

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Методические рекомендации для  
самостоятельной работы обучающихся по дисциплине**

**Б1.В.ДВ.11.01 ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ**

**Направление подготовки 35.03.06 Агроинженерия**

**Профиль образовательной программы Технические сервис в АПК**

**Форма обучения очная**

## **СОДЕРЖАНИЕ**

<b>1. Организация самостоятельной работы .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Методические рекомендации по выполнению курсовой работы (проекта).....</b>	<b>4</b>
<b>3. Методические рекомендации по самостоятельному изучению вопросов .....</b>	<b>7</b>
<b>4. Методические рекомендации по подготовке к занятиям .....</b>	<b>11</b>

# 1. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

## 1.1. Организационно-методические данные дисциплины

№ п.п.	Наименование темы	Общий объем часов по видам самостоятельной работы				
		подготовка курсового проекта (работы)	подготовка реферата/эссе	индивидуальные домашние задания (ИДЗ)	самостоятельное изучение вопросов (СИБ)	подготовка к занятиям (ПкЗ)
1	2	3	4	5	6	7
1	Тема 1 Расчет шатунно- поршневой группы	12				
2	Тема 2 Расчет компрессора	10			1	0,5
3	Тема 3 Расчет турбины				0,5	1
4	Тема 4 Расчет элементов топливной системы дизеля					1
5	Тема 5 Расчет элементов системы смазки и системы охлаждения				0,5	0,5
6	Тема 6 Расчет элементов сцепления и коробки передач				1	0,5
7	Тема 7 Расчет карданной и главной передач				0,5	0,5
8	Тема 8 Расчет элементов рулевого управления				1	1
9	Тема 9 Расчет элементов тормозных систем				0,5	

## **2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

### **2.1 Цели и задачи курсовой работы.**

Тема курсовой работы: «Проектирование шатунно-поршневой группы»

Цель: Изучить методику расчета шатунно-поршневой группы

Задачи:

- 2.1. Рассчитать поршень
- 2.2. Рассчитать поршневые кольца
- 2.3. Рассчитать поршневой палец
- 2.4. Рассчитать поршковую головку шатуна
- 2.5. Рассчитать кривошипную головку шатуна.
- 2.6. Рассчитать стержень шатуна
- 2.7. Рассчитать шатунный болт

### **2.2 Порядок и сроки выполнения курсовой работы.**

Курсовая работа выполняется в 9 семестре. В начале семестра совместно с преподавателем разрабатывается задание на курсовое проектирование с указанием перечня и сроков разработки отдельных разделов. Защита работы организуется на кафедре согласно графика защит курсовых работ.

### **2.3 Структура курсовой работы:**

Расчетно-пояснительная записка должна включать следующее:

- титульный лист;
- содержание;
- введение;
- основная часть;
- заключение;
- список использованной литературы;
- приложения.

Графическая часть два листа формата А 2:

- поршень;
- шатун.

### **2.4 Требования к оформлению курсовой работы.**

Объемы расчетно-пояснительной записки колеблются от 20-25 машинописных страниц. Работа выполняется на одной стороне листа стандартного формата А-1. По обеим сторонам листа оставляются поля размером 35 мм. слева и 15 мм. справа, рекомендуется шрифт Times New Roman кегль 14, интервал - 1,5. Все листы должны быть пронумерованы. Каждый вопрос в тексте должен иметь заголовок в точном соответствии с наименованием в плане-оглавлении.

**Оформление таблиц** позволяет сгруппировать материалы, что облегчает их восприятие, обработку и анализ. Чаще всего **таблицы располагают** по тексту работы. Желательно, чтобы в тексте работы перед таблицей была ссылка на нее. Правила оформления таблиц в тексте требуют их обязательной нумерации арабскими цифрами. Возможны два способа нумерации:

- сквозная нумерация - по порядку появления таблицы, с первого раздела до последнего (например: Таблица 1, Таблица 2. и т.д.);
- нумерация в пределах раздела – в этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы в этом разделе, разделенных точкой (например: Таблица 1.1., Таблица 1.2. и т.д.).

**Кроме того, каждой таблице дают название**, которое должно кратко отражать ее содержание. Название таблицы помещают над ней без абзацного отступа. Размер шрифта – как в остальной работе.

**При оформлении таблиц с большим количеством строк** допускается перенос части таблицы на другую страницу. В этом случае, указывают продолжением какой таблицы является перенесенная часть.

Текст внутри таблицы оформляют тем же шрифтом, что и в остальной работе, но без использования отступа первой строки. При **больших массивах данных** текст внутри таблицы может быть выполнен шрифтом на 1-2 пункта меньшим, чем основной текст работы, интервал может быть одинарным.

Согласно правилам оформления рисунков и другого графического материала каждое изображение должно быть снабжено порядковым номером и названием, кратко отражающим его суть.

Графические материалы нумеруют арабскими цифрами. Используют два способа нумерации:

- сквозная нумерация - по порядку появления рисунков, с первого раздела до последнего (например: Рис.1, Рис.2 и т.д.);
- нумерация в пределах раздела – в этом случае номер состоит из номера раздела и порядкового номера рисунка в этом разделе, разделенных точкой (например: Рис.1.1., Рис.1.2. и т.д.).

Название и номер располагают под графическим материалом, набирают тем же шрифтом, что и остальной текст, выравнивают «по центру» без использования отступа первой строки.

Графическая часть формата два листа формата А2 с соблюдением требований ЕСКД и СИ.

## 2.5 Критерии оценки:

№	Критерии оценки	Баллы
1	Правильность оформления работы	20
2	Наличие иллюстрирующего/расчетного материала	15
3	Умение использовать методы, делать выводы	15
4	Степень самостоятельного выполнения	50
ИТОГО:		100

## 2.6 Рекомендованная литература.

### 2.6.1 Основана литература:

1. Оценка выносливости базовых деталей поршневых двигателей: учебное пособие / Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков. Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана 2013. - 104 с.  
(ЭБС «Книгафонд») <http://www.knigafund.ru/books/174478;>

2. Конструкция тракторов и автомобилей [Текст] : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению "Агроинженерия" / О.И. Поливаев [и др.] ; под ред. О.И. Поливаева. - Санкт-Петербург: Лань, 2013. - 288 с : ил. - (Учебники для вузов. Специальная литература). - **ISBN** 978-5-8114-1442-0 : 949.96 р.

#### 2.6.2 Дополнительная литература:

1. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов. /А.И. Колчин, В.П. Демидов - М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.;
2. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС / Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высшая школа, 1995. – 256 с.;
3. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование / Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высшая школа, 1995. – 319 с.

### **3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ**

#### **3.1 Схемы наддува**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на количество выпускаемых газов, поступающих на турбину от двигателя.

#### **3.2 Схемы компрессоров**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на массовый расход воздуха через двигатель и степень повышения воздуха в компрессоре.

#### **3.3 Схема проточной части центробежного компрессора**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчет входного устройства и рабочего колеса.

#### **3.4 Основные параметры компрессора**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на частоту вращения колеса компрессора и температуру воздуха на входе.

#### **3.5 Схемы проточной части радиальной турбины**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на радиальную и окружную составляющую абсолютной скорости газа перед рабочим колесом.

#### **3.6 Рабочее колесо турбины**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на адиабатическую работу расширения газа в колесе турбины.

#### **3.7 Мощность развиваемая турбиной**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на мощность развиваемой турбиной, должна соответствовать мощности, потребляемой компрессором.

#### **3.8 Маслений насос**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на циркуляционный расход масла.

### **3.9 Центрифуга**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на производительность центрифуги.

### **3.10 Масляный радиатор**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на коэффициент теплопередаче от масла к охлаждающей жидкости.

### **3.11 Расчет подшипников**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на воспринимаемую нагрузку (осевую и радиальную).

### **3.12 Общие сведения системы охлаждения**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на схему системы охлаждения.

### **3.13 Схема построения профиля лопатки жидкостного насоса**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на радиус крыльчатки колеса на выходе.

### **3.14 Общие сведения о элементах сцепления**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на элементы устройства сцепления.

### **3.15 Определение основных параметров и размеров сцепления**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчетный момент сцепления.

### **3.16 Буксование фрикционного сцепления и его тепловой расчет**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на фрикционный момент муфты сцепления.

### **3.17 Расчет долговечности фрикционных накладок сцепления**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на износостойкость материала трущихся деталей.

### **3.18 Конструирование и расчет основных элементов фрикционного сцепления**



При изучении вопроса необходимо обратить внимание на плавность включения скоростей КПП.

### **3.19 Общие сведения о коробках передач**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на передаточные отношение зубчатых колес.

### **3.20 Выбор основных параметров коробки передач**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на передаточные отношение и усилие на первичный и вторичный вал.

### **3.21 Конструирование и расчет элементов коробки передач**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчет вал и зубчатых колес на прочность.

### **3.22 Механизмы переключения передач**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на синхронизаторы КПП.

### **3.23 Общие сведения о карданной передаче**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на надежность карданной передачи.

### **3.24 Кинематические и силовые связи в карданных передачах с шарнирами неравных угловых скоростей**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на окружную скорость на среднем делительном диаметре.

### **3.25 Карданный вал**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на напряжение кручения трубчатого вала.

### **3.26 Карданные шарниры неравных угловых скоростей**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенность шарнира неравных угловых скоростей является неравномерная (циклическая) передача крутящего момента, т.е. за один оборот ведомый вал дважды отстает и дважды обгоняет ведущий вал.

### **3.27 Карданные шарниры неравных угловых скоростей**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на неравномерность работы механизма.

### **3.28 Упруги соединительные муфты**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на коэффициент трения элементов муфты.

### **3.29 Центральная (главная) передача**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на трение скольжения и на снижение КПД.

### **3.30 Дифференциалы колесных тракторов**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на схемы дифференциалов.

### **3.31 Конечные передачи**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на увеличение крутящего момента на колесах.

### **3.32 Общие сведения о элементах рулевого управления**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на основные элементы рулевого управления.

### **3.33 Привод непосредственного действия**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на усилие на рулевом колесе при повороте на месте.

### **3.34 Привод с усилителями (сервопривод)**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды усилителей и их надежность.

### **3.35 Общие сведения о элементах тормозной системы**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на изучение конструкций дисковых и барабанных тормозных механизмов.

### **3.36 Элементы конструкции тормозных механизмов**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на конструкцию тормозных механизмов и усилие необходимое на тормозной педали.

### **3.37 Элементы конструкции тормозных приводов**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на конструкцию тормозных приводов и их надежность.

## **4. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ЗАНЯТИЯМ**

### **4.1 Лабораторная работа 1 (ЛР-1). Расчет компрессора**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на адиабатическую работу сжатия в компрессоре.

### **4.2 Лабораторная работа 2 (ЛР-2) Расчет турбины**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на потери энергии в направляющем аппарате.

### **4.3 Лабораторная работа 3 (ЛР-3) Расчет элементов топливной системы дизеля**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на диаметр плунжера и среднее давление газа в цилиндре в период впрыска.

### **4.4 Лабораторная работа 4 (ЛР-4) Расчет элементов системы смазки и системы охлаждения**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на производительность центрифуги, циркуляционный расход масла в системе и расчетную производительность насоса.

### **4.5 Лабораторная работа 5 (ЛР-5) Расчет элементов сцепления**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на удельную работу буксования сцепления.

### **4.6 Лабораторная работа 6 (ЛР-6) Расчет элементов коробки передач**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на прогибы первичного и вторичного валов в горизонтальной плоскости.

### **4.7 Лабораторная работа 7 (ЛР-7) Расчет карданной и главной передачи**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на напряжение кручения сплошного вала и угол делительного конуса шестерни.

### **4.13 Лабораторная работа 8 (ЛР-8) Расчет элементов рулевого управления**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на нормальную нагрузку на управляемых колесах неподвижного автомобиля.

#### **4.14 Лабораторная работа 9 (ЛР-9) Расчет элементов тормозных систем**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на нормальную нагрузку на управляемых колесах неподвижного автомобиля.

## **ПРИЛОЖЕНИЕ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Курсовая работа  
по дисциплине «Основы проектирования тракторов и  
автомобилей»  
на тему «Проектирование шатунно-поршневой группы»**

Выполнил:

Проверил:

Оренбург-201\_

## Содержание

Введение

1. Расчет поршневой группы

1.1. Расчет поршня

1.2. Расчет поршневых колец

1.3. Расчет поршневого пальца

2. Расчет шатунной группы

2.1. Расчет поршневой головки шатуна

2.2. Расчет кривошипной головки шатуна

Заключение

Список используемой литературы

## 1. Расчет поршневой группы

### 1.1. Расчет поршня

Наиболее напряженным элементом поршневой группы является поршень (рис. 1).

Основные конструктивные соотношения размеров элементов поршня (рисунок 1) приведены в таблице 1.

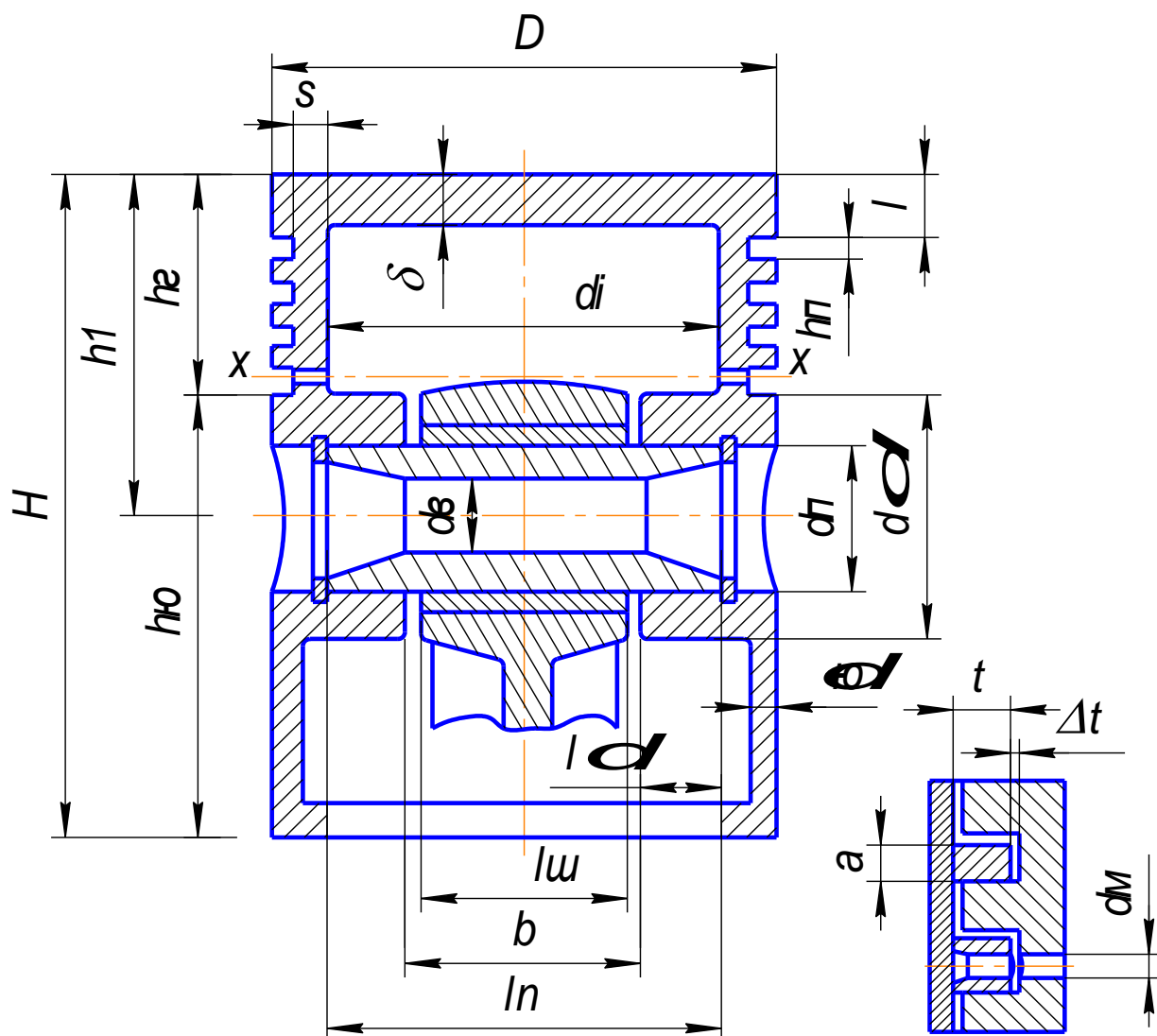


Рис. 1. Схема поршня

Днище поршня рассчитывается на изгиб от действия максимальных газовых усилий  $p_{z \max}$  как равномерно нагруженная круглая плита, свободно опирающаяся на цилиндр. Для карбюраторных двигателей наибольшее давление газов достигается при работе на режиме максимального крутящего



момента. Для дизелей максимальное давление газов обычно достигается при работе на режиме максимальной мощности.

Напряжение изгиба (МПа) в днище поршня

$$\sigma_{из} = M_{из} / W_{из} = p_{z \max} \cdot (r_i / \delta)^2, \quad 1.$$

$$\sigma_{из} = M_{из} / W_{из} = p_{z \max} \cdot (r_i / \delta)^2 = 9 \cdot \frac{49,9^2}{22,1^2} = 45 \text{ МПа}$$

где  $M_{из} = (1/3) \cdot p_{z \max} \cdot r_i^3$  — изгибающий момент, МНм;  $W_{из} = (1/3) \cdot r_i \delta^2$  — момент сопротивления изгибу плоского днища, м<sup>3</sup>;  $p_{z \max} = p_z = 7-16$  — максимальное давление сгорания, МПа;  $r_i = [D/2 - (s + t + \Delta t)]$

$r_i = [D/2 - (s + t + \Delta t)] = 0,05$  — внутренний радиус, м;

$s = 8,4$  — толщина стенки головки поршня, м

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

Для поршней из алюминиевых сплавов.....20—25

При наличии ребер жесткости  $[\sigma_{из}]$  возрастают:

Для поршней из алюминиевых сплавов .....до 50—150

Кроме напряжений от давления газов в днище поршня возникают тепловые напряжения из-за разности температур внутренней и наружной поверхностей.

Головка поршня в сечении  $x-x$  (рисунок 1), ослабленная отверстиями для отвода масла, проверяется на сжатие и разрыв.

Напряжение сжатия (МПа)

$$\sigma_{сж} = P_{z \max} / F_{x-x}, \quad 2.$$

$$\sigma_{сж} = P_{z \max} / F_{x-x} = \frac{0,09}{0,0028} = 31 \text{ МПа}$$

где  $P_{z \max} = p_z \cdot F_{II}$  — максимальная сила давления газов на днище поршня, МН;

$$P_{z \max} = 9 \cdot 0,01 = 0,09 \text{ МН}. \quad 3.$$

$F_{x-x}$  — площадь сечения  $x-x$ , м<sup>2</sup>:

$$F_{x-x} = (\pi/4) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_M \cdot F', \quad 4.$$

$$F_{x-x} = (\pi/4) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_M \cdot F' = (3,14/4) \cdot (0,0118^2 - 0,0099^2) - 18,1 \cdot 12 = 0,0028 \text{ м}^2.$$

Здесь  $d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t)$  — диаметр поршня по дну канавок, м;

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 130 - 2 \cdot (9,1 + 5,2 + 0,8) = 99,8 \text{ мм}^2 \quad 5.$$

$F' = [(d_k - d_i)/2] \cdot d_M$  — площадь продольного диаметрального сечения масляного канала,  $\text{мм}^2$ .

$$F' = [(d_k - d_i)/2] \cdot d_M = 18,1 \text{ мм}^2. \quad 6.$$

Допустимые напряжения на сжатие для поршней из алюминиевых сплавов  $[\sigma_{сж}] = 30 \div 40 \text{ МПа}$ .

Напряжение разрыва (МПа) в сечении  $x-x$

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x}, \quad 7.$$

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x} = 3,1$$

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс (МН) определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя

$$P_j = [m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot (1 + \lambda)] \cdot 10^{-6}, \quad 8.$$

$$P_j = 1,35 \cdot 0,004 \cdot 179^2 \cdot (1 + 0,27) \cdot 10^{-6} = 0,021 \text{ МН}.$$

Где  $m_{x-x}$  — масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения  $x-x$  (рисунок 1), определяемая по геометрическим размерам или  $m_{x-x} \approx (0,4 \div 0,6) \cdot m_n$ , кг;

$$m_{x-x} \approx 0,5 \cdot 3 = 1,5 \text{ кг}. \quad 9.$$

$m_n = m'_n \cdot F_n$  — масса поршневой группы, кг;

$$m_n = 300 \cdot 0,01 = 3 \text{ кг}. \quad 10.$$

$m'_n = 200 \div 350$  — отнесенная масса поршневой группы  $\text{кг/м}^2$ ;

$R = S/2$  — радиус кривошипа, м;

$$R = 9,1/2 = 0,045 \text{ м}. \quad 11.$$

$\omega_{x.x.\max} = \pi \cdot n_{x.x.\max} / 30$  — максимальная угловая скорость хода двигателя,  $\text{рад/с}$ ;

$$\omega_{x.x.\max} = \pi \cdot n_{x.x.\max} / 30 = 3,14 \cdot 2140 / 30 = 224 \text{ рад/с} \quad 12.$$

$n_{x.x.\max} = n_n \cdot (1 + K_p)$  — частота вращения холостого хода двигателя,  $\text{об/мин}$ ;

$$n_{x.x.max} = n_n \cdot (1 + K_p) = 2000 \cdot (1 + 0,07) = 2140. \quad 13.$$

$K_p = 0,06 \div 0,08$  – степень неравномерности регулятора.

Допустимые напряжения на разрыв для поршней из алюминиевых сплавов  $[\sigma_p] = 4 \div 10$  МПа.

Напряжение среза кольцевой перемычки (МПа)

$$\tau = 0,0314 \cdot p_z \cdot D / h_n, \quad 14.$$

$$\tau = 0,0314 \cdot p_z \cdot D / h_n = 0,0314 \cdot 9 \cdot \frac{130}{7,8} = 7,65 \text{ МПа}.$$

где  $D$  и  $h_n$  — диаметр поршня и толщина верхней кольцевой перемычки, мм.

Напряжение изгиба кольцевой перемычки (МПа)

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_z \cdot (D / h_n)^2, \quad 15.$$

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_z \cdot (D / h_n)^2 = 0,0045 \cdot 9 \cdot \left(\frac{130}{7,8}\right)^2 = 11,25 \text{ МПа}.$$

Сложное напряжение по третьей теории прочности (МПа)

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau^2}, \quad 16.$$

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{11,25^2 + 4 \cdot 7,61^2} = 18,67 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения  $\sigma_\Sigma$  в верхних кольцевых перемычках с учетом значительных температурных нагрузок находятся в пределах:

Для поршней из алюминиевых сплавов.....30—40

Максимальные удельные давления (МПа) юбки поршня  $h_{ю}$  и всей высоты  $H$  поршня на стенку цилиндра определяются соответственно из уравнений:

$$q_1 = N_{\max} / (h_{ю} \cdot D) = 0,009 / (0,09 \cdot 0,13) = 0,48 \text{ МПа}; \quad 17.$$

$$q_2 = N_{\max} / (H \cdot D) = 0,009 / (0,17 \cdot 0,13) = 0,37 \text{ МПа}. \quad 18.$$

где  $N_{\max}$  — наибольшая нормальная сила (МН), действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности и определяемая по данным динамического расчета.

$$N_{\max} \approx (0,0008 \div 0,0012) \cdot p_z, \quad 19.$$

$$N_{\max} \approx (0,0008 \div 0,0012) \cdot p_z = 0,0009 \cdot 9 = 0,0081 \text{ МПа}.$$

Для современных автомобильных и тракторных двигателей  $q_1 = 0,3 \div 1,0$  и  $q_2 = 0,2 \div 0,7$  МПа.

В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя размеры диаметров головки  $D_{\Gamma}$  и юбки  $D_{\text{Ю}}$  поршня определяют, исходя из наличия необходимых зазоров  $\Delta_{\Gamma}$  и  $\Delta_{\text{Ю}}$  между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии. По статистическим данным для алюминиевых поршней с неразрезными юбками  $\Delta_{\Gamma} = (0,006 \div 0,008) \cdot D = 0,007 \cdot 0,13 = 0,00091$  и  $\Delta_{\text{Ю}} = (0,001 \div 0,002) \cdot D = 0,0015 \cdot 0,13 = 0,00019$ . Установив  $\Delta_{\Gamma}$  и  $\Delta_{\text{Ю}}$ , определяют  $D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 0,13 - 0,00091 = 128,96$  и  $D_{\text{Ю}} = D - \Delta_{\text{Ю}} = 0,13 - 0,00019 = 129,74$ .

Правильность установленных размеров  $D_{\Gamma}$  и  $D_{\text{Ю}}$  проверяют по

формулам:

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] \quad , \quad 20.$$

$$\Delta'_{\Gamma} = 130 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] - 128,9 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (493 - 293)] = 0,6 \text{ мм} ,$$

$$\Delta'_{\text{Ю}} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{Ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{Ю}} - T_0)] \quad , \quad 21.$$

$$\Delta'_{\text{Ю}} = 130 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] - 129,7 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (428 - 293)] = 0,01 \text{ мм} .$$

где  $\Delta'_{\Gamma}$  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  $\alpha_{\text{п}}$  — коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра и поршня. Для чугуна  $\alpha_{\text{ц}} = \alpha_{\text{п}} = 11 \cdot 10^{-6}$  1/К; для алюминиевых сплавов  $\alpha_{\text{ц}} = \alpha_{\text{п}} = 22 \cdot 10^{-6}$  1/К;  $T_{\text{ц}}$ ,  $T_{\Gamma}$  и  $T_{\text{Ю}}$  — соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии. При водяном охлаждении  $T_{\text{ц}} = 383 \div 388$ ,  $T_{\Gamma} = 473 \div 723$  и  $T_{\text{Ю}} = 403 \div 473$  К, а при воздушном  $T_{\text{ц}} = 443 \div 463$ ,  $T_{\Gamma} = 573 \div 873$  и  $T_{\text{Ю}} = 483 \div 613$  К;  $T_0 = 293$  К — начальная температура цилиндра и поршня.

При получении отрицательных значений  $\Delta'_{\Gamma}$  или  $\Delta'_{\text{Ю}}$  (натяг) поршень непригоден к работе. В этом случае необходимо увеличить  $\Delta_{\Gamma}$  или  $\Delta_{\text{Ю}}$  и соответственно уменьшить  $D_{\Gamma}$  или  $D_{\text{Ю}}$  или предусмотреть разрез юбки

поршня. При нормальной работе поршня  $\Delta'_r = (0,002 \div 0,0025) \cdot D = 0,00038$  и  $\Delta'_{ю} = (0,0005 \div 0,0015) \cdot D = 0,00085$ .

### 1.1. Расчет поршневых колец

Среднее давление (МПа) кольца на стенку цилиндра

$$p_{cp} = 0,152 \cdot E \cdot \frac{A_0 / t}{(D/t - 1)^3 \cdot (D/t)}, \quad 22.$$

$$p_{cp} = 0,152 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot \frac{17,7/5,2}{(130/5,2 - 1)^3 \cdot (130/5,2)} = 0,3 \text{ МПа}.$$

где  $E$  — модуль упругости материала кольца (для серого чугуна  $E = 1 \cdot 10^5$  МПа, для легированного чугуна  $E = 1,2 \cdot 10^5$  МПа, для стали  $E = (2 \div 2,3) \cdot 10^5$  МПа);  $A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 5,2 = 15,6$ , здесь  $t = 5,2$  - радиальная толщина кольца.

Давление (МПа) кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности

$$p_{\varphi=0} = p_{cp} \cdot \mu_k = 0,252 \text{ МПа}, \quad 23.$$

$$p_{\varphi=30} = p_{cp} \cdot \mu_k = 0,252 \text{ МПа},$$

$$p_{\varphi=60} = p_{cp} \cdot \mu_k = 0,27 \text{ МПа},$$

$$p_{\varphi=90} = p_{cp} \cdot \mu_k = 0,22 \text{ МПа},$$

$$p_{\varphi=120} = p_{cp} \cdot \mu_k = 0,11 \text{ МПа},$$

$$p_{\varphi=150} = p_{cp} \cdot \mu_k = 0,16 \text{ МПа},$$

$$p_{\varphi=180} = p_{cp} \cdot \mu_k = 0,68 \text{ МПа}.$$

Среднее радиальное давление  $p_{cp}$  (МПа) будет:

Для компрессионных колец.....0,11—0,37

Для маслосъемных колец.....0,2—0,4

Угол  $\varphi$ , град..... 0    30    60    90    120    150    180

Отношение  $p/p_{cp} = \mu_k$     1,05    1,05    1,14    0,90    0,45    0,67    2,85

По этим данным построена эпюра давлений кольца на стенку цилиндра (рисунок 2).

Напряжения изгиба кольца (МПа):

в рабочем состоянии

$$\sigma_{u31} = 2,61 \cdot p_{cp} \cdot (D/t - 1)^2, \quad 24.$$

$$\sigma_{u31} = 2,61 \cdot 0,32 \cdot (0,130 / 4,94 - 1)^2 = 401 \text{ МПа}.$$

при надевании его на поршень

$$\sigma_{u32} = \frac{4 \cdot E \cdot (1 - 0,114 \cdot A_0 / t)}{m \cdot (D/t - 1,4) \cdot (D/t)}, \quad 25.$$

$$\sigma_{u32} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^5 (1 - 0,114 \cdot 20,8 / 4,94)}{1,57 \cdot (130 / 4,94 - 1,4) \cdot (130 / 4,94)} = 404 \text{ МПа}.$$

где  $m$  — коэффициент, зависящий от способа надевания кольца (при расчете принимается  $m = 1,57$ ). Допустимые напряжения при изгибе кольца  $[\sigma_{u3}] = 220 \div 450$  МПа. Нижний предел относится к двигателям с большим диаметром цилиндра. Обычно  $\sigma_{u32} > \sigma_{u31}$  на 10 – 30%.

Монтажный зазор (мм) в прямом замке поршневого кольца в холодном состоянии

$$\Delta_{\kappa} = \Delta'_{\kappa} + \pi \cdot D \cdot [\alpha_{\kappa} \cdot (T_{\kappa} - T_0) - \alpha_{\psi} \cdot (T_{\psi} - T_0)], \quad 26.$$

$$\Delta_{\kappa} = 0,007 + 3,14 \cdot 130 \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (593 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (383 - 293)] = 4,07.$$

где  $\Delta'_{\kappa}$  — минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя ( $\Delta'_{\kappa} = 0,06 \div 0,10$ ) мм;  $\alpha_{\kappa}$  и  $\alpha_{\psi}$  — коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра для чугуна  $\alpha_{\kappa} = \alpha_{\psi} = 11 \cdot 10^{-6} 1/K$ ;  $T_{\kappa}$ ,  $T_{\psi}$  и  $T_0$  — соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура  $T_0 = 293$  К; при водяном охлаждении  $T_{\kappa} = 473 \div 573$  К; при воздушном,  $T_{\kappa} = 523 \div 723$  К.

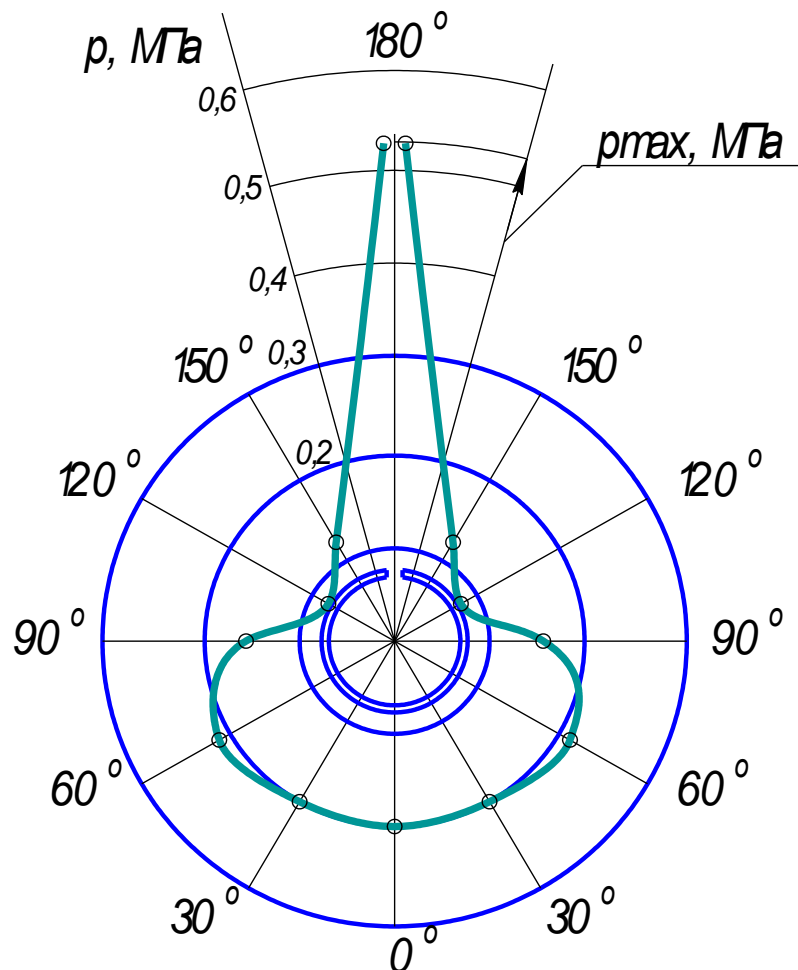


Рисунок 2. Эпюра давлений компрессионного кольца дизеля

### 1.3. Расчет поршневого пальца

Газовая расчетная сила (МН), действующая на поршневой палец:

$$P = P_{z\max} + k \cdot P_j, \quad 27.$$

$$P = P_{z\max} + k \cdot P_j = 0,4 \text{ МН}.$$

где  $k = 0,68 \div 0,81$  — коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца;

Сила инерции возвратно-поступательно движущих масс (МН) определяется для режима номинальной частоты вращения

$$P_j = -m_n \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \quad 28.$$

$$P_j = -3 \cdot 209^2 \cdot 0,06 \cdot (1 + 0,27) \cdot 10^{-6} = -0,01 \text{ МН}.$$

где  $\omega = \pi \cdot n_n / 30 = 3,14 \cdot 2000 / 30 = 209 \text{ рад/с}$  — номинальная угловая скорость двигателя, рад/с

Удельное давление (МПа) пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{uz} = P / (d_n \cdot l_{uz}), \quad 29.$$

$$q_{uz} = 0,4 / (45,5 \cdot 52) = 50 \text{ МПа}.$$

где  $d_n$  - наружный диаметр пальца, м,  $l_{uz}$  - длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, м.

Удельное давление (МПа) плавающего пальца на бобышки

$$q_{\phi} = P / [d_n \cdot (l_n - b)], \quad 30.$$

$$q_{\phi} = 0,01 / [0,0455 \cdot (0,118 - 0,052)] = 40,27 \text{ МПа}.$$

где  $l_n$  — общая длина пальца, м;  $b$  — расстояние между торцами бобышек, м;  $(l_n - b)$  — длина опорной поверхности пальца в бобышках, м.

Для современных автомобильных и тракторных двигателей  $q_{uz} = 20 \div 60$  и  $q_{\phi} = 15 \div 50$  МПа. Нижние пределы относятся к тракторным двигателям.

Напряжение изгиба (МПа) в среднем сечении пальца согласно эпюре, приведенной на рис. 3

$$\sigma_{\text{изг}} = D \cdot (l_i + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{\phi}) / [1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_i^3], \quad 31.$$

$$\sigma_{uz} = 0,0755 \cdot (0,117 + 2 \cdot 0,052 - 1,5 \cdot 0,043) / [1,2 \cdot (1 - 0,2^4) \cdot 0,037^3] = 189 \text{ МПа}.$$

где  $\alpha = d_{\phi} / d_n = 0,078 / 0,039 = 0,2$  — отношение внутреннего диаметра пальца к наружному.

Для автомобильных и тракторных двигателей  $[\sigma_{uz}] = 100 \div 250$  МПа.

Касательные напряжения от среза пальца в сечениях, расположенных между бобышками и головкой шатуна:

$$\tau = 0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2) / [(1 - \alpha^4) \cdot d_n^2], \quad 32.$$

$$\tau = 0,85 \cdot 0,4 \cdot (1 + 0,2 + 0,2^2) / [(1 - 0,2^4) \cdot 0,037^2] = 210 \text{ МПа}.$$

Для автомобильных и тракторных двигателей  $[\tau] = 60 \div 250$  МПа.

Нижние пределы относятся к тракторным двигателям, а верхние — к пальцам, изготовленным из легированной стали.



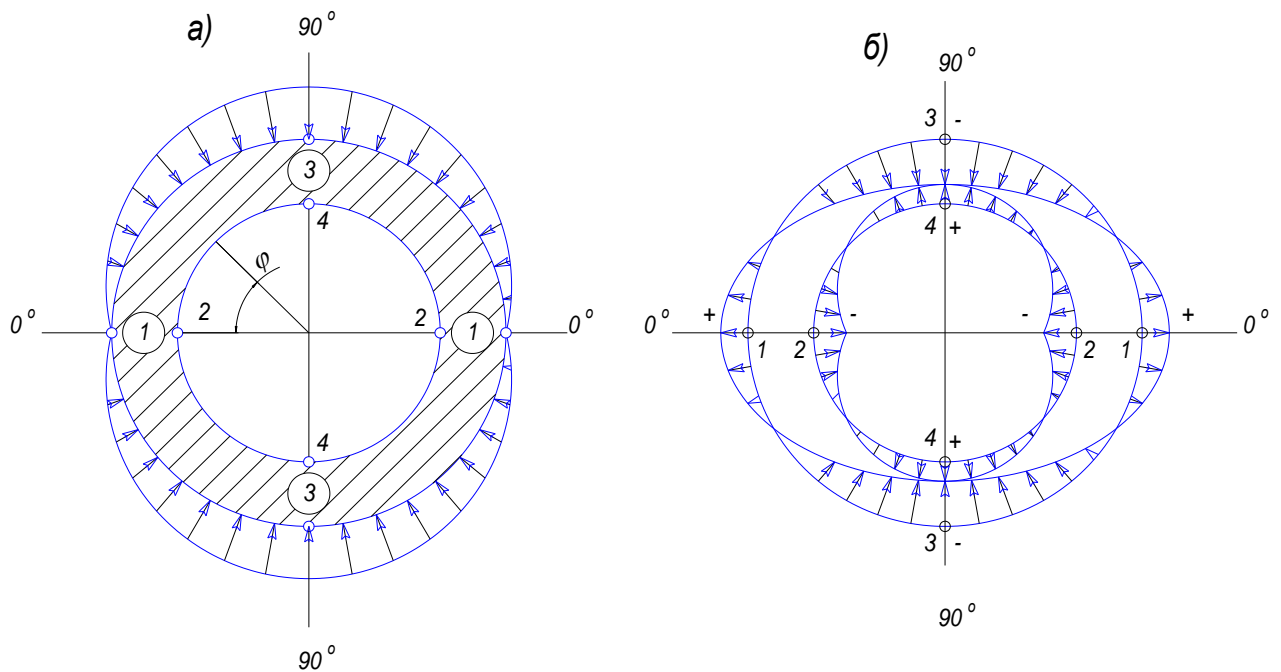


Рисунок 3. Расчетная схема поршневого пальца:

*а* — распределение нагрузки; *б* — эпюры напряжений

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца (мм) при овализации

$$\Delta d_{n \max} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_n} \cdot \left( \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \quad 33.$$

$$\Delta d_{n \max} = \frac{1,35 \cdot 0,4}{220000 \cdot 0,1} \cdot \left( \frac{1 + 0,2}{1 - 0,2} \right)^3 \cdot [0,1 - (0,2 - 0,4)^3] = 0,07 \text{ мм}.$$

где  $E$  — модуль упругости материала пальца (для стали

$E = (2,0 \div 2,3) \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ).

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

Напряжения овализации пальца на внешней поверхности пальца (рисунок 3):

в горизонтальной плоскости (точки 1,  $\psi = 0^\circ$ )

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \text{ МПа}; \quad 34.$$

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot 0,4}{0,096 \cdot 0,045} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{(2 + 0,2) \cdot (1 + 0,2)}{(1 - 0,2)^2} - \frac{1}{1 - 0,2} \right] \cdot [0,1 - (0,2 - 0,4)^3] = 18,7 \text{ МПа}$$

в вертикальной плоскости (точки 3,  $\psi = 90^\circ$ )

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{(2+\alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \text{ МПа}; \quad 35.$$

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot 0,4}{0,096 \cdot 0,045} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{(2+0,2) \cdot (1+0,2)}{(1-0,595)^2} + \frac{0,636}{1-0,595} \right] \cdot [0,1 - (0,2 - 0,4)^3] = -15,02 \text{ МПа}.$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца (рисунок 3):

в горизонтальной плоскости (точки 2,  $\psi = 0^\circ$ )

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{(1+2 \cdot \alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \text{ МПа}; \quad 36.$$

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15 \cdot 0,04}{0,096 \cdot 0,045} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{(1+2 \cdot 0,2) \cdot (1+0,2)}{(1-0,2)^2 \cdot 0,2} \right] + \frac{1}{1-0,2} \cdot [0,1 - (0,2 - 0,4)^3] = -56,79 \text{ МПа}$$

в вертикальной плоскости (точки 4,  $\psi = 90^\circ$ )

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{(1+2 \cdot \alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \text{ МПа}. \quad 37.$$

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15 \cdot 0,04}{0,096 \cdot 0,045} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{(1+2 \cdot 0,2) \cdot (1+0,2)}{(1-0,2)^2 \cdot 0,2} - \frac{0,636}{1-0,2} \right] \cdot 0,076 = -47,76 \text{ МПа}.$$

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости. Это напряжение, не должно превышать  $300 \div 350$  МПа.

Таблица 1

Наименование	Карбюраторные двигатели	Дизели
Толщина днища поршня $\delta$	$(0,05 \div 0,10) \cdot D$	$(0,12 \div 0,20) \cdot D$
Высота поршня $H$	$(0,8 \div 1,3) \cdot D$	$(1,0 \div 1,7) \cdot D$
Высота верхней части поршня $h_1$	$(0,45 \div 0,75) \cdot D$	$(0,6 \div 1,0) \cdot D$
Высота юбки поршня $h_{ю}$	$(0,6 \div 0,80) \cdot D$	$(0,6 \div 1,1) \cdot D$
Диаметр бобышки $d_{б}$	$(0,3 \div 0,50) \cdot D$	$(0,3 \div 0,50) \cdot D$
Расстояние между торцами бобышек $b$	$(0,3 \div 0,50) \cdot D$	$(0,3 \div 0,50) \cdot D$
Толщина стенки юбки поршня $\delta_{ю}$	$1,5 \div 4,5$	$2,0 \div 5,0$
Толщина стенки головки поршня $s$	$(0,05 \div 0,10) \cdot D$	$(0,05 \div 0,10) \cdot D$
Расстояние до первой поршневой канавки $l$	$(0,06 \div 0,12) \cdot D$	$(0,11 \div 0,20) \cdot D$
Толщина первой кольцевой перемычки $h_n$	$(0,03 \div 0,05) \cdot D$	$(0,04 \div 0,07) \cdot D$
Радиальная толщина кольца $t$ :		
компрессионного	$(0,040 \div 0,045) \cdot D$	$(0,040 \div 0,045) \cdot D$
маслосъемного	$(0,038 \div 0,043) \cdot D$	$(0,038 \div 0,043) \cdot D$
Высота кольца $a$ , мм	$2 \div 4$	$3 \div 5$
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии $A_0$	$(2,5 \div 4,0) \cdot t$	$(3,2 \div 4,0) \cdot t$
Радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t$ , мм:		
компрессионного	$0,7 \div 0,95$	$0,7 \div 0,95$
маслосъемного	$0,9 \div 1,1$	$0,9 \div 1,1$
Внутренний диаметр поршня $d_i$	$D - 2 \cdot (s + t + \Delta t)$	
Число масляных отверстий в поршне $n'_M$	$6 \div 12$	$6 \div 12$
Диаметр масляного канала $d_M$	$(0,3 \div 0,5) \cdot a$	$(0,3 \div 0,5) \cdot a$
Наружный диаметр пальца $d_n$	$(0,22 \div 0,28) \cdot D$	$(0,30 \div 0,38) \cdot D$
Внутренний диаметр пальца $d_{г}$	$(0,65 \div 0,75) \cdot d_n$	$(0,50 \div 0,70) \cdot d_n$
Длина пальца $l_n$ :		
закрепленного	$(0,88 \div 0,93) \cdot D$	$(0,88 \div 0,93) \cdot D$
плавающего	$(0,78 \div 0,88) \cdot D$	$(0,80 \div 0,90) \cdot D$
Длина втулки шатуна $l_{ш}$ :		
закрепленного пальца	$(0,28 \div 0,32) \cdot D$	$(0,28 \div 0,32) \cdot D$
плавающего пальца	$(0,33 \div 0,45) \cdot D$	$(0,33 \div 0,45) \cdot D$



Отношение предела усталости:

при изгибе

$$\beta_{\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_T = \frac{450}{800} = 0,56 \quad 38.$$

при растяжении-сжатии

$$\beta_{\sigma} = \sigma_{-1P} / \sigma_T = \frac{260}{700} = 0,371 \quad 39.$$

Расчет сечения  $I-I$  (рис.1)

максимальное напряжение пульсирующего цикла

$$\sigma_{\max} = (m_n + m_{B.G.}) \cdot \omega_{\text{хвmax}}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) / (2 \cdot h_r \cdot l_{\text{ш}}) \quad 40.$$

$$\sigma_{\max} = (3 + 0,344) \cdot 224^2 \cdot 0,06 \cdot (1 + 0,27) / (2 \cdot 0,008 \cdot 0,042) = 12,5 \text{ МПа} \quad .$$

где  $m_{B.G.} = 0,08 \cdot m_{\text{ш}} = 0,08 \cdot 2,7 = 0,216$  - масса части головки выше сечения  $I-I$ ;

$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\Pi} = 300 \cdot 0,0095 = 3$  - масса шатуна, кг;  $m'_{\text{ш}}$  - конструктивная масса шатуна,  $m'_{\text{ш}} = 250 \div 340$  кг/м<sup>2</sup>;  $h_r$  - радиальная толщина стенки головки, м  
таблица 1.

Среднее напряжение и амплитуда напряжений (МПа)

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \sigma_{\max} / 2 \quad , \quad 41.$$

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = 12,5 / 2 = 6,25 \text{ МПа} \quad .$$

$$\sigma_{a\kappa 0} = \sigma_{a0} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{\Pi}) \quad , \quad 42.$$

$$\sigma_{a\kappa 0} = 6,25 \cdot 1,3 / (0,85 \cdot 0,94) = 10,2 \text{ МПа} \quad .$$

где  $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400) = 1,3$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений (головка не имеет резких переходов);  $\varepsilon_M$  - масштабный коэффициент, определяется по таблице 4, (размер детали принимают равным  $d_n$ );  $\varepsilon_{\Pi}$  - коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 5 (грубое обтачивание без поверхностного упрочнения).

$$\text{так как } \sigma_{a\kappa 0} / \sigma_{m0} > (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) \quad , \quad 43.$$

$$1,6 > 0,56$$

, то запас прочности в сечении  $I-I$  определяется по пределу усталости

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1P} / (\sigma_{a\kappa 0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}) \quad ,$$

$$n_{\sigma} = 320 / (10,2 + 0,17 \cdot 6,2) = 2,8 \quad . \quad 44.$$

Запас прочности составляет для автомобильных и тракторных двигателей 2,5—5.

Напряжения от запрессованной втулки:

суммарный натяг, мм

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t, \quad 45.$$

$$\Delta_{\Sigma} = 0,04 + 0,042 = 0,082 \text{ мм}.$$

где  $\Delta$  — натяг посадки бронзовой втулки,  $\Delta = 0,04$  мм;  $\Delta_t$  — температурный натяг, мм:

$\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_{\Gamma}) \cdot \Delta T = 0,047 \cdot (0,000018 - 0,00001) \cdot 120 = 0,042$  здесь  $d$  — внутренний диаметр головки, мм;  $\alpha_B = 1,8 \cdot 10^{-5} 1/\text{K}$  — термический коэффициент расширения бронзовой втулки;  $\alpha_{\Gamma} = 1,0 \cdot 10^{-5} 1/\text{K}$  — термический коэффициент расширения стальной головки;  $\Delta T = 100 \div 120$  К — средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя.

Удельное давление (МПа) от суммарного натяга на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[ \frac{(d_{\Gamma}^2 + d^2)/(d_{\Gamma}^2 - d^2) + \mu}{E_u} + \frac{(d^2 + d_n^2)/(d^2 - d_n^2) - \mu}{E_B} \right]}, \quad 46.$$

$$p = \frac{0,08}{46,8 \left[ \frac{(55^2 + 46,8^2)/(55^2 - 46,8^2) + 0,3}{220000} + \frac{(46,8^2 + 39^2)/(46,8^2 - 39^2) - 0,3}{115000} \right]} = 22,8 \text{ МПа}.$$

где  $d_{\Gamma}$ ,  $d$  и  $d_n$  — соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, мм;  $\mu = 0,3$  — коэффициент Пуассона;

Напряжения (МПа) от суммарного натяга внутренней поверхности поршневой головки

$$\sigma'_i = p \cdot \frac{d_{\Gamma}^2 + d^2}{d_{\Gamma}^2 - d^2}, \quad 47.$$

$$\sigma'_i = 22,8 \cdot \frac{55^2 + 46,8^2}{55^2 - 46,8^2} = 141 \text{ МПа}.$$

Напряжения (МПа) от суммарного натяга на внешней поверхности поршневой головки

$$\sigma'_a = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2},$$

$$\sigma'_a = 22,8 \cdot \frac{2 \cdot 46,8^2}{55^2 - 46,8^2} = 135,3 \text{ МПа} . \quad 48.$$

Значения  $\sigma'_a$  и  $\sigma'_i$  могут достигать 100—150 МПа.

Расчет сечение А – А (рис. 1, 2) на изгиб:

максимальная сила (Н), растягивающая головку на режиме  $n = n_n$  при  $\varphi = 370^\circ$ :

$$P_{jn} = -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda), \quad 49.$$

$$P_{jn} = -3 \cdot 0,04 \cdot 209^2 \cdot (1 + 0,27) = -6656 \text{ Н} .$$

где  $m_n$  — масса поршневой группы, кг;  $\omega$  — угловая скорость

$$\omega = \pi \cdot n_n / 30 = 209 \text{ рад/с}$$

Нормальная сила (Н) и избегающий момент (Нм) в сечении 0 – 0 :

$$N_{j0} = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш.з.}); \quad 50.$$

$$N_{j0} = -(-6656) \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 0,0001) = 3248 \text{ Н} .$$

где  $\varphi_{ш.з.} = 0,0001$  - угол заделки град;

$$M_{j0} = -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш.з.} - 0,0297), \quad 51.$$

$$M_{j0} = -(-6656) \cdot 0,0254 \cdot (0,00033 \cdot 0,0001 - 0,0297) = 0,5 \text{ Нм} .$$

где  $r_{cp} = (d_r + d) / 4 = (55 + 46,8) / 4 = 25,4 \text{ мм} \approx 0,0254 \text{ м}$  — средний радиус поршневой головки, м.

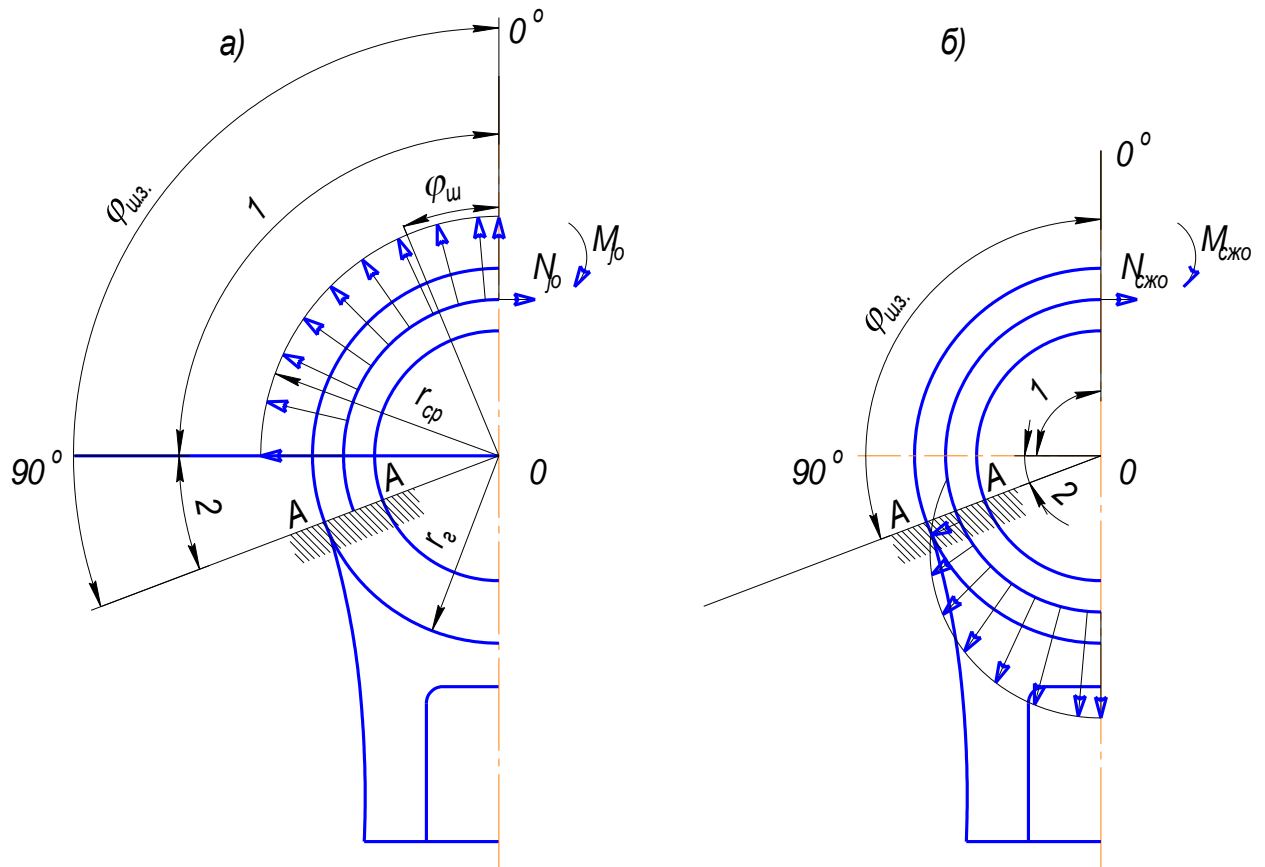


Рис. 2. Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна:

*а* — при растяжении; *б* — при сжатии

Нормальная сила (Н) и избегающий момент (Нм) в сечении в расчетном сечении от:

растягивающей силы:

$$N_{j\varphi_{ш.з.}} = N_{j0} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}); \quad 52.$$

$$N_{j\varphi_{ш.з.}} = 3248 \cdot (-0,342) + 0,5 \cdot 6656(0,94 + 0,342) = 3231 \text{ Н}.$$

$$M_{j\varphi_{ш.з.}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}), \quad 53.$$

$$M_{j\varphi_{ш.з.}} = 0,45 + 3248 \cdot 0,0137 \cdot (1 + 0,342) + 0,5 \cdot (-6656) \cdot 0,0137 \cdot (0,94 + 0,342) = 0,7 \text{ Нм}.$$

Напряжение (МПа) на внешнем волокне от растягивающей силы

$$\sigma_{aj} = \left[ 2M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r}; \quad 54.$$



$$\sigma_{aj} = \left[ 2 \cdot 0,7 \frac{6 \cdot 0,0137 + 0,0078}{0,0078 \cdot (2 \cdot 0,0137 + 0,0078)} + 0,67 \cdot 3231 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,042 \cdot 0,0078} = 7,8 \text{ МПа}.$$

где  $K$  коэффициент

$$K = E_{ш} \cdot F_{\Gamma} / (E_{ш} \cdot F_{\Gamma} + E_B \cdot F_B), \quad 55.$$

$$K = 2,2 \cdot 10^5 \cdot 352 / (2,2 \cdot 10^5 \cdot 352 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 335) = 0,67.$$

где  $F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{ш} = (55 - 46,8) \cdot 42,9 = 352$  и  $F_B = (d - d_n) \cdot l_{ш} = (46,8 - 39) \cdot 42,9 = 335$  — соответственно площадь сечения стенок головки и втулки.

Суммарная сила (Н), сжимающая головку:

$$P_{сж} = (p_z - p_0) \cdot F_n - m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = 24344 \text{ Н} \quad 56.$$

Нормальная сила (Н) и изгибающий момент (Нм) в расчетном сечении от сжимающей силы:

$$N_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot \left[ \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left( \frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right], \quad 57.$$

$$N_{сж\varphi_{ш.з.}} = 24344 [0,0005 + 0,002] = 60,9 \text{ Н}.$$

где  $N_{сж0} / P_{сж}$  определяются по таблице 6,  $\frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.}$

определяются по таблице 7.

$$M_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot r_{cp} \cdot \left[ \frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{cp}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) - \left( \frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right],$$

$$M_{сж\varphi_{ш.з.}} = 24344 \cdot 0,0137 [0,0001 + 0,0005(1,25 - 0,002)] = -0,42 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad 58.$$

где  $M_{сж0} / (P_{сж} \cdot r_{cp})$  определяются по таблице 6,  $1 - \cos \varphi_{ш.з.}$ , определяются по таблице 7.

Напряжения на внешнем волокне от сжимающей силы (МПа)

$$\sigma_{асж} = \left[ 2M_{сж\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{сж\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{\Gamma}}, \quad 59.$$

$$\sigma_{асж} = \left[ 2 \cdot (-0,4) \cdot \frac{6 \cdot 0,013 + 0,0078}{0,0078(2 \cdot 0,0137 + 0,0078)} + 0,67 \cdot 60,9 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,04 \cdot 0,0078} = -7,2 \text{ МПа}$$

Максимальное и минимальное напряжения асимметричного цикла (МПа):

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 141 + 104 = 245 \text{ МПа}; \quad 60.$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{acc} = 141 - 7,2 = 133,8 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение и амплитуда напряжений (МПа):

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (245 + 133,8) / 2 = 189,4 \text{ МПа}, \quad 61.$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (245 - 133,8) / 2 = 55,6 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{ак} = \sigma_a \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}) = 55,6 \cdot 1,272 / (0,86 \cdot 0,9) = 91,4 \text{ МПа}.$$

Если  $\sigma_{ак} / \sigma_m < (\beta_{\sigma} - a_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma})$ , то запас прочности в сечении А – А определяется по пределу текучести

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / (\sigma_{ак} + \sigma_m) = 800 / (91,4 + 189,4) = 2,8.. \quad 62.$$

Запас прочности поршневых головок изменяется в пределах 2,5— 5,0.

## 2.2. Расчет кривошипной головки шатуна.

Данные берутся из динамического расчета и расчета поршневой головки шатуна.

По таблице 8 принимаем основные конструктивные размеры.

Максимальная сила инерции (Н)

$$P_{jp} = -\omega_{x.x\max}^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.н.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр})] \cdot 10^{-6}, \quad 63.$$

$$P_{jp} = -209^2 \cdot 0,04 [(0,196 + 0,3)(1 + 0,285) + (0,5 - 0,179)] \cdot 10^{-6} = -0,0016.$$

где  $m_{ш.н.}$  и  $m_{ш.к.}$  — соответственно массы шатунной группы, совершающие возвратно-поступательное и вращательное движения,  $m_{ш.н.} = 0,275 \cdot m_{ш.}$ ,  $m_{ш.к.} = 0,725 \cdot m_{ш.}$  кг;  $m_{кр} \approx (0,20 \div 0,28) \cdot m_{ш.}$  — масса крышки кривошипной головки, кг;  $m_{ш.}$  — масса шатунной группы, кг.

Момент сопротивления расчетного сечения, м<sup>3</sup>

$$W_{из} = I_{\kappa} \cdot (0,5 \cdot c_{\sigma} - r_1)^2 / 6, \quad 64.$$

$$W_{из} = 45,5 \cdot (0,5 \cdot 136,5 - 54,6)^2 \cdot 10^{-6} / 6 = 1,4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3.$$

где  $c_{\delta}$  - расстояние между шатунными болтами, м таблица 8;  $l_{\kappa}$  - длина кривошипной головки, м таблица 8;

$$r_1 = 0,5 \cdot (d_{и.и} + 2 \cdot t_B) = 0,5(91 + 2 \cdot 9,1) = 54,6$$

- внутренний радиус кривошипной головки шатуна, мм.

Момент инерции вкладыша и крышки,  $\text{м}^4$

$$J_B = l_{\kappa} \cdot t_B^3 = 45,5 \cdot 9,1^3 \cdot 10^{-12} = 342 \cdot 10^{-10}, \quad 65.$$

$$J = l_{\kappa} \cdot (0,5 \cdot c_{\delta} - r_1)^3 = 45,5(0,5 \cdot 136,5 - 45,5)^3 \cdot 10^{-12} = 5357 \cdot 10^{-10}.$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша, (МПа)

$$\sigma_{из} = P_{ip} \cdot \left[ \frac{0,023 \cdot c_{\delta}}{(1 + J_B / J) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_{\Gamma}} \right], \quad 66.$$

$$\sigma_{из} = 0,016 \cdot \frac{0,023 \cdot 0,136}{(1 + 342 \cdot 10^{-10} / 5357 \cdot 10^{-10}) \cdot 1,4 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,4}{0,000123} = 150,6 \text{ МПа}.$$

где  $F_{\Gamma} = l_{\kappa} \cdot 0,5 \cdot (c_{\delta} - d_{и.и}) = 45,5 \cdot 0,5 \cdot (136,5 - 0,1) \cdot 10^{-6} = 0,000123 \text{ м}^2$  — суммарная площадь крышки и вкладыша в расчетном сечении,  $\text{м}^2$ .

Значение  $\sigma_{из}$  изменяется в пределах 100 — 300 МПа.

### 3. Расчет стержня шатуна

Основными конструктивными параметрами стержня шатуна кроме длины  $L_{ш} = R / \lambda$  являются размеры его среднего сечения  $B - B$  (см. рисунок 1).

Значения этих параметров для отечественных автомобильных и тракторных двигателей приведены в таблице 9.

Площадь и моменты инерции расчетного сечения  $B - B$ ,  $\text{м}^2$

$$F_{cp} = h_{и} \cdot b_{и} - (b_{и} - a_{и}) \cdot (h_{и} - 2 \cdot t_{и}), \quad 67.$$

$$F_{cp} = 36 \cdot 25 - (25 - 7)(36 - 2 \cdot 7) = 504 \approx 50,4 \cdot 10^{-5}.$$

где  $h_{и}$ ,  $b_{и}$ ,  $a_{и}$  и  $t_{и}$  — размеры сечения шатуна, м.

$$J_x = [b_{и} \cdot h_{и}^3 - (b_{и} - a_{и}) \cdot (h_{и} - 2 \cdot t_{и})^3] / 12 = [25,4 \cdot 36^3 - (25 - 7)(36 - 2 \cdot 7)^3] / 12 = 81 \cdot 10^{-9}; \quad 68.$$

$$J_y = [h_{ш}^3 \cdot b_{ш} - (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) \cdot (b_{ш} - a_{ш})^3] / 12 = 36 \cdot 25^3 - (36 - 2 \cdot 5)(25 - 7)^3 / 12 = 36 \cdot 10^{-9},$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы, МПа

в плоскости качения шатуна

$$\sigma_{\max x} = K_x \cdot P_{сж} / F_{cp} = 1,098 \cdot 0,1 / 50,4 \cdot 10^{-5} = 198 \text{ МПа}, \quad 69.$$

где  $K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_{ш}^2}{J_x} \cdot F_{cp} = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 220000} \cdot \frac{60}{81 \cdot 10^{-9}} \cdot 504 = 1,098$  — коэффициент,

учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости качения шатуна;  $L_{ш} = R / \lambda = 60$  — длина шатуна, м;  $\sigma_e = \sigma_B$  — предел упругости материала шатуна, МПа;

$E_{ш}$  — модуль упругости стального шатуна, МПа;

$$P_{сж} = [F_{II} \cdot (p_z) - m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)] \cdot 10^{-6} = [0,16(9 - 0,1) - 3,443 \cdot 0,06 \cdot 197,5^2 (0,98 + 0,27 \cdot 0,28)] \cdot 10^{-6} = 0,072$$
 — сила, сжимающий

шатун при  $\varphi = 370^\circ$ , здесь  $m_j = m_n + 0,275 \cdot m_{ш}$  — масса возвратно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма, кг.

в плоскости, перпендикулярной плоскости качения шатуна

$$\sigma_{\max y} = K_y \cdot P_{сж} / F_{cp} = 1,004 \cdot 0,072 / 50,4 \cdot 10^{-5} = 200 \text{ МПа}, \quad 70.$$

где  $K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{cp} = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 220000} \cdot \frac{51^2}{4 \cdot 36000} \cdot 504 = 1,004$  — коэффициент,

учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, перпендикулярной плоскости качения шатуна;

$L_1 = L_{ш} - (d + d_1) / 2 = 2022 - (44 + 80) / 2 = 160$  — длина стержня шатуна между поршневой и кривошипной головки, м;

Для современных автомобильных и тракторных двигателей напряжения  $\sigma_{\max x}$  и  $\sigma_{\max y}$  (МПа) не должны превышать:

Для углеродистых сталей.....160—250

Для легированных сталей.....200—350

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{\min} = P_p / F_{cp} = -0,04 / 50,4 \cdot 10^{-5} = -79, \quad 71.$$

$$\text{где } P_p = [p_r \cdot F_{II} - m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)] \cdot 10^{-6} = [0,16 \cdot 0,0028 - 0,35 \cdot 65 \cdot 209^2 \cdot (1 + 0,27)] \cdot 10^{-6} = 0,04 \quad - \text{ сила, растягивающая шатун,}$$

МПа,

здесь  $p_r$  – давление остаточных газов,  $p_r = (0,75 \div 0,98) \cdot p_k = 1,2 \cdot 0,1 = 0,12$  с наддувом,  $p_k = 0,15 \div 0,20$  МПа – давление наддувочного воздуха,  $p_r = (1,05 \div 1,25) \cdot p_0$  без наддува.

Средние напряжения от растягивающей силы

$$\sigma_{mx} = (\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}) / 2 \quad 72.$$

$$\sigma_{mx} = (198 - 79) / 2 = 59,5$$

$$\sigma_{my} = (\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}) / 2 \quad 73.$$

$$\sigma_{my} = (200 - 79) / 2 = 60,5$$

$$\sigma_{ax} = (\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}) / 2 \quad 74.$$

$$\sigma_{ax} = (198 + 79) / 2 = 138,5$$

$$\sigma_{ay} = (\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}) / 2 \quad 75.$$

$$\sigma_{ay} = (200 + 79) / 2 = 139,5$$

$$\sigma_{акх} = \sigma_{ax} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}) \quad 76.$$

$$\sigma_{акх} = 138,5 \cdot 1,329 / (0,8 \cdot 1,3) = 173,1$$

$$\sigma_{аку} = \sigma_{ay} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}) \quad 77.$$

$$\sigma_{аку} = 139,5 \cdot 1,29 / (0,8 \cdot 1,3) = 173,1$$

где  $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400)$  – коэффициент концентрации напряжения;  $\varepsilon_M$  – определяется по максимальному размеру сечения стержня шатуна (таблица 4);

$\varepsilon_{II}$  – определяется по таблице 5 с учетом поверхностного упрочнения стержня шатуна обдувкой дробью.

$$\text{так как } \frac{\sigma_{акх}}{\sigma_{mx}} > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} \text{ и } \frac{\sigma_{аку}}{\sigma_{my}} > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}, \text{ то запас прочности в сечении}$$

$B$  —  $B$  определяются по пределу усталости

где  $\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,56$  (см. расчет поршневой головки шатуна при растяжении-сжатия)

$$\frac{\sigma_{акс}}{\sigma_{мх}} > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 2,9 > 0,56$$

$$n_{\alpha x} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{акс} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{мх}) \quad 78.$$

$$n_{\alpha x} = 450 / (173,1 + 0,17 \cdot 59,5) = 2,5$$

$$n_{\sigma y} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{аку} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{му}) \quad 79.$$

$$n_{\sigma y} = 450 / (184,4 + 0,17 \cdot 60,5) = 2,4$$

Для шатунов автомобильных и тракторных двигателей значения  $n_{\alpha x}$  и  $n_{\sigma y}$  не должны быть ниже 1,5.

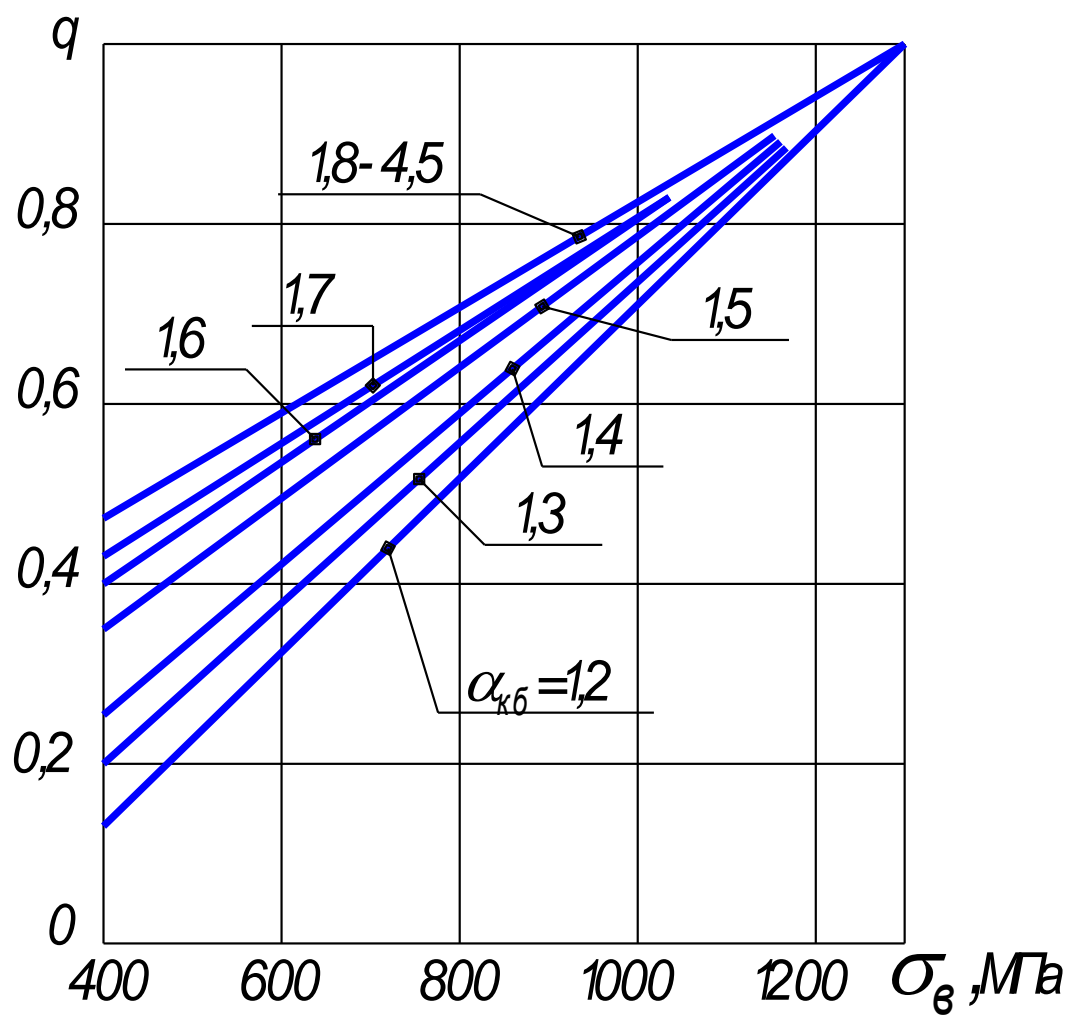


Рис.3. Коэффициент чувствительности сталей к концентрации напряжений

Таблица 1

Величина	Карбюраторные двигатели	Дизели
Внутренний диаметр поршневой головки $d$ : без втулки с втулкой	$d \approx d_n$ $(1,10 \div 1,25) \cdot d_n$	$d \approx d_n$ $(1,10 \div 1,25) \cdot d_n$
Наружный диаметр головки $d_r$	$(1,25 \div 1,65) \cdot d_n$	$(1,3 \div 1,7) \cdot d_n$
Длина поршневой головки шатуна $l_{ш}$ : закрепленный палец плавающий палец	$(0,28 \div 0,32) \cdot D$ $(0,33 \div 0,45) \cdot D$	$(0,28 \div 0,32) \cdot D$ $(0,33 \div 0,45) \cdot D$
Минимальная радиальная толщина стенки головки $h_r$	$(0,16 \div 0,27) \cdot d_n$	$(0,16 \div 0,27) \cdot d_n$
Радиальная толщина стенки втулки $s_B$	$(0,055 \div 0,085) \cdot d_n$	$(0,070 \div 0,085) \cdot d_n$

Таблица 2

Марка стали	Механические свойства легированных сталей, МПа					
	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{-1p}$	$\tau_T$	$\tau_{-1}$
20X	650-850	400-600	310-380	230	360	230
30X	700-900	600-800	360	260	420	220
30ХМА	950	750	470	-	-	-
35X	950	750	-	-	-	-
35ХМА	950	800	-	-	-	-
38ХА	950	800	-	-	-	-
40X	750-1050	650-950	320-480	240-340	-	210-260
40ХН	1000-1450	800-1300	460-600	320-420	390	240
45X	850-1050	700-950	400-500	-	-	-
50ХН	1100	850	550	-	-	-
12ХН3А	950-1400	700-1100	420-640	270-320	400	220-300
18ХН24А	1100	850	-	-	-	-
18ХНВА	1150-1400	850-1200	540-620	360-400	550	300-360
25ХНМА	1150	-	-	-	-	-
20ХН3А	950-1450	850-1100	430-650	310	-	240-310
25ХНВА	1100-1150	950-1050	460-540	310-360	600	280-310
30ХГСА	1100	850	510-540	500-530	-	220-245
37ХН3А	1150-1600	1000-1400	520-700	-	-	320-400
40ХНМА	1150-1700	850-1600	550-700	-	700	300-400

Таблица 3

Пределы прочности, $\sigma_B$ , МПа	Изгиб $\alpha_\sigma$	Растяжение-сжатие $\alpha_\sigma$	Кручение $\alpha_\tau$
350-450	0,06-0,10	0,06-0,08	0
450-600	0,08-0,13	0,07-0,10	0
600-800	0,12-0,18	0,09-0,14	0-0,08
800-1000	0,16-0,22	0,12-0,17	0,06-0,10
1000-1200	0,20-0,24	0,16-0,20	0,08-0,16
1200-1400	0,22-0,25	0,16-0,23	0,10-0,18
1400-1600	0,25-0,30	0,23-0,25	0,18-0,20



Таблица 4

Масштабные коэффициенты	Размеры детали, мм							
	10	10-15	15-20	20-30	30-40	40-50	50-100	100-200
$\varepsilon_{\sigma}$	1	1,0-0,95	0,95-0,90	0,90-0,85	0,85-0,80	0,80-0,75	0,75-0,65	0,65-0,55
$\varepsilon_{\tau}$	1	1,0-0,94	0,94-0,88	0,88-0,83	0,83-0,78	0,78-0,72	0,72-0,60	0,60-0,50

Таблица 5

Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\varepsilon_{\sigma} \approx \varepsilon_{\tau}$	Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\varepsilon_{\sigma} \approx \varepsilon_{\tau}$
Полирование без поверхностного упрочнения	1	Обдувка дробью	1,1-2,0
Шлифование без поверхностного упрочнения	0,97-0,85	Обкатка роликом	1,1-2,2
Чистовое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,94-0,80	Цементация	1,2-2,5
Грубое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,88-0,60	Закалка	1,2-2,8
Без обработки и без поверхностного упрочнения	0,76-0,50	Азотирование	1,2-3,0

Таблица 6

Параметры	Угол заделки $\varphi_{ш.з.}$ , град						
	100	105	110	115	120	125	130
$N_{сж0} / P_{сж}$	0,00010	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0060	0,0085
$M_{сж0} / (P_{сж} \cdot r_{ср})$		0,00010	0,00025	0,00060	0,00110	0,00180	0,00300

Таблица 7

$f(\varphi_{ш.з.})$	Угол заделки $\varphi_{ш.з.}$ , град						
	100	105	110	115	120	125	130
$\cos \varphi_{ш.з.}$	-0,1736	-0,2588	-0,3420	-0,4226	-0,500	-0,5736	-0,6428
$1 - \cos \varphi_{ш.з.}$	1,1736	1,2588	1,3420	1,4226	1,500	1,5736	1,6428
$\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}$	1,1584	1,2247	1,2817	1,3289	1,3660	1,3928	1,4088
$\frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.}$	0,0011	0,0020	0,0047	0,0086	0,0130	0,0235	0,304

Таблица 8

Размеры кривошипной головки	Пределы изменения	Размеры кривошипной головки	Пределы изменения
Диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш.}$	$(0,56 \div 0,75) \cdot D$	Расстояние между шатунными болтами $c_{\delta}$	$(1,3 \div 1,75) \cdot d_{ш.ш.}$
Толщина стенки Вкладыша $t_B$ : тонкостенного толстостенного	$(0,03 \div 0,05) \cdot d_{ш.ш.}$ $0,1 \cdot d_{ш.ш.}$	Длина кривошипной головки $l_k$	$(0,45 \div 0,95) \cdot d_{ш.ш.}$

Таблица 9

Размеры сечения шатуна	Карбюраторные двигатели	Дизели
$h_{ш \min}$	$(0,5 \div 0,55) \cdot d_{\Gamma}$	$(0,5 \div 0,55) \cdot d_{\Gamma}$
$h_{ш}$	$(1,2 \div 1,4) \cdot h_{ш \min}$	$(1,2 \div 1,4) \cdot h_{ш \min}$
$b_{ш}$	$(0,50 \div 0,60) \cdot l_{ш}$	$(0,55 \div 0,75) \cdot l_{ш}$
$a_{ш} \approx t_{ш}$	$(2,5 \div 4,0)$	$(4,0 \div 7,5)$

Таблица 10

номинальный диаметр болта, $d$ , мм	шаг резьбы $t$ , мм	номинальный диаметр болта, $d$ , мм	шаг резьбы $t$ , мм	номинальный диаметр болта, $d$ , мм	шаг резьбы $t$ , мм
9	1,25	12	1,5	16	1,5
9	1	12	1,25	16	1
10	1,5	12	1	17	1,5
10	1,25	14	1,5	17	1
10	1	14	1,25	18	2,5
11	1,5	14	1	18	2
11	1	15	1,5	18	1,5
12	1,75	15	1	18	1