с учетом значительных температурных нагрузок находится в пределах:

- для алюминиевых поршней $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40$ МПа;
- для чугунных поршней $[\sigma_{\Sigma}] = 60 \dots 80$ МПа. Максимальные удельные давления.

Определяем удельные давления юбки поршня и всей высоты поршня на стенку цилиндра

$$q_1 = \frac{N_{max}}{h_{ю} \cdot D}, \text{МПа}; q_2 = \frac{N_{max}}{H \cdot D}, \text{МПа}.$$

где $h_{ю}$ – высота юбки поршня, м; H – высота поршня, м; N_{max} – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности и определяется по данным динамического расчета, МН.

Для автотракторных двигателей $q_1 = 0,3 \dots 1,0 \text{ МПа}$ и $q_2 = 0,2 \dots 0,7 \text{ МПа}$.

Определяем условие гарантированной подвижности поршня в горячем состоянии.

В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя размеры диаметров головки $D_г$ и юбки $D_{ю}$ поршня определяют, исходя из наличия необходимых монтажных зазоров $\Delta_г$ и $\Delta_{ю}$ между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии:

- $\Delta_г = (0,006 \dots 0,008) \cdot D$ и $\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D$ – для алюминиевых поршней с неразрезными юбками;

- $\Delta_г = (0,004 \dots 0,006) \cdot D$ и $\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D$ – для чугунных поршней.

Диаметры головки и юбки поршня с учетом монтажных зазоров определяют по формулам

$$D_г = D - \Delta_г, \text{мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю}, \text{мм}.$$

Правильность установленных размеров $D_г$ и $D_{ю}$ проверяют в горячем состоянии по формулам

$$\Delta_г^* = D \cdot [1 + \alpha_{ч} \cdot (T_{ч} - T_0)] - D_г \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_г - T_0)], \text{мм};$$

$$\Delta_{ю}^* = D \cdot [1 + \alpha_{ч} \cdot (T_{ч} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_{ю} - T_0)], \text{мм},$$

где $\Delta_г^*$ и $\Delta_{ю}^*$ – диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня, мм; $\alpha_{ч}$ и α_n – коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра и поршня:

- для чугуна $\alpha_{ч}$ и $\alpha_n = 11 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$;

- для алюминиевых сплавов $\alpha_{ч}$ и $\alpha_n = 23 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$;

$T_{ч}$, $T_г$ и $T_{ю}$ – соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии, K:

- при жидкостном охлаждении

$$T_{ч} = 383 \dots 388 \text{ K}, T_г = 473 \dots 723 \text{ K} \text{ и } T_{ю} = 403 \dots 473 \text{ K};$$

- при воздушном охлаждении

$$T_{ч} = 433 \dots 463 \text{ K}, T_г = 573 \dots 873 \text{ K} \text{ и } T_{ю} = 483 \dots 613 \text{ K};$$

T_0 – начальная температура цилиндра и поршня, $T_0 = 293 \text{ K}$.

7.2. Расчет поршневого пальца

Основные конструктивные размеры поршневых пальцев принимаем из табл. 7.1 или по данным прототипа:

- наружный диаметр пальца d_n , мм;
- внутренний диаметр пальца d_o , мм;
- длина пальца l_n , мм;
- длина опорной поверхности пальца в головке шатуна
- расстояние между торцами бобышек b , мм.

Назначаем тип и материал поршневого пальца, модуль упругости материала. Определяем расчетную силу, действующую на палец

$$P = p_{z\max} \cdot F_n + \kappa \cdot P_j, \text{ МН.}$$

Для бензиновых двигателей:

$p_{z\max}$ – максимальное давление газов на номинальном режиме работы, $p_{z\max} = p_z$, МПа; κ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца, $\kappa = 0,76 \dots 0,86$; P_j – сила инерции поршневой группы при $n = n_m$, $P_j = -m_n \cdot \omega_m^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}$, МН; ω_m – угловая скорость при максимальном крутящем моменте, $\omega_m = \frac{\pi \cdot n_m}{30}$, с⁻¹; n_m – частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин⁻¹.

Для дизеля:

$p_{z\max}$ – максимальное давление газов на номинальном режиме работы, МПа; κ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца, $\kappa = 0,68 \dots 0,81$; P_j – сила инерции поршневой группы при $n = n_m$, $P_j = -m_n \cdot \omega_m^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}$, МН; ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения, $\omega_n = \frac{\pi \cdot n_m}{30}$, с⁻¹; n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Определяем удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна $q_{uz} = \frac{P}{d_n \cdot l_{uz}}$, МПа, где d_n – наружный диаметр пальца, м; l_{uz} – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, м.

Определяем удельное давление пальца на бобышки $q_b = \frac{P}{d_n \cdot (l_n - b)}$, МПа, где l_n – общая длина пальца, м; b – расстояние между торцами бобышек, м; $(l_n - b)$ – длина опорной поверхности пальца в бобышках, м.

Для автомобильных двигателей $q_{uz} = 20 \dots 60$ МПа и $q_b = 15 \dots 50$ МПа. Нижние пределы для тракторных двигателей. Определяем напряжение изгиба в среднем сечении пальца $\sigma_{из} = \frac{P \cdot (l_n + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{uz})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_n^3}$, МПа, где $\alpha = \frac{d_o}{d_n}$ – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному. Для автомобильных и тракторных двигателей $[\sigma_{из}] = 100 \dots 250$ МПа.

Определяем касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна $\tau = \frac{0,25 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4)^2 \cdot d_n^2}$, МПа. Для автомобильных двигателей $[\tau] = 60 \dots 250$ МПа.

Определяем наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

$$\Delta d_{n \max} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_n} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ мм},$$

где E – модуль упругости материала пальца, $E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5$ МПа.

Значение $\Delta d_{n \max}$ не должно быть больше 0,02...0,05 мм.

Определяем напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ МПа};$$

- вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ МПа}.$$

Определяем напряжения овализации на внутренней поверхности пальца

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{i 0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ МПа};$$

- вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{i 90^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \text{ МПа}.$$

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости, оно не должно превышать $\sigma_{i 0^\circ} = 300 \dots 350$ МПа.

7.3. Расчет поршневого кольца

Основные данные для расчета принимаются из табл. 7.1. Назначаем материал кольца и определяем модуль упругости материала:

- для серого легированного чугуна, $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа;
- для серого чугуна, $E = 1 \cdot 10^5$ МПа;
- для стали, $E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5$ МПа.

Определяем среднее значение давления кольца на стенку цилиндра

$$p_{cp} = 0,152 \cdot E \cdot \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{t}\right)}, \text{ МПа},$$

где E – модуль упругости материала кольца, МПа; t – радиальная толщина кольца, мм; A_0 – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях, принимается из табл. 7.1 или $A_0 = 3 \cdot t$, мм.

Допустимое среднее радиальное давление:

- для компрессионных колец, $[p_{cp}] = 0,11 \dots 0,37$ МПа;
- для маслосъемных колец, $[p_{cp}] = 0,20 \dots 0,40$ МПа.

Определяем давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности $p = p_{cp} \cdot \mu_k$, МПа, где μ_k – переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра (табл. 7.2 и 7.3).

Для бензиновых двигателей можно принять грушевидную форму эпюры давления кольца с параметрами, представленными в табл. 7.2.

Для дизелей характерна каплевидная эпюра давления кольца на стенку цилиндра с параметрами, представленными в табл. 7.3.

Таблица 7.2. Параметры для расчета грушевидной эпюры давления кольца на стенку цилиндра

Угол ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент μ_k	1,05	1,04	1,02	1,0	1,02	1,27	1,50
Давление p , МПа							

Таблица 7.3. Параметры для расчета каплевидной эпюры давления кольца на стенку цилиндра

Угол ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент μ_k	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85
Давление p , МПа							

По полученным данным строим эпюру давления кольца на стенку цилиндра (рис. 7.2).

Определяем напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot p_{cp} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2, \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot E \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot A_0}{t}\right)}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{D}{t}\right)}, \text{ МПа},$$

где m – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца, $m = 1,57$.

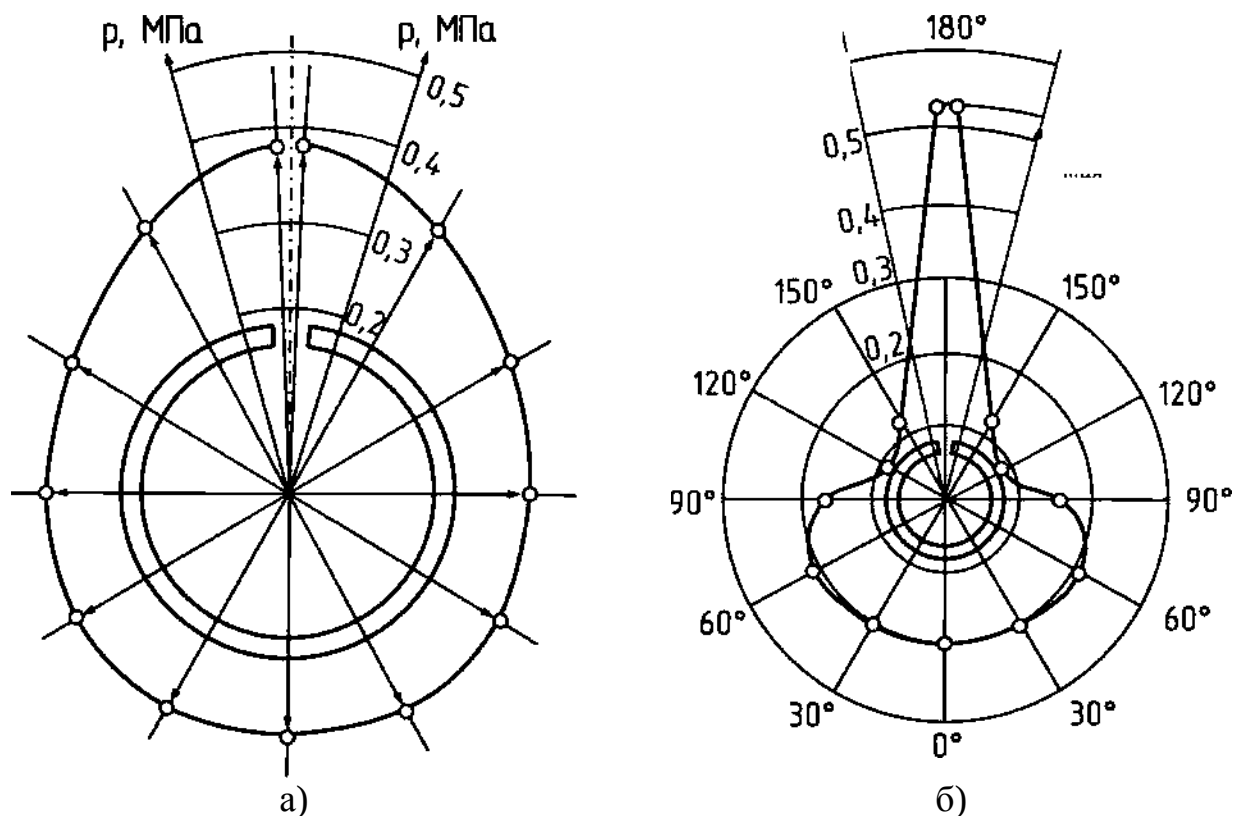


Рис. 7.2. Эпюры сил давления кольца на стенку цилиндра:
 а – грушевидная эпюра давлений (для бензинового двигателя);
 б – каплевидная эпюра давлений (для дизеля)

Допустимые напряжения при изгибе кольца

$$[\sigma_{из}] = 220 \dots 450 \text{ МПа и } \sigma_{из2} > \sigma_{из1} \text{ на } 10 \dots 13\%.$$

Определяем монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_k = \Delta_k + \pi \cdot D \cdot [\alpha_k \cdot (T_k - T_0) - \alpha_{\psi} \cdot (T_{\psi} - T_0)], \text{ мм},$$

где Δ_k – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя, $\Delta_k = 0,06 \dots 0,10$ мм; α_k и α_{ψ} – коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра, $1/\text{K}$; T_{ψ} , T_0 и T_k – соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура, К:

- при жидкостном охлаждении $T_k = 473 \dots 573$ К, $T_{\psi} = 383 \dots 388$ К;

- при воздушном охлаждении $T_k = 523 \dots 723$ К, $T_{\psi} = 443 \dots 463$ К;

$T_0 = 293$ К.

7.4. Расчет шатунной группы

Определяем основные размеры шатуна, пользуясь данными табл. 7.4 и рис. 7.3.

**Таблица 7.4. Основные конструктивные соотношения
размеров элементов шатуна**

Величина	Бензиновые двигатели	Дизели
Внутренний диаметр поршневой головки (втулки) d :		
без втулки	$d \approx d_n$	$d \approx d_n$
с втулкой	$(1,10 \dots 1,25) \cdot d_n$	$(1,10 \dots 1,25) \cdot d_n$
Наружный диаметр головки d_{zon}	$(1,25 \dots 1,65) \cdot d_n$	$(1,30 \dots 1,70) \cdot d_n$
Длина поршневой головки шатуна $l_{ш}$:		
с закрепленным пальцем	$(0,28 \dots 0,32) \cdot D$	$(0,28 \dots 0,32) \cdot D$
с плавающим пальцем	$(0,33 \dots 0,45) \cdot D$	$(0,33 \dots 0,45) \cdot D$
Минимальная радиальная толщина стенки головки h_z	$(0,16 \dots 0,27) \cdot d_n$	$(0,16 \dots 0,27) \cdot d_n$
Радиальная толщина стенки втулки s_e	$(0,055 \dots 0,085) \cdot d_n$	$(0,055 \dots 0,085) \cdot d_n$

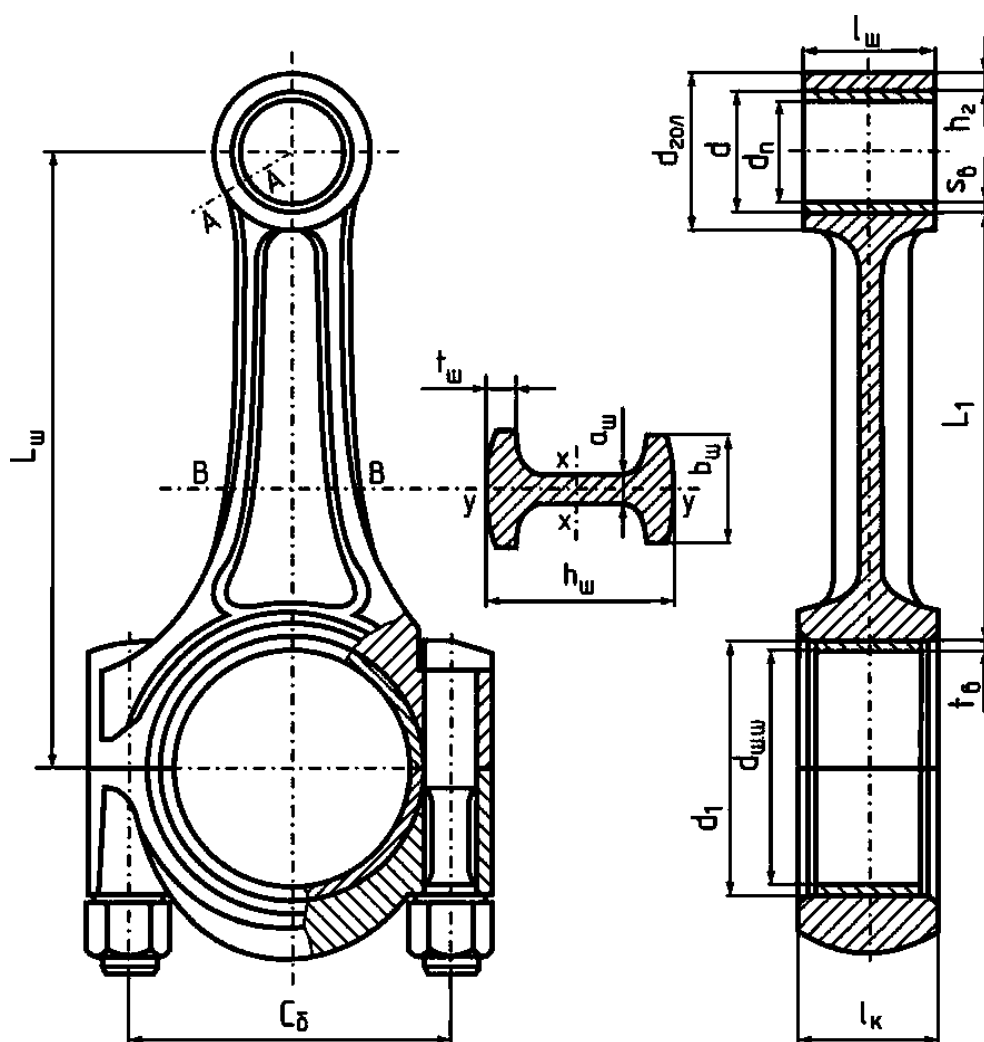


Рис. 7.3. Расчетная схема шатунной группы

Назначаем материал шатуна (сталь) и втулки (бронза). Определяем для шатуна:

- модуль упругости материала E , МПа;
- коэффициент линейного расширения α , $1/^\circ\text{C}$;
- предел прочности σ , МПа;
- предел усталости при изгибе σ_{-1} , МПа;
- предел усталости при растяжении σ_{-1p} , МПа;
- предел текучести σ_t , МПа. Для материала втулки:
- модуль упругости E , МПа;
- коэффициент линейного расширения $\alpha_{вм}$, $1/^\circ\text{C}$.

7.4.1. Расчет поршневой головки шатуна

Определяем суммарное удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \cdot \left[\left(\frac{\frac{d_{гол}^2 + d^2}{d_{гол}^2 - d^2} + \mu}{E_{ш}} \right) + \left(\frac{\frac{d^2 + d_{в}^2}{d^2 - d_{в}^2} - \mu}{E_{вм}} \right) \right]}, \text{ МПа,}$$

где Δ — натяг посадки бронзовой втулки, $\Delta = 0,04 \dots 0,045$ мм;

$\Delta_t = d \cdot (\alpha_{вм} - \alpha_{гол}) \cdot \Delta T$ — температурный натяг, мм;

$\alpha_{вм}$ — термический коэффициент расширения бронзовой втулки,
 $\alpha_{вм} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^\circ\text{C}$;

$\alpha_{гол}$ — термический коэффициент расширения стальной головки,

$\alpha_{гол} = 1,0 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^\circ\text{C}$;

ΔT — средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя, $\Delta T = 100 \dots 200$ К;

$d_{вм}$ и $d_{гол}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, мм (табл. 7.4);

μ — коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$;

$E_{ш}$ — модуль упругости материала шатуна, $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5$ МПа;

$E_{вм}$ — модуль упругости материала втулки

$E_{вм} = 2,2 \cdot 10^5$ МПа.

Определяем напряжение на наружной поверхности поршневой головки

$$\text{шатуна } \sigma_n = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_{гол}^2 - d^2}, \text{ МПа.}$$

Определяем напряжение на внутренней поверхности поршневой головки

$$\text{шатуна } \sigma_{вн} = p \cdot \frac{d_{гол}^2 + d^2}{d_{гол}^2 - d^2}, \text{ МПа.}$$

Допустимые значения напряжений $[\sigma_n] = [\sigma_{вн}] = 150$ МПа.

Определяем суммарную силу инерции поршневой группы

$$P_{jn} = -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda), \text{ Н},$$

где m_n – масса поршневой группы, кг;

R – радиус кривошипа, м;

ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения,

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30}, \text{ с}^{-1};$$

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, **мин**⁻¹.

Определяем изгибающий момент в вертикальном сечении проушины

$$M_0 = -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш. зад} - 0,0297), \text{ Н} \cdot \text{ м}.$$

Определяем величину нормальной силы в этом же сечении (рис. 7.4, а)

$$N_0 = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш. зад}), \text{ Н}$$

где $\varphi_{ш. зад}$ – угол заделки, $\varphi_{ш. зад} = 90 \dots 130$ град;

$r_{cp} = \frac{d_{221} + d}{4}$ – средний радиус поршневой головки, м.

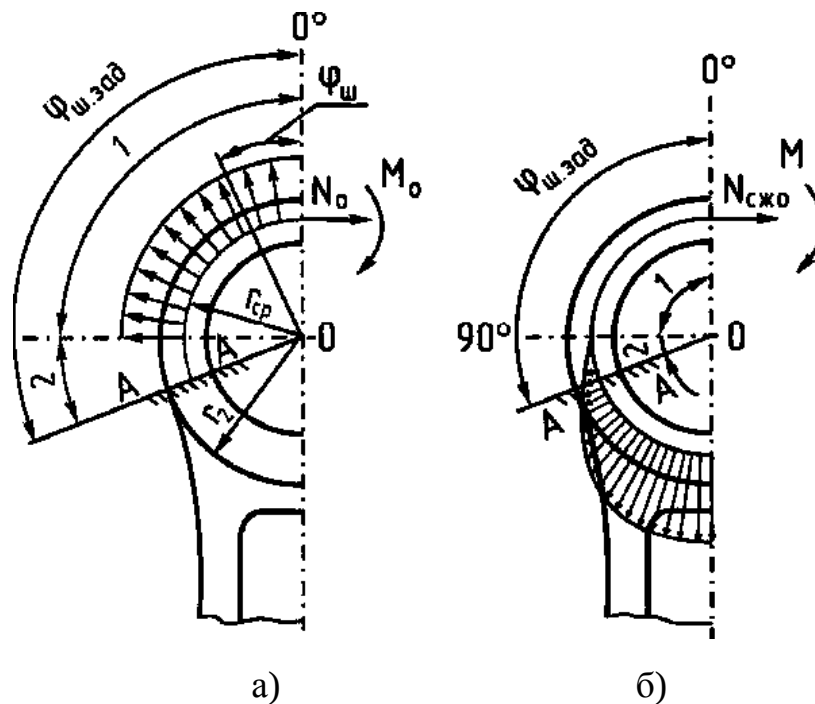


Рис. 7.4. Схема распределения нагрузок на поршневую головку шатуна:
а) при растяжении; б) при сжатии

Определяем величину нормальной силы в расчетном сечении от растягивающей силы для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$N_{ш. зад} = N_0 \cdot \cos \varphi_{ш. зад} - 0,5 \cdot P_{jn} (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}), \text{ Н}.$$

Определяем изгибающий момент в расчетном сечении для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$M_{\varphi_{ш. зад}} = M_0 + N_0 \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш. зад}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}), \text{ Н} \cdot \text{ м}.$$

Определяем напряжение от растяжения в наружном слое

$$\sigma_{p,n} = \left[2 \cdot M_{\varphi_{ш.зад}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{гол}}{h_{гол} \cdot (2r_{cp} + h_{гол})} + K \cdot N_{\varphi_{ш.зад}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot l_{гол}}, \text{ МПа,} \quad \text{где} \quad h_{гол} = \frac{d_{гол} - d}{2} -$$

толщина стенки головки, м;

$$K = \frac{E_{ш} \cdot E_{гол}}{E_{ш} \cdot F_{гол} + E_{ст} \cdot F_{ст}} - \text{коэффициент, учитывающий наличие запрессованной}$$

штулки;

$$F_{гол} = (d_{гол} - d) \cdot l_{ш} - \text{площадь сечения стенок головки, мм}^2;$$

$$F_{ст} = (d - d_n) \cdot l_{ш} - \text{площадь сечения штулки, мм}^2.$$

Определяем суммарную силу, сжимающую головку

$$P_{сж} = (p_z - p_0) \cdot F_n - P_{j \max} \cdot H,$$

где $P_{j \max}$ – максимальная сила инерции массы поршневой группы при номинальной частоте вращения, $P_{j \max} = m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$; φ – угол поворота коленчатого вала при значении p_z ; F_n – площадь поршня, м^2 ; p_z – давление сгорания в цилиндре двигателя, МПа:

- для бензинового двигателя $p_z = p_{zд}$;

- для дизеля $p_z = p_{z \max}$.

Определяем нормальную силу для нагруженного участка от сжимающей силы (рис. 7.4, б)

$$N_{сж \varphi_{ш.зад}} = P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж 0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш.зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш.зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.зад} \right) \right], \text{ Н.}$$

Определяем изгибающий момент для нагруженного участка от сжимающей силы

$$M_{сж \varphi_{ш.зад}} = P_{сж} \cdot r_{cp} \cdot \left[\frac{M_{сж 0}}{P_{сж} \cdot r_{cp}} + \frac{N_{сж 0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.зад}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш.зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.зад} \right) \right], \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где $\frac{M_{сж 0}}{P_{сж} \cdot r_{cp}}$ и $\frac{N_{сж 0}}{P_{сж}}$ – определяют по табл. 7.5.

Таблица 7.5. Параметры в зависимости от угла заделки

Параметр	Угол заделки $\varphi_{ш.зад}$, град						
	100	105	110	115	120	125	130
$\frac{N_{сж 0}}{P_{сж}}$	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0060	0,0085
$\frac{M_{сж 0}}{P_{сж} \cdot r_{cp}}$	0	0,00010	0,00025	0,00060	0,00110	0,00180	0,0030

Определяем напряжение в наружном слое от сжимающей силы

$$\sigma_{сж.н.} = \left[2 \cdot M_{сж.фш.зад.} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_{гол.}}{h_{гол.} \cdot (2 \cdot r_{ср} + h_{гол.})} + K \cdot N_{сж.фш.зад} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{гол.}}, \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности

$$n_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{р.н.} - \sigma_{сж.н.}}{\varepsilon_{\sigma}} + \alpha_{\sigma} \cdot [\sigma_{р.н.} - \sigma_{сж.н.} + 2 \cdot \sigma_{вн}]},$$

где σ_{-1p} – предел выносливости материала при растяжении, $\sigma_{-1p} = 210$ МПа; α_{σ} – коэффициент приведения цикла при растяжении и зависящий от материала, $\alpha_{\sigma} = 0,12$; ε_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_{\sigma} = 0,7$.

Запас прочности поршневой головки должен быть в пределах $n_{\sigma} = 2,5 \dots 5,0$.

7.4.2. Расчет стержня шатуна

Основными конструктивными параметрами стержня шатуна кроме длины $L_{ш} = \frac{R}{\lambda}$ являются размеры его среднего сечения (рис. 7.3). Значения этих параметров определяются по табл. 7.6.

Таблица 7.6. Параметры стержня шатуна

Размеры сечения шатуна	Бензиновые двигатели	Дизели
$h_{ш. min}$	$(0,50 \dots 0,55) \cdot d_{гол}$	$(0,50 \dots 0,55) \cdot d_{гол}$
$h_{ш}$	$(1,2 \dots 1,4) \cdot h_{ш. min}$	$(1,2 \dots 1,4) \cdot h_{ш. min}$
$b_{ш}$	$(0,50 \dots 0,6) \cdot l_{ш}$	$(0,55 \dots 0,75) \cdot l_{ш}$
$a_{ш} \approx t_{ш}$	$(2,5 \dots 4,0)$	$(4,0 \dots 7,5)$

Определяем силу инерции, растягивающую шатун при номинальной частоте вращения

$$P_j = -(m_n + 0,275 \cdot m_{ш}) \cdot R \cdot \omega_n^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \text{ МН,}$$

где m_n – масса поршневой группы, кг; $m_{ш}$ – масса шатуна, кг; ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения; $\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30}, \text{ с}^{-1}$; n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Определяем максимальную силу давления газов, сжимающую шатун,

$$P_r = (p_z - p_0) \cdot F_n, \text{ МН,}$$

где p_0 – атмосферное давление, $p_0 = 0,1$ МПа; p_z – давление сгорания в цилиндре двигателя, МПа:

- для бензинового двигателя $p_z = p_{zd}$;

- для дизеля $p_z = p_{z \max}$.

Определяем суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости качания шатуна

$$\sigma_x = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} + \frac{\sigma_\varepsilon}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{i_{ш}^2}{j_x} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} \cdot K_x, \text{ МПа},$$

где K_x – коэффициент, учитывающий продольный изгиб $K_x = 1,15$;

$F_{ш.ср.} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})$ – площадь шатуна в расчетном сечении. Определяют после конструктивной проработке шатуна, м².

Значения $h_{ш}, b_{ш}, a_{ш}, t_{ш}$ принимаются из табл. 7.6.

Определяют суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна,

$$\sigma_y = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} + \frac{\sigma_\varepsilon}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{i_{ш}^2}{j_y} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} \cdot K_y, \text{ МПа},$$

где K_y – коэффициент, учитывающий продольный изгиб автомобильного двигателя в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна, $K_y = 1,05$.

Допустимые значения напряжений изгиба лежат в пределах:

$$[\sigma_x] = 160 \dots 250 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_y] = 200 \dots 350 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение растяжения $\sigma_p = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}}, \text{ МПа}.$

Определяем амплитуду напряжения в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_x - \sigma_p}{2}, \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ср x} = \frac{\sigma_x + \sigma_p}{2}, \text{ МПа}.$$

Определяем амплитудное напряжение в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_y - \sigma_p}{2}, \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{ср y} = \frac{\sigma_y + \sigma_p}{2}, \text{ МПа}.$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости x

$$n_x = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{ax}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{ср x}}.$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости y

$$n_y = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{ay}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{ср y}},$$

где α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении–сжатии и зависящий от материала, $\alpha_\sigma = 0,12$; ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора обработки (обработка поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,7$; σ_{-1p} – предел выносливости материала при растяжении, МПа. Запасы прочности n_x, n_y , для шатунов не должны быть ниже 1,5...2,5.

7.4.3. Расчет кривошипной головки шатуна

Основные конструктивные размеры кривошипной головки шатуна определяются по табл. 7.7.

Таблица 7.7. Параметры кривошипной головки шатуна

Размеры кривошипной головки	Пределы изменения
Диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш}$	$(0,56 \dots 0,75) \cdot D$
Толщина стенки вкладыша t_ε :	
тонкостенного	$(0,03 \dots 0,05) \cdot d_{ш.ш}$
толстостенного	$0,1 \cdot d_{ш.ш}$
Расстояние между шатунными болтами c	$(1,30 \dots 1,75) \cdot d_{ш.ш}$
Длина кривошипной головки l_k	$(0,45 \dots 0,95) \cdot d_{ш.ш}$

Определяем силу, отрывающую крышку нижней головки шатуна

$$P_j = -\omega_{x.x \max}^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.н.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр})] \cdot 10^{-6}, \text{ МН},$$

где m_n – масса поршневой группы, кг; $m_{ш.н.}$ – масса шатунной группы, совершающая вращательное движение, $m_{ш.н.} = (0,7 \dots 0,8) \cdot m_{ш.к.}$; $m_{кр}$ – масса крышки кривошипной головки, $m_{кр} = (0,20 \dots 0,28) \cdot m_{ш.к.}$; $\omega_{x.x \max}$ – угловая скорость при максимальной частоте вращения холостого хода, $\omega_{x.x \max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x \max}}{30}, \text{ с}^{-1}$.

Определяем напряжения изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{из} = P_j \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c}{\left(1 + \frac{I_\varepsilon}{J}\right) \cdot w_{из}} + \frac{0,4}{F_{кр}} \right], \text{ МПа},$$

где c – расстояние между осями шатунных болтов, м; I_ε – момент инерции расчетного сечения вкладыша, $I_\varepsilon = l_k \cdot t_\varepsilon^3, \text{ м}^4$; J – момент инерции расчетного сечения крышки, $J = l_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^3, \text{ м}^4$; $w_{из}$ – момент сопротивления расчетного сечения, $w_{из} = \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2}{6}, \text{ м}^3$; r_1 – внутренний радиус кривошипной головки, $r_1 = 0,5 \cdot (2 \cdot t_\varepsilon + d_{ш.ш.}), \text{ м}^2$; $d_{ш.ш.}$ – диаметр шатунной шейки, м; t_ε – толщина стенки вкладыша, м; $F_{кр}$ – площадь сечения крышки с вкладышем, $F_{кр} = l_k \cdot 0,5 \cdot (c - d_{ш.ш.}), \text{ м}^2$.

Допустимое значение напряжения изменяется в пределах $[\sigma_{из}] = 100 \dots 300 \text{ МПа}$.

7.4.4. Расчет шатунных болтов

Считается, что плотность стыка обеспечивается условием $P_{np} > P_j$, где P_j – сила инерции, отрывающая крышку, МН; P_{np} – сила предварительной затяжки, МН. Определяем силу предварительной затяжки $P_{np} = \frac{(2 \dots 3) \cdot P_j}{i_\delta}$, МН, где i_δ – число шатунных болтов.

Определяем величину суммарной силы, растягивающей болт,

$$P_\delta = P_{np} + \frac{\chi \cdot P_j}{i_\delta}, \text{ МН,}$$

где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения $\chi = 0,15 \dots 0,25$.

Определяем максимальные напряжения в болте в сечении по внутреннему диаметру $\sigma_{max} = \frac{4 \cdot P_\delta}{\pi \cdot d_\delta^2}$, МПа, где d_δ – внутренний диаметр резьбы болта, $d_\delta = d - 1,4 \cdot t$, м; d – номинальный диаметр болта, м; t – шаг резьбы, м.

Определяем минимальное напряжение в этом же сечении

$$\sigma_{min} = \frac{4 \cdot P_{np}}{\pi \cdot d_\delta^2}, \text{ МПа.}$$

Определяем амплитуду напряжения

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем среднее напряжение

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности болта для выбранного материала стали

$$n = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a \cdot \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right) + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{cp}},$$

K_σ – коэффициент концентрации напряжений, $K_\sigma = 3 \dots 6$; α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении–сжатии $\alpha_\sigma = 0,17$; ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработка поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,9$. σ_{-1p} – допустимое значение напряжения усталости при растяжении–сжатии для материала болтов, $\sigma_{-1p} = 380 \text{ МПа}$. Запас прочности должен быть не ниже $n = 2,0 \dots 2,5$.

8. РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

8.1 Расчет системы смазки

Расчет масляного насоса

Определяем общее количество тепла, отводимое маслом от двигателя

$Q_m = (0,02 \dots 0,3) \cdot Q_0 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$, где Q_0 — общее количество теплоты, выделенное двигателем с топливом (определяется по данным теплового баланса двигателя), Дж/с.

Определяем объем масла, необходимый для отвода данного количества тепла $V_m = \frac{Q_m}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$, где ρ_m — плотность масла, $\rho_m = 900 \dots 940 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, c_m — средняя теплоемкость масла, $c_m = 2,094 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$; ΔT_m — температура нагрева масла в двигателе, $\Delta T_m = 10 \dots 15 \text{ К}$.

Для стабилизации давления масла в системе двигателя расход масла обычно увеличивают в два раза: $V' = V_m \cdot 2 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$.

Определяем расчетную производительность насоса с учетом утечки и других неизбежных потерь $V_p = \frac{V'}{\eta_n} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$, где η_n — объемный коэффициент подачи, $\eta_n = 0,6 \dots 0,8$.

При расчете насоса принимают, что объем зуба шестерни равен объему впадины между зубьями: $V = \pi \cdot D_0 \cdot h \cdot b \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$, где D_0 — диаметр начальной окружности шестерни, $D_0 = z \cdot m$, м; z — число зубьев шестерни, $z = 6 \dots 12$; m — модуль зацепления, $m = 3 \dots 6 \text{ мм}$; h — высота зуба, $h = 2 \cdot m$, м; b — длина зуба, м.

Определяем частоту вращения шестерни насоса $n_n = \frac{u_n \cdot 60}{\pi \cdot D} \cdot \text{мин}^{-1}$, где u_n — окружная скорость вращения шестерни, $u_n = 8 \dots 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$; D — диаметр внешней окружности шестерни, $D = m \cdot (z + 2)$, м.

Определяем длину зуба шестерни насоса $b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_n}$, м.

Определяем мощность, затрачиваемую на привод масляного насоса,

$$N_n = \frac{V_p \cdot p}{n_{\text{м.н.}} \cdot 10^3}, \text{ кВт},$$

где $n_{\text{м.н.}}$ — механический КПД масляного насоса, $n_{\text{м.н.}} = 0,85 \dots 0,90$; p — рабочее давление масла в системе; $p = 0,3 \dots 0,5 \text{ МПа}$ — для бензиновых двигателей; $p = 0,3 \dots 0,7 \text{ МПа}$ — для дизелей.

Расчет масляного радиатора

Определяем площадь поверхности радиатора, учитывая, что при последовательном включении его все тепло, отводимое маслом, передается через ра-

диатор в окружающую среду, $F_m = \frac{Q_m}{k_m \cdot (t_{m.c.p.} - t_{воз.c.p.})}, \text{м}^2$, где k_m – коэффициент теплоотдачи от масла к воздуху, $k_m = 30 \dots 120 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{град})}$; $t_{m.c.p.}$ – средняя температура масла в радиаторе, $t_{m.c.p.} = 75 \dots 85^\circ\text{C}$; $t_{воз.c.p.}$ – средняя температура проходящего воздуха, $t_{воз.c.p.} = 40 \dots 45^\circ\text{C}$

8.2. Расчет системы охлаждения

Определяем площадь поверхности охлаждения радиатора

$F_{рад} = \frac{Q_s}{k \cdot (T_{жс.ср.} - T_{возд.ср.})}, \text{м}^2$, где Q_s – количество теплоты, отводимое жидкостью от двигателя (берется по данным теплового баланса), Дж/с; k – коэффициент теплопередачи через стенки радиатора, $\frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{град})}$;

для легковых автомобилей $k = 140 \dots 180 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{град})}$;

для грузовых автомобилей $k = 80 \dots 100 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{град})}$;

$T_{жс.ср.}$ – средняя температура жидкости в радиаторе, К; $T_{возд.ср.}$ – средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, К.

Определяем количество жидкости, проходящего через радиатор,

$G_{возд} = \frac{Q_{возд}}{c_{возд} \cdot \Delta T_{возд}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$, где $Q_{возд}$ – количество теплоты, отводимой от двигателя и передаваемой от жидкости к воздуху, $Q_{возд} = Q_s, \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$; $c_{возд}$ – средняя теплоемкость воздуха, $c_{возд} = \frac{1000 \text{ Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; $\Delta T_{возд}$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора, $\Delta T_{возд} = 20 \dots 30 \text{ К}$.

Определяем среднюю температуру жидкости в радиаторе

$T_{жс.ср.} = \frac{T_{жс.вх.} + (T_{жс.вх.} - \Delta T_{жс.})}{2}, \text{К}$, где $T_{жс.вх.}$ – температура жидкости перед входом в радиатор, $T_{жс.вх.} = 353 \dots 368 \text{ К}$.

Определяем среднюю температуру охлаждающего воздуха, проходящего

через радиатор $T_{возд.ср.} = \frac{T_{возд.вх.} + (T_{возд.вх.} - \Delta T_{возд.})}{2}, \text{К}$, где $T_{возд.вх.}$ – температура воздуха перед радиатором, $T_{возд.вх.} = 310 \dots 315 \text{ К}$.

Определяем мощность, необходимую для привода водяного насоса,

$N_n = \frac{G_{жс} \cdot p_{жс}}{1000 \cdot \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_n}, \text{кВт}$, где $p_{жс}$ – напор, создаваемый насосом системы охлаждения. $p_{жс} = 0,06 \dots 0,10 \text{ МПа}$; η_h – гидравлический КПД насоса, $\eta_h = 0,6 \dots 0,7$; η_m – механический КПД насоса, $\eta_m = 0,7 \dots 0,9$; η_n – коэффициент подачи насоса, $\eta_n = 0,8 \dots 0,9$.

9. ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЕЙ

9.1. Тепловой расчет дизеля

Исходные данные:

- тип двигателя – четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный, без наддува;
- частота вращения коленчатого вала $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 17$;
- эффективная мощность $N_e = 154 \text{ кВт}$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,4$;
- вид топлива – дизельное топливо «Л» ГОС 305-82, средний элементарный состав: C = 85,7 %, H = 13,3 %, O = 1 %.

Топливо

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$\begin{aligned} Q_{\text{н}} &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) \\ &= 33,91 \cdot 0,858 \\ &= 125,6 \cdot 0,133 - 10,89 \cdot 0,01 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,133 \\ &= 42500 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} l_0 &= \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) - \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,01 \right) \\ &= 14,52 \text{ кг}, \end{aligned}$$

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B} = 1,4 \cdot 0,501 = 0,70 \text{ кмоль}. \quad \mu_B = 28,96 - \text{для воздуха}.$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,40 \cdot 0,501 = 0,702 \text{ кмоль}.$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = 1,4 \cdot 0,501 + \frac{0,133}{4} + \frac{0,01}{32} = 0,735 \text{ кмоль}.$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы

Принимаем атмосферные условия: $\rho_0 = 0,1 \text{ МПа}, T_0 = 293 \text{ К}$

Принимаем давление надувочного воздуха $\rho_K = \rho_0 = 0,1 \text{ МПа}$

Определяем температуру воздуха за компрессором $T_K = T_0 = 293 \text{ К}$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$p_r = (1,05 \dots 1,25)$, $p_0 = 1,1 \cdot 0,1 = 0,11 \text{ МПа}$. Принимаем $T_r = 800 \text{ К}$.

Процесс впуска

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 30^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_K = \frac{\rho_K \cdot 10^6}{R_g \cdot T_K} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,19 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

где $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{\text{эн}}) = 2,5$, а скорость движения заряда $\omega_{\text{эн}} = 80 \text{ м/с}$.

Определим потери давления на впуске в двигатель

$$p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{\text{эн}}) \cdot (\omega_{\text{эн}}^2 \cdot \rho_K \cdot 10^{-6})}{2} = \frac{2,5 \cdot 80^2 \cdot 1,19 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0095 \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце пуска

$$p_a = p_K - \Delta p_a = 0,1 - 0,0095 = 0,0905 \text{ МПа.}$$

Определим коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = 293 + \frac{30}{800} \cdot \frac{0,11}{17 \cdot 0,0905 - 0,11} = 0,0311.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_K + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 30 + 0,0311 \cdot 800}{1 + 0,0311} = 337,4 \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_K \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_K + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_K} = \frac{293 \cdot (17 \cdot 0,0905 - 0,11)}{(293 + 30) \cdot (17 - 1) \cdot 0,1} = 0,81.$$

Процесс сжатия

Определяем показатель адиабаты сжатия κ_1 в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от κ_1 , который устанавливается в пределах $k_1 = 1,369$.

$$n_1 = (k_1 + 0,02) \dots (k_1 - 0,02) = 1,368.$$

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,0905 \cdot 17^{1,368} = 4,36 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 337,4 \cdot 17^{1,368 - 1} = 957 \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\begin{aligned} \mu C_{vc} &= 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 957 \\ &= 21,83 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_0 = 1,40 \cdot 0,03011 \cdot 0,501 = 0,0218 \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r = 0,702 + 0,0218 = 0,724 \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при $\alpha \geq 1$

$$\mu C_{pz} = \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left(\left(1,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

$$\mu C_{pz} = \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{1,4} \right) \right) + \left(\left(1,5 + \frac{13,8}{1,4} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314 \\ = 0,0025 \cdot T_z + 29,17, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_{r_1} = 0,735 + 0,0218 = 0,757 \text{ кмоль}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси $\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{0,757}{0,724} = 1,046$.

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,8$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке $cz'z$ индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива определится как

$$Q = \xi \cdot Q_H = 0,8 \cdot 42500 = 34000 \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления $\lambda = 2,2$.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \mu C_{pz} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\mu C_{vc} + 83,14 \cdot \lambda). \\ 1,046 \cdot (0,0025 \cdot T_z + 29,17) \cdot T_z = \\ = \frac{34000}{1,4 \cdot 0,501 \cdot (1 + 0,0311)} + 957 \cdot (21,83 + 8,314 \cdot 2,2). \\ 0,0026 \cdot T_z^2 + 30751 \cdot T_z - 85408 = 0$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно T_z и находим его значение, $T_z = 2336,72 \text{ К}$.

Определяем давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 4,36 \cdot 2,2 = 9,60 \text{ МПа.}$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,046 \cdot 2336,72}{2,2 \cdot 957} = 1,161.$$

Процесс расширения

Определяем степень последующего расширения $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1,161} = 14,64$.

Показатель политропы расширения n_2 для дизеля определяем по номограмме (рис. 3.2), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения $k_2, n_2 \approx k_2$.

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом.

По имеющимся значениям δ и T_c определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 .

Определяем давление процесса расширения

$$p_s = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{9,60}{14,64^{1,273}} = 0,315 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_s = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2336,72}{14,64^{1,273-1}} = 1123,1 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5 % для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_s}{\sqrt[n_2]{p_s}} = \frac{1123,10}{\sqrt[1,273]{0,325}} = 783 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\% = \frac{800 - 783}{800} \cdot 100\% = 2,1 \text{ \%}.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

$$p_i' = \frac{4,36}{17 - 1} \cdot \left[2,2 \cdot (1,161 - 1) + \frac{2,2 \cdot 1,161}{1,273 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{14,64^{1,273-1}} \right) - \frac{1}{1,368 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1,368-1-1}} \right) \right] = 0,941 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $v = 0,92$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p_i' \cdot v = 0,941 \cdot 0,92 = 0,87 \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot p_K \cdot \eta_v} = \eta_i = \frac{0,87 \cdot 1,40 \cdot 14,52}{42,5 \cdot 0,81 \cdot 1,19} = 0,432.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,432} = 196,1 \text{ }^2/\text{кВт} \cdot \text{ч.}$$

Эффективные показатели дизеля

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{н.ср.}$ в пределах 7,0...13,0 м/с для автомобильного дизеля и 6,0...11,0 м/с для тракторного дизеля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{н.ср.} = 0,089 + 0,0118 \cdot 9 = 0,195 \text{ МПа},$$

учитывая, что $a = 0,089, b = 0,0118$ для дизелей с неразделенными КС и $a = 0,089, b = 0,0135$ для дизелей с разделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 0,87 - 0,195 = 0,675 \text{ МПа}.$$

Определяем механический КПД

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,675}{0,870} = 0,776.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,432 \cdot 0,776 = 0,335.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,335} = 252,85 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 154}{0,675 \cdot 8 \cdot 2500} = 1,323 \text{ л}.$$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D} = \frac{120}{120} = 1$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня.

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[4]{\frac{V_h}{\pi \cdot \rho}} = 100 \cdot \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 1,323}{3,14 \cdot 1,0}} = 119,0 \text{ мм, мм},$$

округляем его до $D = 120 \text{ мм}$.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho = 120 \cdot 1 = 120 \text{ мм}$.

$$\text{Определяем площадь поршня } F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2}{4} = 113 \text{ см}^2.$$

$$\text{Определяем рабочий объем цилиндра } V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2 \cdot 120}{4} = 1,36 \text{ л}.$$

$$\text{Определяем среднюю скорость поршня } W_{ср} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{120 \cdot 2600}{3 \cdot 10^4} = 10,4 \text{ м/с},$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}} = \frac{0,675 \cdot 8 \cdot 1,36 \cdot 2600}{30 \cdot 4} = 159 \text{ кВт}.$$

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\% = 159 - \frac{154}{159} \cdot 100\% = 3,1\%.$$

9.2. Тепловой расчет дизеля с турбонаддувом

Исходные данные:

- тип двигателя – четырехтактный, шестицилиндровый, V-образный, с турбонаддувом;
- давление наддуваемого воздуха $p_k = 0,17 \text{ МПа}$;
- частота вращения коленчатого вала $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 15$;
- эффективная мощность $N_e = 128 \text{ кВт}$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,95$;
- вид топлива – дизельное топливо «Л» ГОС 305-82, средний элементарный состав: С = 85,7 %, Н = 13,3 %, О = 1 %.

Топливо

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$\begin{aligned} Q_n &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) \\ &= 33,91 \cdot 0,858 \\ &= 125,6 \cdot 0,133 - 10,89 \cdot 0,01 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,133 \\ &= 42500 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} l_0 &= \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) - \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,01 \right) \\ &= 14,52 \text{ кг}, \end{aligned}$$

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B} = 1,95 / 0,501 = 0,977 \text{ кмоль}.$$

$\mu_B = 28,96$ – для воздуха.

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,95 \cdot 0,501 = 0,977 \text{ кмоль}.$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = 1,95 \cdot 0,501 + \frac{0,133}{4} + \frac{0,01}{32} = 1,011 \text{ кмоль}.$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы

Принимаем атмосферные условия: $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $T_0 = 288 \text{ К}$.

Принимаем давление надвучного воздуха $p_k = 0,17 \text{ МПа}$.

Принимаем показатель политропы сжатия в компрессоре $n_k = 1,65$.

Определяем температуру воздуха за компрессором

$$T_K = T_0 \cdot \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{(n_k-1)}{n_k}} = 288 \cdot \left(\frac{0,17}{0,1} \right)^{\frac{(1,65-1)}{1,65}} = 2355 \text{ К}.$$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$$p_r = (1,05 \dots 1,25), p_o = 0,8 \cdot 0,17 = 0,136 \text{ МПа. Принимаем } T_r = 790 \text{ К.}$$

Процесс впуска

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 40^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_K = \frac{\rho_K \cdot 10^6}{R_g \cdot T_K} = \frac{0,17 \cdot 10^6}{287 \cdot 355} = 1,67 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

где $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 3,3$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 90 \text{ м/с}$.

Определим потери давления на впуске в двигатель

$$p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_K \cdot 10^{-6})}{2} = \frac{3,3 \cdot 90^2 \cdot 1,67 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0223 \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце пуска

$$p_a = p_K - \Delta p_a = 0,17 - 0,0223 = 0,148 \text{ МПа.}$$

Определим коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = 293 + \frac{355 + 40}{790} \cdot \frac{0,136}{15 \cdot 0,0148 - 0,136} = 0,0327.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_K + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{355 + 40 + 0,0327 \cdot 790}{1 + 0,0327} = 407,5 \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_K \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_K + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_K} = \frac{355 \cdot (15 \cdot 0,148 - 0,136)}{(355 + 40) \cdot (15 - 1) \cdot 0,17} = 0,79.$$

Процесс сжатия

Определяем показатель адиабаты сжатия κ_1 в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от κ_1 , который устанавливается в пределах $n_1 = (\kappa_1 + 0,02) \dots (\kappa_1 - 0,02) = 1,381$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,148 \cdot 15^{1,381} = 6,22 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 407,5 \cdot 15^{1,381 - 1} = 1143,4 \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\begin{aligned} \mu C_{vc} &= 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 1143,4 \\ &= 22,15 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град} \end{aligned}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_0 = 1,95 \cdot 0,0327 \cdot 0,501 = 0,032 \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r = 0,977 + 0,032 = 1,01 \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при $\alpha \geq 1$

$$\mu C_{pz} = \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left(\left(1,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

$$\begin{aligned} \mu C_{pz} &= \left(20,2 + \left(\frac{0,92}{1,95} \right) \right) + \left(\left(15,5 + \frac{13,8}{1,95} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314 \\ &= 0,0023 \cdot T_z + 28,9 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.} \end{aligned}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r = 1,01 + 0,032 = 1,043 \text{ кмоль.}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси $\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{1,043}{1,010} = 1,033$.

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,9$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке $cz'z$ индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива определится как

$$Q = \xi \cdot Q_H = 0,9 \cdot 42500 = 38250 \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления $\lambda = 1,7$.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\begin{aligned} \beta \cdot \mu C_{pz} \cdot T_z &= \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\mu C_{vc} + 83,14 \cdot \lambda). \\ 1,033 \cdot (0,0023 \cdot T_z + 28,99) \cdot T_z &= \\ &= \frac{38250}{1,95 \cdot 0,501 \cdot (1 + 0,0327)} + 1143,4 \cdot (22,15 + 8,314 \cdot 1,7). \\ 0,0023 \cdot T_z^2 + 29,95 \cdot T_z - 79399,6 &= 0 \end{aligned}$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно T_z и находим его значение, $T_z = 2259,1 \text{ К.}$

Определяем давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 6,22 \cdot 1,7 = 10,57 \text{ МПа.}$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,033 \cdot 2259,1}{1,7 \cdot 1143,4} = 1,2.$$

Процесс расширения

Определяем степень последующего расширения $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,2} = 12,50$.

Показатель политропы расширения n_2 для дизеля определяем по номограмме (рис. 3.2), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения $k_2, n_2 \approx k_2$.

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом. По имеющимся значениям δ и T_c определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение $k_2, n_2 = k_2 = 1,28$.

Определяем давление процесса расширения

$$p_s = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{10,57}{12,5^{1,28}} = 0,416 \text{ МПа}.$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_s = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2259,11}{12,5^{1,28-1}} = 1114 \text{ К}.$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5 % для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_s}{\sqrt[3]{\frac{p_s}{p_r}}} = \frac{1114}{\sqrt[3]{\frac{0,416}{0,136}}} = 767,4 \text{ К}.$$

$$\Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\% = \frac{790 - 767,4}{790} \cdot 100\% = 2,8 \%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа}.$$
$$p_i' = \frac{4,36}{17 - 1} \cdot \left[1,7 \cdot (1,2 - 1) + \frac{1,7 \cdot 1,2}{1,28 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,28-1}} \right) - \frac{1}{1,368 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1,381-1-1}} \right) \right] = 1,041 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $v = 0,96$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p_i' \cdot v = 0,96 \cdot 1,041 = 0,999 \text{ МПа}.$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot p_K \cdot \eta_v} = \eta_i = \frac{0,999 \cdot 1,95 \cdot 14,52}{42,5 \cdot 1,67 \cdot 0,79} = 0,504.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,504} = 168,1 \text{ }^2/\text{кВт} \cdot \text{ч}.$$

Эффективные показатели дизеля

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{н.ср.} = 8 \text{ м/с}$ для тракторного двигателя.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{н.ср.} = 0,089 + 0,0118 \cdot 8 = 0,183 \text{ МПа},$$

учитывая, что $a = 0,089, b = 0,0118$ для дизелей с неразделенными КС и $a = 0,089, b = 0,0135$ для дизелей с разделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 0,999 - 0,183 = 0,816 \text{ МПа}.$$

Определяем механический КПД $\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,816}{0,999} = 0,816.$

Определяем эффективный КПД $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,504 \cdot 0,816 = 0,411.$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,411} = 206,1 \text{ }^2/\text{кВт} \cdot \text{ч}.$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра $V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 128}{0,816 \cdot 6 \cdot 2100} = 1,494 \text{ л}.$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{s}{D} = \frac{130}{120} = 1,08$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня.

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,494}{3,14 \cdot 1,08}} = 120,78 \text{ мм},$$

округляем его до $D = 120 \text{ мм}.$

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho = 120 \cdot 1,08 = 129,6 \text{ мм}.$

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2}{4} = 113 \text{ см}^2.$

Определяем рабочий объем цилиндра $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{3,14 \cdot 120^2 \cdot 130}{4} = 1,47 \text{ л}.$

Определяем среднюю скорость поршня $W_{ср} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{130 \cdot 2100}{3 \cdot 10^4} = 9,1 \text{ м/с},$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}} = \frac{0,816 \cdot 6 \cdot 1,47 \cdot 2100}{30 \cdot 4} = 128 \text{ кВт.}$$

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{128 - 126}{128} \cdot 100\% = 1,5 \%$$

9.3. Тепловой расчет карбюраторного двигателя

Исходные данные:

- тип двигателя – четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный, без наддува;
- частота вращения коленчатого вала $n = 3200 \text{ мин}^{-1}$;
- эффективная мощность $N_e = 96 \text{ кВт}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 7,6$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,95$;
- вид топлива – бензин АИ-80 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса: С = 85,5 %, Н = 14,5 %, $\mu_T = 115 \text{ кг/кмоль}$.

Топливо

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_H = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) = 33,91 \cdot 0,855 + 125,60 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43930 \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) \\ = 14,96 \text{ кг или } L_0 = \frac{l_0}{\mu_B} = \frac{14,96}{28,96} = 0,516 \text{ кмоль,}$$

$\mu_B = 28,96$ – для воздуха

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T} M_1 = 0,95 \cdot 0,516 + \frac{1}{115} = 0,499 \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot L_0 \cdot (1 - \alpha) \\ = 0,95 \cdot 0,516 + \frac{0,145}{4} + 0,21 \cdot 0,516 \cdot (1 - 0,95) \\ = 0,532 \text{ кмоль.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы

Принимаем атмосферные условия $p_k = p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $T_k = T_0 = 293 \text{ К}$.

Определяем давление остаточных газов

$$p_r = (1,02 \dots 1,15) \cdot p_0 = 1,15 \cdot 0,1 = 0,115 \text{ МПа}.$$

Принимаем $T_r = 1000 \text{ К}$.

Процесс впуска

Принимаем температуру подогрева свежего заряда $\Delta t = 10^\circ$.

Определяем плотность заряда на впуске

$$p_k = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_g \cdot T_0} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,19 \text{ кг/м}^3.$$

где $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{en}) = 3,25$, а скорость движения заряда $\omega_{en} = 85 \text{ м/с}$.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) \cdot (\omega_{en}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2} = \frac{3,25 \cdot 85^2 \cdot 1,19 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,014 \text{ МПа}.$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_0 - \Delta p_a = p_a = 0,1 - 0,014 = 0,086 \text{ МПа}.$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{293 + 10}{1000} \cdot \frac{0,115}{7,6 \cdot 0,086 - 0,115} = 0,0647.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0,0647 \cdot 1000}{1 + 0,0647} = 345,3 \text{ К}.$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_0 \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_0 + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_0} = \frac{293 \cdot (7,6 \cdot 0,086 - 0,115)}{(293 + 10) \cdot (7,6 - 1) \cdot 0,1} = 0,79.$$

Процесс сжатия

Определяем показатель адиабаты сжатия k_1 в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от k_1 , который устанавливается в пределах $n_1 = (k_1 - 0,01) \dots (k_1 - 0,04) = 1,377$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,086 \cdot 7,6^{1,377} = 1,40 \text{ МПа}.$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 345,3 \cdot 7,6^{1,377 - 1} = 741,8 \text{ К}.$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\mu C_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 741,8 \\ = 21,45 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_0 = 0,95 \cdot 0,0647 \cdot 0,516 = 0,0317 \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r = 0,499 + 0,0317 = 0,531 \text{ кмоль.}$$

Процесс сгорания

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в карбюраторном двигателе при постоянном объеме, при $\alpha \leq 1$

$$\mu C_{vc} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z = \\ = (18,4 + 2,6 \cdot 0,95) + (15,5 + 13,8 \cdot 0,95) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \\ = 20,87 + 0,00286 \cdot T_z \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r = 0,532 + 0,0317 = 0,564 \text{ кмоль.}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей

$$\text{смеси } \beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{0,564}{0,531} = 1,062.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\xi = 0,8$.

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке cz индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг, топлива определится как

$$Q = \xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H) = 0,8 \cdot (43930 - 3094,71) = 32668,1 \text{ кДж/кг.}$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания,

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 19950 \cdot (1 - 0,95) \cdot 0,516 \\ = 3094,71 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \mu C_{vc} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot L_0 (1 + \gamma_r)} + \mu C_{vc} \cdot T_c; \\ 1,062 \cdot (20,87 + 0,00286) \cdot T_z = \frac{32668,1}{0,95 \cdot 0,516 \cdot (1 + 0,0674)} + 21,45 \cdot 741,8; \\ 0,003 \cdot T_z^2 + 22,164 \cdot T_z - 78504,26 = 0.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное уравнение относительно T_z и находим его значение, $T_z = 26,15,8$.

Определяем давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot T_z \cdot \beta}{T_c} = \frac{1,40 \cdot 1,062 \cdot 2615,8}{741,8} = 5,24 \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zd} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 5,25 = 4,45 \text{ МПа.}$$

$$\text{Определяем степень повышения давления } \lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{5,24}{1,40} = 3,74.$$

Процесс расширения

Показатель политропы расширения карбюраторного двигателя определяем по номограмме (рис. 3.3), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения $k_2, n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_c определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее двигаемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение $k_2 \cdot n_2 = k_2 = 1,253$.

Определяем давление процесса расширения

$$p_B = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{5,24}{7,6^{1,253}} = 0,41 \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения:

$$T_B = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2615,8}{7,6^{1,253-1}} = 1565,8 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5 % для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt[3]{\frac{p_B}{p_r}}} = \frac{1565,8}{\sqrt[3]{\frac{0,41}{0,115}}} = 1024 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\% = \frac{1024 - 1000}{1024} \cdot 100\% = 2,3\%.$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$\begin{aligned} p_i' &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = \\ &= \frac{1,40}{7,6 - 1} \cdot \left[\frac{3,74}{1,253 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{7,6^{1,253-1}} \right) - \frac{1}{1,377 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{7,6^{1,377-1}} \right) \right] = \\ &= 0,997 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $v = 0,95$.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы $p_i = p_i' \cdot v = 0,997 \cdot 0,95 = 0,947 \text{ МПа.}$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot p_K \cdot \eta_v} = \frac{0,947 \cdot 0,95 \cdot 14,96}{43,93 \cdot 1,19 \cdot 0,79} = 0,326.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,326} = 251,4 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Эффективные показатели двигателя

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня $W_{н.ср} = 10$ м/с для двигателя грузового автомобиля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{н.ср.} = 0,039 + 0,0132 \cdot 10 = 0,171 \text{ МПа.}$$

Учитываем, что $a = 0,039$, $b = 0,0132$ – для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $\frac{S}{D} \leq 1$.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 0,947 - 0,171 = 0,776 \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД $\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,776}{0,947} = 0,819$.

Определяем эффективный КПД $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,326 \cdot 0,819 = 0,267$.

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,267} = 306,9 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра $V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 96}{0,776 \cdot 8 \cdot 3200} = 0,579 \text{ л.}$

Рассчитываем значение $\rho = \frac{S}{D} = \frac{88}{92} = 0,95$ в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня.

Определяем диаметр цилиндра $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,579}{3,14 \cdot 0,95}} = 91,91$, мм, а затем округляем его $D = 92$ мм.

Определяем ход поршня $S = D \cdot \rho = 92 \cdot 0,95 = 87,4$ мм. Округляем до $S = 88$ мм.

Определяем площадь поршня $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 92^2}{4} = 66,44 \text{ см}^2$.

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{3,14 \cdot 92^2 \cdot 88}{4} = 0,585 \text{ л.}$$

Определяем среднюю скорость поршня

$$W_{ср} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{88 \cdot 3200}{3 \cdot 10^4} = 9,39 \text{ м/с}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}} = \frac{0,0776 \cdot 8 \cdot 0,585 \cdot 3200}{30 \cdot 4} = 96,85 \text{ кВт.}$$

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{96,85 - 96}{96,85} \cdot 100\% = 0,9\%.$$

9.4. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива

Исходные данные:

- тип двигателя – четырехтактный, четырехцилиндровый, с рядным расположением цилиндров;
- частота вращения коленчатого вала $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$;
- эффективная мощность $N_e = 69 \text{ кВт}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 11$;
- коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$;
- вид топлива – бензин АИ-95 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса: $C = 85,5 \%$, $H = 14,5 \%$, $\mu_T = 115 \text{ кг/кмоль}$.

Топливо

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$\begin{aligned} Q_H &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,60 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 \\ &= 43930 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Параметры рабочего тела

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) \\ &= 0,516 \text{ кмоль возд./кг топл.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_0 &= \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) \\ &= 14,957 \text{ кмоль возд./кг топл.} \end{aligned}$$

Определяем количество свежего заряда (горючей смеси)

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T} = 1 \cdot 0,516 + \frac{1}{115} = 0,5247 \text{ кмоль гор. см./топл.}$$

Определяем количество отдельных компонентов продуктов сгорания.

$$\begin{aligned} M_{CO_2} &= \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = \frac{0,855}{12} + 2 \cdot \frac{1 - 1}{1 + 0,48} \\ &= 0,0712 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.}; \end{aligned}$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0 \text{ кмоль } CO/\text{кг топл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} + 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = \frac{0,145}{2} + 2 \cdot 0,48 \cdot \frac{1 - 1}{1 + 0,48} = 0,0725 \text{ кмоль } H_2O / \text{кг топл.};$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0 \text{ кмоль } H_2 / \text{кг топл.};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,792 \cdot 1 \cdot 0,516 \text{ кмоль } N_2 / \text{кг топл.},$$

где K – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания, $K = 0,48$ – для бензина.

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,0712 + 0 + 0,0725 = 0 + 0,4087 = 0,5524 \text{ кмоль пр. сг. / кг топл.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы

Принимаем атмосферные условия $p_k = p_0 = 0,1$ МПа и $T_k = T_0 = 293$ К. Определяем давление остаточных газов для номинального режима работы

$$p_{rH} = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_0 = 1,10 \cdot 0,1 = 0,11 \text{ МПа.}$$

Для различных скоростных режимов работы двигателя давление остаточных газов определяем по формуле

$$p_r = p_0 \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2) = 0,11 \cdot (1,035 + 0,1327 \cdot 10^{-8} \cdot 4000^2) = 0,1056 \text{ МПа,}$$

$$\text{где } A_p = \frac{(p_{rH} - 1,035 \cdot p_0) \cdot 10^8}{n_H^2 \cdot p_0} = \frac{(0,11 - 1,035 \cdot 0,1) \cdot 10^8}{7000^2 \cdot 0,1} = 0,1327; n - \text{ частота вращения коленчатого вала двигателя, } n = 4000 \text{ мин}^{-1}; p_{rH} - \text{ давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа; } n_H - \text{ номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя } n = 7000 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем температуру остаточных газов T_r для двигателей с распределенным впрыском определяем по номограмме (рис. 3.4). $T_r = 1000$ К.

Процесс впуска

Принимаем температуру подогрева свежего заряда для номинального скоростного режима $\Delta T_H = 6^\circ$.

Для различных скоростных режимов работы двигателя температуру подогрева свежего заряда определяем по формуле

$$\Delta T = A_T \cdot (110 - 0,0125 \cdot n) = 0,2667 \cdot (110 - 0,0125 \cdot 4000) = 16^\circ,$$

$$\text{где } A_T = \frac{\Delta T_H}{(110 - 0,0125 \cdot n_H)} = \frac{6}{(110 - 0,0125 \cdot 7000)} = 0,2667.$$

Определяем плотность заряда на впуске

$$p_k = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_0} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,18 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_B = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5$, а скорость движения заряда $\omega_{вп} = 95 \text{ М/с}$.

Определяем потери давления на впуске в двигатель на различных скоростных режимах

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{вп}) \cdot (A^2 \cdot n^2 \cdot p_k \cdot 10^{-8})}{2} = \frac{2,5 \cdot (0,01357^2 \cdot 4000^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6})}{2} = 0,0044 \text{ МПа},$$

где $A_n = \frac{\omega_{вп}}{n_n} = \frac{95}{7000} = 0,01357$.

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_0 - \Delta p_a = 0,1 - 0,0044 = 0,0956 \text{ МПа}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r} = \frac{293 + 16}{1000} \cdot \frac{1 \cdot 0,1056}{11 \cdot 1,055 \cdot 0,0956 - 1 \cdot 0,1056} = 0,0325,$$

где $\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки, $\varphi_{оч} = 1$ – с учетом продувки цилиндра; $\varphi_{доз}$ – коэффициент дозарядки цилиндра, зависит от скоростного режима работы двигателя, определяется по номограмме (рис. 3.4) $\varphi_{доз} = 1,055$.

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 16 + 0,0325 \cdot 1000}{1 + 0,0325} = 311 \text{ К}.$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_0}{(T_0 + \Delta T)} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1) \cdot p_0} \cdot (\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r) = \frac{293}{(293 + 16)} \cdot \frac{1}{(11 - 1) \cdot 0,1} \cdot (11 \cdot 1,055 \cdot 0,0956 - 1 \cdot 0,1056) = 0,9519.$$

Процесс сжатия

Определяем показатель адиабаты сжатия κ_1 в функции ε и T_a по номограмме (рис. 3.1).

Определяем показатель политропы сжатия n_1 в зависимости от κ_1 , который устанавливается в пределах $n_1 = (\kappa_1 - 0,01) \dots (\kappa_1 - 0,04) = 1,375$.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,0956 \cdot 11^{1,375} = 2,5844 \text{ МПа}.$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 331 \cdot 11^{1,375 - 1} = 813 \text{ К}.$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость в конце сжатия:

- свежей смеси (воздуха)

$$(\mu c_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 540 \\ = 22,025 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град},$$

- остаточных $(\mu c_v)_{t_0}^{t_c}$, кДж/кмоль · град – определяется

методом интерполяции по табл. П2.2 (приложение 2) в зависимости от t_c и t_0 .

$$(\mu c_v)_{t_0}^{t_c} = 24,150 + (24,586 - 24,150) \cdot \frac{40}{100} = 24,324 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град},$$

- рабочей смеси

$$(\mu c_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(\mu c_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \cdot (\mu c_v)_{t_0}^{t_c}] \\ = \frac{1}{1 + 0,0325} \cdot [22,025 + 0,0325 \cdot 24,324] \\ = 22,097 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град}.$$

Процесс сгорания

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения горючей

$$\text{смеси } \mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,5524}{0,5247} = 1,0528.$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей

$$\text{смеси } \mu = \frac{(\mu_0 + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)} = \frac{(1,0528 + 0,0325)}{(1 + 0,0325)} = 1,0511.$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания

$$\Delta Q_H = 119959 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119959 \cdot (1 - 1) \cdot 0,516 = 0 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем теплоту сгорания рабочей смеси

$$Q_{\text{раб.см.}} = \frac{Q_H - \Delta Q_H}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{43930 - 0}{0,5247 \cdot (1 + 0,0325)} \\ = 81089 \text{ кДж/(кмоль раб.см).}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания

$$(mc_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} (mc_{vCO_2}^{t_z})_{t_0}^{t_z} + M_{CO} (mc_{vCO}^{t_z})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_{vH_2O}^{t_z})_{t_0}^{t_z} + \\ + M_{H_2} (mc_{vH_2}^{t_z})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc_{vN_2}^{t_z})_{t_0}^{t_z}] = \\ = \frac{1}{0,5524} \cdot [0,0712 \cdot (39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0 + 0,0725 \cdot (26,670 + \\ 0,004438 \cdot t_z) + 0 + 0,4087 \cdot (21,951 + 0,001457 \cdot t_z)] = 24,784 + \\ 0,002091 \cdot t_z,$$

где $(\mu c''_{vCO_2})_{t_0}^{t_z}, (\mu c''_{vCO})_{t_0}^{t_z}, (\mu c''_{vH_2O})_{t_0}^{t_z}, (\mu c''_{vH_2})_{t_0}^{t_z}, (\mu c''_{vN_2})_{t_0}^{t_z}$ – средние молярные теплоемкости отдельных газов при постоянном объеме. Определяются по формулам из табл. П2.1 (приложение 2) для интервала температур от 1501 до 2800 °С.

Определяем коэффициент использования теплоты $\xi_z = 0,988$ по опытным данным из номограммы (рис. 3.4).

Температура в конце процесса сгорания определяем из уравнения сгорания

$$\xi_z \cdot Q_{\text{раб.см.}} + (\mu c'_v)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (\mu c''_v)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин

$$0,988 \cdot 81089 + 22,025 \cdot 540 = 1,0511 \cdot (24,784 + 0,002091 \cdot t_z) \cdot t_z;$$

$$0,002198 \cdot t_z^2 \cdot 26,0505 \cdot t_z - 922009 = 0$$

Решаем полученное квадратное уравнение относительно t_z и находим его значение, $t_z = 2849$ °С. $T_z = t_z + 273 = 2849 + 273 = 3122$ К.

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (теоретическое) $p_z = \frac{p_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c} = \frac{2,5844 \cdot 1,0511 \cdot 3122}{813} = 10,4315$ МПа.

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (действительное) $p_{zd} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 10,4315 = 8,8668$ МПа.

Определяем степень повышения давления $\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{10,4315}{2,5844} = 4,036$.

Процесс расширения

Показатель адиабаты расширения для двигателя с впрыском топлива определяем по номограмме (рис. 3.3) при заданном ε для соответствующих значений α и T_z , а средний показатель политропы расширения n_2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты, $n_2 \approx k_2$.

По имеющимся значениям ε и T_z определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки $\alpha = 1$, получая какое-то значение k_2 . Далее движемся по этой кривой k_2 до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения α . Ордината точки пересечения дает искомое значение k_2 . $k_2 = n_2 = 1,248$.

Определяем давление процесса расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{10,4315}{11^{1,248}} = 0,5232 \text{ МПа}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{3122}{11^{1,248-1}} = 1723 \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5 % для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[2]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1723}{\sqrt[2]{\frac{0,5232}{0,1056}}} = 1011 \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\% = \frac{1011 - 1000}{1011} \cdot 100\% = 1,1 \%$$

Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля

Определяем теоретическое среднее индикаторное давление цикла

$$\begin{aligned} p_i' &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \\ &= \frac{2,5844}{11 - 1} \cdot \left[\frac{4,036}{1,248 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11^{1,248 - 1}} \right) - \frac{1}{1,375 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11^{1,375 - 1}} \right) \right] \\ &= 1,4768 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Определяем среднее индикаторное давление цикла

$$p_i = p_i' \cdot v = 1,4768 \cdot 0,98 = 1,4473 \text{ МПа.}$$

Здесь v – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, $v = 0,98$.

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot p_K \cdot \eta_v} = \frac{1,4473 \cdot 1 \cdot 14,957}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,9519} = 0,4354.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,4354} = 188 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Эффективные показатели двигателя

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{п.ср.} = 0,024 + 0,0053 \cdot 10,267 = 0,0784 \text{ МПа,}$$

учитывая, что $a = 0,024$, $b = 0,0053$ для высокофорсированных бензиновых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением.

Для двигателя с впрыском топлива предварительно принимаем ход поршня $S = 77$ мм в соответствии с прототипом двигателя (приложение 1) и определяем

$$\text{среднюю скорость поршня } W_{п.ср.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} = \frac{77 \cdot 4000}{3 \cdot 10^4} = 10,267 \text{ м/с.}$$

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 1,4473 - 0,0784 = 1,3689 \text{ МПа.}$$

$$\text{Определяем механический КПД } \eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,3689}{1,4473} = 0,9458.$$

$$\text{Определяем эффективный КПД } \eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4354 \cdot 0,9458 = 0,4118.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{43,93 \cdot 0,4118} = 199 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{дв} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 69}{1,3689 \cdot 4 \cdot 4000} = 0,378 \text{ л.}$$

Определяем диаметр цилиндра

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_h}{\pi \cdot S}} = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,378}{3,14 \cdot 77}} = 79,08, \text{ мм, а затем округляем его до } D = 80 \text{ мм.}$$

$$\text{Определяем площадь поршня } F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100} = \frac{3,14 \cdot 80^2}{4 \cdot 100} = 50,24 \text{ см}^2.$$

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot 10^6} = \frac{3,14 \cdot 80^2 \cdot 77}{4 \cdot 10^6} = 0,3868 \text{ л.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}} = \frac{1,3689 \cdot 4 \cdot 0,3868 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 70,59 \text{ кВт.}$$

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{70,59 - 69}{70,59} \cdot 100\% = 2,25\%.$$

9.5. Пример расчета теплового баланса

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя определяется из следующих составляющих $Q_0 = Q_e + Q_z + Q_c + Q_{н.с.} + Q_{ост.}$, где Q_0 – общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Дж/с; Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за время 1 с, Дж/с; Q_z – теплота, потерянная с отработавшими газами, Дж/с; Q_c – теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с; $Q_{н.с.}$ – теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Дж/с; $Q_{ост.}$ – неучтенные потери теплоты, Дж/с.

Общее количество теплоты определится по формуле

$$Q_0 = \frac{Q_H \cdot G_m}{3,6} = \frac{42500 \cdot 40,20}{3,6} = 474583, \text{ Дж/с;}$$

где G_m – часовой расход топлива,

$$G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} = 159 \cdot 252,85 \cdot 10^{-3} = 40,20 \text{ кг/ч.}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, определится по формуле $Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 159 = 159000 \text{ Дж/с.}$

Теплота, потерянная с отработавшими газами, определится по формуле

$$Q_z = \frac{G_m}{3,6} \cdot [M_2 \cdot [(\mu c_v)_{t_0}^{t_r} + 8,315] \cdot t_r - M_1 \cdot [(\mu c_v)_{t_0}^{t_k} + 8,315] \cdot t_k] = \frac{40,20}{3,6} \cdot$$

$$[0,735 \cdot [23,574 + 8,315] \cdot 510 - 0,702 \cdot [20,75 + 8,315] \cdot 20] = 128921 \text{ Дж.}$$

где $t_r = T_r - 273 = 783 - 273 = ,^\circ\text{C}$; $(\mu c_v)_{t_0}^{t_r}$ – теплоемкость отработавших газов (определяется из приложения 2, табл. П2.2 для двигателей с искровым зажиганием

и табл. П2.3 для дизелей), кДж/(кмоль·град); $(\mu c_v)_{t_0}^{t_k}$ – теплоемкость свежего заряда. Определяется методом интерполяции исходя из следующих значений:

- при температуре $t_k = 0^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_0}^{t_k} = 20,759$ кДж/(кмоль·град);
- при температуре $t_k = 100^\circ\text{C}$ $(\mu c_v)_{t_0}^{t_k} = 20,893$ кДж/(кмоль·град).

Определяем теплоту, переданную охлаждающей среде для дизеля,

$$Q_{\text{в}} = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right) = 0,48 \cdot 8 \cdot 12,0^{1+2 \cdot 0,67} \cdot 2600^{0,67} \cdot \left(\frac{1}{1,4}\right) = 178451 \text{ Дж/с};$$

где c – коэффициент пропорциональности, $c = 0,45 \dots 0,53$ для четырехтактных двигателей; i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, $D = 12,0$ см; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, $n = 2600$ мин⁻¹; m – показатель степени, $m = 0,67$;

Определяем теплоту, потерянную из-за химической неполноты сгорания

топлива, $Q_{\text{н.с.}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot G_m}{3,6} = 0 \text{ Дж/с.}$

Определяем неучтенные потери теплоты

$$Q_{\text{ост.}} = Q_0 - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{н.с.}}) = 4745583 - (159000 + 128921 + 178451) = 8211 \text{ Дж/с.}$$

Результаты расчета теплового баланса сводятся в табл. 3.1.

10. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

10.1. Расчет поршня

10.1.1. Расчет поршня карбюраторного двигателя

На основании данных расчетов (теплового, скоростной характеристики и динамического) определяем: диаметр цилиндра $D = 92$ мм, ход поршня $S = 88$ мм, максимальное давление сгорания $p_z = 5,24$ МПа при частоте вращения $n_n = 3200$ мин⁻¹, площадь поршня $F_n = 66,44$ см², наибольшую нормальную силу $N = 0,00254$ НМ при угле $\varphi = 380^\circ$, массу поршневой группы $m_n = 0,7$ кг, максимальную частоту вращения холостого хода $n_{х.х.мах} = 4000$ мин⁻¹, значение $\lambda = 0,284$.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учетом соотношений, приведенных в табл. 7.1, принимаем толщину поршня $\delta = 7,5$ мм, высоту поршня $H = 102$ мм, высоту юбки поршня $h_{ю} = 60$ мм, радиальную толщину кольца $t = 3,8$ мм, радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t = 0,8$ мм, толщину стенки головки поршня $s = 7$ мм, величину верхней кольцевой перемычки $h_n = 3,6$ мм, число масляных каналов в поршне $n_m = 10$ и $d_m = 1,2$ мм.

Материал поршня – эвтектический алюминиевый сплав, $\alpha_n = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К, материал гильзы цилиндра – серый чугун, $\alpha_y = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Напряжение изгиба в днище поршня

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = p_{z\max} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2 = 5,24 \cdot \left(\frac{34,4}{7,5}\right)^2 = 110,24 \text{ МПа};$$

где $M_{из} = \frac{1}{3} \cdot p_{z\max} \cdot r_i^3$ – изгибающий момент, МН·м; $W_{из} = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2$ – момент сопротивления изгибу плоского днища, м³; $p_{z\max} = p_z = 5,24$ МПа – максимальное давление сгорания;

$r_i = \left[\frac{D}{2} - (s + t + \Delta t)\right] = \left[\frac{92}{2} - (88 + 3,8 + 0,8)\right] = 43,4$ – внутренний радиус днища, мм; $\sigma_{из} = 110,24 \text{ МПа} < [\sigma_{из}] = 150 \text{ МПа}$.

Определяем напряжение сжатия в сечении х–х (рис. 7.1):

$$\sigma_{сжс} = \frac{p_{z\max}}{F_{х-х}} = \frac{0,0348}{0,00149} = 23,36 \text{ МПа}.$$

Здесь $P_{z\max} = p_z \cdot F_n = 5,24 \cdot 66,44 \cdot 10^{-6} = 0,0348$ МН – максимальная сила давления газов на днище поршня; F_n – площадь поршня, $F_n = 66,44 \cdot 10^{-6}$ м²; $F_{х-х}$ – площадь сечения х–х, м².

При этом площадь сечения х–х равна

$$\begin{aligned} F_{х-х} &= \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n_m \cdot F, \text{ м}^2 \\ &= \left[\left(\frac{3,14}{4}\right) \cdot (0,00828^2 - 0,00696^2) - 10 \cdot 7,92 \cdot 10^{-6}\right] \\ &= 0,00149 \text{ м}^2, \end{aligned}$$

где d_i – внутренний диаметр поршня, $d_i = 0,0696$ м;
 $d_k = D - 2 \cdot (t - \Delta t) = 0,092 - 2 \cdot (0,0038 - 0,0008) = 0,0828$ м – диаметр поршня по дну канавок, м; $F = \frac{(d_k - d_i) \cdot d_{ii}}{2} = \frac{(0,0828 - 0,0696) \cdot 0,0012}{2} = 7,92 \cdot 10^{-6}$ м² – площадь продольного диаметрального сечения масляного канала.

Определяем напряжение разрыва в сечении х-х

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} = \frac{0,0035}{0,00149} = 2,35 \text{ МПа.}$$

Сила инерции возвратно-поступательных масс P_j определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\lambda + 1) = [0,35 \cdot 0,944 \cdot 418,67^2 \cdot (1 + 0,284)] \cdot 10^{-6} = 0,0035 \text{ МН,}$$

где m_{x-x} – масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения х-х; $m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_n = 0,5 \cdot 0,7 = 0,35$ кг, m_n – масса поршневой группы, кг; R – радиус кривошипа, м; $\omega_{x,x,max}$ – максимальная угловая скорость холостого хода двигателя $\omega_{x,x,max} = \frac{\pi \cdot n_{x,x,max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 4000}{30} = 418,67 \text{ с}^{-1}$,

$n_{x,x,max}$ – максимальная частота вращения холостого хода двигателя, $n_{x,x,max} = 4000 \text{ мин}^{-1}$; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, $\lambda = 0,284$.

Определяем напряжения среза кольцевой перемычки

$$\tau = 0,0314 \cdot \frac{p_{z,max} \cdot D}{h_n} = 0,0314 \cdot \frac{5,24 \cdot 0,092}{0,0036} = 4,21 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжения изгиба кольцевой перемычки

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{z,max} \cdot \left(\frac{D}{h_n}\right)^2 = 0,0045 \cdot 5,24 \cdot \left(\frac{0,092}{0,0036}\right)^2 = 15,4 \text{ МПа,}$$

где D и h_n – диаметр цилиндра и толщина верхней кольцевой перемычки, м.

Сложное напряжение определится

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{15,4^2 + 4 \cdot 4,21^2} = 17,55 \text{ МПа.}$$

Определяем удельные давления юбки поршня и всей высоты поршня на стенку цилиндра

$$q_1 = \frac{N_{max}}{h_{ю} \cdot D} = \frac{0,00254}{0,06 \cdot 0,092} = 0,46 \text{ МПа;}$$

$$q_2 = \frac{0,00254}{0,102 \cdot 0,092} = 0,27 \text{ МПа.}$$

где $h_{ю}$ – высота юбки поршня, $h_{ю} = 0,06$ м; H – высота поршня, $H = 0,102$ м; N_{max} – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности и определяется по данным динамического расчета, $N_{max} = 0,00254$ МН.

Для автотракторных двигателей $q_1 = 0,3 \dots 1,0$ МПа и $q_2 = 0,2 \dots 0,7$ МПа.

Определяем условие гарантированной подвижности поршня в горячем состоянии.

В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя размеры диаметров головки D_{ε} и юбки $D_{\text{ю}}$ поршня определяют, исходя из наличия необходимых монтажных зазоров Δ_{ε} и $\Delta_{\text{ю}}$ между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии:

$$\Delta_{\varepsilon} = (0,006 \dots 0,008) \cdot D = 0,007 \cdot 92 = 0,64 \text{ мм};$$

$$\Delta_{\text{ю}} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D = 0,002 \cdot 92 = 0,18 \text{ мм}.$$

Диаметры головки и юбки поршня с учетом монтажных зазоров определяют по формулам

$$D_{\varepsilon} = D - \Delta_{\varepsilon} = 92 - 0,64 = 91,36 \text{ мм};$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}} = 92 - 0,18 = 91,82 \text{ мм}$$

Правильность установленных размеров D_{ε} и $D_{\text{ю}}$ проверяют в горячем состоянии по формулам

$$\begin{aligned} \Delta_{\varepsilon} &= D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\varepsilon} \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_{\varepsilon} - T_0)] \\ &= 92 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (385 - 293)] - 91,36 \\ &\quad \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (600 - 293)] = 0,116 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{ю}} &= D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)] \\ &= 92 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (385 - 293)] - 91,82 \\ &\quad \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (410 - 293)] = 0,037 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где Δ_{ε} и $\Delta_{\text{ю}}$ – диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня, мм; $\alpha_{\text{ц}}$ и α_n – коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра и поршня:

$$\text{– для чугуна } \alpha_{\text{ц}} \text{ и } \alpha_n = 11 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{К}};$$

$$\text{– для алюминиевых сплавов } \alpha_{\text{ц}} \text{ и } \alpha_n = 22 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{К}};$$

$T_{\text{ц}}$, T_{ε} и $T_{\text{ю}}$ – соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии: $T_{\text{ц}} = 385 \text{ К}$, $T_{\varepsilon} = 600 \text{ К}$, $T_{\text{ю}} = 410 \text{ К}$; T_0 – начальная температура цилиндра и поршня, $T_0 = 293 \text{ К}$. Тепловые зазоры обеспечены.

10.1.2. Расчет поршня дизеля

На основании данных расчетов (теплового, скоростной характеристики и динамического) определяем: диаметр цилиндра $D = 120 \text{ мм}$, ход поршня $S = 120 \text{ мм}$, максимальное давление сгорания $p_z = 9,60 \text{ МПа}$ при частоте вращения $n_n = 2600 \text{ мин}^{-1}$, площадь поршня $F_n = 113 \text{ см}^2$, наибольшую нормальную силу $N = 0,00697 \text{ НМ}$ при угле $\varphi = 390^\circ$, массу поршневой группы $m_n = 2,94 \text{ кг}$, максимальную частоту вращения холостого хода $n_{\text{х.х.мах}} = 2930 \text{ мин}^{-1}$, значение $\lambda = 0,27$.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учетом соотношений, приведенных в табл. 7.1, принимаем толщину поршня $\delta = 7,5 \text{ мм}$, высоту поршня $H = 120 \text{ мм}$, высоту юбки поршня $h_{\text{ю}} = 80 \text{ мм}$, радиальную толщину кольца $t = 5,2 \text{ мм}$, радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t = 0,8 \text{ мм}$, толщину стенки головки поршня $s = 12 \text{ мм}$, величину

верхней кольцевой перемычки $h_n = 6$ мм, число масляных каналов в поршне $n_m = 10$ и $d_m = 2$ мм.

Материал поршня – алюминиевый сплав, $\alpha_n = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К, материал гильзы цилиндра – серый чугун, $\alpha_y = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Определяем напряжение сжатия в сечении x-x (рис. 7.1):

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{z\max}}{F_{x-x}} = \frac{0,108}{0,0034} = 31,77 \text{ МПа.}$$

где $P_{z\max} = p_z \cdot F_n = 9,6 \cdot 113 \cdot 10^{-4} = 0,108$ МН – максимальная сила давления газов на днище поршня; F_n – площадь поршня, $F_n = 113 \cdot 10^{-4}$ м²; F_{x-x} – площадь сечения x-x, м².

При этом площадь сечения x-x равна

$$\begin{aligned} F_{x-x} &= \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n_m \cdot F', \text{ м}^2 \\ &= \left(\frac{3,14}{4}\right) \cdot (0,108^2 - 0,084^2) - 10 \\ &\quad \cdot 20 \cdot 10^{-6} = 0,0043 \cdot \text{м}^2, \end{aligned}$$

где d_i – внутренний диаметр поршня, $d_i = 0,084$ м;

$d_k = D - 2 \cdot (t - \Delta t) = 0,120 - 2 \cdot (0,0052 - 0,0008)$ – диаметр поршня по дну канавок, м; $F' = \frac{(d_k - d_i) \cdot d_m}{2} = \frac{(0,108 - 0,084) \cdot 0,002}{2} = 24 \cdot 10^{-6}$ м² – площадь продольного диаметрального сечения масляного канала.

Определяем напряжение разрыва в сечении x-x

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} = \frac{0,0126}{0,0034} = 3,71 \text{ МПа.}$$

Сила инерции возвратно-поступательных масс P_j определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя

$$\begin{aligned} P_j &= m_{x-x} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\lambda + 1) = [1,764 \cdot 0,06 \cdot 306,67^2 \cdot (1 + 0,27)] \cdot 10^{-6} \\ &= 0,0126 \text{ МН,} \end{aligned}$$

где m_{x-x} – масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения x-x, $m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_n = 0,6 \cdot 2,94 = 1,764$ кг, m_n – масса поршневой группы, $m_n = 2,94$ кг; R – радиус кривошипа, $R = 0,06$ м; $\omega_{x,x,\max}$ – максимальная угловая скорость холостого хода двигателя

$$\omega_{x,x,\max} = \frac{\pi \cdot n_{x,x,\max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2930}{30} = 306,67 \text{ с}^{-1},$$

$n_{x,x,\max}$ – максимальная частота вращения холостого хода двигателя, $n_{x,x,\max} = 2930$ мин⁻¹; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, $\lambda = 0,27$.

Определяем напряжения среза кольцевой перемычки

$$\tau = 0,0314 \cdot \frac{p_{z\max} \cdot D}{h_n} = 0,0314 \cdot \frac{9,6 \cdot 0,120}{0,006} = 6,03 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжения изгиба кольцевой перемычки

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{z \max} \cdot \left(\frac{D}{h_n}\right)^2 = 0,0045 \cdot 9,6 \cdot \left(\frac{0,120}{0,006}\right)^2 = 17,28 \text{ МПа},$$

где D и h_n – диаметр цилиндра и толщина верхней кольцевой перемычки, м.

Сложное напряжение определится

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{17,28^2 + 46,03^2} = 21,07 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\Sigma} = 21,07 \text{ МПа} < [\sigma_{\Sigma}] = 40 \text{ МПа}.$$

Определяем удельные давления юбки поршня и всей высоты поршня на стенку цилиндра

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю} \cdot D} = \frac{0,00697}{0,08 \cdot 0,12} = 0,73 \text{ МПа};$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H \cdot D} = \frac{0,00697}{0,15 \cdot 0,12} = 0,39 \text{ МПа}.$$

где $h_{ю}$ – высота юбки поршня, $h_{ю} = 0,08$ м; H – высота поршня, $H = 0,15$ м; $N_{\max}$ – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности и определяется по данным динамического расчета, $N_{\max} = 0,00697$ МН.

Для автотракторных двигателей $q_1 = 0,3 \dots 1,0$ МПа и $q_2 = 0,2 \dots 0,7$ МПа.

Определяем условие гарантированной подвижности поршня в горячем состоянии.

В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя размеры диаметров головки D_{ε} и юбки $D_{ю}$ поршня определяют, исходя из наличия необходимых монтажных зазоров Δ_{ε} и $\Delta_{ю}$ между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии:

$$\Delta_{\varepsilon} = (0,006 \dots 0,008) \cdot D = 0,006 \cdot 120 = 0,72 \text{ мм};$$

$$\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D = 0,002 \cdot 120 = 0,24 \text{ мм}.$$

Диаметры головки и юбки поршня с учетом монтажных зазоров определяют по формулам

$$D_{\varepsilon} = D - \Delta_{\varepsilon} = 120 - 0,72 = 119,28 \text{ мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 120 - 0,24 = 119,76 \text{ мм}.$$

Правильность установленных размеров D_{ε} и $D_{ю}$ проверяют в горячем состоянии по формулам

$$\begin{aligned} \Delta'_{\varepsilon} &= D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\varepsilon} \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_{\varepsilon} - T_0)] \\ &= 120 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] - 119,28 \\ &\quad \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (493 - 293)] = 0,32 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta'_{ю} &= D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_{ю} - T_0)] \\ &= 120 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] - 119,76 \\ &\quad \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (428 - 293)] = 0,01 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где Δ'_{ε} и $\Delta'_{ю}$ – диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня, мм; $\alpha_{\text{ц}}$ и α_n – коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра и поршня;

- для чугуна $\alpha_{\text{ц}}$ и $\alpha_n = 11 \cdot 10^6 \frac{1}{\text{К}}$;
- для алюминиевых сплавов $\alpha_{\text{ц}}$ и $\alpha_n = 11 \cdot 10^6 \frac{1}{\text{К}}$;

$T_{\text{ц}}, T_{\text{с}}$ и $T_{\text{ю}}$ – соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии, $T_{\text{ц}} = 388 \text{ К}$, $T_{\text{с}} = 493 \text{ К}$ и $T_{\text{ю}} = 428 \text{ К}$; T_0 – начальная температура цилиндра и поршня, $T_0 = 293 \text{ К}$. Тепловые зазоры обеспечены.

10.2. Расчет поршневого пальца

10.2.1. Расчет поршневого пальца карбюраторного двигателя

Основные конструктивные параметры пальцев принимаем из табл. 7.1 или по данным прототипа. Кроме того, по данным теплового расчета принимаем: максимальное давление $p_z = 5,24 \text{ МПа}$, наружный диаметр пальца $d_n = 26 \text{ мм}$, внутренний диаметр пальца $d_{\text{с}} = 16 \text{ мм}$, длина пальца $l_n = 72 \text{ мм}$, расстояние между торцами бобышек $b = 28 \text{ мм}$.

Материал поршневого пальца – сталь 15Х, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Палец плавающего типа.

Определяем расчетную силу, действующую на палец

$$P = p_{z \max} \cdot F_n + k \cdot P_j = 5,24 \cdot 66,44 \cdot 10^{-4} - 0,8 \cdot 0,00219 = 0,0331 \text{ МН.}$$

$p_{z \max}$ – максимальное давление газов на номинальном режиме работы, $p_{z \max} = p_z = 5,24 \text{ МПа}$; k – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца, $k = 0,8$; P_j – сила инерции поршневой группы при $n = n_{\text{н}}$,

$$P_j = -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = 0,7 \cdot 235,5^2 \cdot 0,044 \cdot (1 + 0,284) \cdot 10^{-6} = -0,00219 \text{ МН;}$$

ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения, $\omega_n = \frac{\pi \cdot n_{\text{н}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2250}{30} = 235,5 \text{ с}^{-1}$; n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_n = 2250 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_n \cdot l_{\text{ш}}} = \frac{0,0331}{0,026 \cdot 0,031} = 41,07 \text{ МПа,}$$

где d_n – наружный диаметр пальца, $d_n = 0,026 \text{ м}$; $l_{\text{ш}}$ – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, $l_{\text{ш}} = 0,031 \text{ м}$.

Определяем удельное давление пальца на бобышки

$$q_{\text{б}} = \frac{P}{d_n \cdot (l_n - b)} = \frac{0,0331}{0,026 \cdot (0,072 - 0,028)} = 28,93 \text{ МПа,}$$

где l_n – общая длина пальца, $l_n = 0,072 \text{ м}$; b – расстояние между торцами бобышек, $b = 0,028 \text{ м}$; $(l_n - b)$ – длина опорной поверхности пальца в бобышках, м.

Для автомобильных двигателей $q_{\text{ш}} = 20 \dots 60 \text{ МПа}$ и $q_{\text{б}} = 15 \dots 50 \text{ МПа}$. Нижние пределы для тракторных двигателей. Определяем напряжение изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{uz} = \frac{P \cdot (l_n + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{ul})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_n^3} = \frac{0,0331 \cdot (0,072 + 2 \cdot 0,028 - 1,5 \cdot 0,031)}{1,2 \cdot (1 - 0,615^4) \cdot 0,026^3} \\ = 149,26 \text{ МПа,}$$

где $\alpha = \frac{d_{\varepsilon}}{d_n} = \frac{16}{26} = 0,615$ – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному.

$$\sigma_{uz} = 149,26 < [\sigma_{uz}] = 250 \text{ МПа.}$$

Определяем касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна $\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4)^2 \cdot d_n^2} = \frac{0,85 \cdot 0,0331 \cdot (1 + 0,615 + 0,615^2)}{(1 - 0,615^4)^2 \cdot 0,026^2} \\ = 96,81 \text{ МПа;}$

$$\tau = 96,1 < [\tau] = 250 \text{ МПа.}$$

Определяем наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

$$\Delta d_{n \max} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_n} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \\ = \frac{1,35 \cdot 0,0331}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,072} \cdot \left(\frac{1 + 0,615}{1 - 0,615} \right)^3 \cdot [0,1 - (0,615 - 0,4)^3] \cdot 10^3 \\ = 0,021 \text{ мм,}$$

где E – модуль упругости материала пальца, $E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Значение $\Delta d_{n \max}$ не должно быть больше 0,02...0,05 мм.

Определяем напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \\ = \frac{15 \cdot 0,0331}{0,072 \cdot 0,026} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + 0,615) \cdot (1 + 0,615)}{(1 - 0,615)^2} - \frac{1}{1 - 0,615} \right] \\ \cdot [0,1 - (0,615 - 0,4)^3] = 67,17 \text{ МПа;}$$

- вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \\ = -\frac{15 \cdot 0,0331}{0,072 \cdot 0,026} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + 0,615) \cdot (1 + 0,615)}{(1 - 0,615)^2} - \frac{0,636}{1 - 0,615} \right] \\ \cdot [0,1 - (0,615 - 0,4)^3] = -157,88 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжения овализации на внутренней поверхности пальца

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{i 0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \\ = -\frac{15 \cdot 0,0331}{0,072 \cdot 0,026} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + 2 \cdot 0,615) \cdot (1 + 0,615)}{(1 - 0,615)^2 \cdot 0,615} + \frac{1}{1 - 0,615} \right] \\ \cdot [0,1 - (0,615 - 0,4)^3] = -241,35 \text{ МПа;}$$

- вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{i90^\circ} &= \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \\ &= \frac{15 \cdot 0,0331}{0,072 \cdot 0,026} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + 2 \cdot 0,615) \cdot (1 + 0,615)}{(1 - 0,615)^2 \cdot 0,615} - \frac{1}{1 - 0,615} \right] \\ &\cdot [0,1 - (0,615 - 0,4)^3] = 124,75 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости

$$\sigma_{i0^\circ} = 241,35 < [\sigma_{i0^\circ}] = 350 \text{ МПа.}$$

10.2.2. Расчет поршневого пальца дизеля

Основные конструктивные параметры пальцев принимаем из табл. 7.1 или по данным прототипа. Кроме того, по данным теплового расчета принимаем: максимальное давление $p_z = 9,6 \text{ МПа}$, наружный диаметр пальца $d_n = 45 \text{ мм}$, внутренний диаметр пальца $d_s = 27 \text{ мм}$, длина пальца $l_n = 100 \text{ мм}$, расстояние между торцами бобышек $b = 51 \text{ мм}$.

Материал поршневого пальца – сталь 12ХНЗА, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Палец плавающего типа.

Определяем расчетную силу, действующую на палец

$$P = p_{z \max} \cdot F_n + \kappa \cdot P_j = 9,6 \cdot 113 \cdot 10^{-4} + 0,72 \cdot 0,0166 = 0,0965 \text{ МН.}$$

$p_{z \max}$ – максимальное давление газов на номинальном режиме работы, МПа; κ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца, $\kappa = 0,72$; P_j – сила инерции поршневой группы при $n = n_n$,

$$\begin{aligned}P_j &= -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} \\ &= -2,94 \cdot 272,13^2 \cdot 0,06 \cdot (1 + 0,27) \cdot 10^{-6} = 0,0166 \text{ МН;}\end{aligned}$$

ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения, $\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2600}{30} = 272,13 \text{ с}^{-1}$; n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_n = 2600 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{ш} = \frac{P}{d_n \cdot l_{ш}} = \frac{0,0965}{0,045 \cdot 0,046} = 46,62 \text{ МПа, где } d_n \text{ – наружный диаметр пальца, } d_n = 0,045 \text{ м; } l_{ш} \text{ – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, } l_{ш} = 0,046 \text{ м.}$$

Определяем удельное давление пальца на бобышки

$$q_b = \frac{P}{d_n \cdot (l_n - b)} = \frac{0,0965}{0,045 \cdot (0,1 - 0,051)} = 43,76 \text{ МПа,}$$

где l_n – общая длина пальца, $l_n = 0,1 \text{ м}$; b – расстояние между торцами бобышек, $b = 0,051 \text{ м}$; $(l_n - b)$ – длина опорной поверхности пальца в бобышках, м.

Для автомобильных двигателей $q_{ш} = 20 \dots 60 \text{ МПа}$ и $q_b = 15 \dots 50 \text{ МПа}$. Нижние пределы для тракторных двигателей. Определяем напряжение изгиба в среднем сечении пальца

$$\sigma_{uz} = \frac{P \cdot (l_n + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{ul})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_n^3} = \frac{0,0965 \cdot (0,1 + 2 \cdot 0,051 - 1,5 \cdot 0,046)}{1,2 \cdot (1 - 0,6^4) \cdot 0,045^3} \\ = 134,85 \text{ МПа},$$

где $\alpha = \frac{d_{\varepsilon}}{d_n} = \frac{27}{45} = 0,6$ – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному.

$$\sigma_{uz} = 134,85 < [\sigma_{uz}] = 250 \text{ МПа}.$$

Определяем касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4)^2 \cdot d_n^2} = \frac{0,85 \cdot 0,0965 \cdot (1 + 0,6 + 0,6^2)}{(1 - 0,6^4)^2 \cdot 0,045^2} = 91,22 \text{ МПа};$$

$$\tau = 91,22 < [\tau] = 250 \text{ МПа}.$$

Определяем наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

$$\Delta d_{n \max} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_n} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \\ = \frac{1,35 \cdot 0,0965}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 0,1} \cdot \left(\frac{1 + 0,6}{1 - 0,6} \right)^3 \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] \cdot 10^3 \\ = 0,035 \text{ мм},$$

где E – модуль упругости материала пальца, $E = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Значение $\Delta d_{n \max}$ не должно быть больше 0,02...0,05 мм.

Определяем напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \\ = \frac{15 \cdot 0,0965}{0,1 \cdot 0,045} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + 0,6) \cdot (1 + 0,6)}{(1 - 0,6)^2} - \frac{1}{1 - 0,6} \right] \\ \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] = 72,21 \text{ МПа};$$

- вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \\ = -\frac{15 \cdot 0,0965}{0,1 \cdot 0,045} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + 0,6) \cdot (1 + 0,6)}{(1 - 0,6)^2} - \frac{0,636}{1 - 0,6} \right] \\ \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] = -180,93 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжения овализации на внутренней поверхности пальца

- в горизонтальной плоскости ($\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{i 0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \\ = -\frac{15 \cdot 0,0965}{0,1 \cdot 0,045} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + 0,6) \cdot (1 + 0,6)}{(1 - 0,6)^2 \cdot 0,6} - \frac{1}{1 - 0,6} \right] \\ \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] = -280,15 \text{ МПа};$$

- вертикальной плоскости ($\psi = 90^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{i90^\circ} &= \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \\ &= \frac{15 \cdot 0,0965}{0,1 \cdot 0,045} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + 0,6) \cdot (1 + 0,6)}{(1 - 0,6)^2 \cdot 0,6} - \frac{0,636}{1 - 0,6} \right] \\ &\quad \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] = 141,75 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости $\sigma_{i0^\circ} = 280,15 < [\sigma_{i0^\circ}] = 350 \text{ МПа}$.

10.3. Расчет поршневого кольца

10.3.1. Расчет поршневого кольца карбюраторного двигателя

Основные данные для расчета принимаются из табл. 7.1.

Материал кольца – серый легированный чугун, $E = 1,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

Определяем среднее значение давления кольца на стенку цилиндра

$$\begin{aligned}p_{ср} &= 0,152 \cdot E \cdot \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} = 0,152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \frac{\frac{10,8}{3,6}}{\left(\frac{92}{3,6} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{92}{3,6}\right)} \\ &= 0,15 \text{ МПа,}\end{aligned}$$

где E – модуль упругости материала кольца, $E = 1,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; t – радиальная толщина кольца, $t = 3,6 \text{ мм}$; A_0 – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях, принимается из табл. 7.1 или $A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 3,6 = 10,8 \text{ мм}$. $p_{ср} = 0,15 \text{ МПа} < [p_{ср}] = 0,37 \text{ МПа}$.

Определяем давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности $p = p_{ср} \cdot \mu_k \text{ МПа}$, где μ_k – переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра (табл. 10.1).

Табл. 10.1. Параметры для расчета грушевидной эпюры давления кольца на стенку цилиндра

Угол ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент μ_k	1,05	1,04	1,02	1,0	1,02	1,27	1,50
Давление p , МПа	0,158	0,156	0,153	0,150	0,153	0,191	0,225

По полученным данным строим эпюру давления кольца на стенку цилиндра, рис. 7.2, а.

Определяем напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot p_{ср} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2 = 2,61 \cdot 0,15 \cdot \left(\frac{92}{3,6} - 1\right)^2 = 236,06 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot E \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot A_0}{t}\right)}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot 10,8}{3,6}\right)}{1,57 \cdot \left(\frac{92}{3,6} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{92}{3,6}\right)} = 325,89 \text{ МПа},$$

где m – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца, $m = 1,57$.

Допустимые напряжения при изгибе кольца

$$\sigma_{из} = 325,89 \text{ МПа} < [\sigma_{из}] = 450 \text{ МПа} \text{ и } \sigma_{из2} > \sigma_{из1} \text{ на } 10 \dots 13\%.$$

Определяем монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_K = \Delta'_K + \pi \cdot D \cdot [\alpha_K \cdot (T_K - T_0) - \alpha_{\psi} \cdot (T_{\psi} - T_0)] \Delta_K = 0,08 + 3,14 \cdot 92 \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (500 - 293) - 1 \cdot 10^{-6} \cdot (385 - 293)] = 0,45 \text{ мм},$$

где Δ'_K – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя, $\Delta'_K = 0,08$ мм; α_K и α_{ψ} – коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра, $1/\text{К}$; T_{ψ} , T_0 и T_K – соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура, $T_{\psi} = 500 \text{ К}$, $T_0 = 385 \text{ К}$ и $T_K = 293 \text{ К}$.

10.3.2. Расчет поршневого кольца карбюраторного двигателя

Основные данные для расчета принимаются из табл. 7.1.

Материал кольца – серый легированный чугун, $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

Определяем среднее значение давления кольца на стенку цилиндра

$$p_{ср} = 0,152 \cdot E \cdot \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} = 0,152 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\frac{15,6}{5,2}}{\left(\frac{120}{5,2} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{120}{5,2}\right)} = 0,184 \text{ МПа},$$

где E – модуль упругости материала кольца, $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; t – радиальная толщина кольца, $t = 5,2$ мм; A_0 – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях, принимается из табл. 7.1 или $A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 5,2 = 15,6$ мм. $p_{ср} = 0,184 \text{ МПа} < [p_{ср}] = 0,37 \text{ МПа}$.

Определяем давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности $p = p_{ср} \cdot \mu_K \text{ МПа}$, где μ_K – переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра (табл. 10.2).

Табл. 10.2. Параметры для расчета грушевидной эпюры давления кольца на стенку цилиндра

Угол ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент μ_K	1,05	1,04	1,02	1,0	1,02	1,27	1,50
Давление p , МПа	0,193	0,193	0,210	0,166	0,083	0,123	0,524

По полученным данным строим эпюру давления кольца на стенку цилиндра (рис. 7.2, а).

Определяем напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot p_{ср} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2 = 2,61 \cdot 0,184 \cdot \left(\frac{120}{5,2} - 1\right)^2 = 234,06 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot E \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot A_0}{t}\right)}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot 15,6}{5,2}\right)}{1,57 \cdot \left(\frac{12}{5,2} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{120}{5,2}\right)} = 335,13 \text{ МПа,}$$

где m – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца, $m = 1,57$.

Допустимые напряжения при изгибе кольца

$$\sigma_{из} = 335,13 \text{ МПа} < [\sigma_{из}] = 450 \text{ МПа и } \sigma_{из2} > \sigma_{из1}.$$

Определяем монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_k = \Delta_k' + \pi \cdot D \cdot [\alpha_k \cdot (T_k - T_0) - \alpha_y \cdot (T_y - T_0)] \Delta_k' = 0,08 + 3,14 \cdot 120 \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (498 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] = 0,54 \text{ мм,}$$

где Δ_k' – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя, $\Delta_k' = 0,08$ мм;

α_k и α_y – коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра, $1/K$;

T_y, T_0 и T_k – соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура, $T_y = 498 \text{ К}, T_0 = 388 \text{ К}$ и $T_k = 293 \text{ К}$.

10.4. Расчет шатунной группы

10.4.1. Расчет поршневой головки шатуна

10.4.1.1. Расчет поршневой головки шатуна карбюраторного двигателя

Из теплового и динамического расчетов имеем: давление сгорания $p_{зд} = 4,45 \text{ МПа}$ на режиме $n = n_n = 3200 \text{ мин}^{-1}$ при $\varphi = 370^\circ$, масса поршневой группы $m_n = 0,7 \text{ кг}$, масса шатунной группы $m_{ш} = 1,4 \text{ кг}$, максимальная частота вращения холостого хода $n_{х.х.макс} = 4000 \text{ мин}^{-1}$, ход поршня $S = 88 \text{ мм}$, площадь поршня $F_n = 66,44 \text{ см}^2$, значение $\lambda = 0,248$. Из расчета поршневой группы имеем: диаметр поршневого пальца $d_n = 26 \text{ мм}$, длина поршневой головки шатуна $l_{ш} = 31 \text{ мм}$, внутренний диаметр головки $d = 29 \text{ мм}$, радиальная толщина стенки втулки $s_s = 1,6 \text{ мм}$.

Материал шатуна – углеродистая сталь 45Г2; $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{сол} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$. Материал втулки – бронза; $E_{см} = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{см} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$.

Определяем суммарное удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \cdot \left[\left(\frac{\frac{d_{\text{вкл}}^2 + d^2}{d_{\text{вкл}}^2 - d^2} + \mu \right) \frac{1}{E_{\text{ш}}} + \left(\frac{\frac{d^2 + d_n^2}{d^2 - d_n^2} - \mu \right) \frac{1}{E_{\text{ш}}} \right]}$$

$$= \frac{0,04 + 0,0255}{29 \cdot \left[\left(\frac{\frac{32^2 + 29^2}{32^2 - 29^2} + 0,3 \right) \frac{1}{2,2 \cdot 10^5} + \left(\frac{\frac{29^2 + 26^2}{29^2 - 26^2} - 0,3 \right) \frac{1}{2,2 \cdot 10^5} \right]}$$

$$= 18,07 \text{ МПа},$$

где Δ — натяг посадки бронзовой втулки, $\Delta = 0,04 \text{ мм}$;

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_{\text{ст}} - \alpha_{\text{брон}}) \cdot \Delta T = 29 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-5}) \cdot 110$$

$$= 0,0255 \text{ мм} - \text{температурный натяг};$$

$\alpha_{\text{ст}}$ — термический коэффициент расширения бронзовой втулки, $\alpha_{\text{ст}} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$; $\alpha_{\text{брон}}$ — термический коэффициент расширения стальной головки, $\alpha_{\text{брон}} = 1,0 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$; ΔT — средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя, $\Delta T = 110 \text{ К}$; $d_{\text{вкл}}$ и $d_{\text{вкл}}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, $d_{\text{вкл}} = 26 \text{ мм}$, $d = 29 \text{ мм}$ и $d_{\text{вкл}} = 33 \text{ мм}$; μ — коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$; $E_{\text{ш}}$ — модуль упругости материала шатуна, $E_{\text{ш}} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $E_{\text{ст}}$ — модуль упругости материала втулки $E_{\text{ст}} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Определяем напряжение на наружной поверхности поршневой головки

$$\sigma_{\text{н}} = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_{\text{вкл}}^2 - d^2} = 18,07 \cdot \frac{2 \cdot 29^2}{33^2 - 29^2} = 122,56 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение на внутренней поверхности поршневой головки

$$\sigma_{\text{вн}} = p \cdot \frac{\frac{d_{\text{вкл}}^2 + d^2}{d_{\text{вкл}}^2 - d^2}}{\frac{d_{\text{вкл}}^2 + d^2}{d_{\text{вкл}}^2 - d^2}} = 18,07 \cdot \frac{33^2 + 29^2}{33^2 - 29^2} = 140,63 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\text{вн}} = 140,63 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{вн}}] = 150 \text{ МПа}.$$

Определяем суммарную силу инерции поршневой группы

$$P_{jn} = -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) = -0,7 \cdot 334,93^2 \cdot 0,044 \cdot (1 + 0,284)$$

$$= -4436,33 \text{ Н},$$

где m_n — масса поршневой группы, $m_n = 0,7 \text{ кг}$; R — радиус кривошипа, $R = 0,044 \text{ м}$; ω_n — угловая скорость при номинальной частоте вращения,

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3200}{30} = 334,93 \text{ с}^{-1}; \quad n_n - \text{номинальная частота вращения коленчатого вала, } n_n = 3200 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем изгибающий момент в вертикальном сечении проушины

$$M_0 = -P_{jn} \cdot r_{\text{ср}} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{\text{ш. зад}} - 0,0297)$$

$$= -(4436,33) \cdot 0,0155 \cdot (0,00033 \cdot 105 - 0,0297) = 0,34 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем величину нормальной силы в этом же сечении

$$N_0 = -P_{jn} \cdot (0.572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш. зад}) \\ = -(4436,33) \cdot (0.572 - 0,0008 \cdot 105) = 2164,93 \text{ Н,}$$

где $\varphi_{ш. зад}$ – угол заделки, $\varphi_{ш. зад} = 105$ град;

$$r_{cp} = \frac{d_{гол} + d}{4} = \frac{0,033 + 0,029}{4} = 0,0155 \text{ м} – \text{средний радиус поршневой головки.}$$

Определяем величину нормальной силы, Н, в расчетном сечении от растягивающей силы для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$N_{ш. зад} = N_0 \cdot \cos \varphi_{ш. зад} - 0,5 \cdot P_{jn} (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}) = 0,34 \cdot \\ \cos 105^\circ - 0,5 \cdot (-4436,33) \cdot (\sin 105^\circ - \cos 105^\circ) = 2156,37$$

Определяем изгибающий момент в расчетном сечении для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$M_{\varphi_{ш. зад}} = M_0 + N_0 \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш. зад}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot \\ \cdot (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}) \\ = 0,34 + 2164,93 \cdot 0,0155 \cdot (1 - \cos 105^\circ) + 0,5 \cdot (-4436,33) \cdot \\ \cdot 0,0155 \cdot (\sin 105^\circ - \cos 105^\circ) = 0,47 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Определяем напряжение от растяжения в наружном слое

$$\sigma_{р.н.} = \left[2 \cdot M_{\varphi_{ш. зад}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{гол}}{h_{гол} \cdot (2r_{cp} + h_{гол})} + K \cdot N_{\varphi_{ш. зад}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot l_{гол}} \\ = \left[2 \cdot 0,47 \cdot \frac{6 \cdot 0,0155 + 0,002}{0,002 \cdot (2 \cdot 0,0155 + 0,002)} + 0,718 \cdot 2156,37 \right] \cdot \\ \cdot \frac{10^{-6}}{0,031 \cdot 0,002} = 48,8 \text{ МПа,}$$

где $h_{гол} = \frac{d_{гол} - d}{2}$ $h_{гол} = \frac{0,033 - 0,029}{2} = 0,002 \text{ м} – \text{толщина стенки головки;}$

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_{гол}}{E_{ш} \cdot F_{гол} + E_{вт} \cdot F_{вт}} = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 124}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 124 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 93} = 0,718 – \text{коэффициент,}$$

учитывающий наличие запрессованной втулки;

$F_{гол} = (d_{гол} - d) \cdot l_{ш} = (33 - 29) \cdot 31 = 124 \text{ мм}^2$ – площадь сечения стенок головки;

$F_{вт} = (d - d_n) \cdot l_{ш} = (29 - 26) \cdot 31 = 93 \text{ мм}^2$ – площадь сечения втулки;

Определяем суммарную силу, сжимающую головку

$$P_{сж} = (p_z - p_0) \cdot F_n - P_{j \max} \\ = (4,45 - 0,1) \cdot 0,006644 \cdot 10^6 - 4324,66 \text{ Н,}$$

где $P_{j \max}$ – максимальная сила инерции массы поршневой группы при номинальной частоте вращения,

$$P_{j \max} = m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \\ = 0,7 \cdot 334,93^2 \cdot 0,044 \cdot (\cos 370^\circ + 0,284 \cdot \cos 740^\circ) \\ = 4326,66 \text{ Н;}$$

φ – угол поворота коленчатого вала при значении p_z , $\varphi = 370^\circ$; F_n – площадь поршня, $F_n = 0,006644 \text{ м}^2$; p_z – давление сгорания в цилиндре двигателя, $p_z = p_{zД} = 4,45 \text{ МПа.}$

Определяем нормальную силу для нагруженного участка от сжимающей

$$\begin{aligned} \text{силы } N_{сж\varphi ш.зад} &= P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш.зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш.зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.зад} \right) \right] \\ &= 24,576,74 \cdot (0,0005 + 0,002) = 61,44 \text{ Н} \end{aligned}$$

Определяем изгибающий момент для нагруженного участка от сжимающей силы

$$\begin{aligned} M_{сж\varphi ш.зад} &= P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.зад}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш.зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.зад} \right) \right] \\ &= 24576,74 \cdot 0,0155 \cdot (0,0001 + 0,0005 \cdot 1,2588 - 0,002) \\ &= -0,48 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

где $\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} = 0,0005$ и $\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} = 0,0001$ – определяют по табл. 7.5.

Определяем напряжение в наружном слое от сжимающей силы

$$\begin{aligned} \sigma_{сж.н.} &= \left[2 \cdot M_{сж.ш.зад} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_{зол.}}{h_{зол.} \cdot (2 \cdot r_{ср} + h_{зол.})} + K \cdot N_{сж.ш.зад} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{зол.}} \\ &= \left[2 \cdot (-0,48) \cdot \frac{6 \cdot 0,0155 + 0,002}{0,002 \cdot (2 \cdot 0,0155 + 0,002)} + 0,718 \cdot 61,44 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,031 \cdot 0,002} = -21,58 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Определяем запас прочности

$$\begin{aligned} n_{\sigma} &= \frac{2 \cdot \sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{р.н.} - \sigma_{сж.н.}}{\varepsilon_{\sigma}} + \alpha_{\sigma} \cdot [\sigma_{р.н.} - \sigma_{сж.н.} + 2 \cdot \sigma_{сж.н.}]} \\ &= \frac{2 \cdot 210}{\frac{46,8 - (-21,58)}{0,7} + 0,12 \cdot [46,8 - (-21,58) + 2 \cdot 140,63]} \\ &= 3,12, \end{aligned}$$

где σ_{-1p} – предел выносливости материала при растяжении, $\sigma_{-1p} = 210 \text{ МПа}$; α_{σ} – коэффициент приведения цикла при растяжении и зависящий от материала, $\alpha_{\sigma} = 0,12$; ε_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_{\sigma} = 0,7$. Запас прочности поршневой головки должен быть в пределах $n_{\sigma} = 2,5 \dots 5,0$.

10.4.1.2. Расчет поршневой головки шатуна дизеля

Из теплового и динамического расчетов имеем: давление сгорания $p_{зд} = 9,6 \text{ МПа}$ на режиме $n = n_n = 2600 \text{ мин}^{-1}$ при $\varphi = 370^\circ$, масса поршневой группы $m_n = 2,94 \text{ кг}$, масса шатунной группы $m_{ш} = 3,39 \text{ кг}$, максимальная частота вращения холостого хода $n_{х.х.мах} = 2930 \text{ мин}^{-1}$, ход поршня

$S = 120$ мм, площадь поршня $F_n = 113 \text{ см}^2$, значение $\lambda = 0,27$. Из расчета поршневой группы имеем: диаметр поршневого пальца $d_n = 45$ мм, длина поршневой головки шатуна $l_{ш} = 46$ мм, внутренний диаметр головки $d = 50$ мм, радиальная толщина стенки втулки $s_s = 2,5$ мм.

Материал шатуна – сталь 40Х; материал втулки – бронза; $E_{см} = 1,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{см} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$.

Определяем суммарное удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \cdot \left[\left(\frac{\frac{d_{зол}^2 + d^2}{d_{зол}^2 - d^2} + \mu}{E_{ш}} \right) + \left(\frac{\frac{d^2 + d_n^2}{d^2 - d_n^2} - \mu}{E_{см}} \right) \right]}$$

$$= \frac{0,04 + 0,044}{29 \cdot \left[\left(\frac{\frac{64^2 + 50^2}{64^2 - 50^2} + 0,3}{2,2 \cdot 10^5} \right) + \left(\frac{\frac{50^2 + 45^2}{50^2 - 45^2} - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right) \right]}$$

$$= 16,73 \text{ МПа},$$

где Δ – натяг посадки бронзовой втулки, $\Delta = 0,04$ мм;

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_{см} - \alpha_{зол}) \cdot \Delta T = 50 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-5}) \cdot 110$$

$$= 0,044 \text{ мм} - \text{температурный натяг};$$

$\alpha_{см}$ – термический коэффициент расширения бронзовой втулки, $\alpha_{см} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$;

$\alpha_{зол}$ – термический коэффициент расширения стальной головки,

$$\alpha_{зол} = 1,0 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К};$$

ΔT – средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя, $\Delta T = 110 \text{ К}$;

d_n и $d_{зол}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, $d_n = 45$ мм, $d = 50$ мм и $d_{зол} = 64$ мм;

μ – коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$;

$E_{ш}$ – модуль упругости материала шатуна, $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

$E_{см}$ – модуль упругости материала втулки

$$E_{см} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение на наружной поверхности поршневой головки шатуна:

$$\sigma_n = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_{зол}^2 - d^2} = 16,73 \cdot \frac{2 \cdot 50^2}{64^2 - 50^2} = 52,41 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение на внутренней поверхности поршневой головки шатуна $\sigma_{сн} = p \cdot \frac{d_{зол}^2 + d^2}{d_{зол}^2 - d^2} = 18,07 \cdot \frac{64^2 + 50^2}{64^2 - 50^2} = 69,14 \text{ МПа}.$

$$\sigma_{сн} = 69,14 \text{ МПа} < [\sigma_{сн}] = 150 \text{ МПа}.$$

Определяем суммарную силу инерции поршневой группы

$$P_{jn} = -m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) = -2,9 \cdot 272,13^2 \cdot 0,06 \cdot (1 + 0,27) \\ = -16590,33 \text{ Н},$$

где m_n – масса поршневой группы, $m_n = 2,9$ кг; R – радиус кривошипа, $R = 0,06$ м; ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения,

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2600}{30} = 272,13 \text{ с}^{-1};$$

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_n = 2600 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем изгибающий момент в вертикальном сечении проушины

$$M_0 = -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш. зад} - 0,0297) \\ = -(-16590,33) \cdot 0,0285 \cdot (0,00033 \cdot 110 - 0,0297) \\ = 3,12 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем величину нормальной силы в этом же сечении

$$N_0 = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш. зад}) \\ = -(-16590,33) \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 110) = 8029,72 \text{ Н},$$

где $\varphi_{ш. зад}$ – гол заделки, $\varphi_{ш. зад} = 110$ град;

$$r_{cp} = \frac{d_{22,1} + d}{4} = \frac{0,064 + 0,050}{4} = 0,0285 \text{ м} – \text{средний радиус поршневой головки}.$$

Определяем величину нормальной силы, Н, в расчетном сечении от растягивающей силы для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$N_{\varphi_{ш. зад}} = N_0 \cdot \cos \varphi_{ш. зад} - 0,5 \cdot P_{jn} (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}) = 8029,72 \cdot \cos 110^\circ - 0,5 \cdot (-16590,33) \cdot (\sin 110^\circ - \cos 110^\circ) = 7885,69$$

Определяем изгибающий момент в расчетном сечении для выбранного угла заделки $\varphi_{ш. зад}$

$$M_{\varphi_{ш. зад}} = M_0 + N_0 \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш. зад}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш. зад} - \cos \varphi_{ш. зад}) \\ = 3,12 + 8029,72 \cdot 0,0285 \cdot (1 - \cos 110^\circ) + 0,5 \cdot (-16590,33) \cdot 0,0285 \cdot (\sin 110^\circ - \cos 110^\circ) = 7,22 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем напряжение от растяжения в наружном слое

$$\sigma_{p.n.} = \left[2 \cdot M_{\varphi_{ш. зад}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{20,1}}{h_{20,1} \cdot (2r_{cp} + h_{20,1})} + K \cdot N_{\varphi_{ш. зад}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot l_{20,1}} \\ = \left[2 \cdot 7,22 \cdot \frac{6 \cdot 0,0285 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0285 + 0,007)} + 0,842 \cdot 7885,69 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,046 \cdot 0,007} = 38,44 \text{ МПа},$$

где $h_{20,1} = \frac{d_{20,1} - d}{2}$ $h_{20,1} = \frac{0,064 - 0,050}{2} = 0,007$ м – толщина стенки головки;

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_{20,1}}{E_{ш} \cdot F_{20,1} + E_{ст} \cdot F_{ст}} = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 644}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 644 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 230} = 0,842 – \text{коэффициент, учитывающий наличие запрессованной втулки};$$

$F_{20,1} = (d_{20,1} - d) \cdot l_{ш} = (64 - 50) \cdot 46 = 644 \text{ мм}^2$ – площадь сечения стенок головки;

$$F_{ст} = (d - d_n) \cdot l_{ш} = (50 - 45) \cdot 46 = 230 \text{ мм}^2 – \text{площадь сечения втулки}.$$

Определяем суммарную силу, сжимающую головку

$$P_{сж} = (p_z - p_0) \cdot F_n - P_{j \max} = (9,6 - 0,1) \cdot 0,0113 \cdot 10^6 - 16179,17 \\ = 91170,83 \text{ Н,}$$

где $P_{j \max}$ – максимальная сила инерции массы поршневой группы при номинальной частоте вращения,

$$P_{j \max} = m_n \cdot \omega_n^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \\ = 2,94 \cdot 272,13^2 \cdot 0,006 \cdot (\cos 370^\circ + 0,27 \cdot \cos 740^\circ) \\ = 16179,17 \text{ Н;}$$

φ – угол поворота коленчатого вала при значении p_z , $\varphi = 370^\circ$; F_n – площадь поршня, $F_n = 0,0113 \text{ м}^2$; p_z – давление сгорания в цилиндре двигателя, $p_z = p_{zД} = 9,6 \text{ МПа}$:

Определяем нормальную силу для нагруженного участка от сжимающей силы

$$N_{сж \varphi_{ш.зад}} = P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш.зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш.зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.зад} \right) \right] \\ = 91170,83 \cdot (0,0009 + 0,0047) = 510,56 \text{ Н.}$$

Определяем изгибающий момент для нагруженного участка от сжимающей силы

$$M_{сж \varphi_{ш.зад}} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.зад}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.зад}}{2} - \frac{\varphi_{ш.зад}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.зад} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.зад} \right) \right] \\ = 91170,83 \cdot 0,0285 \cdot (0,00025 + 0,0009 \cdot 1,342 - 0,0047) \\ = -8,42 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где $\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} = 0,0009$ и $\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} = 0,00025$ – определяют по табл. 7.5.

Определяем напряжение в наружном слое от сжимающей силы

$$\sigma_{сж.н.} = \left[2 \cdot M_{сж.фш.зад.} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_{зол.}}{h_{зол.} \cdot (2 \cdot r_{ср} + h_{зол.})} + K \cdot N_{сж.фш.зад.} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{зол.}} \\ = \left[2 \cdot (-8,42) \cdot \frac{6 \cdot 0,0285 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0285 + 0,007)} + 0,842 \cdot 510,56 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,046 \cdot 0,007} = -19,44 \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности

$$n_\sigma = \frac{2 \cdot \sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{p.н.} - \sigma_{сж.н.}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot [\sigma_{p.н.} - \sigma_{сж.н.} + 2 \cdot \sigma_{вн.}]} \\ = \frac{2 \cdot 300}{\frac{38,44 - (-19,44)}{0,7} + 0,12 \cdot [38,44 - (-19,44) + 2 \cdot 69,14]} \\ = 5,9,$$

где σ_{-1p} – предел выносливости материала при растяжении, $\sigma_{-1p} = 300 \text{ МПа}$; α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении и зависящий от материала, $\alpha_\sigma = 0,12$; ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработки поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,7$. Запас прочности поршневой головки должен быть в пределах $n_\sigma = 2,5 \dots 5,0$.

10.4.2. Расчет стержня шатуна

10.4.2.1. Расчет стержня шатуна карбюраторного двигателя

Определяем силу инерции, растягивающую шатун при номинальной частоте вращения

$$\begin{aligned} P_j &= -(m_n + 0,275 \cdot m_{ш}) \cdot R \cdot \omega_n^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} \\ &= -(0,7 + 0,275 \cdot 1,4) \cdot 0,044 \cdot 334,93^2 \cdot (1 + 0,284) \cdot 10^{-6}, \\ &= -0,006876 \text{ МН}, \end{aligned}$$

где m_n – масса поршневой группы, $m_n = 0,7 \text{ кг}$; $m_{ш}$ – масса шатуна, $m_{ш} = 1,4 \text{ кг}$; ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения; $\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3200}{30} = 334,93 \text{ с}^{-1}$; n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_n = 3200 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем максимальную силу давления газов, сжимающую шатун,

$$P_z = (p_z - p_0) \cdot F_n = (4,45 - 0,1) \cdot 66,44 \cdot 10^{-4} = 0,0289 \text{ МН},$$

где p_0 – атмосферное давление, $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; p_z – давление сгорания в цилиндре двигателя, МПа, для бензинового двигателя $p_z = p_{zД} = 4,45 \text{ МПа}$.

Определяем суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости качания шатуна

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} + \frac{\sigma_\sigma}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{i_{ш}^2}{j_x} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} \cdot K_x = \frac{0,0289}{216,8 \cdot 10^{-6}} \cdot 1,15 \\ &= 153,29 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где K_x – коэффициент, учитывающий продольный изгиб, $K_x = 1,15$;

$$\begin{aligned} F_{ш.ср.} &= h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) = 0,025 \cdot 0,0186 - (0,0186 - \\ &0,004) \cdot (0,025 - 2 \cdot 0,004) = 216,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 - \end{aligned}$$

площадь шатуна в расчетном сечении. Определяют после конструктивной проработке шатуна.

Значения $h_{ш} = 0,025 \text{ м}$, $b_{ш} = 0,0186 \text{ м}$, $a_{ш} = t_{ш} = 0,004 \text{ м}$ принимаются из табл. 7.6.

Определяют суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$\begin{aligned} \sigma_y &= \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} + \frac{\sigma_\sigma}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{i_{ш}^2}{j_y} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} \cdot K_y = \frac{0,0289}{216,8 \cdot 10^{-6}} \cdot 1,05 \\ &= 139,96 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где K_y – коэффициент, учитывающий продольный изгиб автомобильного двигателя в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна, $K_y = 1,05$.

Допустимые значения напряжений изгиба лежат в пределах:

$$\sigma_x = 153,29 \text{ МПа} < [\sigma_x] = 250 \text{ МПа};$$

$$\sigma_y = 139,96 \text{ МПа} < [\sigma_y] = 350 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{ш.ср.}} = \frac{-0,006876}{216,8 \cdot 10^{-6}} = -31,71 \text{ МПа}.$$

Определяем амплитуду напряжения в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ax} = \frac{153,29 - (-31,71)}{2} = 92,5 \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ср x} = \frac{\sigma_x + \sigma_p}{2} = \frac{153,29 + (-31,71)}{2} = 60,79 \text{ МПа}.$$

Определяем амплитудное напряжение в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_y - \sigma_p}{2} = \frac{139,96 - (-31,71)}{2} = 85,83 \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{ср y} = \frac{\sigma_y + \sigma_p}{2} = \frac{139,96 + (-31,71)}{2} = 54,12 \text{ МПа}.$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости x

$$n_x = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{ax}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{ср x}} = \frac{210}{\frac{92,5}{0,7} + 0,12 \cdot 60,79} = 1,51.$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости y

$$n_y = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{ay}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{ср y}} = \frac{210}{\frac{85,83}{0,7} + 0,12 \cdot 54,12} = 1,63,$$

где α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении–сжатии и зависящий от материала, $\alpha_\sigma = 0,12$; ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора обработки (обработка поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,7$; σ_{-1p} – предел выносливости материала при растяжении, $\sigma_{-1p} = 210$ МПа. Запасы прочности n_x, n_y , для шатунов не должны быть ниже 1,5...2,5.

10.4.2.2. Расчет стержня шатуна дизеля

Определяем силу инерции, растягивающую шатун при номинальной частоте вращения

$$\begin{aligned} P_j &= -(m_n + 0,275 \cdot m_{ш}) \cdot R \cdot \omega_n^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} \\ &= -(2,94 + 0,275 \cdot 3,39) \cdot 0,06 \cdot 272,12^2 \cdot (1 + 0,27) \cdot 10^{-6}, \\ &= -0,02185 \text{ МН}, \end{aligned}$$

где m_n – масса поршневой группы, $m_n = 2,94$ кг; $m_{ш}$ – масса шатуна, $m_{ш} = 3,39$ кг; ω_n – угловая скорость при номинальной частоте вращения; $\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2600}{30} = 272,12 \text{ с}^{-1}$; n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_n = 2600 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем максимальную силу давления газов, сжимающую шатун,

$$P_z = (p_z - p_0) \cdot F_n = (9,6 - 0,1) \cdot 113 \cdot 10^{-4} = 0,1073 \text{ МН},$$

где p_0 – атмосферное давление, $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; p_z – давление сгорания в цилиндре двигателя, $p_z = p_{z \max} = 9,6 \text{ МПа}$.

Определяем суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости качания шатуна

$$\sigma_x = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} + \frac{\sigma_\varepsilon}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{i_{ш}^2}{j_x} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} \cdot K_x = \frac{0,1073}{723 \cdot 10^{-6}} \cdot 1,15 = 170,67 \text{ МПа},$$

где K_x – коэффициент, учитывающий продольный изгиб $K_x = 1,15$;

$$F_{ш.ср.} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) = 0,0493 \cdot 0,034 - (0,034 - 0,007) \cdot (0,0493 - 2 \cdot 0,007) = 723 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 -$$

площадь шатуна в расчетном сечении. Определяют после конструктивной проработке шатуна. Значения $h_{ш} = 0,0493 \text{ м}$, $b_{ш} = 0,034 \text{ м}$, $a_{ш} = t_{ш} = 0,007 \text{ м}$ принимаются из табл. 7.6.

Определяют суммарное напряжение при сжатии с учетом продольного изгиба в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$\sigma_y = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} + \frac{\sigma_\varepsilon}{\pi^2 \cdot E_{ст}} \cdot \frac{i_{ш}^2}{j_y} \cdot P_z = \frac{P_z}{F_{ш.ср.}} \cdot K_y = \frac{0,1073}{723 \cdot 10^{-6}} \cdot 1,05 = 155,82 \text{ МПа},$$

где K_y – коэффициент, учитывающий продольный изгиб автомобильного двигателя в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна, $K_y = 1,05$.

Допустимые значения напряжений изгиба лежат в пределах:

$$\sigma_x = 170,67 \text{ МПа} < [\sigma_x] = 250 \text{ МПа};$$

$$\sigma_y = 155,82 \text{ МПа} < [\sigma_y] = 350 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{ш.ср.}} = \frac{-0,02185}{723 \cdot 10^{-6}} = -30,22 \text{ МПа}.$$

Определяем амплитуду напряжения в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ax} = \frac{170,67 - (-30,22)}{2} = 100,44 \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение в плоскости x сечения шатуна

$$\sigma_{ср x} = \frac{\sigma_x + \sigma_p}{2} = \frac{170,67 + (-30,22)}{2} = 70,22 \text{ МПа}.$$

Определяем амплитудное напряжение в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_y - \sigma_p}{2} = \frac{155,82 - (-30,22)}{2} = 93,02 \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение в плоскости y сечения шатуна

$$\sigma_{ср y} = \frac{\sigma_y + \sigma_p}{2} = \frac{155,82 + (-30,22)}{2} = 62,8 \text{ МПа}.$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости x

$$n_x = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{ax}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{ср x}} = \frac{300}{\frac{100,44}{0,7} + 0,12 \cdot 70,22} = 1,87.$$

Определяем запас прочности шатуна в плоскости у

$$n_y = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_{ay}}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{ep y}} = \frac{300}{\frac{93,02}{0,7} + 0,12 \cdot 62,8} = 2,14,$$

где α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении–сжатии и зависящий от материала, $\alpha_\sigma = 0,12$; ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора обработки (обработка поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,7$; σ_{-1p} – предел выносливости материала при растяжении, $\sigma_{-1p} = 300$ МПа. Запасы прочности n_x, n_y , для шатунов не должны быть ниже 1,5...2,5.

10.4.3. Расчет кривошипной головки шатуна

10.4.3.1. Расчет кривошипной головки шатуна карбюраторного двигателя

Основные конструктивные размеры кривошипной головки шатуна определяются по табл. 7.7.

Определяем силу, отрывающую крышку нижней головки шатуна

$$\begin{aligned} P_j &= -\omega_{x.x \max}^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.н.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} \\ &= -418,66^2 \cdot 0,044 \\ &\quad \cdot [(0,7 + 0,35) \cdot (1 + 0,284) + (1,05 - 0,35)] \cdot 10^{-6} \\ &= 0,0158 \text{ МН}, \end{aligned}$$

где m_n – масса поршневой группы, $m_n = 0,7$ кг;

$m_{ш.н.}$ – масса шатунной группы, совершающая вращательное движение,

$$m_{ш.н.} = (0,7 \dots 0,8) \cdot m_{ш.} = 0,75 \cdot 1,4 = 1,05 \text{ кг};$$

$m_{кр}$ – масса крышки кривошипной головки,

$$m_{кр} = (0,20 \dots 0,28) \cdot m_{ш.} = 0,25 \cdot 1,4 = 0,35 \text{ кг};$$

$\omega_{x.x \max}$ – угловая скорость при максимальной частоте вращения холостого хода, $\omega_{x.x \max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x \max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 4000}{30} = 418,66 \text{ с}^{-1}$.

$$\text{го хода, } \omega_{x.x \max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x \max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 4000}{30} = 418,66 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем напряжения изгиба крышки и вкладыша

$$\begin{aligned} \sigma_{из} &= P_j \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c}{\left(1 + \frac{J_\varepsilon}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_{кр}} \right] \\ &= 0,0158 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,078}{\left(1 + \frac{3,4 \cdot 10^{-10}}{2,57 \cdot 10^{-8}}\right) \cdot 46,13 \cdot 10^{-8}} + \frac{0,4}{0,000368} \right] \\ &= 77,8 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где c – расстояние между осями шатунных болтов, $c = 0,078$ м;

J_ε – момент инерции расчетного сечения вкладыша,

$$J_\varepsilon = l_\kappa \cdot t_\varepsilon^3 \cdot M^4 = 0,032 \cdot 0,0022^3 = 3,4 \cdot 10^{-10} \text{ М}^4;$$

J – момент инерции расчетного сечения крышки,

$$J = l_\kappa \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^3 = 0,032 \cdot (0,5 \cdot 0,078 - 0,0297)^3 = 2,57 \cdot 10^{-8} \text{ М}^4;$$

$W_{из}$ – момент сопротивления расчетного сечения,

$$W_{из} = \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2}{6} = \frac{0,032 \cdot (0,5 \cdot 0,078 - 0,0297)^2}{6} = 46,13 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3;$$

r_1 – внутренний радиус кривошипной головки,

$$r_1 = 0,5 \cdot (2 \cdot t_s + d_{ш.ш.}) = 0,5 \cdot (0,055 + 2 \cdot 0,0022) = 0,0297 \text{ м}^2;$$

$d_{ш.ш.}$ – диаметр шатунной шейки, $d_{ш.ш.} = 0,055 \text{ м}$;

t_s – толщина стенки вкладыша, $t_s = 0,0022 \text{ м}$;

l_k – длина кривошипной головки, $l_k = 0,032 \text{ м}$;

$F_{кр}$ – площадь сечения крышки с вкладышем,

$$F_{кр} = l_k \cdot 0,5 \cdot (c - d_{ш.ш.}) = 0,032 \cdot 0,5 \cdot (0,078 - 0,055) = 0,000368 \text{ м}^2.$$

$$\sigma_{из} = 77,8 \text{ МПа} < [\sigma_{из}] = 300 \text{ МПа}.$$

10.4.3.2. Расчет кривошипной головки шатуна дизеля

Основные конструктивные размеры кривошипной головки шатуна определяются по табл. 7.7.

Определяем силу, отрывающую крышку нижней головки шатуна

$$\begin{aligned} P_j &= -\omega_{х.х \max}^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.н.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} \\ &= -306,67^2 \cdot 0,06 \cdot [(2,94 + 0,85) \cdot (1 + 0,27) + (2,54 - 0,85)] \\ &\cdot 10^{-6} = 0,0367 \text{ МН}, \end{aligned}$$

где m_n – масса поршневой группы, $m_n = 2,94 \text{ кг}$;

$m_{ш.н.}$ – масса шатунной группы, совершающая вращательное движение,

$m_{ш.н.} = (0,7 \dots 0,8) \cdot m_{ш.} = 0,25 \cdot 3,39 = 0,85 \text{ кг}$; $m_{кр}$ – масса крышки кривошипной головки, $m_{кр} = (0,20 \dots 0,28) \cdot m_{ш.} = 0,25 \cdot 3,39 = 0,85 \text{ кг}$; $\omega_{х.х \max}$ –

угловая скорость при максимальной частоте вращения холостого хода,

$$\omega_{х.х \max} = \frac{\pi \cdot n_{х.х \max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2930}{30} = 306,67 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем напряжения изгиба крышки и вкладыша

$$\begin{aligned} \sigma_{из} &= P_j \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c}{\left(1 + \frac{J_s}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_{кр}} \right] \\ &= 0,0367 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,0106}{\left(1 + \frac{9,72 \cdot 10^{-10}}{36 \cdot 10^{-9}}\right) \cdot 60 \cdot 10^{-8}} + \frac{0,4}{0,000468} \right] \\ &= 176,57 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где c – расстояние между осями шатунных болтов, $c = 0,0106 \text{ м}$; J_s – момент инерции расчетного сечения вкладыша,

$J_s = l_k \cdot t_s^3 \cdot M^4 = 0,036 \cdot 0,003^3 = 9,72 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$; J – момент инерции расчетного сечения крышки,

$J = l_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^3 = 0,036 \cdot (0,5 \cdot 0,0106 - 0,043)^3 = 36 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$; $W_{из}$ – момент сопротивления расчетного сечения,

$$W_{из} = \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2}{6} = \frac{0,036 \cdot (0,5 \cdot 0,0106 - 0,043)^2}{6} = 60 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3; r_1 - \text{внутренний радиус}$$

кривошипной головки,

$$r_1 = 0,5 \cdot (2 \cdot t_s + d_{ш.ш.}) = 0,5 \cdot (0,08 + 2 \cdot 0,003) = 0,043 \text{ м};$$

$d_{ш.ш.}$ – диаметр шатунной шейки, $d_{ш.ш.} = 0,08 \text{ м}$;

t_s – толщина стенки вкладыша, $t_s = 0,003 \text{ м}$;

l_k – длина кривошипной головки, $l_k = 0,036 \text{ м}$;

$F_{кр}$ – площадь сечения крышки с вкладышем,

$$F_{кр} = l_k \cdot 0,5 \cdot (c - d_{ш.ш.}) = 0,036 \cdot 0,5 \cdot (0,0106 - 0,08) = 0,00046 \text{ м}^2.$$

$$\sigma_{из} = 176,57 \text{ МПа} < [\sigma_{из}] = 300 \text{ МПа}.$$

10.4.4. Расчет шатунных болтов

10.4.4.1. Расчет шатунных болтов карбюраторного двигателя

Принимаем: номинальный диаметр болта $d = 10 \text{ мм}$, шаг резьбы $t = 1 \text{ мм}$, число болтов $i_\delta = 2$. Материал – сталь 40 Х.

Считается, что плотность стыка обеспечивается условием $P_{np} > P_j$, где P_j – сила инерции, отрывающая крышку, $P_j = 0,0158 \text{ МН}$; P_{np} – сила предварительной затяжки, МН.

Определяем силу предварительной затяжки

$$P_{np} = \frac{(2 \dots 3) \cdot P_j}{i_\delta} = \frac{(2 \dots 3) \cdot 0,0158}{2} = 0,0198 \text{ МН},$$

где i_δ – число шатунных болтов.

Определяем величину суммарной силы, растягивающей болт,

$$P_\delta = P_{np} + \frac{\chi \cdot P_j}{i_\delta} = 0,0198 + \frac{0,2 \cdot 0,0158}{2} = 0,0241 \text{ МН},$$

где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения $\chi = 0,2$.

Определяем максимальные напряжения в болте в сечении по внутреннему диаметру

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot P_\delta}{\pi \cdot d_\delta^2} = \frac{4 \cdot 0,0241}{3,14 \cdot 0,0086^2} = 368,59 \text{ МПа},$$

где d_δ – внутренний диаметр резьбы болта,

$d_\delta = d - 1,4 \cdot t = 0,01 - 1,4 \cdot 0,0010 = 0,0086 \text{ м}$; d – номинальный диаметр болта, $d = 0,01 \text{ м}$; t – шаг резьбы, $t = 0,001 \text{ м}$.

Определяем минимальное напряжение в этом же сечении

$$\sigma_{min} = \frac{4 \cdot P_{np}}{\pi \cdot d_\delta^2} = \frac{4 \cdot 0,0198}{3,14 \cdot 0,0086^2} = 341,04 \text{ МПа}.$$

Определяем амплитуду напряжения

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{368,59 - 341,04}{2} = 13,78 \text{ МПа}.$$

Определяем среднее напряжение

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{368,59 + 341,04}{2} = 354,82 \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности болта для выбранного материала стали

$$n = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a \cdot \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right) + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{cp}} = \frac{380}{13,78 \cdot \left(\frac{3}{0,9}\right) + 0,17 \cdot 354,88} = 3,58,$$

K_σ – коэффициент концентрации напряжений, $K_\sigma = 3$; α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении–сжатии $\alpha_\sigma = 0,17$; ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработка поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,9$. σ_{-1p} – допустимое значение напряжения усталости при растяжении–сжатии для материала болтов, $\sigma_{-1p} = 380 \text{ МПа}$. Запас прочности должен быть не ниже $n = 2,0 \dots 2,5$.

10.4.4.2. Расчет шатунных болтов дизеля

Принимаем: номинальный диаметр болта $d = 14 \text{ мм}$, шаг резьбы $t = 1,5 \text{ мм}$, число болтов $i_\delta = 2$. Материал – сталь 40 ХН.

Считается, что плотность стыка обеспечивается условием $P_{np} > P_j$, где P_j – сила инерции, отрывающая крышку, $P_j = 0,0367 \text{ МН}$; P_{np} – сила предварительной затяжки, МН.

Определяем силу предварительной затяжки

$$P_{np} = \frac{(2 \dots 3) \cdot P_j}{i_\delta} = \frac{2,1 \cdot 0,0367}{2} = 0,0386 \text{ МН,}$$

где i_δ – число шатунных болтов.

Определяем величину суммарной силы, растягивающей болт,

$$P_\delta = P_{np} + \frac{\chi \cdot P_j}{i_\delta} = 0,0386 + \frac{0,15 \cdot 0,0367}{2} = 0,0414 \text{ МН,}$$

где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения $\chi = 0,15$.

Определяем максимальные напряжения в болте в сечении по внутреннему диаметру

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot P_\delta}{\pi \cdot d_\delta^2} = \frac{4 \cdot 0,0414}{3,14 \cdot 0,0119^2} = 372,42 \text{ МПа,}$$

где d_δ – внутренний диаметр резьбы болта, $d_\delta = d - 1,4 \cdot t = 0,014 - 1,4 \cdot 0,0015 = 0,0119 \text{ м}$; d – номинальный диаметр болта, $d = 0,014 \text{ м}$; t – шаг резьбы, $t = 0,0015 \text{ м}$.

Определяем минимальное напряжение в этом же сечении

$$\sigma_{min} = \frac{4 \cdot P_{np}}{\pi \cdot d_\delta^2} = \frac{4 \cdot 0,0386}{3,14 \cdot 0,0119^2} = 347,24 \text{ МПа.}$$

Определяем амплитуду напряжения

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{372,42 - 347,24}{2} = 12,59 \text{ МПа.}$$

Определяем среднее напряжение

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{372,42 + 347,24}{2} = 359,83 \text{ МПа.}$$

Определяем запас прочности болта для выбранного материала стали

$$n = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a \cdot \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right) + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{cp}} = \frac{380}{12,59 \cdot \left(\frac{6}{0,9}\right) + 0,17 \cdot 359,83} = 2,61,$$

K_σ – коэффициент концентрации напряжений, $K_\sigma = 5$; α_σ – коэффициент приведения цикла при растяжении–сжатии $\alpha_\sigma = 0,17$; ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние технологического фактора (обработка поверхности), $\varepsilon_\sigma = 0,9$. σ_{-1p} – допустимое значение напряжения усталости при растяжении–сжатии для материала болтов, $\sigma_{-1p} = 380 \text{ МПа}$. Запас прочности должен быть не ниже $n = 2,0 \dots 2,5$.

11. КОНСТРУКТИВНАЯ РАЗРАБОТКА ДВИГАТЕЛЯ

Этап конструктивной разработки двигателя осуществляется **только в курсовом проекте** и заключается в выполнении чертежей – поперечного или продольного комбинированных разрезов двигателя по согласованию с руководителем проекта.

Согласно данным, полученным в результате теплового расчета (диаметр цилиндра, ход поршня, длина шатуна) и в ходе расчета деталей и систем двигателя (размеры деталей), а также данным, принятым при рассмотрении уравнивания (наличие и место установки элементов уравнивания), производится предварительная компоновка двигателя на листах миллиметровой бумаги. При компоновке двигателя необходимо обратить особое внимание на проворачиваемость двигателя, размещение клапанов, привод газораспределения, выбор расстояний между осями цилиндров, выбор размеров коренных и шатунных шеек коленчатого вала, форму и размеры камеры сгорания. Основные положения компоновки и их взаимосвязь описываются в расчетно-пояснительной записке.

Выполненная на миллиметровке предварительная компоновка предъявляется руководителю проекта для согласования. Окончательная конструктивная разработка всех элементов двигателя выполняется карандашом, тонкими линиями без штриховки на листах чертежной бумаги формата А1 с соблюдением ГОСТов.

Основной поперечный разрез двигателя выполняется по оси первого цилиндра с вырезом 1/4 поршня, находящегося в верхней мертвой точке. Вспомогательные разрезы делаются по осям клапанов, толкателю, свече, масляному насосу, приводу распределителя зажигания и масляного насоса.

Основной продольный разрез выполняется в плоскости осей цилиндров и оси коленчатого вала. Поршневая и шатунная группы вычерчиваются с разрезами и без разрезов. Вспомогательные разрезы делаются по осям клапанов, по оси кулачкового вала, по осям толкателей, а также по оси водяного насоса и вентилятора. Необходимость выполнения принятых разрезов обосновывается в тексте расчетно-пояснительной записки.

Выбор вспомогательных разрезов, а также исключение из разработки некоторых деталей и навесных агрегатов, имеющих на разрезах прототипа, согласовываются с руководителем курсового проекта.

Далее разрабатываются передний и задний концы коленчатого вала, их уплотнения, конструкция базисного подшипника и крепление маховика. При конструктивной разработке необходимо учитывать следующие обстоятельства:

- технологическую возможность выполнения детали;
- доступность к деталям, контролируемым и регулируемым при эксплуатации;
- возможность и последовательность сборки и разборки, центровки и фиксации деталей;
- обеспечение смазки трущихся поверхностей.

Все принятые решения обосновываются в тексте расчетно-пояснительной записки. Делаются ссылки на подобное выполнение конструкции тех или иных типов двигателей.

На всех этапах конструкторской разработки приветствуется использование новейших технических достижений, материалов технической патентной литературы.

Чертежи, выполненные тонкими линиями, предъявляются на просмотр руководителю проекта для проверки. После устранения замечаний производится их обводка, штриховка и окончательное оформление листов.

Законченные листы предъявляются к защите.

12. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (КУРСОВОЙ РАБОТЫ)

Документация курсового проекта (работы) должна включать в себя пояснительную часть объемом 35...50 страниц текста формата А4, выполненную рукописным или машинописным способом, и графическую часть – 3 листа формата А1. Объем курсовой работы – 35...45 страниц и 2 листа формата А1.

Необходимые разделы пояснительной записки

1. Титульный лист.
 2. Задание на курсовое проектирование.
 3. Содержание (оглавление).
 4. Введение – 1...2 стр.
 5. Тепловой расчет двигателя, расчет данных и построение индикаторных диаграмм – 7...10 стр.
 6. Динамический расчет двигателя – 3...5 стр.
 7. Эскиз (схема) вала и анализ уравновешенности двигателя – 3...5 стр.
 8. Расчет и проектирование деталей двигателя, эскиз детали – 5...7 стр.
 9. Расчет систем двигателя (для курсовой работы дополнительно эскиз системы) – 5...7 стр.
 10. Описание конструктивной разработки двигателя и ее анализ – 3...5 стр.
 11. Выводы – 1...2 стр.
 12. Библиографический список – 10...15 наименований.
 13. Приложения (спецификации и т. п.).
 14. Содержание листов графической части:
 - развернутая и свернутая индикаторные диаграммы, диаграмма фаз газораспределения, график перемещения, скорости и ускорения поршня;
 - график действующих сил и моментов, полярная диаграмма нагрузок на шатунную шейку и диаграмма износа, рабочий чертеж детали;
 - продольный или поперечный разрез двигателя (согласно данных расчета)
- только для курсового проекта.

13. ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА (КУРСОВОЙ РАБОТЫ)

Выполненный курсовой проект или курсовая работа представляются студентом руководителю в установленные сроки для проверки, рецензирования и решения вопроса о допуске к защите. Проверенный проект или работа возвращаются студенту для доработки, исправления сделанных замечаний и подготовки к защите.

Курсовой проект (работа), выполненный небрежно, не в полном объеме или при значительном (более 25 %) использовании материалов других курсовых проектов, **к защите не допускается!**

Студент защищает курсовой проект перед комиссией, состоящей из преподавателей кафедры. Защита курсовой работы осуществляется только перед руководителем. При защите студент должен:

1. Сообщить цель, задачи и ход выполнения курсового проекта или курсовой работы.
2. Коротко доложить основные параметры и конструктивные особенности проектированного двигателя.
3. Убедительно обосновать правоту принятых решений и соответствие их полученному заданию.
4. Дать четкие ответы на вопросы, касающиеся протекания рабочих процессов, кинематики, динамики, конструкции и расчета двигателя, а также мотивов решений, принятых в ходе проектирования.
5. Сделать выводы по итогам выполнения курсового проекта (курсовой работы).
6. После защиты проекта (работы) чертежи и пояснительная записка с пометкой комиссии об оценке сдаются на кафедру.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. КОЛЧИН, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учеб. пособие / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высш. шк., 2002. – 496 с.
2. ЛИХАНОВ, В. А. Автомобильные двигатели [Текст] : учеб. пособие / В. А. Лиханов, Р. Р. Деветьяров. – Киров : Вятская ГСХА, 2005. – 153 с.
3. ЛИХАНОВ, В. А. Расчет автомобильных двигателей [Текст] : учеб. пособие / В. А. Лиханов, Р. Р. Деветьяров. – Киров : Вятская ГСХА, 2007. – 176 с.
4. ПОЛОЖЕНИЕ О ДИПЛОМНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ [Текст] : ч. 1. Единые требования к текстовым документам / сост. В. А. Паршукова, А. А. Митюшов ; СЛИ. – Сыктывкар, 2011. – 36 с.
5. ПОЛОЖЕНИЕ О ДИПЛОМНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ [Текст] : ч. 2. Единые требования к структуре, оформлению и представлению дипломных проектов и дипломных работ / сост. В. А. Паршукова, А. А. Митюшов ; СЛИ. – Сыктывкар, 2011. – 80 с.

При подготовке данного учебного пособия были использованы источники [1], [2], [3] без соответствующих ссылок в тексте.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Параметры автотракторных двигателей

Параметр	Марка двигателя									
	ЗМЗ-4025.10	ЗИЛ-645	Д-245	ЗМЗ-5234	ЗИЛ-508.10	КАМАЗ-740.11	ЯМЗ-238ДЕ	ВАЗ-2112	ЗМЗ-4062.10	КАМАЗ-740.10
Ход поршня S, мм	92	115	125	88	95	120	140	71	86	120
Диаметр цилиндра D, мм	92	110	110	92	100	120	130	82	92	120
Литраж двигателя V _д , л	2,45	8,74	4,75	4,67	5,97	10,85	14,86	1,50	2,28	10,85
Степень сжатия ε	8,2	18,5	15,1	7,6	7,1	16,5	16,0	10,5	9,3	17,0
Фазы газораспределения: открытие впускного клапана; закрытие впускного клапана; открытие выпускного клапана; закрытие выпускного клапана	12 60 54 18	11 51 66 10	16 42 52 18	24 64 50 22	31 83 67 47	10 46 66 10	20 46 66 20	29 73 71 31	20 52 52 20	10 46 66 10
λ	0,295	0,280	0,276	0,282	0,257	0,270	0,267	0,290	0,273	0,270
Масса поршня, кг	0,565		1,67	0,565	0,895	1,95	2,85	0,405		2,04
Масса пальца, кг	0,148		0,567	0,148	0,292	0,903	1,105	0,104		0,815
Масса шатуна, кг				0,950	1,272		5,000	0,770		

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Справочные материалы

Таблица П2.1. Определение средних молярных теплоемкостей

Наименование газа	Формулы для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град). для интервала температур 1501...2800 °С
Азот N ₂	$\mu_{c_{vN_2}} = 21,951 + 0,001457 \cdot t$
Водород H ₂	$\mu_{c_{vH_2}} = 19,678 + 0,001758 \cdot t$
Оксид углерода CO	$\mu_{c_{vCO}} = 22,490 + 0,001430 \cdot t$
Углекислый газ CO ₂	$\mu_{c_{vCO_2}} = 39,123 + 0,003349 \cdot t$
Водяной пар H ₂ O	$\mu_{c_{vH_2O}} = 26,670 + 0,004438 \cdot t$

Таблица П2.2. Средние молярные теплоемкости (бензин)

Температура, °С	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град). бензина при α											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,836	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

Таблица П2.3. Средние молярные теплоемкости (дизель)

Темпе- ратура. °C	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания. кДж/(кмоль·град). дизельного топлива при α											
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
0	22,184	22,061	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978

**Таблица П2.4. Пределы изменения параметров рабочего цикла
и основных показателей работы двигателей**

Параметр	Тип двигателя			
	Дизель без наддува	Дизель с наддувом	Карбюраторный	С впрыском топлива
p_a , МПа	0,075...0,092		0,075...0,090	–
T_a , К	310...350	320...340	340...390	320...370
ΔT	10°...40°	–5°... +10°	0°...20°	
γ_r	0,02...0,05		0,04...0,10	
η_v	0,8...0,94	0,8...0,97	0,7...0,9	0,8...0,96
p_c , МПа	3,5...5,50	–	0,9...2,0	1,0...2,5
T_c , К	700...900	–	600...800	–
p_z , МПа	5,0...12,0	–	3,5...7,5	
$p_{zД}$, МПа	–	–	3,0...6,5	
T_z , К	1800...2300	–	2400...3100	
p_{θ} , МПа	0,25...0,50		0,35...0,60	
T_{θ} , К	1000...1200		1200...1700	
p_i , МПа	0,7...1,1	До 2,2	0,6...1,4	
η_i	0,4...0,5		0,3...0,4	0,35...0,45
g_i , г/кВт·ч	170...210		210...275	180...230
η_m	0,7...0,82	0,8...0,9	0,75...0,92	
p_e , МПа	0,65...0,85	До 2,0	0,6...1,1	До 1,3
η_e	0,28...0,35	0,35...0,42	0,25...0,38	
g_e , г/кВт·ч	200...235		230...310	200...290

ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Значения некоторых тригонометрических функций при различных углах

Таблица ПЗ.1

φ	Значения $(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)$ при λ								φ
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	360
10	0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197	0,0199	350
20	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779	0,0784	340
30	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715	0,1728	330
40	0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	0,2939	0,2960	0,2980	320
50	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,4423	0,4452	0,4482	310
60	0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6125	0,6163	300
70	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905	0,7949	290
80	0,9428	0,9476	0,9525	0,9573	0,9600	0,9670	0,9719	0,9767	280
90	1,1200	1,1250	1,1300	1,1355	1,1400	1,1450	1,1500	1,1550	270
100	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191	1,3239	260
110	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745	1,4789	250
120	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	1,6088	1,6125	1,6163	240
130	1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308	1,7338	230
140	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8259	1,8280	1,8300	220
150	1,8960	1,8973	1,8985	1,8000	1,9010	1,9023	1,9035	1,9048	210
160	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9573	1,9578	200
170	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893	1,9895	190
180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	180

Таблица ПЗ.2

φ	Знак	Значения $(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi)$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	—	360
10	+	0,2146	0,2164	0,2181	0,2198	0,2215	0,2232	0,2240	0,2266	—	350
20	+	0,4191	0,4224	0,4256	0,4288	0,4320	0,4352	0,4384	0,4416	—	340
30	+	0,6039	0,6083	0,6126	0,6169	0,6212	0,6256	0,6299	0,6342	—	330
40	+	0,7610	0,7659	0,7708	0,7757	0,7807	0,7856	0,7905	0,7954	—	320
50	+	0,8842	0,8891	0,8940	0,8989	0,9039	0,9088	0,9137	0,9186	—	310
60	+	0,9699	0,9743	0,9786	0,9829	0,9872	0,9916	0,9959	1,0002	—	300
70	+	1,0168	1,0201	1,0233	1,0265	1,0297	1,0329	1,0361	1,0393	—	290
80	+	1,0258	1,0276	1,0293	1,0310	1,0327	1,0344	1,0361	1,0378	—	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	—	270
100	+	0,9438	0,9420	0,9403	0,9386	0,9369	0,9352	0,9335	0,9300	—	260
110	+	0,8626	0,8593	0,8561	0,8529	0,8497	0,8465	0,8433	0,8401	—	250
120	+	0,7621	0,7577	0,7534	0,7491	0,7448	0,7404	0,7361	0,7318	—	240
130	+	0,6478	0,6429	0,6380	0,6331	0,6281	0,6232	0,6183	0,6134	—	230
140	+	0,5246	0,5197	0,5148	0,5099	0,5049	0,5000	0,4951	0,4902	—	220
150	+	0,3961	0,3917	0,3874	0,3831	0,3788	0,3744	0,3701	0,3658	—	210
160	+	0,2649	0,2616	0,2581	0,2552	0,2520	0,2488	0,2456	0,2424	—	200
170	+	0,1326	0,1308	0,1291	0,1274	0,1257	0,1240	0,1223	0,1206	—	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	—	180

Таблица ПЗ.3

φ	Знак	Значения $(\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2500	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2197	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1312	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9910	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,2100	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8094	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5994	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1505	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	–	0,0519	0,0613	0,0613	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	–	280
90	–	0,2400	0,2500	0,2500	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	–	270
100	–	0,3991	0,4085	0,4085	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	–	260
110	–	0,5258	0,5335	0,5335	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	–	250
120	–	0,6200	0,6250	0,6250	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	–	240
130	–	0,6845	0,6862	0,6862	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	–	230
140	–	0,7243	0,7226	0,7226	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	–	220
150	–	0,7460	0,7410	0,7410	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	–	210
160	–	0,7559	0,7482	0,7482	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	–	200
170	–	0,7593	0,7499	0,7499	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	–	190
180	–	0,7600	0,7500	0,7500	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	–	180

Таблица ПЗ.4

φ	Знак	Значения $tg\beta$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	–	360
10	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	–	350
20	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	–	340
30	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	–	330
40	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	–	320
50	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	–	310
60	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	–	300
70	+	0,230	0,210	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	–	290
80	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	–	280
90	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	–	270
100	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,290	0,306	0,316	–	260
110	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	–	250
120	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	–	240
130	+	0,119	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	–	230
140	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	–	220
150	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,000	–	210
160	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	–	200
170	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	–	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	–	180

Таблица ПЗ.5

φ	Знак	Значения $\frac{1}{\cos \beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	350
20	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	340
30	+	0,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	330
40	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	320
50	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	310
60	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	300
70	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	290
80	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	280
90	+	1,030	1,032	1,035	1,038	1,041	1,044	1,047	1,050	+	270
100	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	260
110	+	1,026	1,020	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	250
120	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	240
130	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	230
140	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	220
150	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	210
160	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	200
170	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	190
180	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	180

Таблица ПЗ.6

φ	Знак	Значения $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	+	350
20	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,903	+	340
30	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
40	+	0,666	0,662	0,657	0,653	0,649	0,645	0,640	0,636	+	320
50	+	0,500	0,494	0,488	0,482	0,476	0,469	0,463	0,457	+	310
60	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	0,261	+	300
70	+	0,126	0,117	0,107	0,098	0,088	0,078	0,069	0,059	+	290
80	–	0,064	0,075	0,085	0,095	0,106	0,117	0,127	0,138	–	280
90	–	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	–	270
100	–	0,411	0,422	0,432	0,443	0,453	0,494	0,475	0,485	–	260
110	–	0,558	0,568	0,577	0,586	0,596	0,606	0,615	0,625	–	250
120	–	0,683	0,691	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	0,739	–	240
130	–	0,785	0,792	0,798	0,804	0,810	0,816	0,822	0,829	–	230
140	–	0,866	0,870	0,870	0,879	0,883	0,887	0,892	0,896	–	220
150	–	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	0,944	–	210
160	–	0,968	0,969	0,970	0,971	0,973	0,974	0,975	0,976	–	200
170	–	0,992	0,992	0,993	0,993	0,993	0,994	0,994	0,994	–	190
180	–	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	–	180

Таблица ПЗ.7

φ	Знак	Значения $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$ при λ								Знак	φ
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	360
10	+	0,215	0,216	0,218	0,220	0,221	0,223	0,225	0,227	–	350
20	+	0,419	0,423	0,426	0,429	0,432	0,436	0,439	0,442	–	340
30	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	0,636	–	330
40	+	0,762	0,767	0,772	0,777	0,782	0,788	0,793	0,798	–	320
50	+	0,886	0,891	0,896	0,901	0,906	0,912	0,917	0,922	–	310
60	+	0,972	0,976	0,981	0,985	0,990	0,995	0,900	1,004	–	300
70	+	1,018	1,022	1,025	1,029	1,032	1,035	1,039	1,043	–	290
80	+	1,027	1,029	1,030	1,032	1,034	1,036	1,038	1,040	–	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	–	270
100	+	0,943	0,941	0,939	0,937	0,936	0,934	0,932	0,930	–	260
110	+	0,861	0,858	0,854	0,851	0,847	0,844	0,840	0,837	–	250
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	–	240
130	+	0,646	0,641	0,636	0,631	0,626	0,620	0,615	0,610	–	230
140	+	0,524	0,519	0,513	0,508	0,503	0,498	0,493	0,488	–	220
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,360	–	210
160	+	0,265	0,261	0,258	0,255	0,252	0,248	0,245	0,242	–	200
170	+	0,133	0,131	0,129	0,127	0,126	0,124	0,122	0,121	–	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	–	180

ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Диаграммы

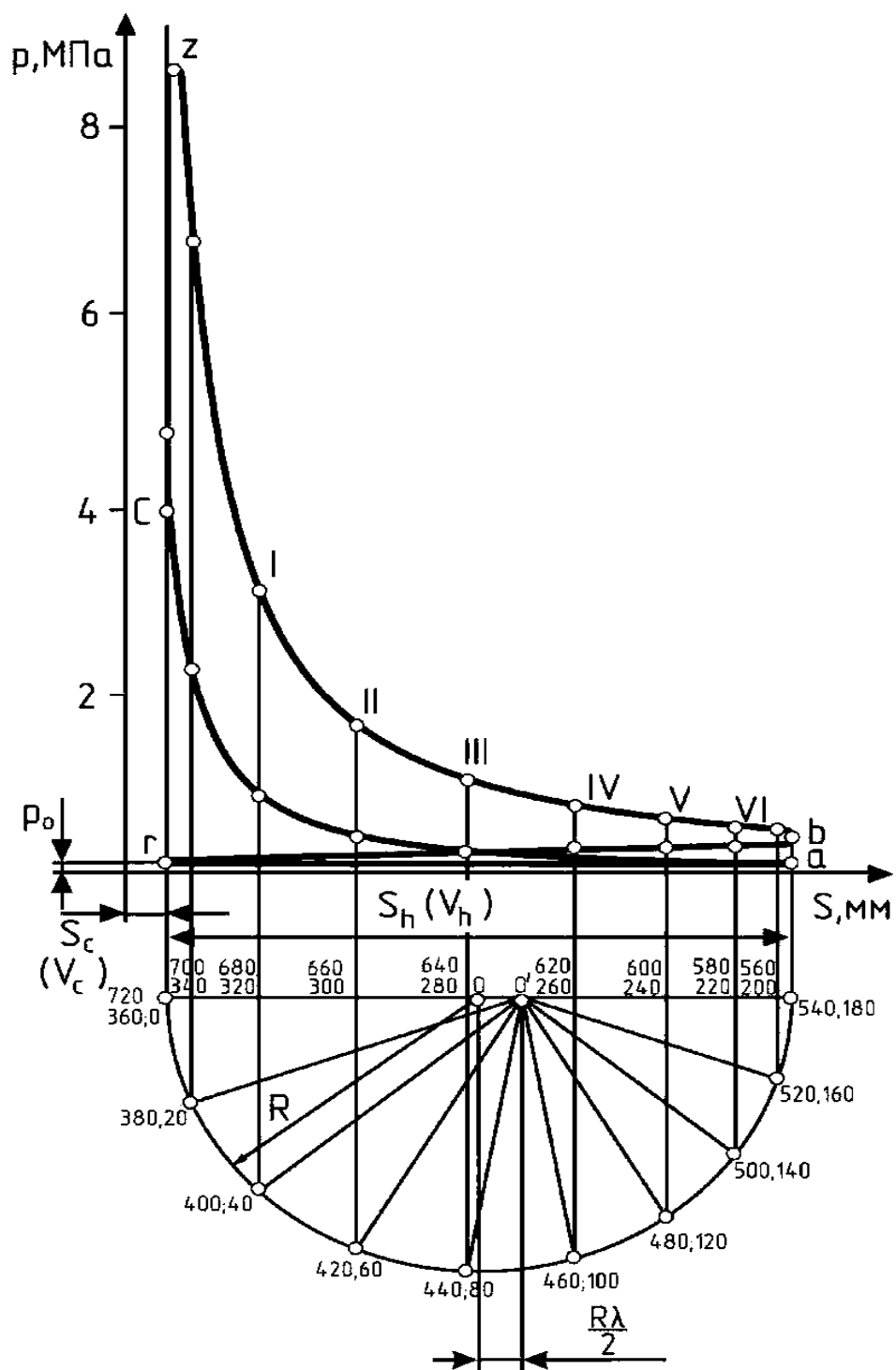


Рис. П4.1. Свернутая индикаторная диаграмма двигателя

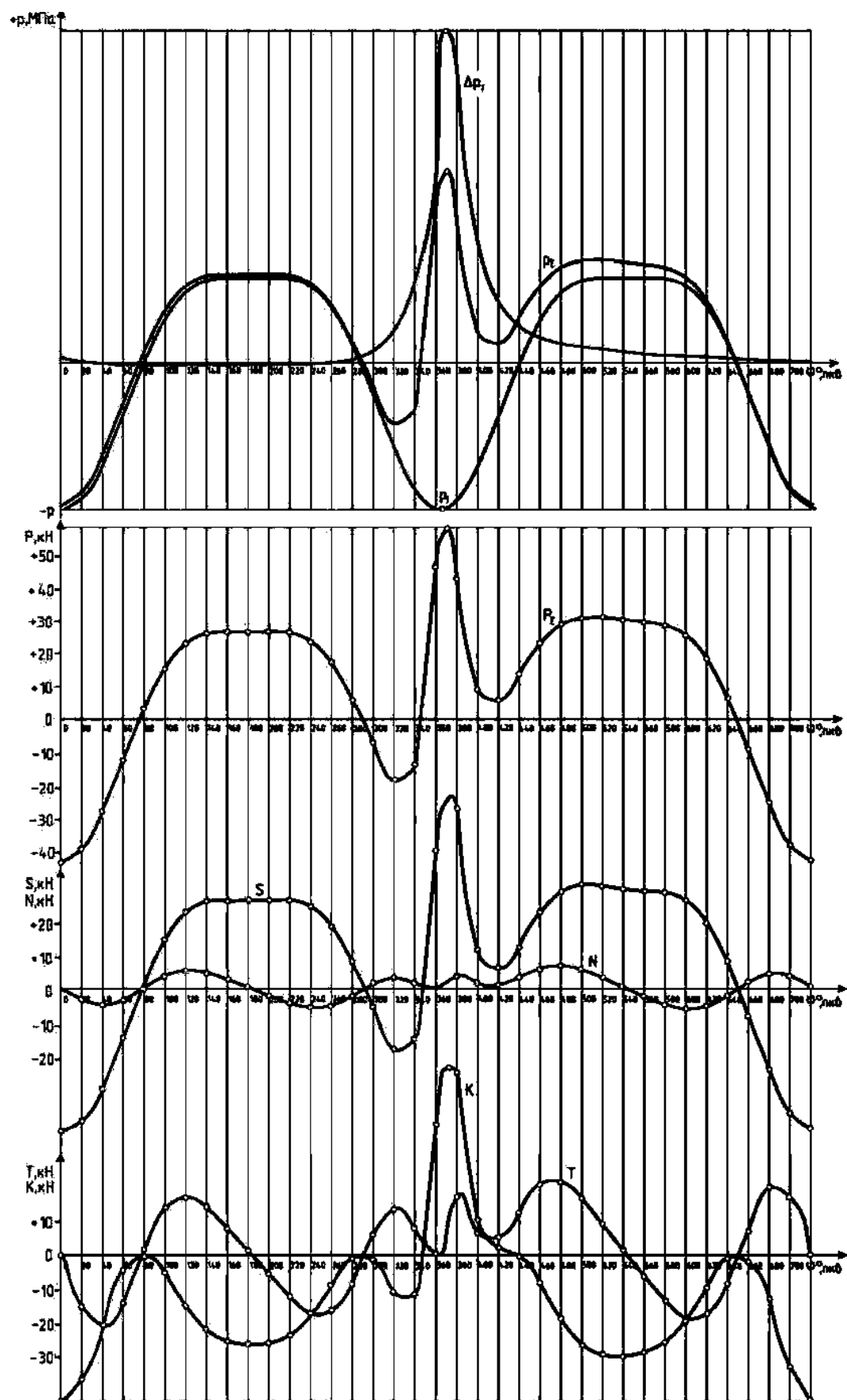


Рис. П4.2. Развернутая индикаторная диаграмма
и диаграмма сил, действующих в КШМ

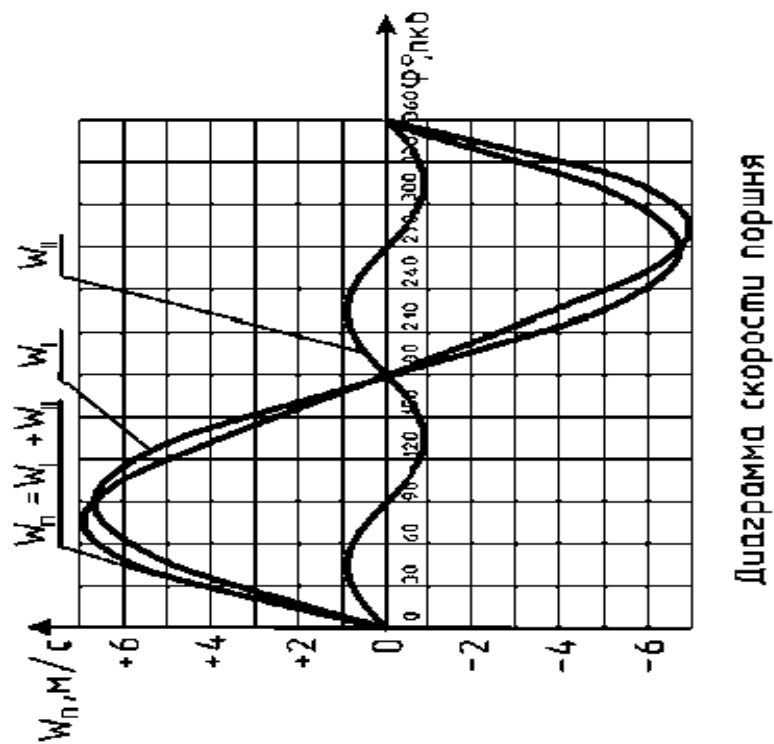
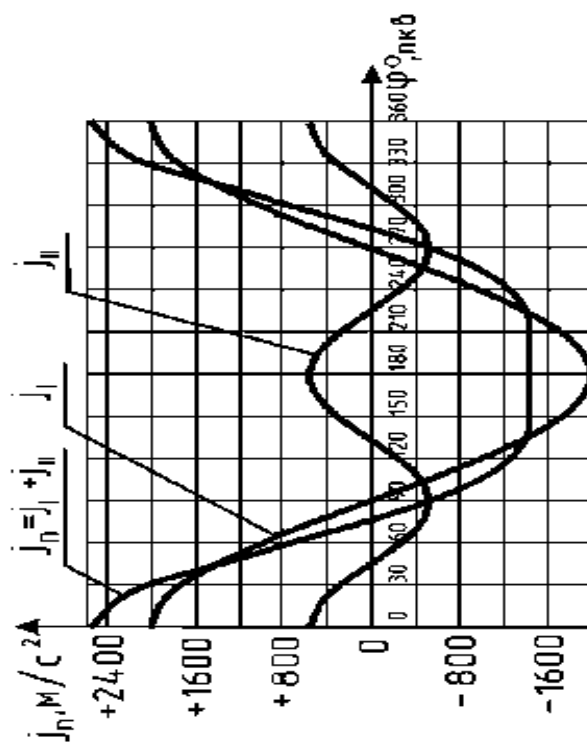
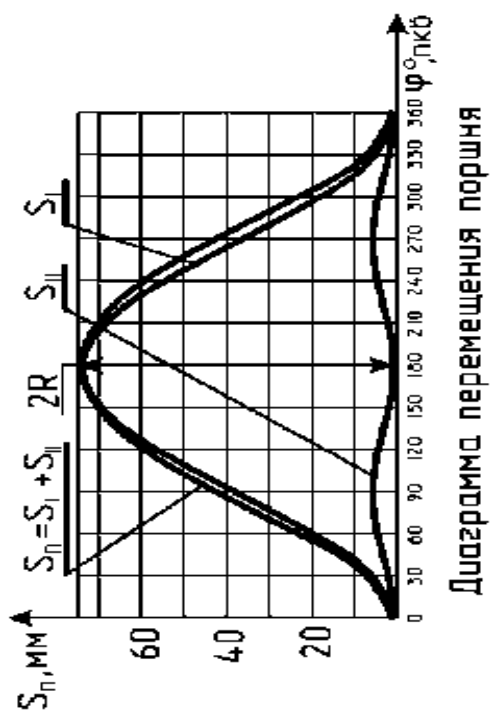
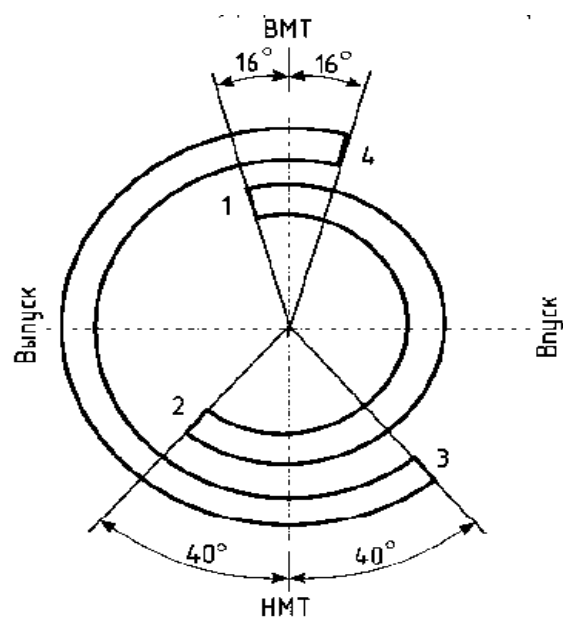


Диаграмма перемещения поршня

Рис. П4.3. Диаграмма перемещения, скорости и ускорения поршня



- 1-открытие впускного клапана;
- 2-закрытие впускного клапана;
- 3-открытие выпускного клапана;
- 4-закрытие выпускного клапана.

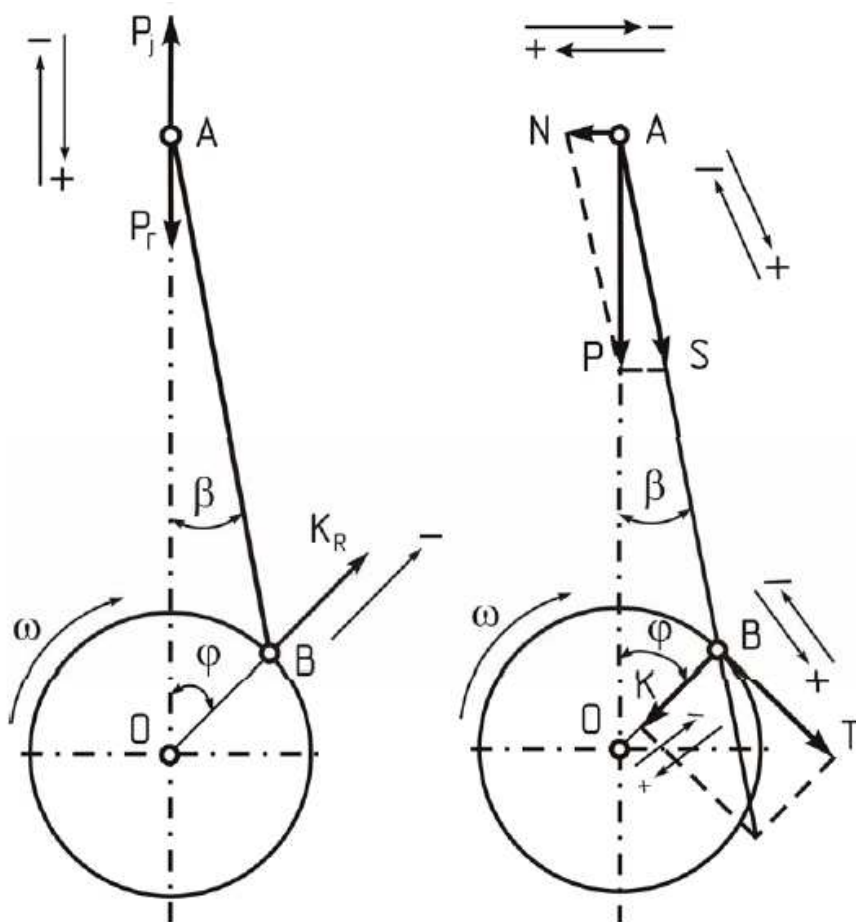


Рис. П4.4. Диаграмма фаз газораспределения и схема сил, действующих в КШМ

ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Графическая часть. Листы 1 и 2

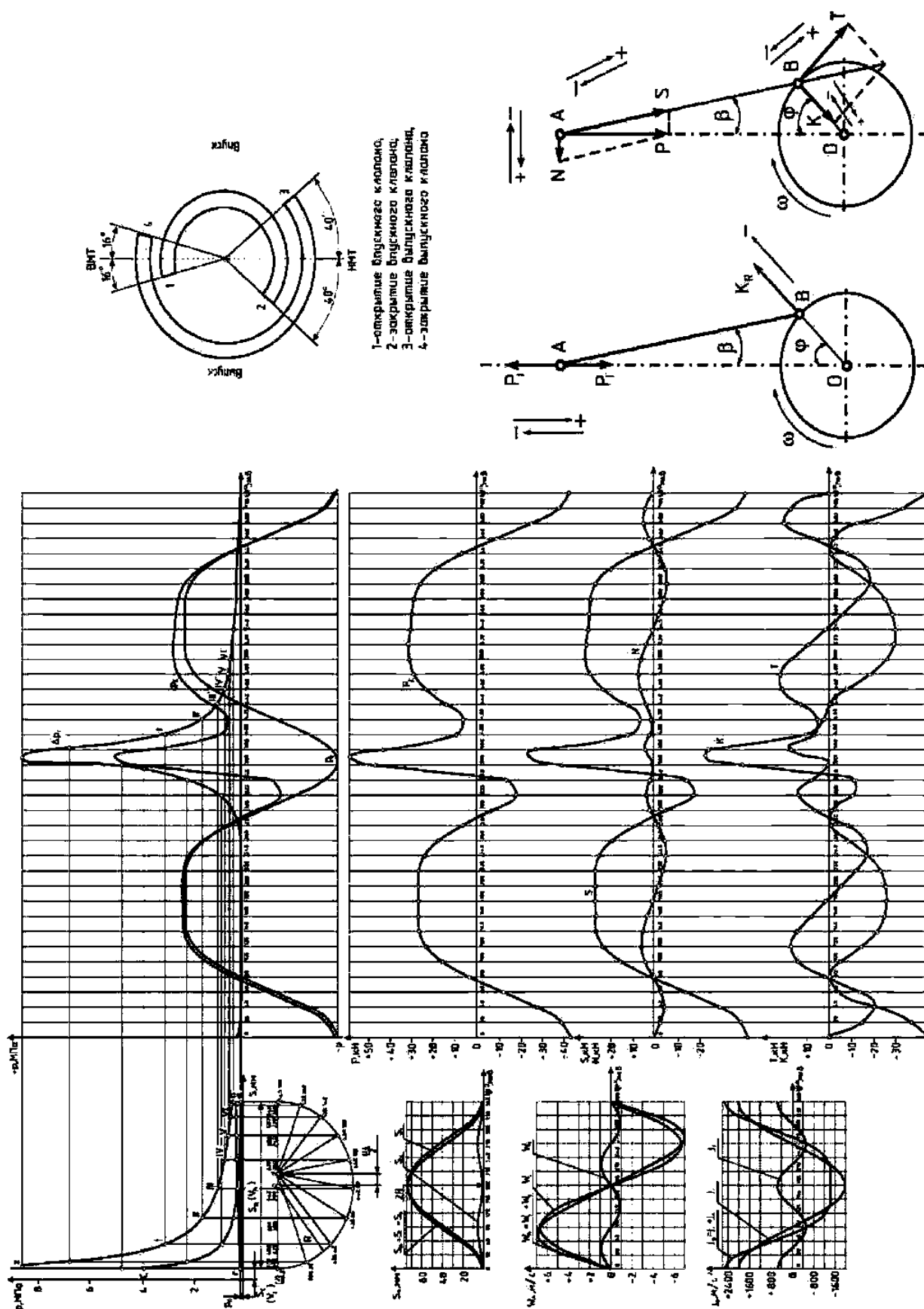
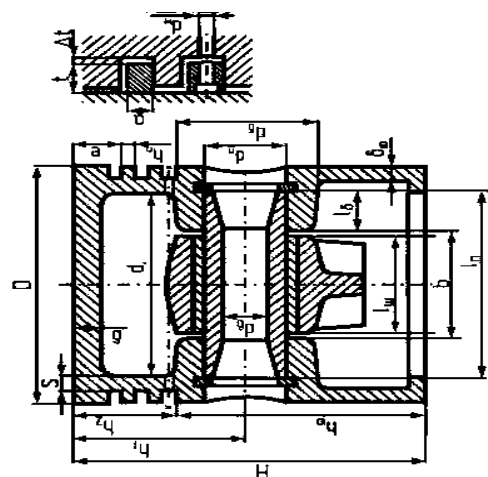


Рис. П5.1. Содержание листа 1 графической части (пример)

Чертеж разрабатываемой детали



Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку

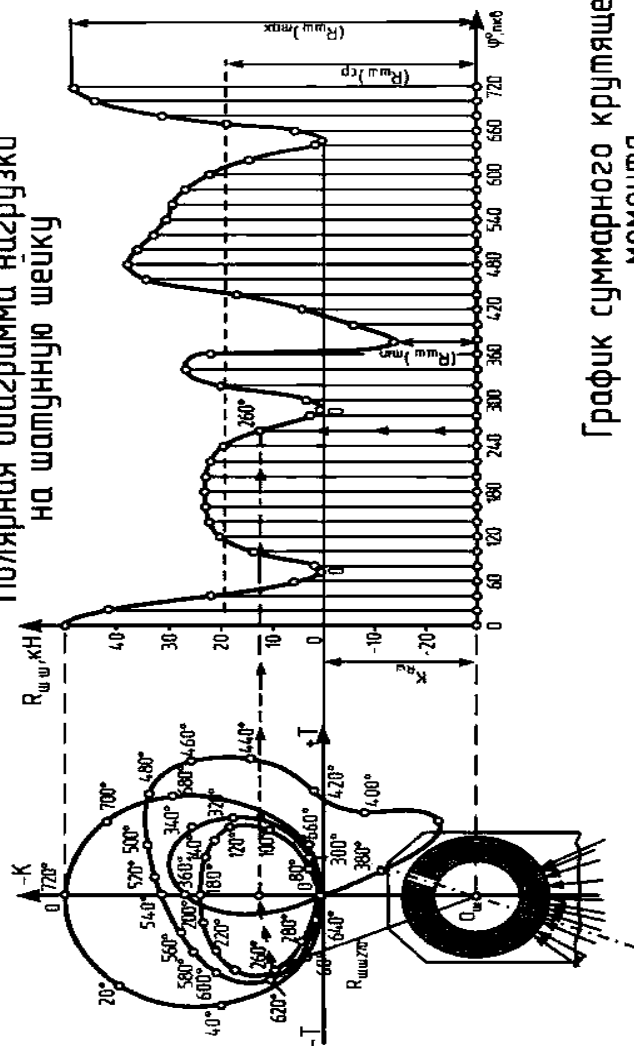


График суммарного крутящего момента

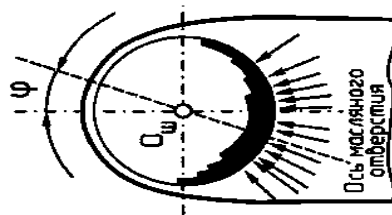
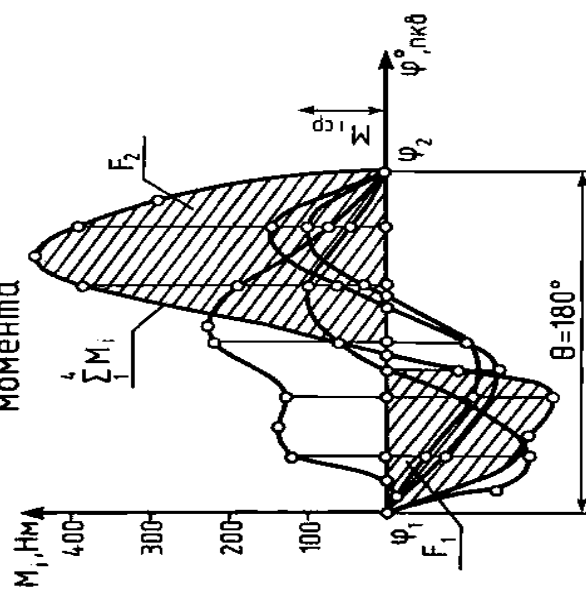


Рис. П5.2. Содержание листа 2 графической части (пример)

СБОРНИК ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

ОГЛАВЛЕНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ВВЕДЕНИЕ

1 НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДВС И ТА. ВИДЫ ИСПЫТАНИЙ ДВС

2 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ И ПОСТРОЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК ДВС И ТА.....

2.1 Термины и определения

2.2 Общие указания, правила техники безопасности и противопожарные мероприятия при проведении стендовых испытаний ДВС и ТА

3 ОБОРУДОВАНИЕ, ПРИМЕНЯЕМОЕ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ ДВС И ТА .

3.1 Оборудование для проведения испытаний топливной аппаратуры дизельных двигателей

3.2 Оборудование для проведения испытаний двигателей внутреннего сгорания. Испытательный стенд и аппаратура для испытания двигателей внутреннего сгорания

3.3 Примеры выполнения лабораторных работ

3.4 Вопросы для проверки

4 РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС И ТА

4.1 Регулировочная характеристика ТНВД по изменению давления начала впрыскивания топлива форсункой

4.2 Регулировочная характеристика бензинового двигателя по углу опережения зажигания

4.3 Примеры выполнения лабораторных работ

4.4 Вопросы для проверки .

5 НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

5.1 Нагрузочная характеристика ТНВД

5.2 Нагрузочная характеристика бензинового двигателя

5.3 Примеры выполнения лабораторных работ

5.4 Вопросы для проверки

6 СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

6.1 Скоростная характеристика ТНВД

6.2 Скоростная характеристика бензинового двигателя

6.3 Примеры выполнения лабораторных работ

6.4 Вопросы для проверки

7 РЕГУЛИРОВКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

7.1 РЕГУЛИРОВКИ ТНВД

7.2 Проверка и регулировка форсунок по давлению начала впрыскивания

7.3 Примеры выполнения лабораторных работ

7.4 Вопросы для проверки

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

ПРИЛОЖЕНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ГОСТ – обозначение государственных стандартов.

ДВС – двигатель внутреннего сгорания.

КПД – коэффициент полезного действия.

ТА – топливная аппаратура.

ТНВД – топливный насос высокого давления

ТУ – технические условия.

ОГ – отработавшие газы

ВВЕДЕНИЕ

Высокая экономичность и эффективность работы двигателей находится в прямой зависимости от качества регулировок топливной аппаратуры и правильности выбора режимов их эксплуатации. Невыполнение этих условий вызывает рост необоснованных затрат до 30...35 %, сокращает ресурс двигателей в 1,5...2 раза, ухудшает эффективные показатели и показатели токсичности отработавших газов.

Очевидно, что инженерно-технические работники, занимающиеся планированием, организацией и проведением ремонтно-технических работ, должны уделять особое внимание вопросам правильного и качественного регулирования топливной аппаратуры, определения условий и режимов работы двигателей.

С этой целью студенты изучают курс теории ДВС и практически выполняют цикл лабораторных работ по стендовым испытаниям и регулировкам двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и топливной аппаратуры (ТА).

Учебно-методическое пособие по выполнению таких лабораторных работ и анализу полученных результатов подготовлены с использованием действующих ГОСТов и ТУ, а также с учетом реальных особенностей и условий эксплуатации двигателей и топливной аппаратуры.

Объем проведения стендовых испытаний сокращен и упрощен с тем, чтобы каждый студент мог усвоить суть и порядок проведения работы, выполнить ее за отведенное время и получить вполне достоверные экспериментальные данные для сравнения с требованиями ГОСТов и ТУ.

Лабораторные работы рекомендуется проводить с использованием настоящего учебно-методического пособия, журналов по стендовым испытаниям ДВС и ТА и другой рекомендованной учебной литературы.

Условия проведения стендовых испытаний, набор необходимого оборудования и приборов должны соответствовать требованиям действующих ГОСТов.

1 НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДВС И ТА. ВИДЫ ИСПЫТАНИЙ ДВС

Характеристиками двигателя называют зависимости основных показателей его работы от того или иного фактора или связи одних показателей с другими. Все существующее многообразие характеристик может быть условно подразделено на несколько основных групп.

1. Регулировочные характеристики – зависимости показателей работы двигателя от изменения регулировок или конструктивных факторов. Регулировочные характеристики снимаются при постоянной частоте вращения и фиксированном положении органа управления подачей топлива.
2. Нагрузочные характеристики – зависимости показателей работы двигателя от изменения нагрузки. Нагрузочные характеристики снимаются при постоянной частоте вращения и равномерном увеличении нагрузки.
3. Скоростные характеристики – зависимости показателей работы двигателя от изменения частоты вращения коленчатого вала. Скоростные характеристики снимаются при фиксированном положении органа управления подачей топлива.
4. Проверка токсичности отработавших газов.

Кроме отмеченных, существуют и другие характеристики: устойчивости, пусковые, вибрационные и т. д. В настоящем цикле лабораторных работ они не рассматриваются.

Характеристики двигателей дают исходный материал для изучения динамических и экономических показателей тракторов и автомобилей, позволяют подобрать оптимальные значения регулировочных параметров, а также оценить отдельные свойства, показатели качества двигателей.

Характеристики определяют после проведения стендовых испытаний двигателей.

Программа испытаний зависит от поставленной задачи. В соответствии с задачами применяются различные виды стендовых испытаний:

- научно-исследовательские испытания проводят во время научных исследований для изучения некоторых отдельных свойств двигателей;

- доводочные испытания проводят в процессе разработки двигателя для оценки влияния вносимых в него изменений с целью достижения требуемых параметров;

- граничные испытания проводят с целью определения зависимостей между предельными значениями параметров двигателей и режимов эксплуатации;

- периодические испытания проводят для определения влияния условий работы на изменение параметров двигателя с целью корректировки параметров;

- приемочные, приемосдаточные и предъявительские испытания проводятся при соответствующих условиях с целью определения соответствия основных параметров двигателя требованиям ГОСТов и ТУ.

Содержание периодических, приемочных, приемосдаточных и предъявительских испытаний регламентировано ГОСТами.

Обработка, оформление и оценка результатов испытаний проводится с учетом приведения параметров двигателей к стандартным атмосферным условиям. Ими считаются: атмосферное давление 101,3 кПа, температура окружающего воздуха 20 °С, относительная влажность воздуха 50 %, температура топлива 20 °С, плотность топлива 0,83 г/см³ при 20 °С.

2 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ И ПОСТРОЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК ДВС И ТА

2.1 Термины и определения

1. Номинальная мощность ($N_{ен}$) – эффективная мощность двигателя, назначаемая предприятием-изготовителем на номинальной частоте вращения при полной подаче топлива, стандартных атмосферных условиях, температуре и плотности топлива. Двигатель должен быть установлен на стенд без вентилятора, воздухоочистителя, глушителей шума, искрогасителя, нейтрализатора отработавших газов (ОГ), а также без оборудования, потребляющего

мощность, но его не обслуживающего.

2. Номинальная частота вращения (n_n) – частота вращения коленчатого вала, при которой предприятием-изготовителем назначаются номинальная и эксплуатационная мощности.

3. Максимальная частота вращения холостого хода ($n_{max \text{ хх.}}$) – наибольшее допустимое значение частоты вращения, установленное ТУ на двигатель.

4. Максимальный крутящий момент ($M_{кр. max}$) – максимальное значение крутящего момента, установленное ТУ на двигатель при полностью открытом дросселе у ДВС с искровым зажиганием или полной подаче топлива у дизеля.

5. Частота вращения при максимальном крутящем моменте ($n_{кр. max}$) – частота вращения, при которой двигатель развивает максимальный крутящий момент.

6. Часовой расход топлива (G_T) – количество топлива, расходуемого двигателем на заданном режиме работы за один час.

7. Часовой расход воздуха (G_B) – количество воздуха, расходуемого двигателем на заданном режиме работы за один час.

8. Удельный расход топлива (g) – количество топлива, расходуемое двигателем за один час, отнесенное к соответствующей приведенной мощности.

9. Коэффициент избытка воздуха (α) – отношение количества воздуха, действительно поступившего в цилиндр, к количеству воздуха, теоретически необходимого, для полного сгорания поданного в цилиндр топлива.

$\alpha < 1$ – смесь обогащенная, необходима при работе двигателя на холостом ходе и при максимальной мощности.

$\alpha \ll 1$ – смесь богатая, нужна при пуске холодного двигателя.

$\alpha > 1$ – смесь обедненная, необходима при работе двигателя на промежуточных режимах.

$\alpha = 1$ – стехиометрическая смесь.

10. Коэффициент наполнения (η_v) – отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр в процессе впуска, к количеству заряда, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при тех же условиях на впуске.

11. Среднее эффективное давление (p_e) – условное постоянное давление в цилиндре двигателя, при котором работа, произведенная в нем за такт, равнялась бы эффективной работе за цикл.

12. Эффективный КПД (η_e) – отношение теплоты, эквивалентной эффективной работе действительного цикла, к количеству всей подведенной с топливом теплоты.

13. Номинальный коэффициент запаса крутящего момента (μ) – отношение разности максимального и номинального значений крутящего момента к его номинальному значению.

14. Цикловая подача топлива ($g_{ц}$) – количество топлива, подаваемое насосной секцией за одно нагнетание.

15. Степень коррекции подачи ($\Delta g_{ц}$) – отношение увеличения (уменьшения) подачи топлива к величине подачи в номинальном режиме.

2.2 Общие указания, правила техники безопасности и противопожарные мероприятия при проведении стендовых испытаний ДВС и ТА

На первом лабораторном занятии студенты получают журналы, инструктаж по технике безопасности, знакомятся с лабораториями и оборудованием для стендовых испытаний ДВС и ТА.

Каждая лабораторная работа выполняется звеньями по 3...4 человека на соответствующем рабочем месте с использованием учебно-методических пособий, журналов, литературы, плакатов, оборудования и приборов.

Студенты обязаны заранее ознакомиться с содержанием и порядком выполнения лабораторной работы, изучить методику снятия и построения характеристик.

После проведения испытаний студенты обрабатывают опытные данные, приводят их к стандартным атмосферным условиям и оформляют отчет о работе в журнале стендовых испытаний (строят характеристики и проводят анализ данных).

Проведение стендовых испытаний, обработку опытных данных, построение и анализ характеристик необходимо проводить с использованием следующих ГОСТов:

- ГОСТ 18509-88 «Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний»;
- ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний».

При проведении стендовых испытаний ДВС и ТА необходимо соблюдать следующие основные правила:

1. Перед проведением испытаний с каждым студентом должен быть проведен инструктаж по технике безопасности, о чем делаются соответствующие записи в журнале по технике безопасности.
2. Включение - выключение стендов, распределение студентов по рабочим местам выполняет преподаватель или учебный мастер.
3. При проведении стендовых испытаний все студенты должны работать в халатах.
4. Запрещается работать в развевающейся одежде и находиться при снятии характеристик вблизи вращающихся и сильно нагретых деталей - карданных и ременных передач, шпиндельных узлов, элементов выпускного трубопровода.
5. Все необходимые регулировки разрешается выполнять только при остановленном двигателе и выключенном стенде.
6. Все регулировочные работы необходимо проводить исправным инструментом.
7. Запрещается курить и пользоваться открытым огнем в лабораториях для стендовых испытаний.
8. Стендовые испытания должны проводиться при работающей вытяжной вентиляции.
9. Нельзя оставлять включенные стенды и работающие двигатели без надзора даже на короткое время.

3 ОБОРУДОВАНИЕ, ПРИМЕНЯЕМОЕ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ ДВС И ТА

3.1 Оборудование для проведения испытаний топливной аппаратуры дизельных двигателей

Требования к оборудованию. Испытания топливных насосов высокого давления проводятся в соответствии с ГОСТ 8670-82. Стенд должен быть оборудован: эталонным топливным насосом, форсунками и трубопроводами; счетчиком циклов, обеспечивающим автоматическое включение и отключение устройства для измерения подачи топлива; приборами для измерения частоты вращения, давления и температуры топлива, подводимого к насосу. Также он должен быть снабжен специальными устройствами: для изменения и поддержания заданной частоты вращения, для измерения подачи топлива, для проверки углов начала нагнетания топлива, для стабилизации температурного режима.

Оборудование и приборы стенда должны удовлетворять следующим требованиям.

Привод стенда должен обеспечивать заданную частоту вращения при установившейся подаче топлива в течение 60 с с допуском: до $\pm 0,5\%$ – при частоте вращения свыше 800 мин⁻¹; до ± 5 мин⁻¹ – при частоте вращения до 800 мин⁻¹ включительно. Соединительная муфта должна обеспечивать передачу вращения без проскальзывания и углового зазора. Суммарная погрешность устройств для измерения подачи топлива – не выше 1,0 %.

Допустимые погрешности приборов: для измерения температуры и давления топлива – до 2,5 %; частоты вращения – до ± 5 мин⁻¹ включительно; числа циклов – до 1 цикла.

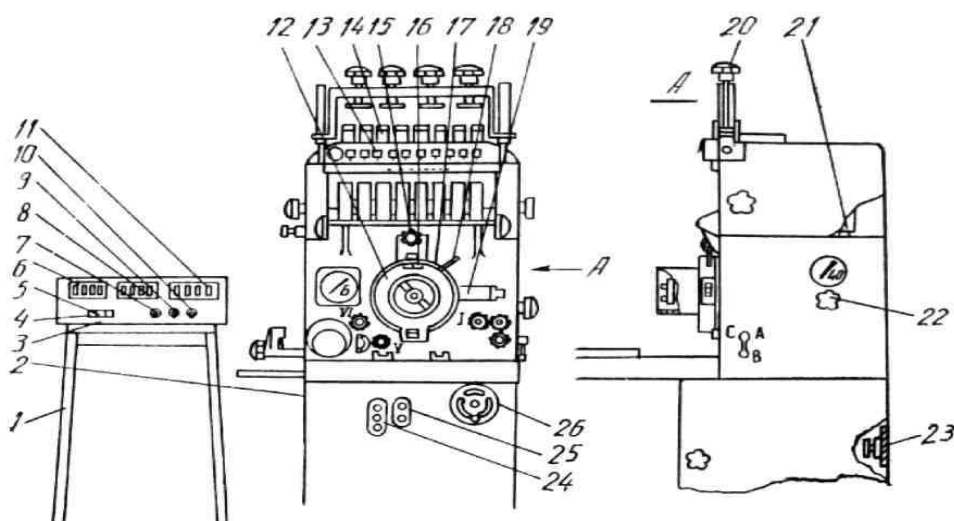
Устройство для проверки отклонения углов начала нагнетания топлива должно обеспечивать измерение с погрешностью $\pm 20'$.

Стендовые насос, форсунки и топливопроводы должны пройти эталонирование.

Стенд КИ-22205. Предназначен для испытания и регулировки топливной аппаратуры автотракторных двигателей. Блок электроники с фотоэлектрическим датчиком позволяет с большей точностью производить измерение частоты вращения вала привода (мин⁻¹), углов начала впрыска (в угловых градусах) и отсчет количества циклов впрыска топлива. При этом исключаются субъективные ошибки, так как измеряемые параметры представляются в цифровой форме на индикаторе.

Управление стендом КИ-22205. Стенд КИ-22205 состоит из корпуса, привода с механическим вариатором, блока электроники с фотодатчиком, системы топливоподачи, электрооборудования, приборов, комплекта сменных приспособлений (кронштейны, переходники насосов и др.).

Блок электроники установлен на подставку 1 (рис. 1). На главном валу привода закреплен подвижный прозрачный диск, вращающийся в прорези корпуса фотодатчика 19. На диске имеются две дорожки: на одной нанесены по окружности 720 риска, на другой – риска ВМТ (верхняя мертвая точка), которая соответствует плоскости симметрии первого кулачка кулачкового вала насоса.



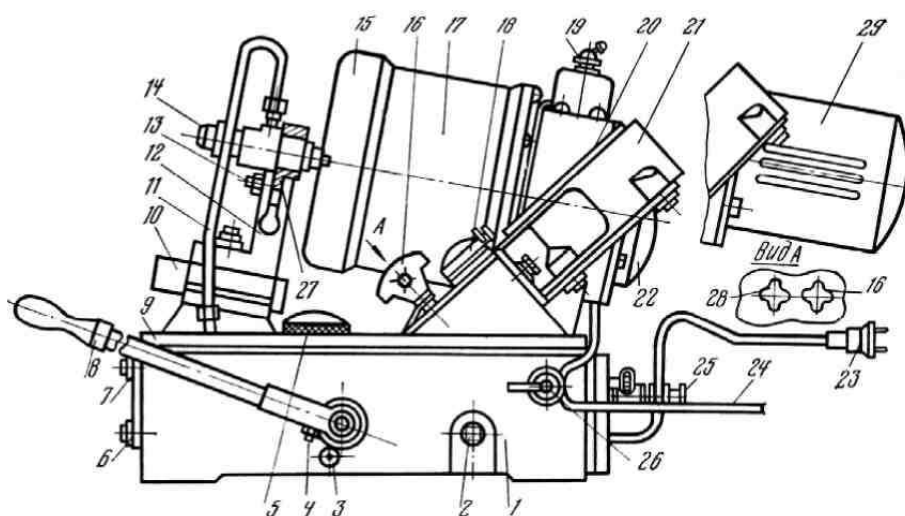
1 – подставка электронного измерительного блока; 2 – тумблер включения стенда в сеть; 3 – блок электроники; 4 – клавиша «Угол»; 5 – клавиша «Подача»; 6 – индикаторные лампы «Частота вращения»; 7 – кнопка «Пуск»; 8 – индикаторные лампы «Число циклов»; 9 – кнопка «Стоп»; 10 – тумблер включения блока электроники в сеть; 11 – переключатель циклов; 12 – кожух; 13 – тумблеры управления датчиками начала впрыскивания; 15 – маховичок зажима кожуха; 16 – стрелка-указатель; 17 – контрольные риски; 18 – ручка поворота кожуха; 19 – фотодатчик; 20 – прижим датчиков начала всprysкивания; 21 – электрошкаф; 22 – рукоятка вентиля; 23 – заземляющее устройство; 24 – трехэлементная кнопочная станция управления электродвигателем вала привода стенда; 25 – двухэлементная кнопочная станция управления электродвигателем привода насоса высокого давления; 26 – маховичок изменения частоты вращения вала привода стенда

Рисунок 1 – Контрольно-измерительный стенд КИ-22205

На кожухе 12 крепится фотодатчик 19. Корпус вместе с фотодатчиком имеет возможность поворачиваться вокруг оси вала. При этом необходимо предварительно ослабить маховичок 15 и с помощью ручки 18 повернуть кожух. На кожухе имеется стрелка-указатель 16 угла начала подачи при испытаниях методом проливки. На передней панели и кожухе 12 выбиты контрольные риски 17, которые должны быть совмещены при установке на стенд топливного насоса высокого давления (ТНВД) с несимметричным профилем кулачка. При испытании ТНВД тумблером 10 включить блок электроники в сеть. Предварительно установить топливный насос и соединить его трубопроводами: от бака I; к фильтру III; от насоса стенда IV. Контроль за частотой вращения вала привода производится по индикаторным лампам 6.

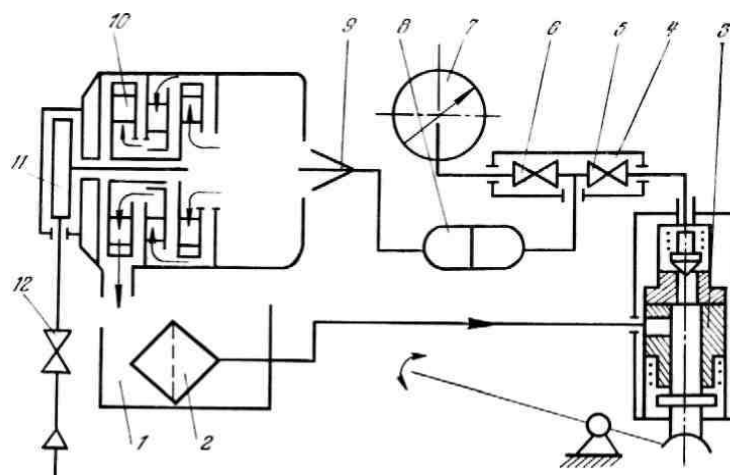
Для определения угла начала впрыска нажать клавишу 4 «Угол» и включить один из тумблеров 13 датчиков впрыскивания соответствующей секцией топливного насоса. Индикаторные лампы 8 покажут значение угла начала впрыска. При определении величины подачи насосными элементами набрать переключателем 11 необходимое число циклов, нажать клавишу 5 «Подача» и включить кнопку 7 «Пуск». При этом электромагнит отодвинет заслонку, преграждающую доступ топлива в мензурки. Топливо польется в мензурки. После того как кулачковый вал насоса совершит заданное количество оборотов (число циклов), электромагнит обесточится и заслонка перекроет доступ топлива в мензурки. Контроль отсчета количества циклов производится по индикаторным лампам 8. Для подготовки следующего замера нажать на кнопку «Стоп».

Прибор КИ-3333. Прибор КИ-3333 (рис. 2) предназначен для регулирования и испытания форсунок автотракторных двигателей.



1 – корпус прибора; 2 – винт для выпуска воздуха; 3 – винт для крепления эксцентрика привода плунжера насоса; 4 – зажим; 5 – крышка горловины топливного бака; 6 – спускная пробка; 7 – указатель уровня топлива; 8 – рукоятка насоса; 9 – крышка насоса; 10 – установочная плита; 11 – топливо-провод высокого давления; 12 – кронштейн; 13 – зажим; 14 – испытуемая форсунка; 15 – подсветка; 16 – кран для включения и отключения манометра; 17 – камера впрыска; 18 – секундомер; 19 – выключатель электрического тока; 20 – манометр; 21 – корпус манометра; 22 – крышка воздушной турбинки; 23 – вилка подключения прибора в электрической сети; 24 – шланг подвода воздуха; 25 – штепсельный разъем; 26 – кран подачи воздуха; 27 – съемные вставки; 28 – кран отключения насоса и подачи топлива к испытуемой форсунке; 29 – вариант исполнения прибора с электродвигателем

Рисунок 2 – Прибор КИ-3333 для регулировки и испытания форсунок
 Схема подачи топлива в приборе КИ-3333 показана на рисунке 3.



1 – бак; 2 – фильтр; 3 – плунжерный насос; 4 – клапанная коробка; 5 и 6 – краны; 7 – манометр; 8 – гидроаккумулятор; 9 – форсунка; 10 – вентиль; 11 – воздушная турбинка; 12 – кран подвода воздуха

Рисунок 3 – Схема подачи топлива в приборе КИ-3333

Периодически, не реже одного раза в неделю, приборы проверяют на герметичность. Для этого глушат штуцер трубки высокого давления, прокачивают систему до удаления воздуха, создают давление 38 МПа и после снижения давления до 35 МПа включают секундомер. Время снижения давления с 35 до 34,5 МПа не менее 3 мин.

3.2 Оборудование для проведения испытаний двигателей внутреннего сгорания. Испытательный стенд и аппаратура для испытания двигателей внутреннего сгорания

Испытательный стенд должен иметь оборудование для измерения следующих показателей: крутящего момента двигателя с точностью $\pm 0,5$ % от максимальных показаний, на которые рассчитана измерительная система (максимального значения на шкале динамометра); частоты вращения коленчатого вала с точностью $\pm 0,5$ %; расхода топлива с точностью ± 1 %; температуры всасываемого воздуха с точностью ± 1 °С; температуры охлаждающей жидкости с точностью ± 2 °С; температуры масла с точностью ± 2 °С; температуры топлива с точностью ± 2 °С; температуры отработавших газов с точностью ± 20 °С; температуры газа (у газовых двигателей) с точностью ± 2 °С; барометрическое давление с точностью ± 200 Па; давление масла с точностью ± 20 кПа; угла опережения зажигания или начала подачи топлива с точностью $\pm 1^\circ$ поворота коленчатого вала; давления наддува с точностью 0,05 кПа.

Измерениям подлежат температуры: всасываемого воздуха на расстоянии не более 0,15 м от входного отверстия в воздухоочиститель; отработавших газов на расстоянии не более 0,1 м за выходным фланцем выпускного трубопровода двигателя; охлаждающей жидкости на выходе из головки; масла в масляном баке (картере) двигателя; воздуха, входящего в вентилятор системы охлаждения двигателя воздушного охлаждения, на расстоянии не более 0,15 м от входного коллектора; двигателя воздушного охлаждения в точках, указанных в технических условиях на двигатель; топлива в устройстве для измерения расхода топлива или на входе в топливную систему двигателя.

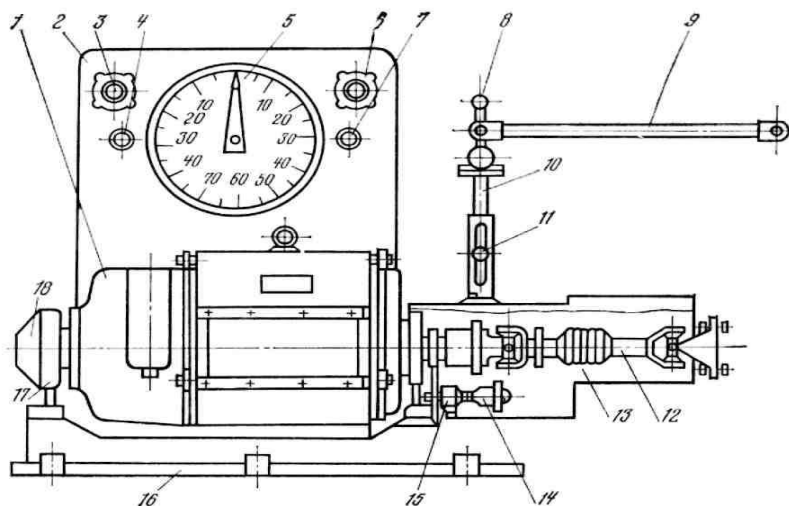
Измерениям подлежат давления: атмосферное; воздуха после вентилятора системы охлаждения двигателя воздушного охлаждения в месте, указанном в технических условиях на двигатель; отработавших газов у выходного фланца выпускного трубопровода; у двигателей с наддувом – перед и после турбокомпрессора; масла в смазочной системе – в местах, указанных в технических условиях на двигатель.

При испытании автотракторных двигателей применяют различные виды тормозов в зависимости от целей испытаний и материального обеспечения.

В зависимости от способа создания тормозного момента различают механические, воздушные, гидравлические, индукторные и электрические тормоза постоянного и переменного тока.

Электрические тормоза используют не только для торможения, но и для пуска и определения мощности механических потерь. Они нашли наибольшее применение в учебных лабораториях вузов как менее дорогие и более доступные. При кратковременных испытаниях, связанных со снятием характеристик, электрические тормоза отвечают по точности требованиям ГОСТ 18509-80 и ГОСТ 14846-81.

Балансирная машина представляет собой электродвигатель с фазным ротором, подвешенный на стойках с помощью двух опорных цапф, закрепленных на плите (рис. 4).



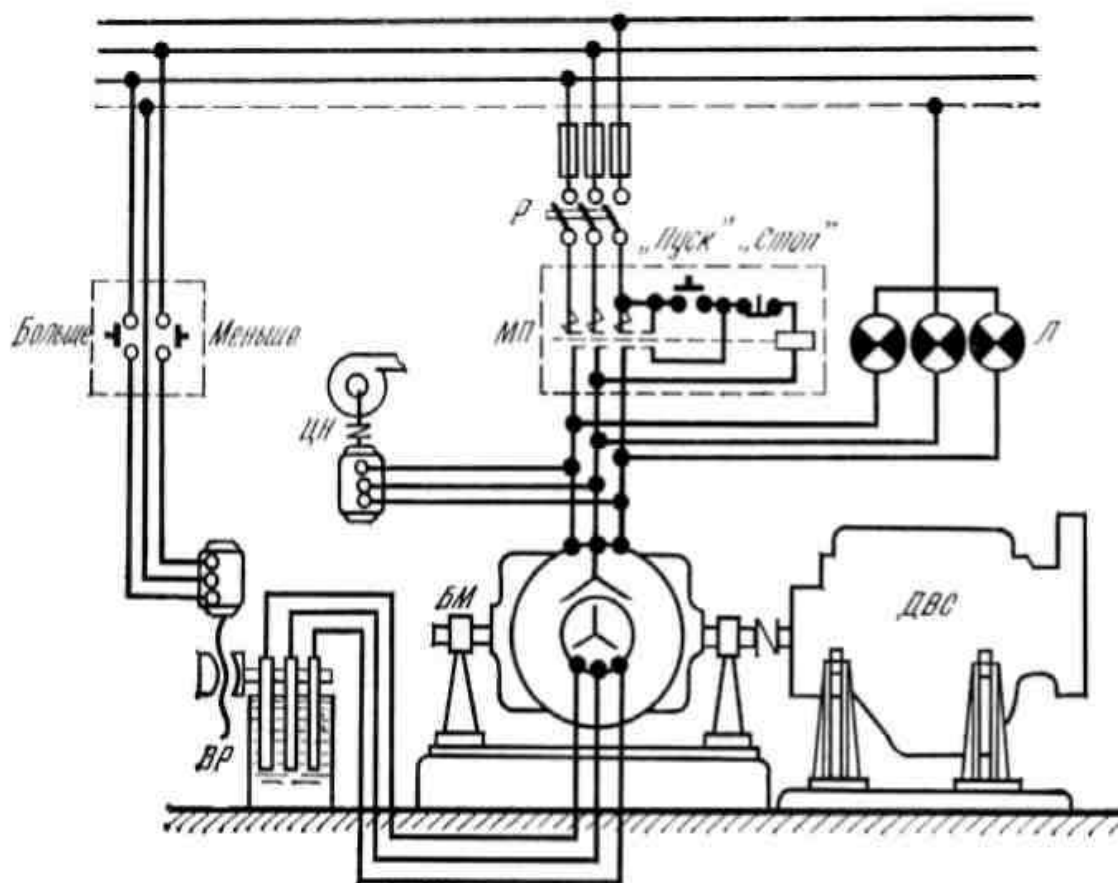
1 – балансирная электромашина; 2 – пульт контрольных приборов; 3 – измеритель электротехометра; 4 – термометр для воды; 5 – циферблат весового механизма; 6 – манометр; 7 – термометр для масла; 8 – рычаг управления подачей топлива; 9 – тяга рычага; 10 – подвижная колонка; 11 – зажимный болт; 12 – карданный вал; 13 – защитный кожух; 14 – датчик электротехометра; 15 – привод тахометра; 16 – монтажная плита; 17 – задняя стойка; 18 – крышка

Рисунок 4 – Балансирная машина в сборе

Это обеспечивает электродвигателю качение относительно продольной оси.

При работе машины создается реактивный момент для поворота корпуса электродвигателя, соединенного с весовым устройством.

Электромашина работает в двух режимах: двигательном и генераторном (в двигательном – при частоте вращения ниже синхронной, а в генераторном – выше синхронной). При этом электромашина вырабатывает электрический ток и часть его отдает в питающую сеть. На рисунке 5 представлена электрическая схема тормозного стенда.



Р – рубильник; МП – магнитный пускатель; Л – сигнальные лампы; БМ – балансирующая машина – асинхронный электродвигатель с фазным ротором; ДВС – испытуемый двигатель внутреннего сгорания; ВР – жидкостный реостат в цепи ротора; ЦН – насос системы охлаждения жидкостного реостата

Рисунок 5 – Электрическая схема тормозного стенда

Вал ротора электромашины соединяется с испытуемым двигателем с помощью двухшарнирного карданного вала.

Весовой механизм представляет собой маятниковый силоизмеритель, служащий для замера тормозного момента при испытаниях. Момент передается на корпус электромашины, который связан с весовым механизмом и демпфером. Весовой механизм смонтирован на стойке, закрепленной на монтажной плите.

Жидкостный реостат служит для пуска электромашины и регулирования частоты вращения ротора при работе в двигательном режиме и регулирования нагрузки в генераторном режиме.

Реостат состоит из бака, наполняемого водным раствором кальцинированной соды. В верхней части бака установлен вал, на котором при помощи изоляторов крепятся электроды.

Каждый электрод соединен с фазой обмотки ротора, и через раствор происходит их замыкание. Чем ниже опускаются электроды, тем больше активная площадь и меньше межфазное сопротивление в обмотках ротора и больше сила тока. Изменяя силу тока в двигательном режиме, изменяют частоту вращения ротора электромашины, а в генераторном – тормозную мощность. Центробежный насос 3 предназначен для перемешивания раствора с целью выравнивания теплового поля и уменьшения испарения воды.

Бак реостата имеет двойные стенки. В пространство между ними подается охлаждающая вода через регулятор температуры 2, служащий для поддержания температуры рас-

твор в пределах 50...60 °С. В качестве раствора используют 1...2 % раствор Na₂CO₃. Уровень раствора должен быть не ниже 100 мм от верхнего края бака.

3.3 Примеры выполнения лабораторных работ

Лабораторная работа 1. Стенды и приборы для испытаний топливной аппаратуры

Стенды для испытаний топливных насосов высокого давления

Общие принципы работы стендов для проверки и испытаний ТНВД

Основные сборочные единицы стенда КИ-22205

Основные сборочные единицы стенда КИ-15711

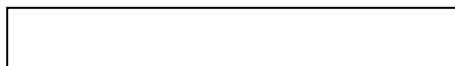


Схема присоединения
топливопроводов стенда КИ-22205
к ТНВД типов 4УТНМ, ТН, НД

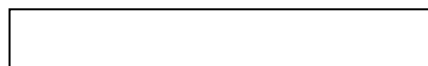


Схема присоединения
топливопроводов стенда КИ-15711
к ТНВД типов 33, 60, 80, 90

Перспективные стенды для испытаний топливной аппаратуры

Стенд для регулировки и испытаний форсунок (КИ-3333)

Основные сборочные единицы стенда КИ-3333

Принцип действия стенда КИ-3333

Лабораторная работа 2. Содержание стендовых испытаний ДВС.

Назначение и классификация испытаний

Назначение стендовых испытаний

Основные виды стендовых испытаний ДВС:

1. _____
2. _____
3. _____
4. _____
5. _____

ГОСТ 18509-88 регламентирует условия снятия следующих характеристик тракторного дизеля

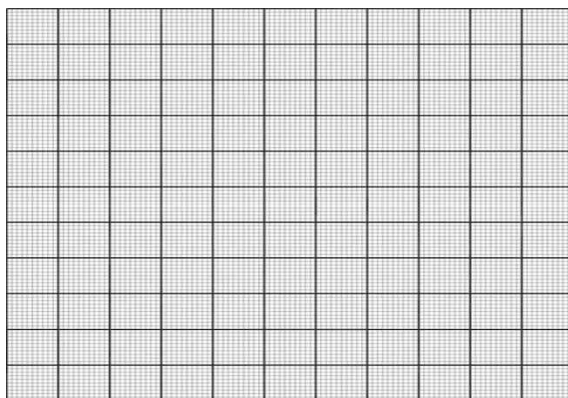
1. _____
2. _____

3. _____
4. _____
5. _____

ГОСТ 14846-81 регламентирует условия снятия следующих характеристик автомобильного двигателя

1. _____
2. _____
3. _____
4. _____
5. _____

Классификация тормозных установок



Принципиальная схема стенда для испытания ДВС

1. _____
2. _____
3. _____
4. _____
5. _____

Принцип работы стенда для испытаний ДВС

Приборы и оборудование, применяемые при стендовых испытаниях ДВС и принцип их действия

При стендовых испытаниях ДВС применяется для замера:

– расхода воздуха

– расхода топлива

– частоты вращения коленчатого вала

– времени опыта

– давления окружающей среды

– температуры окружающей среды

– давления масла в двигателе

– температуры охлаждающей
жидкости

– температуры отработавших газов

3.4 Вопросы для проверки

Какие условия проведения испытаний топливной аппаратуры?

Как и почему применяются стенды?

Почему необходимо проводить испытания?

Какие параметры необходимо измерять?

4 РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС И ТА

Назначение регулировочной характеристики ДВС и ТА – определение влияния изменяющихся режимных или конструктивных факторов на оптимальные регулировки и определение влияния регулировок на показатели работы ДВС и ТА.

4.1 Регулировочная характеристика ТНВД по изменению давления начала впрыскивания топлива форсункой

Определяется на стенде для испытания топливной аппаратуры. Для этого установить на стенд для испытания топливной аппаратуры комплект форсунок, отрегулированных на давление начала впрыскивания 12,5 МПа. Включить стенд, установите заданную постоянную частоту вращения и равное ей количество циклов на задатчике электронного блока. Зафиксировать рычаг управления регулятором в положении, соответствующем максимальному скоростному режиму. Нажатием кнопки «Пуск» при включенной кнопке «Подача» на электронном блоке ввести в действие счетный механизм. По истечении заданного количества циклов шторка стенда автоматически закроет поступление топлива в мерные емкости. Выключить стенд.

По данным количества поступившего топлива рассчитать значения цикловой подачи и неравномерности подачи топлива насосными секциями. Полученные данные нанести на график.

Заменить комплект форсунок. Выполнить аналогичные действия для комплектов форсунок, отрегулированных на давление начала впрыскивания 15,0 МПа, 17,5 МПа и 20,0 МПа.

Проанализировать данные. Определить оптимальное значение давления начала впрыскивания форсунок.

Анализ регулировочной характеристики ТНВД по давлению начала впрыскивания топлива форсункой

Регулировочная характеристика ТНВД по давлению начала впрыскивания топлива форсункой (рис. 6) снимается при постоянной частоте вращения кулачкового вала насоса, фиксированном положении органа управления подачи топлива (рейки) и заданном постоянном количестве циклов (впрыскиваний).

Комплекты форсунок, устанавливаемые на стенд для испытания топливной аппаратуры, должны быть предварительно отрегулированы по давлению начала впрыскивания с точностью $\pm 0,05$ МПа.

Увеличение давления начала впрыскивания форсунки влечет за собой снижение цикловой подачи насоса вследствие роста гидравлических потерь при впрыскивании через неплотности и сопряжения плунжерных пар. Причем относительный рост гидравлических потерь и, как следствие, снижение цикловой подачи при повышении давления начала впрыскивания форсунки увеличиваются.

Снижение цикловой подачи насоса при постоянном режиме его работы вызывает рост неравномерности подачи топлива по отдельным секциям, т.к. одно и то же отклонение цикловой подачи секции от среднего значения при уменьшении этого среднего значения увеличивается в процентном отношении.

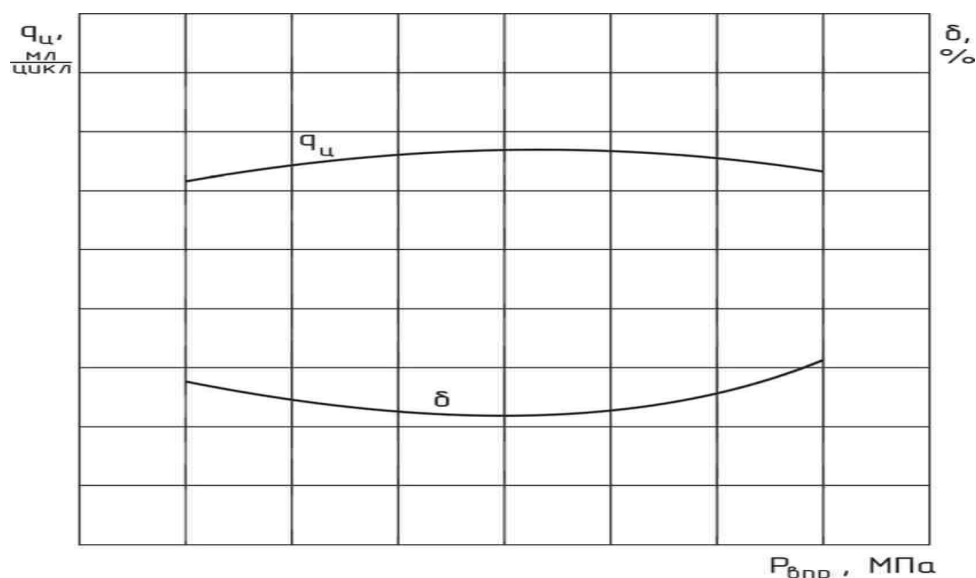


Рисунок 6 - Регулировочная характеристика ТНВД по давлению начала впрыскивания топлива форсункой

Уменьшение цикловой подачи насоса вызывает заметное снижение мощности дизеля и крутящего момента.

Рост неравномерности подачи топлива насосом по отдельным секциям ухудшает устойчивость работы дизеля на заданном режиме, увеличиваются динамические нагрузки на детали дизеля при одновременном снижении равномерности их распределения, что снижает показатели долговечности работы дизеля.

4.2 Регулировочная характеристика бензинового двигателя по углу опережения зажигания

Включите стенд, запустите двигатель. Установите постоянную подачу топлива и заданную частоту вращения. Установите угол опережения зажигания - минус 12 градусов по октан-корректору. Произведите отсчет и запишите значения параметров работы двигателя.

Путем прямого управления установите угол опережения зажигания 8 градусов. Отклонение частоты вращения вала двигателя от заданной компенсируйте изменением нагрузки. Повторите опыт. Аналогично определите параметры работы двигателя для углов: - 4, 0, + 4, + 8, + 12 градусов по октан-корректору.

Остановите двигатель и выключите стенд. По известным зависимостям рассчитайте значения требуемых параметров работы двигателя на испытываемых режимах. Нанесите данные на график в журнале.

Проанализируйте полученные данные. Определите оптимальное значение угла опережения зажигания для заданного режима (нагрузки и частоты вращения).

Анализ регулировочной характеристики бензинового двигателя по углу опережения зажигания

Регулировочная характеристика бензинового двигателя по углу опережения зажигания – это зависимость основных параметров его работы от угла опережения зажигания при постоянной частоте вращения коленчатого вала и постоянном часовом расходе топлива. На графике, представляющем регулировочную характеристику, по оси абсцисс откладывают значения угла опережения зажигания, а по оси ординат – основные показатели работы двигателя (эффективная мощность, удельный эффективный расход топлива, максимальное давление газов в цилиндре, значения коэффициентов полезного действия и др.), рисунок 7.

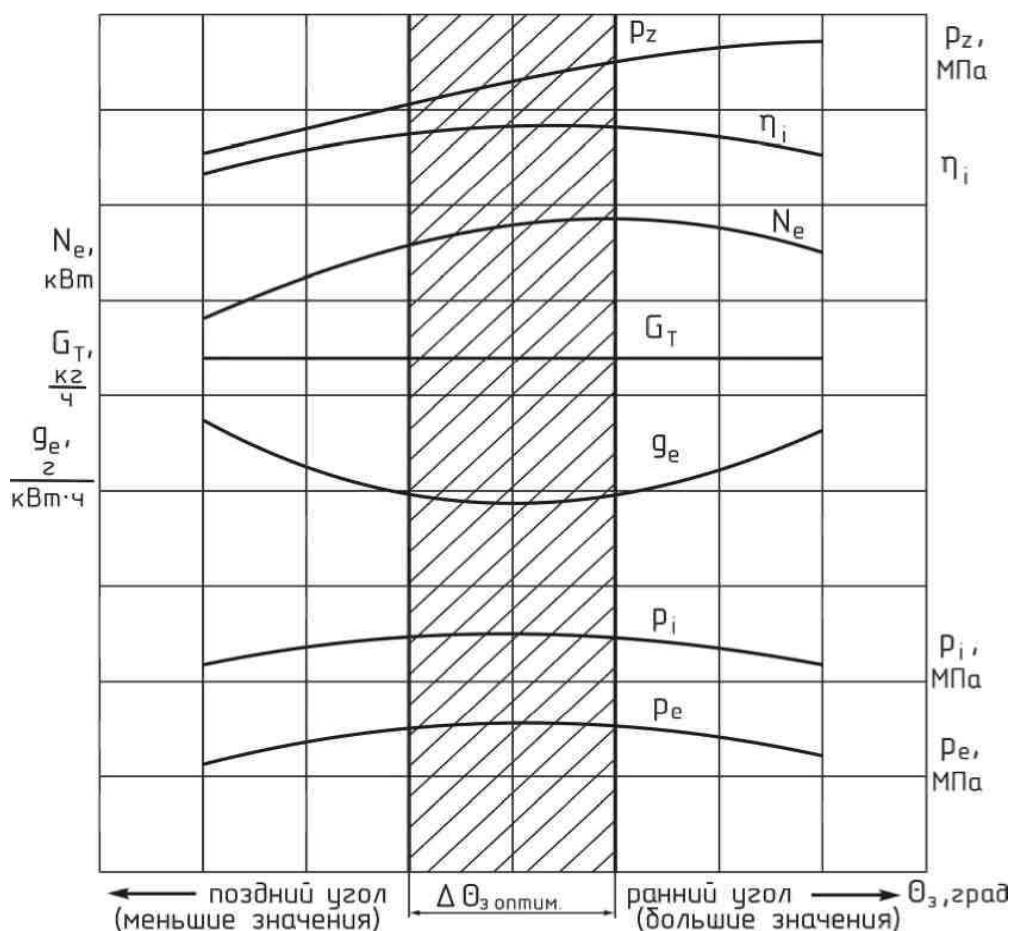


Рисунок 7 - Регулировочная характеристика бензинового двигателя по углу опережения зажигания

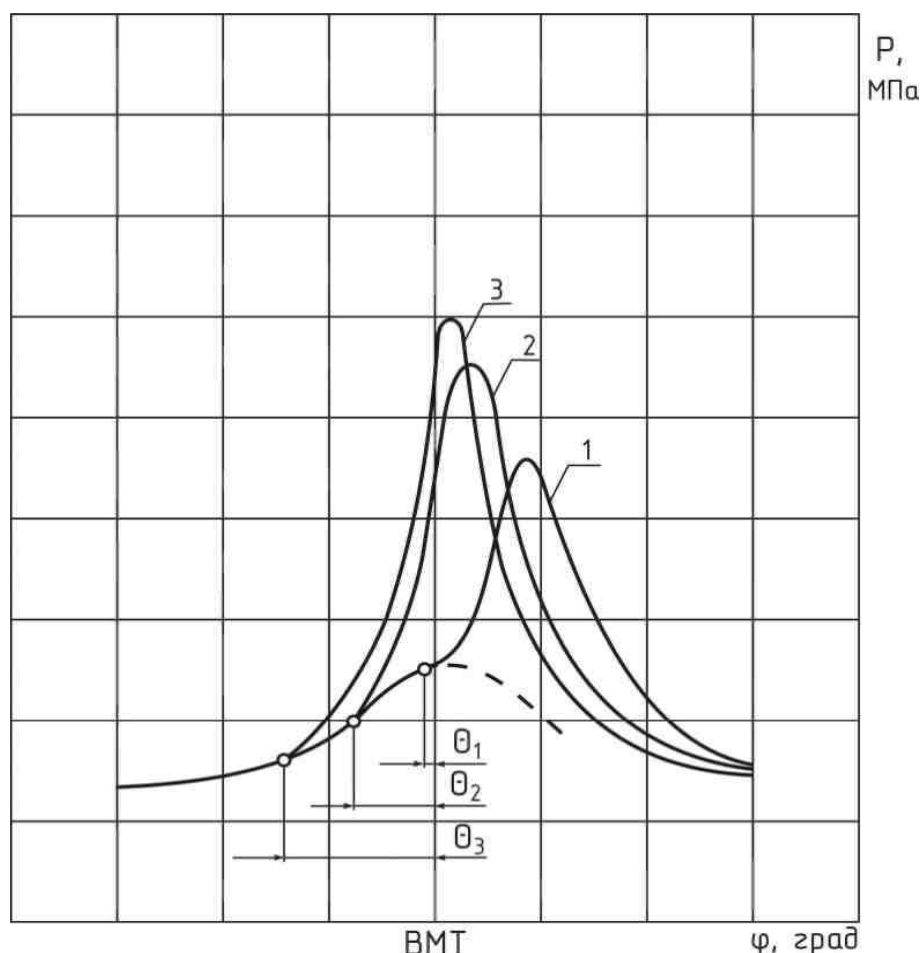
При регулировании двигателя по углу опережения зажигания фактором внешнего воздействия на рабочий процесс будет являться лишь изменение угла опережения зажигания. Часовой расход топлива, а следовательно, количество топливовоздушной смеси, поступившей в цилиндр двигателя, остается неизменным. Следовательно, только от изменения угла опережения зажигания будут меняться мощность и экономичность бензинового двигателя.

От изменения угла опережения зажигания меняются полнота использования теплоты, температура, давление и условия гомогенизации и турбулизации заряда в период развития процесса сгорания.

Двигатель развивает наибольшую мощность и имеет наименьший удельный расход топлива, если давление в цилиндре достигает максимума при повороте коленчатого вала на угол 12...15 градусов после верхней мертвой точки (ВМТ), а начало быстрого нарастания давления соответствует положению кривошипа за 12...15 градусов до ВМТ, т. е. основная фаза процесса сгорания делится линией ВМТ примерно пополам.

Сгорание при этом не заканчивается и максимальная осредненная температура газов в цилиндре продолжает возрастать, достигая максимума при 20...25 градусах после ВМТ. Длительность второй фазы процесса сгорания составляет при этом 25...30 градусов.

Отклонение угла опережения зажигания от оптимального (25...30 градусов до ВМТ) в любую сторону вызывает существенное изменение индикаторной диаграммы цикла (рис. 8). При раннем угле опережения зажигания, по сравнению с оптимальным, большая часть топливовоздушной смеси сгорает до прихода поршня в ВМТ в условиях уменьшающегося объема цилиндра (кривая 3 на рис. 8).



- 1 – при позднем угле опережения зажигания;
 2 – при оптимальном угле опережения зажигания;
 3 – при раннем угле опережения зажигания

Рисунок 8 - Индикаторные диаграммы бензинового двигателя

Если проанализировать изменение фаз процесса горения при раннем угле, то необходимо отметить, что первая фаза увеличивается. Это объясняется тем, что подача искры на электроды свечи зажигания происходит при меньшем давлении и меньшей температуре топливоздушной смеси, чем при оптимальном угле зажигания. Это увеличивает время на формирование фронта пламени, поскольку он медленнее распространяется от электродов свечи зажигания. Тепловыделение происходит медленнее, больший период времени пройдет до момента отрыва линии сгорания от линии сжатия-расширения на индикаторной диаграмме. Длительность второй фазы процесса горения по углу поворота коленчатого вала изменяется незначительно, но она в большей части протекает до ВМТ.

Длительность третьей фазы несколько увеличивается за счет увеличения первой, но протекает она при меньших значениях температуры и давления, так как линия давления сдвигается к ВМТ и ниже кривой при оптимальном угле опережения зажигания (линия 2 на рис. 8).

Это говорит о том, что сгорает меньшее количество топливоздушной смеси. При снижении количества топлива, сгорающего в третьей фазе, трудно добиться эффективного горения в пристеночных слоях на заключительной стадии процесса сгорания. Очевидно, что снизится и скорость мелкомасштабного турбулентного горения. Все это приводит к тому, что при раннем угле опережения зажигания вследствие ухудшения процессов при формировании фронта пламени, сгорании, подводе теплоты, увеличении работы сжатия уменьшаются зна-

чения индикаторного коэффициента полезного действия (КПД), снижаются индикаторная и эффективная мощности, увеличивается удельный эффективный расход топлива.

При позднем (по сравнению с оптимальным) установочном угле опережения зажигания (левая часть графиков на рис. 7) искра на электроды свечи зажигания подается позднее. На индикаторной диаграмме это соответствует кривой 1 (рис. 8). Фронт пламени начинает формироваться в топливовоздушной среде, имеющей большую температуру и давление. Сокращается длительность первой фазы из-за возрастания скорости горения, фронт пламени формируется быстрее, но начало видимого горения все же сдвигается вправо к ВМТ (процесс сгорания «заваливается»). Несмотря на уменьшение отрицательной работы сжатия значение максимального давления газов в цилиндре снижается. Снижается скорость нарастания давления газов в цилиндре, тепловыделение происходит в такте расширения при увеличивающемся объеме цилиндра во время движения поршня вниз. Снижается эффективность использования выделяющейся теплоты, увеличивается отвод теплоты в охлаждающую среду и с отработавшими газами, растет их температура, ухудшается экономичность и мощность двигателя, снижаются значения индикаторного КПД.

При оптимальном угле опережения зажигания (средняя часть графиков на рис. 8) для заданных частоты вращения и нагрузки рабочий процесс в цилиндре организован наилучшим образом. На рисунке 8 это соответствует кривой 2. Искра на электроды свечи зажигания подается в момент создания в цилиндре оптимального давления и температуры топливовоздушной смеси. Это приводит к тому, что первая фаза процесса сгорания имеет оптимальные параметры, а скорость сгорания - наилучшие значения.

Успешное протекание первой фазы приводит к тому, что максимальное давление газов в цилиндре и начало быстрого нарастания давления достигают своих значений в оптимальные моменты, когда подвод теплоты и эффективность ее использования наилучшие (кривая 2 на рис. 8).

Оптимальные соотношения отрицательной и положительной работ цикла, скорости нарастания давления обеспечивают эффективное использование выделяющейся в процессе сгорания теплоты.

Индикаторный, эффективный и механический КПД имеют свои наибольшие значения для заданного режима работы двигателя. Это приводит к тому, что двигатель развивает наибольшее значение эффективной мощности при наименьших значениях удельного эффективного расхода топлива (средняя часть графиков на рис. 7).

4.3 Примеры выполнения лабораторных работ

Цель лабораторных работ – изучить устройство и принцип действия оборудования и приборов, применяемых при стендовых испытаниях ДВС и ТА, освоить методики снятия, расчета опытных данных и построения регулировочных характеристик, определить оптимальные значения некоторых регулировочных параметров.

Задачи лабораторных работ:

изучить методики снятия регулировочных характеристик;

изучить устройство и принцип действия оборудования и приборов, применяемых при снятии регулировочных характеристик;

- на основе проведения стендовых испытаний получить опытные и расчетные данные параметров, построить регулировочные характеристики бензинового двигателя;

октан-коррекция – изменение расчетного угла опережения зажигания, путем прямого управления;

динамическая коррекция состава смеси – коррекция циклового расхода топлива в режиме обеднения – обогащения;

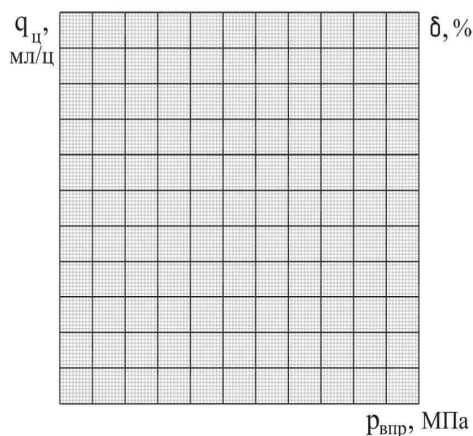
- провести анализ характера изменения кривых;

определить оптимальные режимы работы и значения регулируемых параметров.

Лабораторная работа 1. Методика снятия регулировочной характеристики ТНВД по изменению давления начала впрыскивания топлива форсункой

Назначение регулировочной характеристики ТНВД по изменению давления начала впрыскивания топлива форсункой

Методика снятия регулировочной характеристики ТНВД по изменению давления начала впрыскивания топлива форс



Предполагаемый вид характеристики (по литературным источникам)

Дата _____

Давление окружающей среды _____ кПа

ТНВД (марка) _____

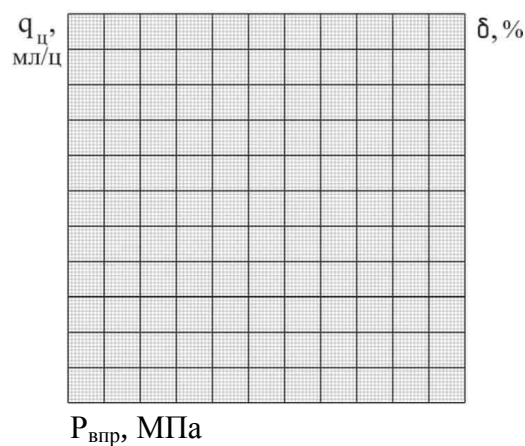
Температура топлива _____ °С

Температура окружающей среды _____ °С

Плотность топлива _____ т/м³

Результаты измерений и обработки данных

$p_{впр}, \text{МПа}$	$n, \text{мин}^{-1}$	$n_{ц}$	$V_1, \text{мл}$	$V_2, \text{мл}$	$V_3, \text{мл}$	$V_4, \text{мл}$	$\Sigma V_i, \text{мл}$	$V_{ср}, \text{мл}$	$q_{ц}, \text{мл}$	Неравно- мерность подачи $\delta, \%$
12,5										
15,0										
17,5										
20,0										



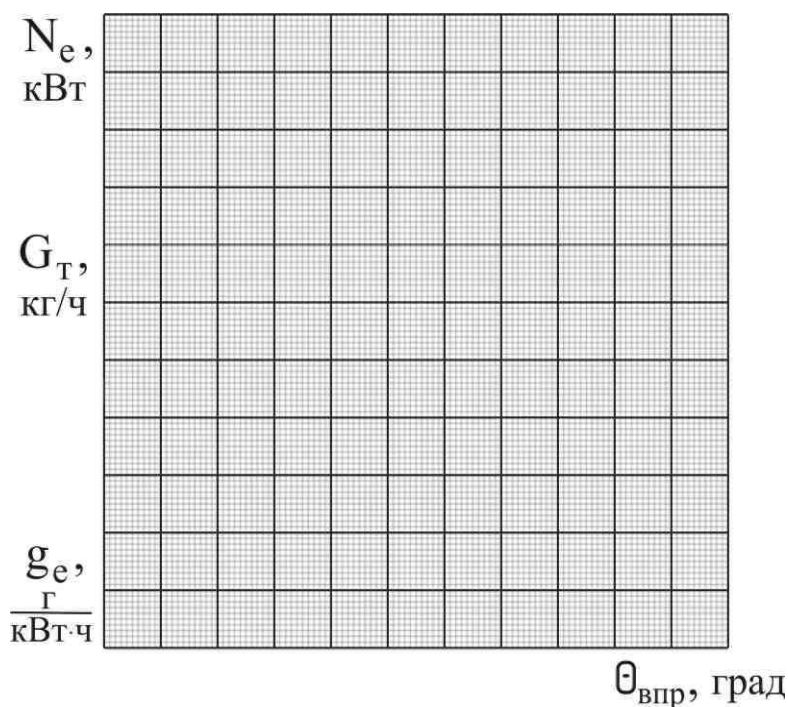
Регулировочная характеристика ТНВД по изменению давления начала впрыскивания форсунки

Анализ характеристики:

Лабораторная работа 2. Методика снятия регулировочной характеристики дизельного двигателя по установочному углу опережения впрыскивания топлива

Назначение регулировочной характеристики дизеля по установочному углу опережения впрыскивания топлива

Методика снятия регулировочной характеристики дизеля по установочному углу опережения впрыскивания топлива



Предполагаемый вид характеристики (по литературным источникам)

По ГОСТ 18509-88 регулировочная характеристика по установочному углу опережения впрыскивания топлива строится по данным нагрузочных характеристик, снятых при различных установочных углах опережения впрыскивания топлива, но не реже, чем через каждые 4 градуса угла поворота коленчатого вала. Регулировочную характеристику строят при постоянном расходе топлива.

Каждое звено подгруппы снимает только одну нагрузочную характеристику при заданной частоте вращения, но разных установочных углах опережения впрыскивания топлива, а при построении характеристики использует результаты двух других звеньев.

Дата _____ Давление окружающей среды _____ кПа

Двигатель (модель) _____ Температура окружающей среды _____ °С

Данные первого звена

№	кгс	G_T , кг/ч	$n_{сч}$	$t_{р}$, °С	G_o , г	N_e , кВт	M_e , Н·м	p_z , МПа	q_z , г/кВт·ч	η_e	τ_o , с	G_B , кг/ч
1												
2												
3												
4												
5												
6												
7												
8												

$n =$ _____ мин⁻¹

$\theta_{впр} =$ _____

град. до ВМТ

Данные второго звена

№	$P_{тпр}$, кгс	G_T , кг/ч	$n_{сч}$	$t_{р}$, °С	G_o , г	N_e , кВт	M_e , Н·м	p_z , МПа	q_z , г/кВт·ч	η_e	τ_o , с	G_B , кг/ч
1												
2												
3												
4												
5												
6												
7												
8												

$n =$ _____ мин⁻¹

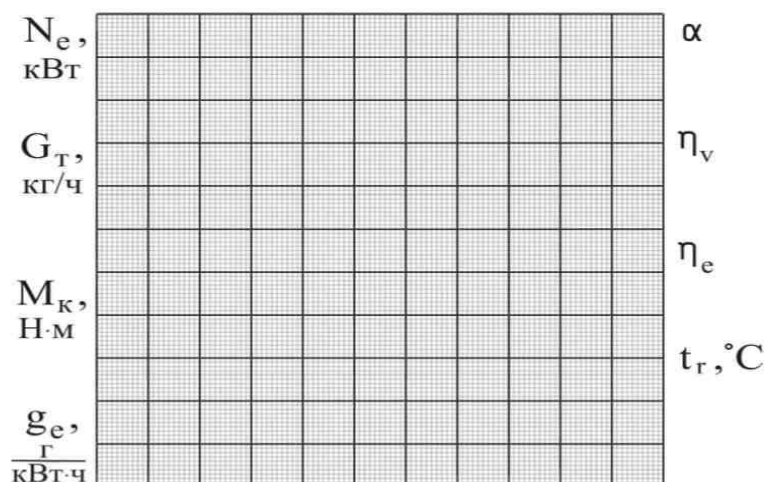
$\theta_{впр} =$ _____

град. до ВМТ

Данные третьего звена

№	Ртор, кгс	G_T , кг/ч	$\eta_{сн}$	$t_{сг}$, °C	$G_{сг}$, Г	$N_{сг}$, кВт	$M_{сг}$, Н·м	$p_{сг}$, МПа	$q_{сг}$, г/кВ тч	η_e	$t_{сг}$, с	G_B , кг/ч
1												
2												
3												
4												
5												
6												
7												
8												

$n =$ _____ мин⁻¹ $\Theta_{впр} =$ _____ град. до ВМТ



Нагрузочные характеристики дизеля _____
при $n =$ _____ мин⁻¹

Условные обозначения:

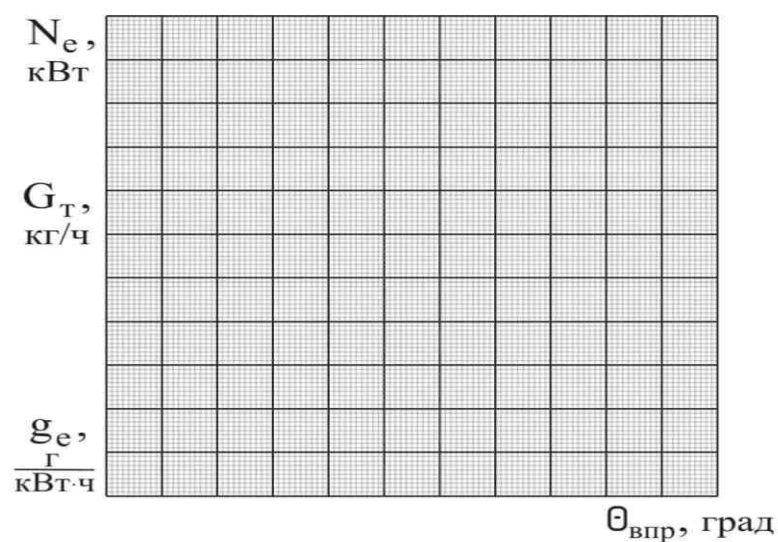
при $\Theta_{впр} =$ _____ град.

при $\Theta_{впр} =$ _____ град.

при $\Theta_{впр} =$ _____ град.

При построении регулировочной характеристики необходимо задаться значением часового расхода топлива

$G_T = const =$ _____ кг/ч

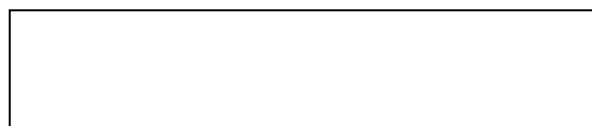


Регулировочная характеристика дизельного двигателя по установочному углу опережения впрыскивания топлива при $n =$ _____ мин⁻¹

Лабораторная работа 3. Методика снятия регулировочной характеристики двигателя с искровым зажиганием по углу опережения зажигания

Назначение регулировочной характеристики двигателя с искровым зажиганием по углу опережения зажигания

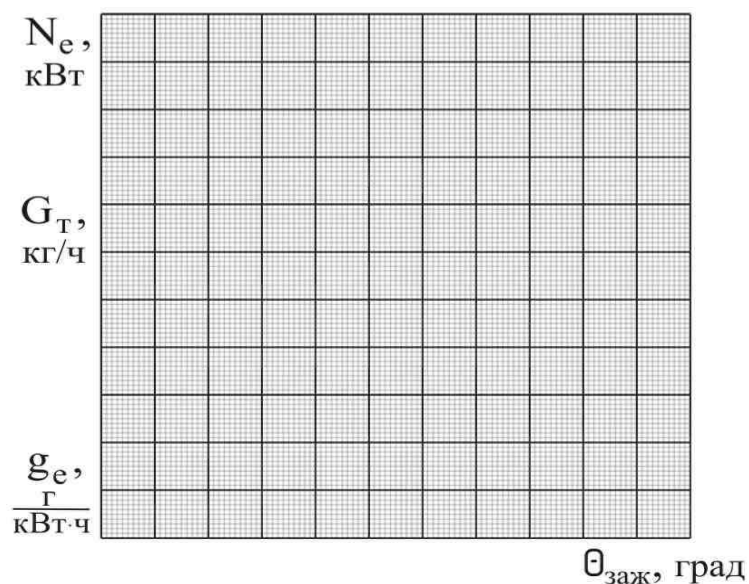
Методика снятия регулировочной характеристики двигателя с искровым зажиганием по углу опережения зажигания



Предполагаемый вид характеристики (по литературным источникам)

Дата _____ Давление окружающей среды _____ кПа

Двигатель (модель) _____ Температура окружающей среды _____ °C



Результаты измерений и обработки данных

$\Theta_{\text{миз}}$	$P_{\text{миз}}$ кГс	n , мин ⁻¹	$G_{\text{м}}$, кг/ч	$\eta_{\text{мч}}$	t_r , °С	$G_{\text{о}}$, Г	$N_{\text{э}}$, кВт	$M_{\text{к}}$, Н·м	$P_{\text{э}}$, МПа	$q_{\text{э}}$, г/кВт·ч	$\eta_{\text{э}}$	$t_{\text{с}}$, с	$G_{\text{э}}$, кг/ч

Регулировочная характеристика двигателя с искровым зажиганием
по углу опережения зажигания при $n = \underline{\hspace{2cm}}$ мин⁻¹

Анализ характеристики:

4.4 Вопросы для проверки

Что такое регулировочная характеристика? Каковы ее назначение, методика снятия и построения?

Как и почему изменение давления начала впрыскивания форсунки влияет на величину цикловой подачи?

Почему при увеличении (уменьшении) оптимального значения угла опережения зажигания для бензинового двигателя ухудшаются их эффективные показатели работы?

Каким образом достигаются оптимальные значения углов опережения зажигания у современных двигателей на различных режимах их работы?

5 НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС И ТА

Назначение характеристики ДВС и ТА - оценка влияния степени нагрузки на основные показатели работы ДВС и ТА.

5.1 Нагрузочная характеристика ТНВД

Включить стенд, установить заданную частоту вращения и равное ей количество циклов на задатчике электронного блока. Зафиксировать рейку ТНВД в положении выключенной подачи топлива. Определить количество подаваемого топлива секциями насоса при равномерном (через 1 мм) перемещении рейки до положения, соответствующего максимальному значению подачи при постоянном количестве циклов.

Определить цикловую подачу и неравномерность подачи топлива по секциям насоса. Нанести полученные данные на график.

Анализ нагрузочной характеристики ТНВД

Нагрузочная характеристика ТНВД (по подаче топлива) снимается при постоянной частоте вращения кулачкового вала и равномерном перемещении рейки (вращении винта номинальной подачи) на увеличение подачи.

Строится нагрузочная характеристика в функции условной шкалы перемещения рейки (оборотов винта номинальной подачи).

Перемещение рейки в сторону увеличения подачи вызывает поворот зубчатого сектора и втулки и увеличение активного хода плунжера. В результате зависимость цикловой подачи насоса от хода рейки представляется почти линейной (рис. 9).

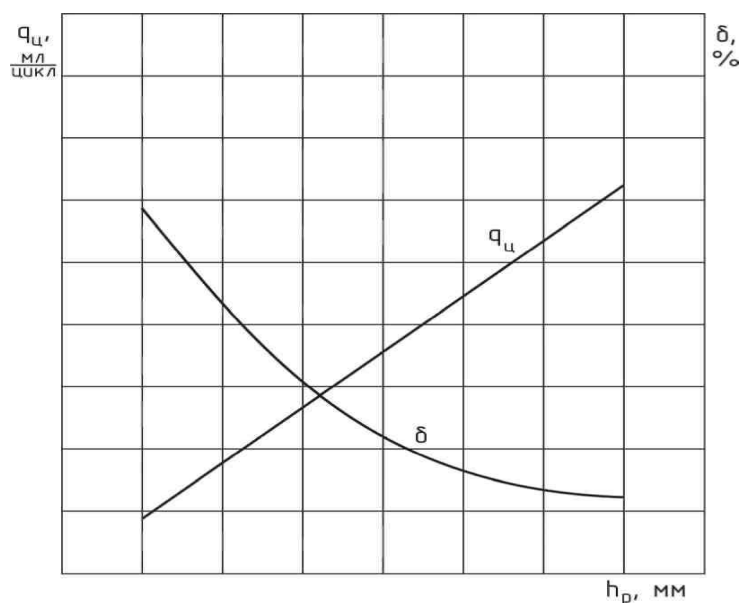


Рисунок 9 – Нагрузочная характеристика ТНВД

Одновременно неравномерность подачи топлива по секциям насоса снижается до допустимого значения, так как отклонение

Одновременно неравномерность подачи топлива по секциям насоса снижается до допустимого значения, так как отклонение цикловой подачи секции от среднего значения при увеличении этого среднего значения в процентном отношении уменьшается. Дело в том, что обычно неравномерность определяется как отношение величины отклонения подачи к ее среднему значению. При этом величина отклонения задается плотностью плунжерной пары и всегда постоянна (так как длительность

впрыскивания изменяется не в очень большой степени), а среднее значение подачи с увеличением нагрузки возрастает в несколько раз.

Наибольшее значение цикловой подачи должно превышать ее номинальное значение не менее чем в два раза. Соблюдение указанного условия позволяет обеспечивать коррекцию подачи при пусках и перегрузке дизеля, получать требуемую величину подачи даже при значительных износах плунжерных пар, а также обеспечивает возможность работы дизеля на альтернативных топливах с меньшей, чем у дизельного топлива, низшей расчетной теплотой сгорания и, соответственно, большей цикловой подачей.

5.2 Нагрузочная характеристика бензинового двигателя

Включите стенд, запустите двигатель.

Изменением нагрузки и подачи топлива установите заданную частоту вращения коленчатого вала двигателя при нулевом показании тормозного устройства. Определите показания приборов в установленном режиме.

Увеличивайте подачу топлива. Одновременно отклонение частоты вращения вала от заданной компенсируйте увеличением нагрузки на валу двигателя.

Равномерно увеличивая подачу топлива, а следовательно, и нагрузку на валу двигателя, до максимального значения, определите показания приборов не менее чем при 7 значениях нагрузки двигателя.

Полученные опытные и расчетные данные нанесите на график.

Проанализируйте характер изменения кривых в зависимости от нагрузки двигателя, определите оптимальные режимы работы (допустимые значения нагружения).

Анализ нагрузочной характеристики бензинового двигателя

Нагрузочная характеристика бензинового двигателя – это зависимость основных параметров его работы от нагрузки (рис. 10). Снимается характеристика при постоянной частоте вращения коленчатого вала и изменении открытия дроссельной заслонки от соответствующего холостому ходу до полного ее открытия.

Так как в условиях эксплуатации бензиновый двигатель работает в широком диапазоне частоты вращения, то для всестороннего анализа желательно снимать несколько нагрузочных характеристик для различных значений частоты вращения. При этом для каждого режима устанавливается оптимальный угол опережения зажигания.

С повышением нагрузки двигателя часовой расход топлива начинает увеличиваться (слева направо по рис. 10), так как увеличивается подача при открытии дроссельной заслонки. Соответственно, увеличение количества сгорающего в цилиндре топлива вызывает более сильный нагрев стенок цилиндра, рост средней температуры цикла и температуры отработавших газов. Одновременно растет количество образующихся при сгорании газов, а значит, среднее индикаторное и среднее эффективное давления.

Эффективная мощность и крутящий момент двигателя, прямо пропорционально зависящие от значений среднего эффективного давления, также начинают возрастать. Ввиду того, что в бензиновом двигателе топливо поступает в цилиндр в виде топливовоздушной смеси, при увеличении нагрузки (открытии заслонки) расход воздуха также увеличивается. Зависимость коэффициента избытка воздуха от нагрузки неоднозначна. При малых нагрузках и почти полностью закрытой заслонке (левая часть графика на рис. 10) система холостого хода обеспечивает обогащение смеси, значение коэффициента избытка воздуха мало. С увеличением нагрузки смесь все более обедняется. Наиболее экономичная работа двигателя обеспечивается системой на нагрузках, составляющих 75...85 % от полной.

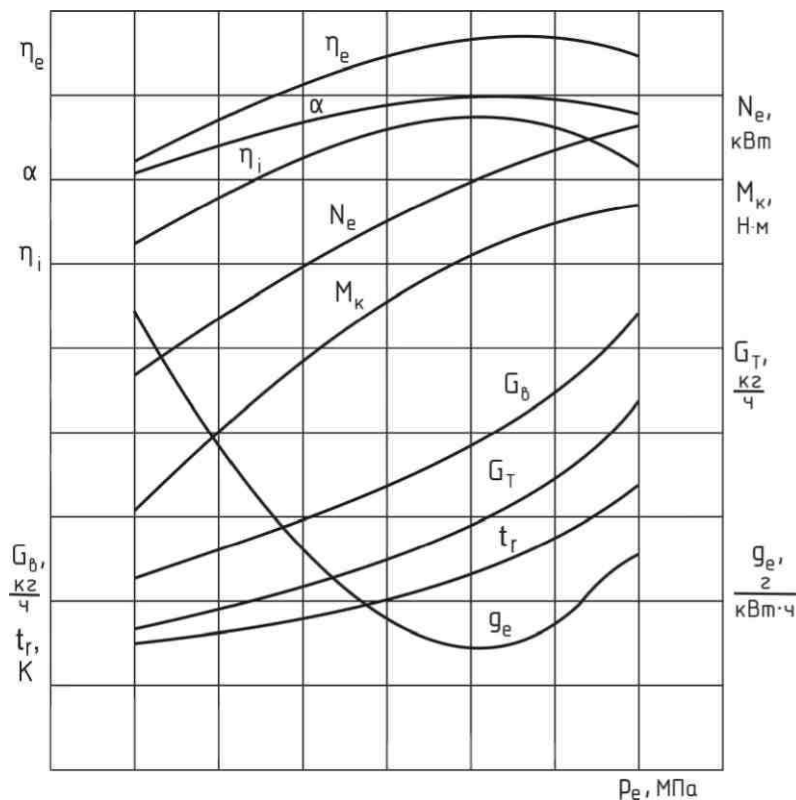


Рисунок 10 – Нагрузочная характеристика бензинового двигателя

Соответственно, на этих режимах наибольшие значения коэффициента избытка воздуха (средняя часть графика на рис. 10). Наибольшую мощность двигатель развивает на более богатых смесях, что обеспечивается электронной системой управления. Поэтому значение коэффициента избытка воздуха снижается (правая часть графика на рис. 10).

Изменение топливной экономичности и эффективности работы двигателя в функции нагрузки удобно оценить по кривым изменения удельного эффективного расхода топлива и эффективного КПД. При малых значениях нагрузки почти вся мощность, развиваемая двигателем, тратится на преодоление механических потерь, эффективная работа не производится или мала. Соответственно, эффективный КПД близок к нулю, а удельный эффективный расход топлива достигает максимальных значений (левая часть графиков на рис. 10).

При увеличении нагрузки механические потери изменяются мало (частота вращения постоянна) и все большая доля теплоты затрачивается на совершение эффективной работы. При этом эффективный КПД растет, а удельный эффективный расход топлива снижается. Наименьшие значения удельный эффективный расход топлива принимает на нагрузках 75...85 % от полной, так как эту мощность двигатель развивает на обедненных смесях (средняя часть графиков на рис. 10). В этом интервале нагрузок достигаются максимальные значения эффективного КПД. Дальнейший рост мощности обеспечивается за счет дополнительного обогащения смеси, а значит, ухудшения топливной экономичности. В итоге удельный эффективный расход топлива опять растет, а эффективный КПД снижается (правая часть графиков на рис. 10).

5.3 Примеры выполнения лабораторных работ

Цель лабораторных работ – закрепить знания устройства и работы приборов и оборудования, применяемых при стендовых испытаниях ДВС и ТА, освоить методики снятия и построения нагрузочных характеристик, определить допустимые режимы нагрузки.

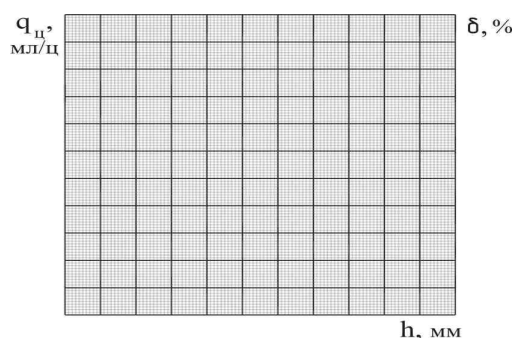
Задачи лабораторных работ:

- закрепить знания устройства и работы приборов и оборудования, применяемых при стендовых испытаниях ДВС и ТА;
- изучить методики и научиться снимать нагрузочные характеристики;
- на основе полученных опытных и расчетных данных построить нагрузочные характеристики бензинового двигателя и ТНВД;
- провести анализ характера изменения кривых;
- определить допустимые режимы нагрузки двигателя.

Лабораторная работа 1. Методика снятия нагрузочной характеристики ТНВД

Назначение нагрузочной характеристики ТНВД _____

Методика снятия нагрузочной характеристики ТНВД _____



Предполагаемый вид характеристики (по литературным источникам)

Нагрузочная характеристика ТНВД _____ при $n =$ _____ мин⁻¹

ТНВД _____

Температура окружающей среды _____ °C

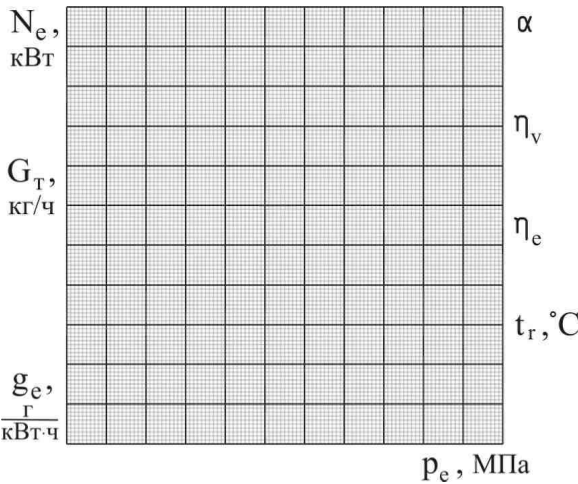
Результаты измерений и обработки

№ опыта	Ход рейки, h, мм	Частота вращения, n, мин ⁻¹	Подача топлива секциями, мл					n _ц	q _ц , мл/ц	δ, %
			V ₁	V ₂	V ₃	V ₄	Σ V _i			
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										

Анализ характеристики:

Лабораторная работа 2. Методика снятия нагрузочной характеристики дизельного двигателя

Назначение нагрузочной характеристики дизельного двигателя _____
Методика снятия нагрузочной характеристики дизельного двигателя _____

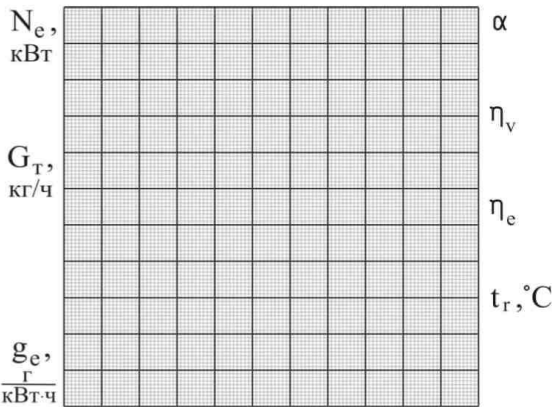


Предполагаемый вид характеристики (по литературным источникам)

Дата _____ Давление окружающей среды _____ кПа
Дизель _____ Температура окружающей среды _____ °C

Результаты измерений и обработки данных

№ опыта	n , мин ⁻¹	$P_{тор}$, кгс	$G_{тв}$, кг/ч	$p_{сч}$	$t_{св}$, °C	N_e , кВт	M_k , Н·м	p_e , МПа	$G_{тв}$, г/кВт	η_e	G_o , г	$t_{св}$, °C	$G_{в}$, кг/ч	a	$\eta_{тв}$
1															
2															
3															
4															
5															
6															
7															
8															



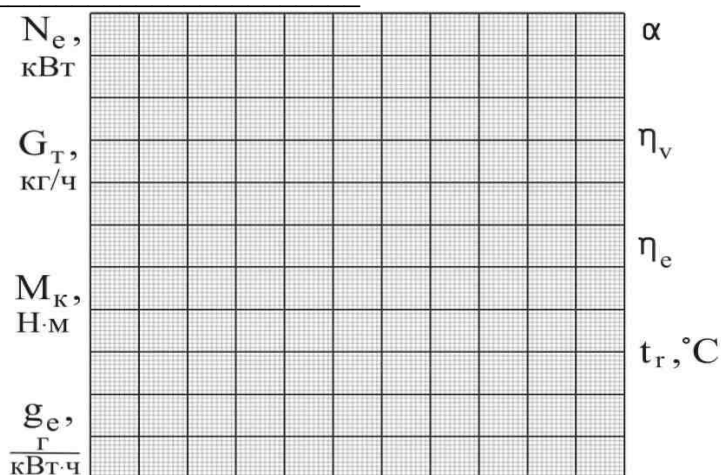
Нагрузочная характеристика дизеля при $n =$ _____ мин⁻¹

Анализ характеристики:

Лабораторная работа 3. Методика снятия нагрузочной характеристики двигателя с искровым зажиганием

Назначение нагрузочной характеристики двигателя с искровым зажиганием

Методика снятия нагрузочной характеристики двигателя с искровым зажиганием

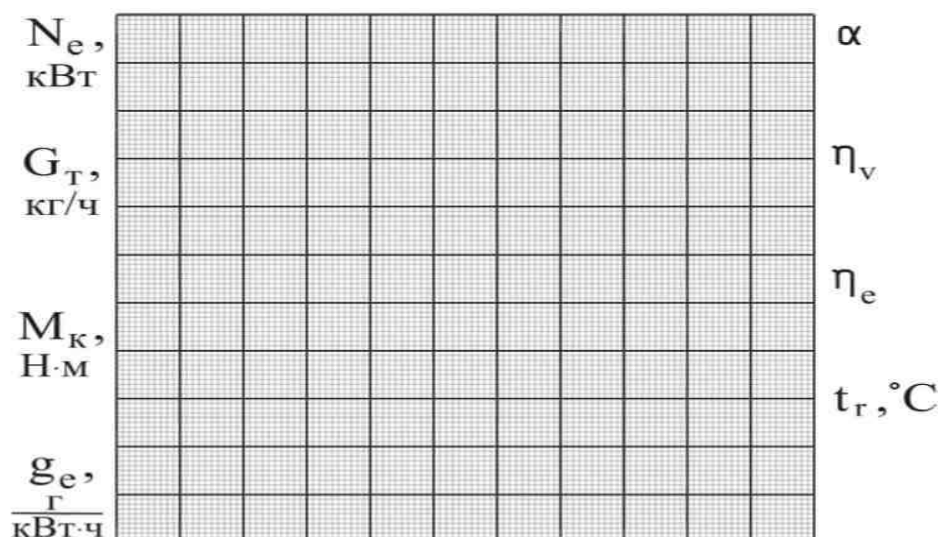


Предполагаемый вид характеристики (по литературным источникам)

Дата _____ Давление окружающей среды _____ кПа
Двигатель _____ Температура окружающей среды _____ °C

Результаты измерений и обработки данных

№ опыта	n , мин ⁻¹	$P_{тор}$, кгс	G_T , кг/ч	Псч	t_r , °C	N_e , кВт	M_K , Н·м	p_e , МПа	g_e , г/кВт·ч	η_i	G_o , г	τ_e , с	G_B , кг/ч	α	η_v
1															
2															
3															
4															
5															
6															
7															
8															



Нагрузочная характеристика двигателя с искровым зажиганием
при $n = \underline{\hspace{2cm}}$ мин⁻¹

Анализ характеристики:

5.4 Вопросы для проверки

Что такое нагрузочная характеристика? Каковы ее назначение, методика снятия и построения?

Почему при увеличении (уменьшении) нагрузки от номинального значения ухудшаются эффективные показатели работы двигателя?

Почему при увеличении нагрузки часовой расход воздуха у дизеля снижается, а у бензинового двигателя, наоборот, возрастает?

Что, на ваш взгляд, предпочтительнее: работа двигателя с частичной перегрузкой или с частичной недогрузкой?

Каким образом степень нагрузки влияет на долговечность и надежность работы двигателя?

Почему нельзя выключать нагрузку без уменьшения подачи топлива? Каким образом это условие реализовано на современных автотракторных ДВС?

6 СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Назначение характеристики – определение влияния частоты вращения на основные показатели работы ДВС и ТА, определение минимальной и максимальной рабочих частот вращения, определение частоты вращения при максимальном крутящем моменте.

Цель работы – закрепить знания устройства и работы приборов и оборудования, применяемых при стендовых испытаниях ДВС и ТА, освоить методики снятия и построения скоростных характеристик, определить оптимальные и допустимые значения частот вращения.

Задачи работы:

закрепить знания устройства и работы приборов и оборудования, применяемых при стендовых испытаниях ДВС и ТА;

изучить методики снятия скоростных характеристик;

снять и построить скоростные характеристики бензинового двигателя и ТНВД при включенном и при выключенном регуляторе частоты вращения;

оценить влияние регулятора частоты вращения на изменение показателей работы ДВС и ТА. Сделать соответствующие выводы.

6.1 Скоростная характеристика ТНВД

Регулятор включен.

Зафиксировать рычаг управления регулятором в положении, соответствующем максимальному скоростному режиму (внешняя скоростная характеристика) или любом промежуточном положении (частичная скоростная характеристика). Установить частоту вращения вала ТНВД при пусковых частотах дизеля и равное ей количество циклов на задатчике электронного блока. Произвести замер подачи топлива секциями насоса на установленном режиме.

Равномерно увеличить частоту вращения до полного выключения подачи и, соответственно, увеличивать число циклов на задатчике электронного блока.

Определить количество подаваемого топлива не менее чем при 7 значениях частоты вращения.

Рассчитать значения цикловой подачи и неравномерности подачи топлива по секциям насоса для каждого опыта, полученные данные нанести на график. Определить частоту вращения для характерных режимов работы, рассчитать степень положительной коррекции.

Обозначить пусковой, корректорный и регуляторный интервалы частот вращения на характеристике.

Регулятор выключен.

Зафиксировать рейку ТНВД в установившемся положении на номинальном режиме (внешняя скоростная характеристика) или другом промежуточном положении (частичная скоростная характеристика).

Определить количество подаваемого топлива секциями насоса при тех же частотах вращения и соответствующих им показаниях счетчика циклов, что и в разделе «Регулятор включен».

Рассчитать значения цикловой подачи и неравномерности подачи топлива по секциям насоса для каждого опыта, полученные данные нанести на график.

Проанализировать полученные данные, сравните их с данными скоростной характеристики ТНВД с включенным регулятором, обосновать причины изменения данных.

Анализ скоростных характеристик ТНВД

Скоростная характеристика ТНВД снимается при изменении частоты вращения кулачкового вала от минимальной до максимальной по ТУ при фиксированном положении рычага управления регулятором или фиксированном положении рейки.

В первом случае регулятор частоты вращения может оказывать влияние на изменение подачи. Это – скоростная характеристика с включенным регулятором. Вторая характеристика – скоростная характеристика с выключенным регулятором частоты вращения.

Для того чтобы иметь возможность правильной оценки влияния регулятора на подачу топлива, при снятии скоростной характеристики с выключенным регулятором рейку насоса обычно фиксируют в том положении, какое она займет сама на номинальной частоте вращения при неизменном положении (выбранном для снятия характеристики) рычага управления регулятором. При этом в случае упора рычага управления регулятором в винт ограничения максимальной частоты вращения обе характеристики являются внешними. Если же рычаг управления регулятором занимал какое-то промежуточное положение, полученные характеристики – частичные.

Рассмотрим внешние скоростные характеристики ТНВД, вначале с включенным, а затем с выключенным регулятором (рис. 11). На частоте вращения вала насоса при пусковых оборотах коленчатого вала дизеля грузики регулятора сведены и не оказывают воздействия на величину подачи, рейка устанавливается в положение максимальной подачи. После пуска дизеля при увеличении частоты вращения коленчатого вала центробежная сила грузиков увеличивается и подача топлива уменьшается до достижения равновесного положения муфты, на которую с одной стороны действует усилие пружины регулятора, а с другой стороны центробежная сила грузиков – режим минимально устойчивой частоты вращения холостого хода. Интервал частоты вращения между отмеченными значениями подачи называется пусковым (интервал I на рис. 11). На номинальном режиме центробежная сила вращающихся грузиков также уравнивается усилием растянутой пружины регулятора, однако при регулировке добиваются того, чтобы значение подачи при этом соответствовало заданному, а плоскость основного рычага регулятора при этом едва касалась плоскости головки винта номинальной подачи.

При уменьшении частоты вращения от номинальной, что соответствует режиму перегрузки дизеля, центробежная сила грузиков снижается. Однако основной рычаг регулятора не может переместиться в сторону увеличения подачи, хотя усилие пружины не изменилось, так как он упирается в головку винта номинальной подачи. В этом случае вступает в работу корректор. Шток корректора под действием предварительно сжатой пружины корректора выдвигается и отталкивает промежуточный рычаг регулятора от основного, заставляя его поворачиваться. Поскольку рейка имеет связь со свободным концом промежуточного рычага, то она движется в сторону увеличения подачи, позволяя дизелю преодолевать увеличение нагрузки. Полностью выдвинутый шток корректора соответствует увеличению подачи $\Delta g_{\text{ц}}$ на 12...25 % (в зависимости от типа насоса) против номинальной.

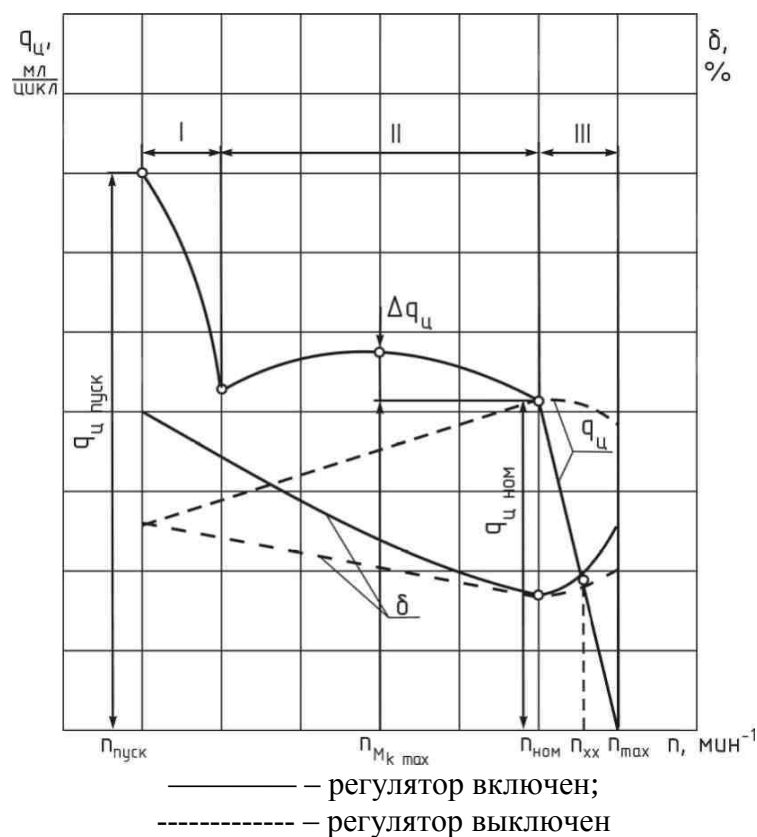


Рисунок 11 – Скоростные характеристики ТНВД

Эта величина называется *степенью коррекции*, а частота вращения, соответствующая полному включению корректора (наибольшему увеличению подачи и наибольшей способности дизельного двигателя преодолевать перегрузки), называется *частотой вращения при максимальном крутящем моменте*.

При дальнейшем уменьшении частоты вращения подача топлива будет уменьшаться, так как увеличатся гидравлические потери за увеличивающееся время впрыскивания (у дизельных двигателей с наддувом это соответствует интервалу работы антикорректора). Рассмотренный интервал частоты вращения называется *корректорным* (интервал II на рис. 11). При увеличении частоты вращения свыше номинальной центробежная сила вращающихся грузиков будет постепенно превышать усилие растянутой пружины и рейка насоса начнет двигаться в сторону выключения подачи. На какой-то частоте вращения подача полностью прекратится – будет достигнута максимальная частота вращения по ТУ.

Этот интервал работы называется *регуляторным* (интервал III на рис. 11). В случае снятия характеристики с выключенным регулятором рейка фиксируется в номинальном режиме, поэтому значения подач на номинальной частоте вращения совпадают. Ни регулятор, ни корректор не способны оказать влияние на изменение подачи, поэтому на всех частотах вращения подача изменяется мало. При уменьшении частоты вращения от номинальной подача снижается, так как увеличивается время впрыскивания и, соответственно, растут гидравлические потери за это время. При увеличении частоты вращения подача также начнет снижаться, так как ухудшается наполнение надплунжерного пространства за сокращаемое время.

Неравномерность подачи топлива по секциям насоса во всех случаях растет при уменьшении средней величины подачи и снижается при ее увеличении.

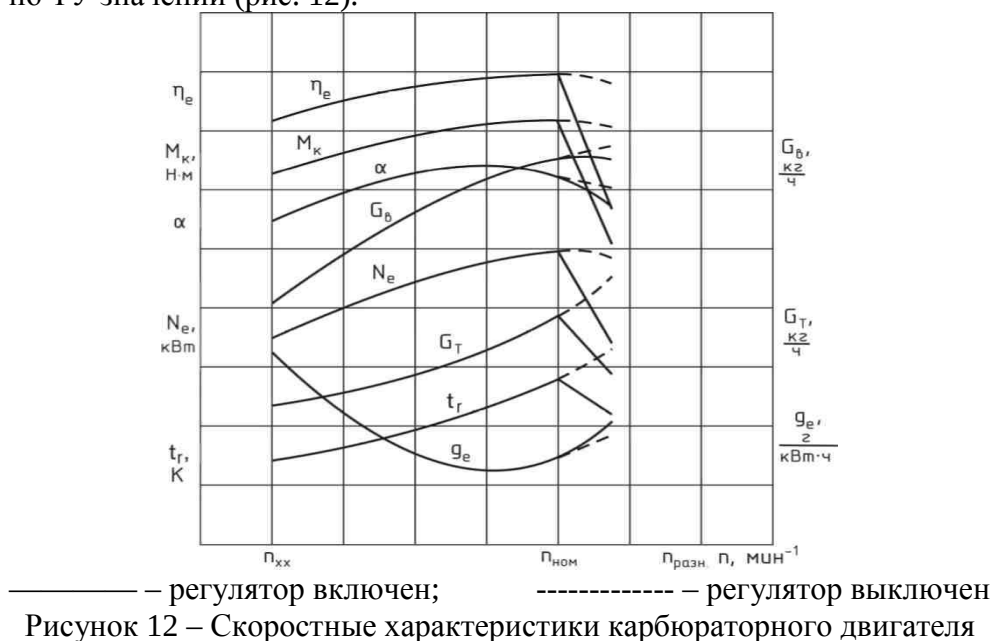
6.2 Скоростная характеристика бензинового двигателя

Включите стенд, запустите двигатель, установите заслонку в положение, соответствующее максимальной подаче топлива (внешняя скоростная характеристика), или любое промежуточное положение (частичная скоростная характеристика).

Равномерно увеличивая частоту вращения от минимальной до максимальной уменьшением нагрузки тормозного устройства на валу двигателя от максимума до нуля, определите показания приборов не менее чем при 7 значениях частоты вращения. Остановите двигатель и выключите стенд. По известным зависимостям рассчитайте значения параметров работы двигателя, полученные данные нанесите на график. Проанализируйте характер изменения кривых.

Анализ скоростных характеристик бензинового двигателя

Скоростная характеристика бензинового двигателя – это зависимость параметров работы двигателя от частоты вращения. Снимается характеристика при постоянном положении дроссельной заслонки и изменении частоты вращения от минимального до максимально допустимого по ТУ значений (рис. 12).



С повышением частоты вращения увеличивается количество циклов в единицу времени, поэтому растет часовой расход топлива. Поскольку топливо поступает в виде смеси с воздухом, расход воздуха также возрастает.

Увеличение количества топлива, сгорающего в единицу времени, повышает значения среднего индикаторного давления, средней температуры цикла и температуры отработавших газов. Значение коэффициента избытка воздуха зависит от соотношения поступающего воздуха и топлива. С увеличением частоты вращения скорость воздуха и разрежение увеличиваются, увеличивая количество поступающего топлива, однако из-за разницы гидравлических сопротивлений и аэродинамических сопротивлений трактов прирост скорости и расхода воздуха выше увеличения расхода топлива. В результате с ростом частоты вращения смесь обедняется, при этом коэффициент избытка воздуха растет.

Известно, что эффективная мощность прямо пропорциональна значениям частоты вращения и среднего эффективного давления, поэтому она увеличивается с ростом частоты. Но при этом также возрастают и механические потери.

Соответственно, рост эффективной мощности замедляется. На какой-то частоте вращения значение условного давления механических потерь достигнет значения среднего индикаторного давления, в этом случае эффективная мощность будет равна нулю. Низкие значения среднего эффективного давления на больших частотах вращения обуславливают невысокие значения крутящего момента. На малых частотах среднее эффективное давление может

также снизиться из-за уменьшения коэффициента наполнения, так как фазы газораспределения рассчитывают для номинальной частоты вращения.

На частотах вращения, составляющих 60...80 % от номинальной, достигается лучшее соотношение среднего индикаторного и среднего эффективного давлений, обеспечивающее максимальное значение механического КПД. В условиях скоростной характеристики механический КПД является определяющим фактором изменения удельного эффективного расхода топлива, в результате последний минимален при максимальном значении КПД.

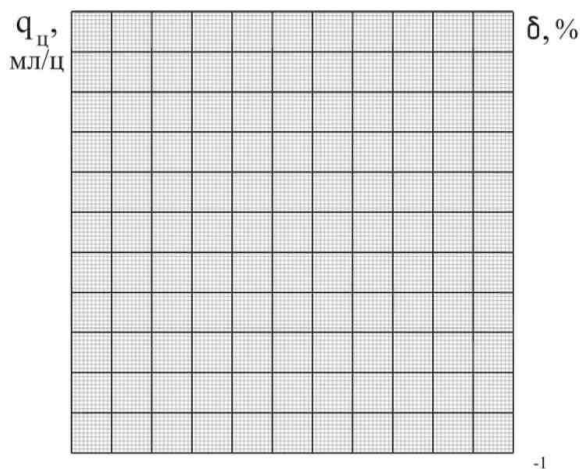
Необходимо помнить, что наибольшая эффективная мощность достигается при значительно больших значениях частоты вращения при одновременном снижении топливной экономичности, что обуславливается необходимостью обогащения смеси.

6.3 Примеры выполнения лабораторных работ

Лабораторная работа 1. Методика снятия скоростных характеристик ТНВД

Назначение скоростных характеристик ТНВД с включенным и выключенным регулятором

Методика снятия скоростных характеристик ТНВД с включенным и выключенным регулятором _____



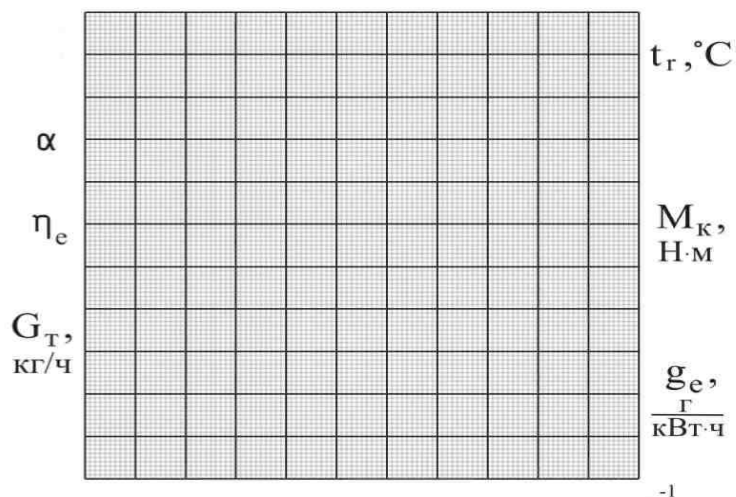
Предполагаемый вид характеристики (по литературным источникам)

Дата _____ Давление окружающей среды _____ кПа
ТНВД (марка) _____ Температура окружающей среды _____ °C

Лабораторная работа 2. Методика снятия скоростных характеристик дизельного двигателя

Назначение скоростных характеристик дизеля с включенным и выключенным регулятором _____

Методика снятия скоростных характеристик дизеля с включенным и выключенным регулятором



Предполагаемый вид характеристики (по литературным источникам)

Условные обозначения:

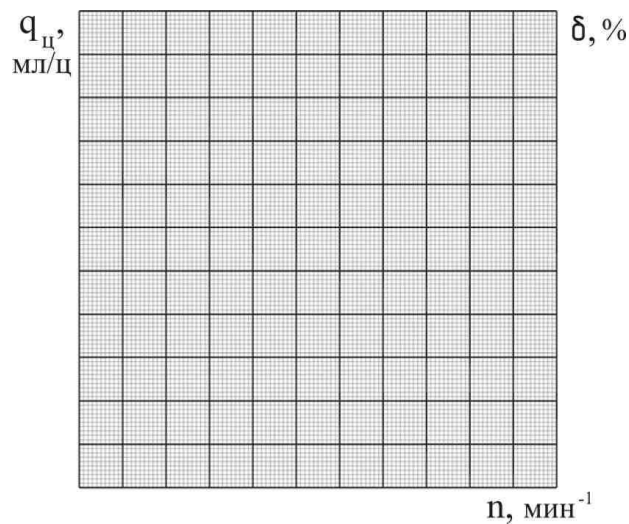
— — регулятор включен; - - - - - регулятор выключен

Дата _____ Давление окружающей среды _____ кПа

ТНВД (марка) _____ Температура окружающей среды _____ °C

Результаты измерений и обработки данных

№ опы-та	n , мин ⁻¹	$n_{ц}$	V_1 , мл	V_2 , мл	V_3 , мл	V_4 , мл	$\sum V_i$, мл	V_{cp} , мл	$q_{ц}$, мл/ц	Неравномерность подачи топлива секциями δ , %
1										
2										
3										
4										
5										



Скоростные характеристики ТНВД

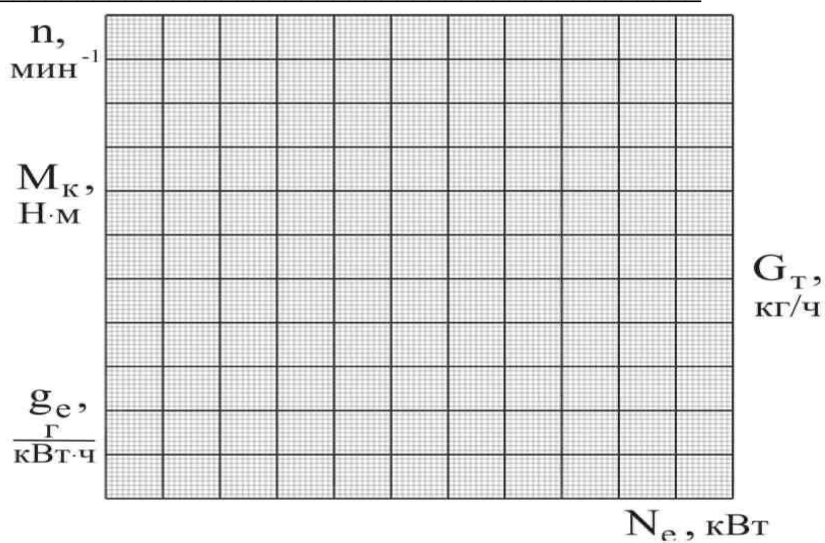
Условные обозначения: — — регулятор включен; ----- — регулятор выключен.

Анализ характеристик:

Лабораторная работа 3. Методика снятия регуляторной характеристики дизельного двигателя

Назначение регуляторной характеристики дизельного двигателя

Методика снятия регуляторной характеристики дизельного двигателя



Предполагаемый вид характеристики (по литературным источникам)

Регулятор включен

Дата _____ Давление окружающей среды _____ кПа

Дизельный двигатель_____ Температура окружающей среды _____ °C

Результаты измерений и обработки данных

№ опыта	n , мин ⁻¹	$P_{тор}$, кгс	G_T , кг/ч	псч	t_r , °C	N_e , кВт	M_k , Н·м	g_e , г/кВт·ч	η_i	G_o , г	t_o , с	G_B , кг/ч	α	η_v
1														
2														
3														
4														
5														

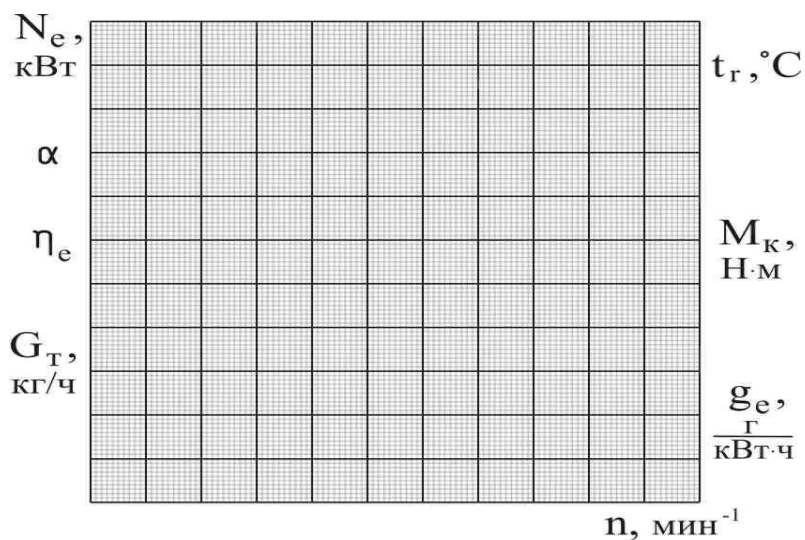
Регулятор выключен

Дата _____ Давление окружающей среды _____ кПа

Дизельный двигатель _____ Температура окружающей среды _____ °C

Результаты измерений и обработки данных

№ опы-	n , мин ⁻¹	$P_{тор}$, кгс	G_T , кг/ч	псч	t_r , °C	N_e , кВт	M_k , Н·м	g_e , г/кВт·ч	η_i	G_o , г	t_o , с	G_B , кг/ч	α	η_v
1														
2														
3														
4														
5														



Скоростные характеристики дизельного двигателя

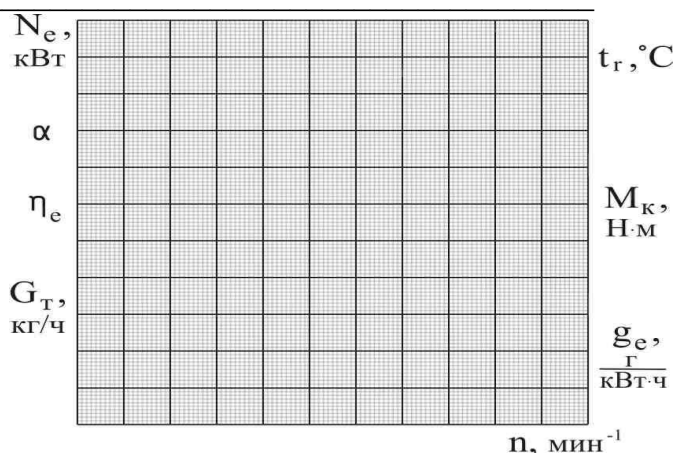
Условные обозначения: — регулятор включен; ----- регулятор выключен.

Анализ характеристик:

Лабораторная работа 4. Методика снятия скоростных характеристик двигателя с искровым зажиганием

Назначение скоростных характеристик двигателя с искровым зажиганием

Методика снятия скоростных характеристик двигателя с искровым зажиганием



Предполагаемый вид характеристики (по литературным источникам)

Скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием (регулятор включен)

Дата _____ Давление окружающей среды _____ кПа

Двигатель _____ Температура окружающей среды _____ °C

Результаты измерений и обработки данных

№ опыта	n , мин ⁻¹	$P_{тор}$, кгс	G_T , кг/ч	псч	t_r , °C	N_e , кВт	M_k , Н·м	g_e , г/(кВт·ч)	η_e	G_o , г	t_o , °C	G_B , кг/ч	α	η_v
1														
2														
3														
4														
5														

Лабораторная работа 5. Скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием (регулятор выключен)

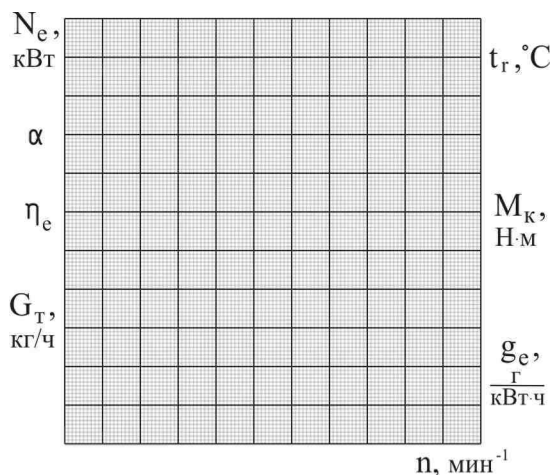
Дата _____ Давление окружающей среды _____ кПа

Двигатель _____ Температура окружающей среды _____ °C

Результаты измерений и обработки данных

№ опыта	n , мин ⁻¹	$P_{тор}$, кгс	G_T , кг/ч	псч	t_r , °C	N_e , кВт	M_k , Н·м	g_e , г/(кВт·ч)	η_e	G_o , г	t_o , °C	G_B , кг/ч	α	η_v
1														

2														
3														
4														
5														



Скоростные характеристики карбюраторного двигателя

Условные обозначения: _____

Анализ характеристик: _____

6.4 Вопросы для проверки

1. Что такое скоростная характеристика? Каковы ее назначения, методика снятия и построения?
2. Чем различаются внешняя и частичная скоростные характеристики?
3. Как и почему изменение скоростного режима влияет на эффективные показатели работы двигателя?
4. Для чего и как снимается и строится регуляторная характеристика дизеля?
5. Пользуясь скоростной характеристикой ТНВД с включенным регулятором, определите:
 - а) характерные интервалы характеристики;
 - б) характерные режимы работы насоса;
 - в) степень коррекции.

7 РЕГУЛИРОВКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

7.1 Регулировки ТНВД

Включите стенд с установленными на нем топливным насосом и соответствующим отрегулированным комплектом форсунок. Пользуясь журналом для стендовых испытаний ДВС и ТА, определите и запишите параметры работы насоса на указанных контрольных режимах.

Произведите регулировки топливного насоса в требуемой последовательности. Определите и запишите параметры работы насоса на контрольных режимах после регулировки. Значения параметров должны соответствовать ТУ.

Проанализируйте результаты испытаний. Проведите отмеченные мероприятия на других стендах с другими типами насосов и соответствующими им комплектами форсунок.

Регулировка насосов типа УТН

I. Первичные подготовительные операции.

Контроль работы насоса на частоте вращения вала выше номинальной на 200 мин⁻¹. Не должно наблюдаться стуков, заеданий рейки, единичных прихватов плунжера, местных нагревов свыше 80 °С.

Проверка давления топлива в головке насоса. На частоте вращения 600 мин⁻¹ при полностью включенной подаче давление должно быть равно 0,07...0,12 МПа. При необходимости давление регулируется подбором пружины перепускного клапана. Сильно заниженное давление является следствием забивки топливных фильтров или неисправности подкачивающего насоса.

Проверка угла начала нагнетания топлива базовой секцией. Величина угла начала нагнетания топлива базовой (первой) секцией до оси симметрии профиля кулачка должна быть $57^{\circ} \pm 30'$. При необходимости угол настраивают регулировочным болтом толкателя.

Проверка герметичности и давления открытия нагнетательных клапанов. При выключенной подаче топлива, давлении в головке 0,07...0,12 МПа и открытом наполнительном отверстии втулки плунжерной пары клапаны не должны пропускать топливо в течение 2 минут. Разница в давлении открытия нагнетательных клапанов не должна превышать 0,3 МПа. Изменять давление открытия клапана можно подбором пружин.

II. Основные регулировочные операции.

Настройка начала действия регулятора. Начало действия регулятора контролируют по показаниям тахометра в момент начала движения основного рычага регулятора в сторону выключения подачи топлива. Проверку выполняют при медленном увеличении частоты вращения и положении рычага управления регулятором на упоре в винт ограничения максимальной частоты вращения. При необходимости начало действия регулятора изменяют регулировочным винтом ограничения максимальной частоты вращения. При недостаточности такой регулировки можно пользоваться изменением числа рабочих витков пружины регулятора, вывертывая или ввертывая ее в серьгу.

Установка винта номинальной подачи. На номинальной частоте вращения вала регулятора и положении рычага управления регулятором на упоре в винт ограничения максимальной частоты вращения медленно вворачивают винт номинальной подачи внутрь корпуса регулятора, а затем вывертывают до соприкосновения плоскости головки винта с (основным) рычагом регулятора. После этого винт дополнительно вывертывают на 0,5 оборота и контрят.

Установка номинальной подачи. Номинальную подачу проверяют количеством топлива, поступившим от каждой насосной секции в течение заданного количества циклов на номинальной частоте вращения вала и положении рычага управления регулятором на упоре в винт ограничения максимальной частоты вращения. При необходимости регулируют подачу отдельных секций и сводят к минимуму неравномерность подачи по секциям изменением углового положения поворотной втулки относительно зубчатого венца, предварительно ослабив его затяжку. Допускается изменять подачу одновременно у всех секций положением винта номинальной подачи. В этом случае снова проводится настройка начала действия регулятора.

Проверка отклонения угла начала впрыскивания топлива. Величины отклонений углов начала впрыскивания измеряют относительно угла начала впрыскивания базовой (первой) секции. При необходимости отклонение угла настраивают регулировочным болтом толкателя.

Проверка длительности впрыскивания топлива. Величина угла впрыскивания топлива проверяется в номинальном режиме и в процессе эксплуатации не регулируется. Отклонение угла впрыскивания топлива от заданного значения свидетельствует об износе профиля кулачка соответствующей секции.

Регулировка коррекции подачи. Корректор регулируется до установки на насос. Степень коррекции регулируется величиной хода штока корректора, изменением числа шайб под

пяткой штока. Момент включения корректора изменяется усилием предварительной затяжки пружины корректора.

III. Заключительные регулировочные операции.

Установка винта жесткого упора основного рычага. В режиме, соответствующем полному выключению подачи топлива регулятором, на максимальной частоте вращения холостого хода вворачивают винт жесткого упора внутрь корпуса регулятора до соприкосновения с (основным) рычагом регулятора, после этого вывертывают на один оборот и контрят. Правильная установка винта жесткого упора предохраняет от чрезмерных нагрузок детали регулятора.

Контроль пусковой подачи. Величину пусковой подачи проверяют при частоте вращения $100...150 \text{ мин}^{-1}$ при условии исключения движения рейки в сторону уменьшения подачи. Суммарная подача всех секций должна быть не менее заданной.

Регулировка насосов типа ТН

I. Первичные подготовительные операции.

Контроль работы насоса на частоте вращения вала выше номинальной на 200 мин^{-1} . Не должно наблюдаться стуков, заеданий рейки, единичных прихватов плунжера, местных перегревов свыше 80°C .

Контроль давления топлива в головке насоса (на номинальной частоте вращения при полной подаче топлива давление должно быть не менее $0,1 \text{ МПа}$, для насосов ЛСТН $0,12...0,15 \text{ МПа}$). При необходимости давление регулируется подбором пружины перепускного клапана.

Проверка угла начала нагнетания топлива базовой секцией. Величина угла начала нагнетания топлива базовой (первой) секцией до оси симметрии профиля кулачка должна быть $54^\circ \pm 30'$ (для насосов 6ТН $36^\circ \pm 30'$). При необходимости угол настраивают регулировочным болтом толкателя.

II. Основные регулировочные операции.

Настройка начала действия регулятора. При медленном увеличении частоты вращения и положении рычага управления регулятором на упоре в винт ограничения максимальной частоты вращения контролируют по показаниям тахометра момент начала движения (основного) рычага регулятора в сторону выключения подачи топлива. При необходимости начало действия регулятора изменяют количеством регулировочных шайб под головкой винта ограничения максимальной частоты вращения.

Установка винта номинальной подачи. На номинальной частоте вращения вала регулятора при положении рычага управления регулятором на упоре в винт ограничения максимальной частоты вращения вращают винт номинальной подачи против часовой стрелки до появления зазора между торцом винта и плоскостью призмы корректора. После этого поворачивают винт по часовой стрелке до соприкосновения с плоскостью призмы корректора, дополнительно поворачивают ещё на $0,5$ оборота и контрят гайкой.

Установка номинальной подачи. Величину номинальной подачи контролируют по количеству поступившего от каждой насосной секции топлива в течение заданного количества циклов при номинальной частоте вращения вала и положении рычага управления регулятором на упоре в винт ограничения максимальной частоты вращения.

При необходимости регулируют подачу отдельных секций и сводят к минимуму неравномерность подачи по секциям изменением углового положения поворотной втулки при ослабленном поводке.

В случае изменения подачи одновременно у всех секций положением винта номинальной подачи рекомендуется снова настраивать начало действия регулятора.

Проверка отклонения угла начала впрыскивания топлива. Величину отклонения угла начала впрыскивания измеряют относительно угла начала впрыскивания базовой (первой) секции. При необходимости отклонение угла настраивают регулировочным болтом толкателя.

Проверка длительности впрыскивания топлива. Величина угла поворота вала, соответствующего длительности впрыскивания, проверяется в номинальном режиме и в процессе

эксплуатации не регулируется. Отклонение угла от заданного значения свидетельствует об износе профиля кулачка соответствующей секции.

Регулировка коррекции подачи. Степень коррекции подачи топлива задаётся углом наклона плоскости призмы относительно вертикали и в процессе эксплуатации не регулируется.

III. Заключительные регулировочные операции.

Установка винта жесткого упора основного рычага. В режиме максимальной частоты вращения холостого хода при полном выключении подачи регулятором вворачивают винт жесткого упора внутрь корпуса регулятора до соприкосновения с основным рычагом регулятора. После этого винт вывертывают на один оборот и контрят гайкой.

Установка шпильки-ограничителя выключения подачи. Устанавливают частоту вращения вала 200...300 мин⁻¹ и перемещают рычаг управления регулятором до выключения подачи топлива. В найденном положении вывертывают шпильку-ограничитель до упора в сектор рычага управления. При этом шарнирные соединения тяги с рейкой должны иметь ощутимый люфт.

Контроль работы пускового обогатителя. На частоте вращения кулачкового вала 200...300 мин⁻¹ вытягивают валик обогатителя. Величина дополнительного хода рейки на обогащение должна быть не менее 2 мм.

Удерживая рычаг управления регулятором в среднем положении, повышают частоту вращения. Автоматическое выключение пускового обогатителя должно происходить при частоте вращения до 650 мин⁻¹.

Регулировка насосов распределительного типа НД

I. Первичные подготовительные операции.

Контроль работы насоса на частоте вращения вала выше номинальной на 200 мин⁻¹. Не должно наблюдаться стуков, заеданий дозаторов на плунжерах, местных нагревов свыше 80 °С.

Проверка давления топлива в головке насоса. На частоте вращения 600 мин⁻¹ при полной подаче топлива давление должно быть не менее 0,2...0,4 МПа для насосов НД-21 (211) и не менее 0,12 МПа для насосов НД-22 (221), т. к. у этих насосов от величины давления в головке зависит усилие на перемещение приводов дозаторов. При необходимости давление изменяется демпфером, установленным в сливном (нижнем) штуцере.

Контроль отсутствия гидроудара. Гидроудар может возникнуть в начале нагнетания топлива, когда плунжер начинает сжимать топливо, а распределительный паз плунжера недостаточно открыл распределительное окно втулки, и в конце нагнетания, когда распределительный паз разъединен с распределительным окном до конца подачи.

Отсутствие гидроудара проверяют при включенной подаче топлива в насосах НД-21 (211) проворачиванием вала по часовой стрелке, в насосах НД-22 (221) – в обоих направлениях вращения. При необходимости производят «перезакатку» насоса – меняют угловое положение распределительного вала плунжера в момент начала нагнетания или заменяют промежуточные шестерни.

II. Основные регулировочные операции.

Выравнивание подачи между двумя секциями насоса (только для насосов НД-22). На частоте вращения 950...1000 мин⁻¹ при полной подаче топлива добиваются приблизительно одинаковой средней величины подачи каждой из двух секций. При необходимости подачу выравнивают изменением величины подачи первой секции изменением длины составной регулировочной тяги.

Регулировка пусковой подачи. На частоте вращения 100...150 мин⁻¹ при среднем положении рычага управления регулятором определяют величину подачи насосных секций. При необходимости подачу изменяют поворотом эксцентрикового пальца при ослабленном стяжном болте.

Настройка начала действия регулятора. На номинальной частоте вращения при полной подаче топлива вращением винта номинальной подачи добиваются величины подачи, на $0,2...0,4 \text{ см}^3$ превышающей значение номинальной подачи. В насосах НД натяжение пружины регулятора настраивают по величине подачи. В этом положении винт контрят гайкой.

Установка номинальной подачи. На номинальной частоте вращения при полной подаче топлива устанавливают величину подачи вращением корпуса корректора при ослабленной контргайке.

Снижение неравномерности подачи по штуцерам насоса. Неравномерность подачи снижают заменой или перестановкой деталей насосных линий, дающих наибольшие и наименьшие значения подачи (топливопроводов, форсунок, клапанных узлов и т.д.).

Установка пневмокорректора. Положение отключенного пневмокорректора относительно крышки регулятора настраивают по величине подачи на номинальной частоте вращения вворачиванием (выворачиванием) корпуса пневмокорректора в крышку. Проверку давления начала срабатывания пневмокорректора проводят на номинальной частоте вращения сравнением подачи с номинальным значением при давлении в камере $0,025...0,030 \text{ МПа}$. Момент отключения пневмокорректора и величина подачи должны соответствовать номинальному значению. При необходимости регулировки давления пневмокорректор снимают с насоса и отправляют в специализированную мастерскую.

Проверка муфты опережения впрыскивания топлива. Муфты опережения впрыскивания топлива проверяют измерением смещения ведомой полумуфты относительно ведущей при двух скоростных режимах. Величина смещения полумуфт в момент впрыскивания топлива одной из линий нагнетания должна быть: $2 \pm 1^\circ$ при частоте вращения $750 \pm 50 \text{ мин}^{-1}$; $6 \pm 1^\circ$ при $1000 \pm 10 \text{ мин}^{-1}$. При этом стуки в муфте в диапазоне $150...400 \text{ мин}^{-1}$ не допускаются.

III. Заключительные регулировочные операции.

Проверка герметичности насосов. При подаче сжатого воздуха во внутреннюю полость насоса, погруженного в технологическую жидкость, при закрытых входных масляных отверстиях и давлении $0,04...0,10 \text{ МПа}$ в течение около 20 секунд допускается выделение отдельных пузырьков воздуха в местах установки винтов скоростного режима.

При появлении пузырьков воздуха по уплотнениям и резьбам подтягивают винты, пробки или заменяют прокладки.

Определение частоты вращения выключения подачи регулятором. При полной подаче топлива и медленном увеличении частоты вращения полное выключение подачи должно происходить при частоте, не более заданной. При несовпадении значений частоты вращения повторно производят настройку начала действия регулятора и регулировку величины номинальной подачи.

Регулировка насосов типа 33 (КамАЗ)

I. Первичные подготовительные операции.

Контроль работы насоса на частоте вращения вала выше номинальной на 200 мин^{-1} . Не должно наблюдаться стуков, заеданий реек, единичных прихватов плунжера, местных нагревов свыше 80°C .

Проверка давления топлива в головке насоса. На частоте вращения $600...1300 \text{ мин}^{-1}$ при упоре рычага управления регулятором в винт ограничения максимальной частоты вращения давление должно быть не менее $0,06...0,08 \text{ МПа}$. При необходимости давление регулируется затяжкой пружины перепускного клапана, установкой различного числа шайб между пробкой и пружиной.

Проверка угла начала нагнетания топлива базовой секцией. Величина угла начала нагнетания топлива базовой (восьмой) секцией должна быть $42^\circ 30' \pm 20'$. При необходимости угол настраивают установкой в толкатель под плунжер пяты толкателя различной толщины. Предусмотрено 19 разных групп пяты толкателя с разницей в толщине $0,05 \text{ мм}$, что соответствует изменению угла $0^\circ 12'$.

Проверка герметичности и давления открытия нагнетательных клапанов. При выключенной подаче топлива, давлении в головке 0,12...0,20 МПа и открытом наполнительном отверстии втулки плунжерной пары клапаны не должны пропускать топливо в течение 2 минут. Давление начала открытия клапанов должно составлять не менее 0,9...1,1 МПа. При необходимости давление регулируется изменением числа регулировочных шайб под пружиной клапана. После регулировки штуцер клапана затягивают с моментом 100...120 Н·м.

II. Основные регулировочные операции.

1. Настройка начала действия регулятора. В насосах типа 33 натяжение пружины регулятора настраивают по величине подачи на двух контрольных частотах вращения при упоре рычага управления регулятором в винт ограничения максимальной частоты вращения перемещением этого винта.

Установка номинальной подачи. Величину номинальной подачи контролируют по количеству поступившего от каждой насосной секции топлива в течение заданного количества циклов при номинальной частоте вращения вала. При необходимости регулируют подачу отдельных секций и сводят к минимуму неравномерность подачи по секциям поворотом корпуса секции относительно корпуса насоса при ослабленных гайках крепления топливопровода и крепления секции. Затягивают гайки крепления секции с моментом 25...40 Н·м.

Проверка отклонения угла начала впрыскивания топлива. Величину отклонения угла начала впрыскивания измеряют относительно угла начала впрыскивания базовой (восьмой) секции в номинальном режиме. При необходимости отклонение угла настраивают для каждой секции использованием пяты толкателя различной толщины.

Проверка длительности впрыскивания топлива. Величина угла поворота вала, соответствующего длительности впрыскивания, проверяется в номинальном режиме и в процессе эксплуатации не регулируется. Отклонение угла от заданного значения свидетельствует об износе профиля кулачка соответствующей секции.

Регулировка коррекции подачи. Степень коррекции определяется величиной подач на промежуточных скоростных режимах по внешней регуляторной характеристике. При необходимости корректоры снимаются с насоса, и настраиваются на специализированном предприятии.

III. Заключительные регулировочные операции.

Установка винта ограничения минимальной частоты вращения. При установке рычага управления регулятором на упор в винт ограничения минимальной частоты вращения подача насоса должна снижаться до заданного значения.

Установка винта останова. При переводе рычага останова на упор в винт останова подача должна полностью прекращаться при любой частоте вращения вала регулятора. При вращении рычага останова в исходное положение и повороте рычага управления до упора в винт ограничения максимальной частоты вращения рейки насоса должны занимать положение, соответствующее пусковой подаче.

Установка винта пусковой подачи. Установку винта пусковой подачи производят в зависимости от величины подачи топлива на частоте вращения $100 \pm 10 \text{ мин}^{-1}$ при упоре рычага управления регулятором в винт ограничения максимальной частоты вращения, а рычага останова при упоре в винт пусковой подачи.

Проверка частоты вращения выключения подачи топлива регулятором. При положении рычага управления регулятором на упоре в винт ограничения максимальной частоты вращения медленно увеличивают частоту вращения до полного выключения подачи. При необходимости изменяют положение винта ограничения максимальной частоты вращения и снова производят настройку начала действия регулятора.

Регулировка насосов типа 60, 80, 90 (ЯМЗ)

I. Первичные подготовительные операции.

Проверка герметичности и давления открытия нагнетательных клапанов. При включенной подаче, давлении в головке 0,10...0,12 МПа и открытом отверстии втулки плунжера клапаны не должны пропускать топливо в течение двух минут. Давление открытия клапанов должно составлять 0,88... 1,08 МПа.

Угол начала нагнетания насосов с несимметричным плунжером настраивают по его перемещению. Величина подъема толкателя, соответствующая началу нагнетания топлива первой секцией, должна быть $4,5 \pm 0,05$ мм для дизелей без наддува и $4,2 \pm 0,05$ мм для дизелей с наддувом. При необходимости ее регулируют болтом толкателя.

Проверка давления в головке насоса. На номинальной частоте вращения и упоре рычага управления в винт скоростного режима давление должно быть 0,059...0,078 МПа (для 6- и 8-секционных ТНВД) и 0,078...0,127 МПа (для 12-секционных ТНВД).

II. Основные регулировочные операции.

На номинальной частоте вращения и упоре рычага управления регулятором в винт скоростного режима выставляют ход рейки (сдвиг рейки от крайнего выдвинутого положения) винтом номинальной подачи (устанавливают положение винта номинальной подачи).

Регулировка номинальной подачи. Номинальную подачу определяют количеством топлива, подаваемого секциями при номинальной частоте вращения и упоре рычага управления регулятором в винт скоростного режима. При необходимости регулируют подачу отдельных секций и сводят к минимуму неравномерность подачи по отдельным секциям поворотом зубчатого венца.

Отклонение угла начала впрыскивания топлива секциями относительно базовой (первой) настраивают регулировочным болтом толкателя.

Контроль пусковой подачи. На частоте вращения 80 ± 10 мин⁻¹ и давлении в головке ТНВД не менее 0,196 МПа подача должна составлять не менее 220 мм³/цикл. Регулируют пусковую подачу винтом пусковой подачи.

Настройка начала действия регулятора. При упоре рычага управления регулятором в винт скоростного режима медленно увеличивают частоту вращения и определяют начало движения рейки. При отклонении частоты ее регулируют винтом (предварительного натяжения пружины регулятора) двуплечего рычага. При вывертывании частота уменьшается, при заворачивании – увеличивается.

III. Заключительные регулировочные операции.

Настройка винта минимальной частоты вращения холостого хода двигателя.

Проверка функционирования скобы кулисы. При упоре рычага управления регулятором в винт минимальной частоты вращения и повороте скобы кулисы на 45° подача топлива должна полностью выключаться при любой частоте вращения.

7.2 Проверка и регулировка форсунок по давлению начала впрыскивания

Техническое состояние форсунок контролируют по качеству распыливания и давлению начала впрыскивания.

Для определения качества распыливания оценивают размеры капель, распределение их по длине и сечению топливного факела.

Однако известные в настоящее время методы определения этих показателей очень сложны, трудоемки и неприемлемы для условий эксплуатации. Поэтому качество распыливания оценивают по комплексу косвенных показателей: мелкокости частиц распыленного топлива, плотности распределения частиц топлива по поперечному сечению факела (местные сгущения и струйки), гидравлической плотности по направляющей поверхности иглы, герметичности по запирающему конусу и звучности впрыскивания.

Установите испытуемую форсунку в державке прибора, присоедините топливопровод.

С помощью рукоятки подавайте топливо к форсунке с частотой около 60 циклов в минуту. Давление начала впрыскивания топлива определяйте по манометру, качество распыливания оценивайте визуально и на слух.

Для каждой форсунки опыт проводите не менее трех раз, результаты занесите в журнал.

При необходимости отрегулируйте давление начала впрыскивания топлива. Правильность проведенной регулировки проверьте не менее трех раз, результате запишите.

Сравните полученные данные с требованиями ТУ, сделайте выводы.

7.3 Примеры выполнения лабораторных работ

Лабораторная работа. Испытание и регулировка форсунок по давлению начала впрыскивания

Дата _____

Марка форсунки _____

Результаты измерений и обработки данных

	До регулировки			После регулировки			По ТУ завода-изготовителя для каждой марки
	1 опыт	2 опыт	3 опыт	1 опыт	2 опыт	3 опыт	
№1 марка ____							
№2 марка ____							
№3 марка ____							

Анализ результатов:

7.4 Вопросы для проверки

1. Перечислите комплекс подготовительных, регулировочных и заключительных операций при регулировке различных типов насосов. Какова последовательность и режимы их проведения?

2. Покажите непосредственно на насосах регулировочные винты. Как они называются? Какие параметры насоса ими регулируются?

3. Как влияют различные регулировки ТНВД на изменение показателей работы дизеля? Как изменятся характеристики дизеля? Покажите непосредственно на характеристиках.

4. Как влияют на показатели работы дизеля качество распыливания топлива и давление начала впрыскивания форсунки?

ПРИЛОЖЕНИЕ

Определяемые параметры и погрешности

При стендовых испытаниях ДВС и ТА определяются следующие параметры, представленные в табл. П1.

Таблица П1 – Стандартизованные параметры и погрешности их измерения

Наименование параметров по ГОСТ 18509-88	Обозначение	Единица измерения	Погрешность, не более
1. Крутящий момент	M_K	Н·м	$0,005M_K$
2. Частота вращения коленчатого вала, далее «частота вращения»	n	мин ⁻¹	$0,005 n_n$, но не более 10 мин ⁻¹
3. Расход топлива	G_T	кг/ч	$0,005G_T$
4. Расход воздуха, поступающего в цилиндры дизеля	G_B	кг/ч	$0,02G_B$
5. Атмосферное давление	$B_{окр}$	кПа	0,1
6. Давление во впускном трубопроводе	$P_{вп}$	кПа	0,05
7. Давление в выпускном трубопроводе	p_r	кПа	0,05
8. Температура окружающего воздуха	$t_{окр}$	°С	1
9. Температура отработавших газов в выпускных патрубках и в выпускном трубопроводе	t_r	°С	10
10. Температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля	$t_{ж}$	°С	3
11. Установочный угол опережения впрыскивания топлива	$\Theta_{впр}$	градус	1
12. Установочный угол опережения зажигания	$\Theta_{зжж}$	градус	1

Таблица П2 – Производные и расчетные параметры (ГОСТ 18509-88)

Наименование параметров	Обозначение	Ед. изм.	Расчетная формула
1. Показания весового устройства стенда КИ-5543	$P_{\text{тор}}$	кгс	—
2. Частота вращения якоря стенда	$n_{\text{тор}}$	мин ⁻¹	$n_{\text{тор}} = n$
3. Крутящий момент	M_K	Н·м	$M_K = P_{\text{тор}} \cdot l \cdot 9,81$
4. Эффективная мощность двигателя	N_e	кВт	$N_e = \frac{M_K \cdot n}{9550}$
5. Расход топлива за опыт	G_o	г	50 или 100 г
6. Часовой расход топлива	G_T	кг/ч	—
7. Время опыта	τ_o	с	$\tau_o = 3,6 \cdot \frac{G_o}{G_T}$ или по секундомеру
8. Удельный эффективный расход топлива	g_e	г/кВт·ч	$g_e = \frac{G_T}{N_e} \cdot 10^3$
9. Расход воздуха, поступающего в цилиндры	G_B	кг/ч	$G_B = 25,632 \cdot \frac{n_{\text{сч}} \cdot \rho_{\text{окр}}}{\tau_o}$
10. Количество импульсов счетчика расхода воздуха	$n_{\text{сч}}$	—	—
11. Плотность окружающего воздуха	$\rho_{\text{окр}}$	кг/м ³	$\rho_{\text{окр}} = \frac{3480 \cdot B_{\text{окр}} \cdot 10^{-3}}{T_{\text{окр}}}$
12. Коэффициент наполнения	η_V	—	$\eta_V = \frac{33,6 \cdot G_B}{i \cdot V_h \cdot n}$
13. Коэффициент избытка воздуха	α	—	$\alpha = \frac{G_B}{14,35 \cdot G_T}$
14. Среднее эффективное давление	p_e	МПа	$p_e = \frac{N_e \cdot 30 \cdot \tau_{\text{дв}}}{i \cdot V_h \cdot n}$
15. Эффективный КПД	η_e	—	$\eta_e = \frac{3600}{Q_H \cdot g_e}$
16. Низшая теплота сгорания топлива	Q_H	МДж/кг	- для бензина $Q_H = 43,93$ МДж/кг; - для дизельного топлива $Q_H = 42,50$ МДж/кг
17. Корректорный коэффициент запаса крутящего момента	μ_K	%	$\mu_K = \frac{M_{K_{\text{max}}} - M_{K_{\text{ном}}}}{M_{K_{\text{ном}}}} \cdot 100$
18. Давление начала впрыскивания форсунки	$P_{\text{впр}}$	МПа	—
19. Цикловая подача топлива для ТНВД	$q_{\text{ц}}$	мл/ц	$q_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{ср}}}{n_{\text{ц}}}$
20. Количество циклов на задачке электронного блока стенда для испытаний ТНВД	$n_{\text{ц}}$	—	—
21. Неравномерность подачи топлива секциями насоса	δ	%	$\delta = \frac{2 \cdot (V_{\text{max}} - V_{\text{min}})}{V_{\text{max}} + V_{\text{min}}} \cdot 100$
22. Условное среднее давление внутренних потерь	p_T	МПа	$p_T = \alpha \cdot P_{\text{тор}}$
23. Коэффициент пропорциональности для четырехтактных ДВС	α	—	$\alpha = 1,256 \cdot 10^4 \cdot \frac{l}{i \cdot V_h}$
24. Цикловой расход топлива для ДВС	$q_{\text{ц}}$	мг/цикл	$q_{\text{ц}} = \frac{G_m \cdot 1000}{2 \cdot 60 \cdot n}$

где l – плечо весового устройства стенда, $l = 0,716$ м;

$\tau_{\text{дв}}$ – тактность двигателя, $\tau_{\text{дв}} = 4$ – для 4-х тактного двигателя;

$i \cdot V_h$ – литраж двигателя, л;

– $i \cdot V_h = 4,75$ л – для дизельного двигателя Д-240;

- $-i \cdot V_h = 1,60$ л – для двигателя ВА3-21124;
- $-i \cdot V_h = 4,67$ л – для двигателя ЗМЗ-5234;
- $-i \cdot V_h = 3,48$ л – для двигателя ГАЗ-52.

Устройство и работа регуляторов ТНВД

Устройство и работа регуляторов ТНВД. Устройство и работа регулятора типа 4УТНМ

Номинальный режим.

На номинальном режиме работы дизельного двигателя (см. рис.П1) рычаг 1 упирается в винт 7 скоростного режима, пружина регулятора 4 растянута максимально, центробежная сила вращающихся грузов незначительно меньше усилия пружины 4, поэтому рычаг обогатителя 3 прижат к рычагу регулятора 2, рычаг регулятора 2 касается плоскости головки винта номинальной подачи 8, рейка насоса устанавливается в положение номинальной подачи топлива.

Перегрузка дизельного двигателя.

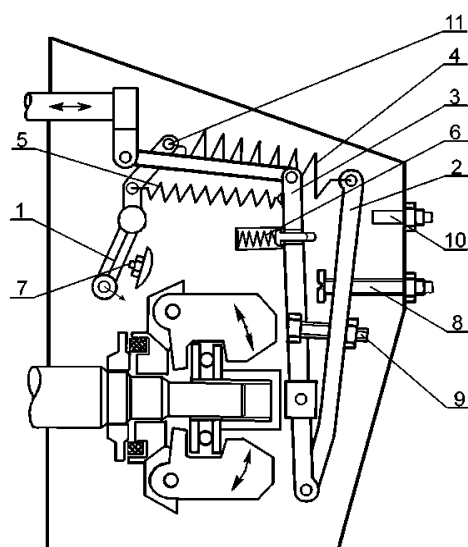
Увеличение нагрузки вызывает снижение частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя и кулачкового вала насоса, центробежная сила вращающихся грузов снижается. Когда она уменьшится на величину усилия затяжки пружины (см. рис.П1) 6 корректора, пружина 6 корректора вытолкнет шток корректора, рычаг 3 обогатителя переместит рейку насоса на увеличение подачи на величину хода штока.

Холостой ход.

При увеличении частоты вращения вала дизельного двигателя свыше номинального значения центробежная сила грузов начнет расти и при каком-то значении частоты сравняется с усилием натянутой пружины (см. рис.П1) 4 регулятора – рычаг 2 регулятора и рейка начнут дрожать – наступит момент начала действия регулятора. При дальнейшем повышении частоты вращения вала центробежная сила грузов превысит усилие пружины 4 регулятора, рычаг обогатителя 3 начнет перемещаться, смещая рейку на уменьшение подачи топлива, отводя плоскость рычага регулятора 2 от головки винта номинальной подачи 8. При каком-то значении частоты вращения рейка насоса займет положение подачи топлива, достаточного только для прокручивания дизеля (режим максимальной частоты вращения холостого хода). Если частоту вращения еще увеличить – подача насоса выключится полностью (режим максимальной частоты вращения для насоса – дизельный двигатель неработоспособен).

Пуск дизельного двигателя.

При пусковых частотах вращения вала дизельного двигателя (см. рис.П1) рычаг управления регулятором 1 упирается в винт 7 скоростного режима, центробежная сила вращающихся грузов равна нулю или минимальна, поэтому усилие полностью растянутой пружины регулятора 4 переводит рычаг регулятора 2 до соприкосновения с плоскостью головки винта номинальной подачи, а усилие пружины 5 обогатителя устанавливает рычаг обогатителя и рейку насоса в положение максимальной подачи, задаваемое винтом 9. После пуска дизельного двигателя частота вращения вала увеличивается, центробежной силы грузов становится достаточно для преодоления усилия пружины 5 обогатителя и пружины 6 корректора, рычаг 3 обогатителя прижимается к рычагу 2 регулятора, смещая рейку насоса на уменьшение подачи. Дальнейший режим работы дизеля зависит от взаимных значений усилия пружины 4 (положения рычага 1) и центробежной силы грузов (частоты вращения вала дизельного двигателя).



1 – рычаг управления регулятором; 2 – (основной) рычаг регулятора; 3 – рычаг (промежуточный) обогатителя; 4 – пружина регулятора; 5 – пружина обогатителя; 6 – пружина корректора; 7 – винт ограничения максимальной частоты вращения (скоростного режима); 8 – винт номинальной подачи; 9 – винт (стяжной) пусковой подачи; 10 – винт-упор хода (основного) рычага регулятора; 11 – серьга предварительного натяжения пружины регулятора

Рисунок П1 – Регулятор топливного насоса типа 4УТНМ

Устройство и работа регулятора типа 4ТН (ЛСТН)

Номинальный режим.

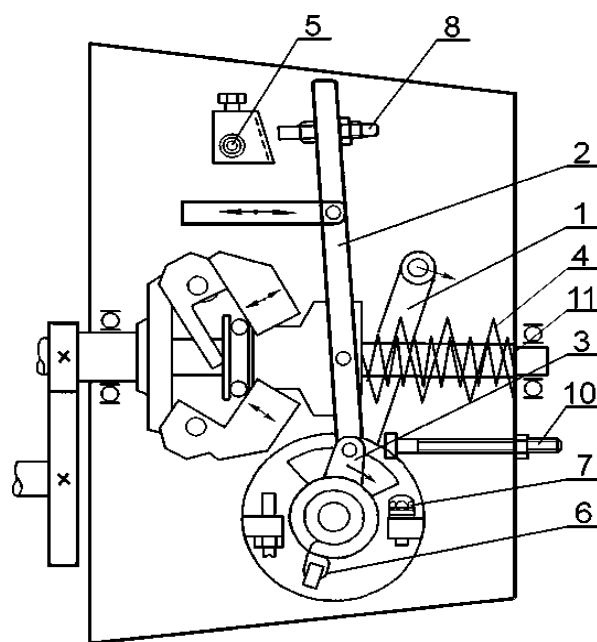
На номинальном режиме работы дизеля рычаг 1 упирается в винт 7 скоростного режима, пружина регулятора 4 сжата максимально, центробежная сила вращающихся грузов незначительно меньше усилия пружины 4, поэтому рычаг регулятора 2 винтом номинальной подачи 8 упирается в плоскость призмы обогатителя, рейка насоса устанавливается в положение номинальной подачи топлива.

Перегрузка дизеля.

Увеличение нагрузки вызывает снижение частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя и кулачкового вала насоса, центробежная сила вращающихся грузов снижается. Когда она уменьшится на величину усилия затяжки пружины 6 корректора, пружина 4 регулятора переместит подвижную муфту влево (по рис. П2), рычаг 2 регулятора сместится чуть влево и вверх, в результате чего винт номинальной подачи 8, скользя по наклонной поверхности призмы обогатителя вверх переместит рейку насоса на увеличение подачи.

Холостой ход.

При увеличении частоты вращения вала дизельного двигателя свыше номинального значения центробежная сила грузов начнет расти и при каком-то значении частоты сравняется с усилием сжатой пружины 4 регулятора – рейка начнет дрожать, а винт номинальной подачи 8 будет едва касаться плоскости призмы обогатителя – наступит момент начала действия регулятора. При дальнейшем повышении частоты вращения вала центробежная сила грузов превысит усилие пружины 4 регулятора, рычаг регулятора 2 начнет перемещаться, смещая рейку на уменьшение подачи топлива отводя головку винта номинальной подачи 8 от плоскости призмы. При каком-то значении частоты вращения рейка насоса займет положение подачи топлива, достаточного только для прокручивания дизельного двигателя (режим максимальной частоты вращения холостого хода). Если частоту вращения еще увеличить – подача насоса выключится полностью (режим максимальной частоты вращения для насоса – дизельный двигатель неработоспособен).



1 - рычаг управления регулятором; 2 - (основной) рычаг регулятора; 3 - рычаг обогатителя; 4 - пружина регулятора; 5 - пружина обогатителя; 6 - пружина корректора; 7 - винт ограничения максимальной частоты вращения (скоростного режима); 8 - винт номинальной подачи; 10 - винт-упор, 11 - прокладки предварительного натяжения пружины регулятора

Рисунок П2 – Регулятор топливного насоса типа 4ТН (ЛСТН)

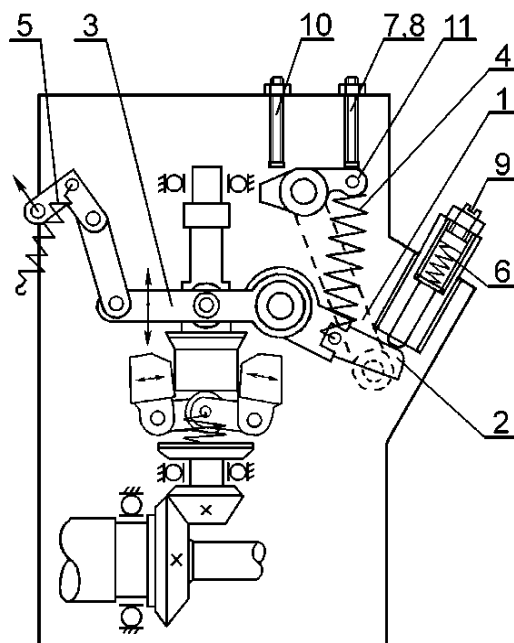
Пуск дизельного двигателя.

При пусковых частотах вращения вала дизельного двигателя рычаг управления регулятором 1 упирается в винт 7 скоростного режима, центробежная сила вращающихся грузов равна нулю или минимальна, поэтому усилие пружины регулятора 4 переводит рычаг регулятора 2 до соприкосновения головки винта номинальной подачи 8 с плоскостью призмы обогатителя. При вытянутом валике пускового обогатителя головка винта номинальной подачи попадает в паз призмы, обеспечивая дополнительный ход рейки на увеличение подачи топлива не менее 2 мм. После пуска дизеля частота вращения вала увеличивается, центробежная сила грузов также растет. Подвижная муфта смещается (вправо по рис. П2), поворачивая рычаг регулятора 2, головка винта номинальной подачи выходит из паза призмы – пусковой обогатитель выключается. Дальнейший режим работы дизельного двигателя зависит от взаимных значений усилия пружины 4 (положения рычага 1) и центробежной силы грузов (частоты вращения вала дизеля).

Устройство и работа регулятора типа НД

Номинальный режим.

На номинальном режиме работы дизельного двигателя (см. рис.П3) рычаг 1 упирается в винт 7(8) скоростного режима (номинальной подачи), пружина регулятора 4 растянута максимально, центробежная сила вращающихся грузов и усилие пружины корректора 6 в сумме равны усилию пружины 4, поэтому рычаг регулятора 2 занимает положение, при котором он касается штока корректора, а его штифт прижат к верхнему выступу вилки рычага обогатителя 3, дозатор насоса через систему тяг устанавливается в положение номинальной подачи топлива.



1 – рычаг управления регулятором; 2 – (основной) рычаг регулятора; 3 – рычаг (промежуточный) обогатителя; 4 – пружина регулятора; 5 – пружина обогатителя; 6 – пружина корректора; 7 – винт ограничения максимальной частоты вращения (скоростного режима); 8 – винт номинальной подачи; 9 – винт пусковой подачи; 10 – винт-упор; 11 – серьга предварительного натяжения пружины регулятора.

Рисунок ПЗ – Регулятор топливного насоса типа НД

Перегрузка дизельного двигателя.

Увеличение нагрузки вызывает снижение частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя и кулачкового вала насоса, центробежная сила вращающихся грузов снижается. Когда она уменьшится на величину усилия затяжки пружины 6 корректора, пружина 4 регулятора этим освободившимся усилием утопит шток корректора, рычаг 3 обогатителя через систему тяг дополнительно переместит дозатор насоса на увеличение подачи. (Штифт рычага регулятора 2 по-прежнему прижимается к верхнему выступу вилки рычага обогатителя 3).

Холостой ход.

При увеличении частоты вращения вала дизельного двигателя свыше номинального значения центробежная сила грузов превысит усилие пружины 4 регулятора, рычаг обогатителя 3 начнет перемещаться, через систему тяг смещая дозатор на уменьшение подачи топлива и поворачивая за штифт рычага регулятора 2 (штифт по-прежнему прижат к верхнему выступу вилки). При каком-то значении частоты вращения дозатор насоса займет положение подачи топлива, достаточного только для прокручивания дизеля (режим максимальной частоты вращения холостого хода). Если частоту вращения еще увеличить – подача насоса выключится полностью (режим максимальной частоты вращения для насоса – дизельный двигатель неработоспособен).

Пуск дизельного двигателя.

При пусковых частотах вращения вала дизельного двигателя рычаг управления регулятором 1 упирается в винт 7(8) скоростного режима (номинальной подачи), центробежная сила вращающихся грузов равна нулю или минимальна, поэтому усилием полностью растянутой пружины регулятора 4 шток корректора утоплен, а рычаг обогатителя установлен в положение увеличенной подачи топлива. Усилие пружины обогатителя 5 за счет имеющегося зазора в вилке позволяет дополнительно переместить рычаг обогатителя и, через систему тяг, дозатор насоса в положение максимальной подачи. Штифт рычага регулятора 2 при этом прижат к нижнему выступу вилки рычага обогатителя 3. После пуска дизеля частота вращения вала и центробежная сила грузов увеличиваются, центробежная сила грузов вначале преодолевает усилие пружины 5 обогатителя, зазор в вилке выбирается (штифт прижимается к верхнему выступу вилки).

ки), рычаг 3 обогатителя смещается, через систему тяг смещая дозатор насоса на уменьшение подачи. Дальнейший режим работы дизеля зависит от взаимных значений усилия пружины 4 (положения рычага 1) и суммарного значения центробежной силы грузов (частоты вращения вала дизеля) и усилия пружины корректора.

Устройство и работа регулятора типа 33 (КамАЗ)

Номинальный режим.

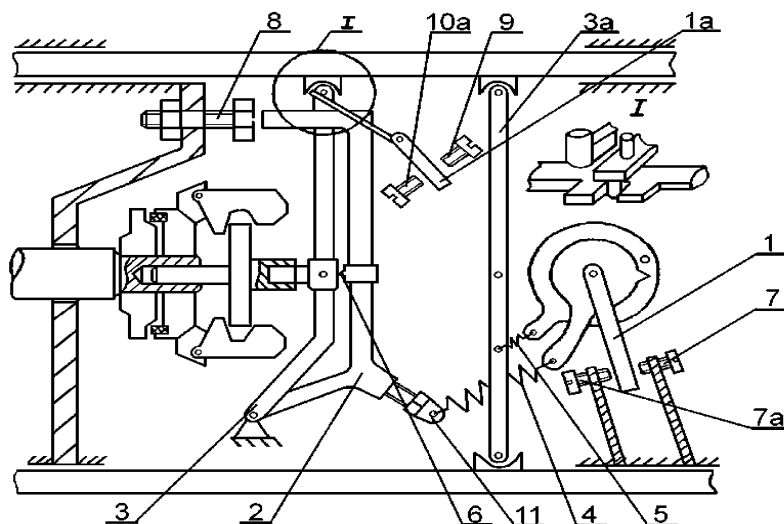
На номинальном режиме работы дизельного двигателя (см. рис.П4) рычаг 1 упирается в винт 7 скоростного режима, пружина регулятора 4 растянута максимально, центробежная сила вращающихся грузов незначительно меньше усилия пружины 4, поэтому рычаг обогатителя 3 прижат к рычагу регулятора 2, рычаг регулятора 2 касается плоскости головки винта номинальной подачи 8, рейки насоса устанавливаются в положение номинальной подачи топлива.

Перегрузка дизельного двигателя.

Увеличение нагрузки вызывает снижение частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя и кулачкового вала насоса, центробежная сила вращающихся грузов снижается. Когда она уменьшится на величину усилия затяжки пружины 6 корректора, пружина 6 корректора вытолкнет шток корректора, рычаг 3 обогатителя переместит рейки насоса на увеличение подачи на величину хода штока.

Холостой ход.

При увеличении частоты вращения вала дизельного двигателя свыше номинального значения центробежная сила грузов начнет расти и при каком-то значении частоты сравняется с усилием натянутой пружины 4 регулятора – рычаг 2 регулятора и рейки начнут дрожать – наступит момент начала действия регулятора. При дальнейшем повышении частоты вращения вала центробежная сила грузов превысит усилие пружины 4 регулятора, рычаг обогатителя 3 начнет перемещаться, смещая рейки на уменьшение подачи топлива, отводя рычаг регулятора 2 от головки винта номинальной подачи 8. При каком-то значении частоты вращения рейки насоса займут положение подачи топлива, достаточного только для прокручивания дизельного двигателя (режим максимальной частоты вращения холостого хода). Если частоту вращения еще увеличить – подача насоса выключится полностью (режим максимальной частоты вращения для насоса – дизельный двигатель неработоспособен).



1 – рычаг управления регулятором; 1а – рычаг останова; 2 – (основной) рычаг регулятора; 3 – рычаг (промежуточный) обогатителя; 3а – дифференциальный рычаг (реек); 4 – пружина регулятора; 5 – пружина обогатителя; 6 – пружина корректора; 7 – винт ограничения максимальной частоты вращения (скоростного режима); 7а – винт минимальной частоты вращения; 8 – винт номинальной подачи; 9 – винт пусковой подачи; 10а – винт останова; 11 – серьга предварительного натяжения пружины регулятора.

Рисунок П4 – Регулятор топливного насоса типа ЗЗ (КамАЗ)

Пуск дизельного двигателя.

При пусковых частотах вращения вала дизеля рычаг управления регулятором 1 упирается в винт 7 скоростного режима, рычаг 1а упирается в винт 9 пусковой подачи, центробежная сила вращающихся грузов равна нулю или минимальна, поэтому усилие полностью растянутой пружины регулятора 4 переводит рычаг регулятора 2 до соприкосновения с плоскостью головки винта номинальной подачи, усилием пружины корректора 6 рычаг обогатителя перемещает рейки на увеличение подачи, а усилие пружины 5 обогатителя через дифференциальный рычаг 3а дополнительно перемещает рейки – подача насоса максимальна. После пуска дизельного двигателя частота вращения вала увеличивается, центробежной силы грузов становится достаточно для преодоления усилия пружины 5 обогатителя и пружины 6 корректора, рычаг 3 обогатителя прижимается к рычагу 2 регулятора, смещая рейки насоса на уменьшение подачи. Дальнейший режим работы дизеля зависит от взаимных значений усилия пружины 4 (положения рычага 1) и центробежной силы грузов.

Устройство и работа регуляторов типа 60, 80, 90 (двигателей ЯМЗ)

Номинальный режим.

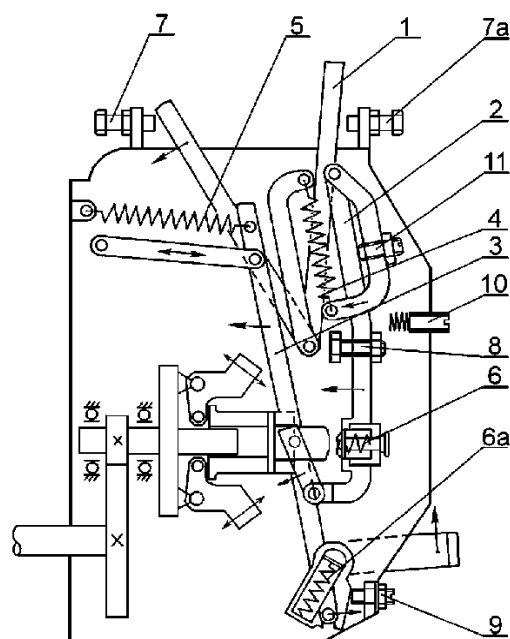
На номинальном режиме работы дизельного двигателя (см. рис.П5) рычаг 1 упирается в винт 7 скоростного режима, пружина регулятора 4 растянута максимально, центробежная сила вращающихся грузов незначительно меньше суммы усилий пружины 4 регулятора и пружины 6 корректора, поэтому рычаг регулятора 2 занимает положение, при котором головка винта номинальной подачи топлива 8 упирается в ось рычага 1 управления регулятором, шток корректора утоплен полностью, рычаг обогатителя 3 устанавливает рейку насоса в положение номинальной подачи топлива.

Перегрузка дизельного двигателя.

Увеличение нагрузки вызывает снижение частоты вращения коленчатого вала дизеля и кулачкового вала насоса, центробежная сила вращающихся грузов уменьшается. Когда она изменится на величину усилия затяжки пружины 6 корректора, эта пружина вытолкнет шток корректора, рычаг 3 обогатителя переместит рейку насоса на увеличение подачи на величину хода штока.

Холостой ход.

При увеличении частоты вращения вала дизеля свыше номинального значения центробежная сила грузов начнет расти и при каком-то значении частоты сравняется с усилием натянутой пружины 4 регулятора – рычаг 2 регулятора и рейка начнут дрожать – наступит момент начала действия регулятора. При дальнейшем повышении частоты вращения вала центробежная сила грузов превысит усилие пружины 4 регулятора, рычаг обогатителя 3 начнет перемещаться, уводя рейку на уменьшение подачи топлива и отводя головку винта номинальной подачи 8 от оси рычага 1. При каком-то значении частоты вращения кулачкового вала рейка насоса займет положение, соответствующее подаче топлива, достаточной только для прокручивания коленчатого вала дизельного двигателя (режим максимальной частоты вращения холостого хода). Если частоту вращения еще увеличить – подача насоса выключится полностью (режим максимальной частоты вращения для насоса – дизель неработоспособен).



1 – рычаг управления регулятором; 2 – (основной) рычаг регулятора; 3 – рычаг (промежуточный) обогатителя; 4 – пружина регулятора; 5 – пружина обогатителя; 6 – пружина корректора; 6а – пружина кулисы; 7 – винт ограничения максимальной частоты вращения (скоростного режима); 7а – винт минимальной частоты вращения; 8 – винт номинальной подачи; 9 – винт пусковой подачи; 10 – винт-упор хода (основного) рычага регулятора; 11 – винт предварительного натяжения пружины регулятора.

Рисунок П5 - Регулятор топливного насоса типов 60, 80, 90 (ЯМЗ)

Пуск дизельного двигателя.

При пусковых частотах вращения вала дизельного двигателя рычаг управления регулятором 1 упирается в винт 7 скоростного режима, центробежная сила вращающихся грузов равна нулю или минимальна, поэтому усилие полностью растянутой пружины регулятора 4 переводит рычаг регулятора 2 до соприкосновения головки винта номинальной подачи с осью рычага 1, а усилия пружин 5 обогатителя и 6 корректора устанавливают рычаг обогатителя и рейку насоса на увеличение подачи. Перемещение кулисы насоса до упора в винт пусковой подачи 9 смещает нижний конец рычага обогатителя (по рисунку П5 – вправо), позволяя его верхним концом дополнительно сдвинуть рейку в положение максимальной подачи. После пуска дизельного двигателя частота вращения вала увеличивается, центробежной силы грузов становится достаточно для преодоления усилия пружин 5 обогатителя и 6 корректора, рычаг 3 обогатителя прижимается к рычагу 2 регулятора, смещая рейку насоса на уменьшение подачи. Одновременно кулиса насоса устанавливается в рабочее положение, перемещая рычаг 3 обогатителя (нижний конец рычага обогатителя смещается влево (по рисунку), а верхний конец вправо) на уменьшение подачи. Дальнейший режим работы дизеля зависит от взаимных значений усилия пружины 4 (положения рычага 1) и центробежной силы грузов (частоты вращения вала дизельного двигателя).