

**Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

---

**Кафедра "Двигатели внутреннего сгорания"**

Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания  
**ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ (ПРАКТИКУМ)**  
для студентов специальности I - 37.01.01  
«Двигатели внутреннего сгорания»

Минск 2007

---

УДК 621.43

Составители: В.А. Бармин, И.К. Русецкий, А.В. Предко

Рецензенты: Г.А. Дыко, Н.С. Янкевич

Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания: лабораторные работы (практикум) для студентов специальности I – 37.01.01 «Двигатели внутреннего сгорания»/ сост.: В.А. Бармин, И.К. Русецкий, А.В. Предко – Мн.: БНТУ, 2007. – 49 с.

Лабораторный практикум составлен в соответствии с программой курса «Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания» и является методическим пособием для студентов, выполняющих лабораторные работы по этой дисциплине. Практикум состоит из 9 работ.

В каждой лабораторной работе приводятся общие сведения по изучаемому вопросу, дается описание учебных объектов и методика выполнения работы, изложены контрольные вопросы и рекомендуемая литература для самопроверки.

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящий лабораторный практикум предназначен для студентов специальности I – 37.01.01 «Двигатели внутреннего сгорания», также может быть использована студентами специальностей I – 37.01.06 «Техническая эксплуатация автомобилей», I – 37.01.07 «Автосервис» при выполнении ими лабораторных работ по разделу «Конструкция и расчет автомобильных двигателей» дисциплины «Автомобильные двигатели».

Лабораторные работы, являясь составной и неотъемлемой частью курса, помогают студенту расширить и закрепить общие теоретические положения, практически, с учетом конкретных конструктивных особенностей изучаемой детали двигателя, оценить правильность принятого конструктором решения.

Структура приведенных методических указаний к большинству лабораторных работ одина: даются основные понятия по теории изучаемого вопроса, приводятся расчетные формулы, порядок выполнения работы с учетом применяемого инструмента и оборудования, контрольные вопросы для самостоятельной подготовки.

Лабораторные работы выполняются на подготовленных к занятиям рабочих местах с разбивкой группы на несколько бригад.

Перед очередным занятием студент должен ознакомиться по учебной литературе с конструктивными особенностями и порядком расчета изучаемого объекта. Отчет о выполненной лабораторной работе оформляется каждым студентом и должен быть представлен преподавателю для проверки к следующему занятию. После этого отчет может быть защищен студентом путем собеседования с преподавателем во время выполнения следующей лабораторной работы.

Отчет по работам оформляется в соответствии с требованиями стандарта предприятия "Единая система учебной документации. Отчет о лабораторной работе. Общие требования и правила оформления. СТП 10-02.01.-87г."

## ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

К лабораторным занятиям допускаются лица, прошедшие инструктаж по технике безопасности. Инструктаж проводит преподаватель, ведущий занятия.

Все студенты обязаны соблюдать правила по технике безопасности, уметь оказать помощь пострадавшему, уметь пользоваться противопожарными средствами, знать порядок вызова пожарной команды и скорой помощи.

Перед началом работы необходимо обеспечить рабочие места соответствующими агрегатами, наглядными пособиями и инструментом.

Во время работы монтажно-демонтажные работы агрегатов машин проводить только под наблюдением учебного мастера.

При разборке двигателей на стендах применять подставки, предотвращающие опрокидывание стендов. Соблюдать осторожность при демонтаже тяжелых агрегатов, т.к. их падение может нанести травмы.

При отворачивании болтов и гаек пользоваться ключами соответствующих размеров. Не применять изношенный или неисправный инструмент. Запрещается разбирать агрегаты, не имеющие отношения к выполнению данной лабораторной работы.

При возникновении каких-либо неясных вопросов обращаться к преподавателю. О замеченных неисправностях и нарушениях правил безопасности поставить в известность преподавателя или учебного мастера.

**В ЛАБОРАТОРИИ СТРОГО ЗАПРЕЩАЕТСЯ!**

Находиться в верхней одежде.

Открывать электрошкафы, заменять предохранители, подключать электромоторы и т.п.

Самовольно приводить в действие стенды и прочее оборудование.

Курить и применять открытый огонь.

В случае возникновения пожара немедленно отключить подачу электроэнергии в помещение (обесточить) и принять меры к тушению пожара. При несчастных случаях немедленно оказать пострадавшему доврачебную помощь.

По окончании работы необходимо собрать (убрать) детали, инструменты и инструкции в отведенное место, привести в порядок рабочее место.

# **Лабораторная работа № 1**

## **КОНСТРУКТИВНЫЙ АНАЛИЗ И ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОСТИ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ**

### **Цель работы**

1. Ознакомление с особенностями конструкции гильз различных двигателей.
2. Определение основных размеров гильз, а также подсчет основных характерных соотношений размеров.
3. Приобретение практических навыков самостоятельной оценки работоспособности и совершенства конструкции гильз цилиндров автотракторных двигателей.

### **Общие положения**

В зависимости от способа охлаждения конструкция цилиндров двигателя приобретает свои характерные особенности.

Цилиндры двигателей воздушного охлаждения отливают индивидуально, а для увеличения теплоотвода наружную поверхность их снабжают ребрами, как правило, треугольного сечения. Размер ребер и межреберных промежутков выбирают из условий, чтобы оребрение оказывало возможно меньшее сопротивление потоку охлаждающего воздуха и в то же время было достаточно развитым и обеспечивало нужную интенсивность теплоотвода. В существующих конструкциях площадь поверхности оребрения цилиндра примерно в 10 раз превышает площадь его зеркала в зоне оребрения.

Цилиндры двигателей с жидкостным охлаждением изготавливают с полостью под охлаждающую жидкость, т.е. с двойными стенками. Внутренние стенки образуют гильзу цилиндра, а внешние более тонкие – его рубашку.

Для облегчения ремонта и увеличения срока службы цилиндров с жидкостным охлаждением их часто изготавливают комбинированными, со вставками на всю длину зеркала цилиндра (Ikarus - 250) или с легкоъемными гильзами (двигатели семейства ММЗ, КамАЗ и т.п.). Применяются также короткие вставки (длиной около 50 мм), которые изготавливаются из коррозионно-стойких в газовых средах чугунов. Их заделывают в верхнюю наиболее изнашиваемую зону цилиндра и обрабатывают совместно с зеркалом цилиндра (гильзы). Первоначально такие вставки устанавливались методом запрессовки. Более прогрессивным оказался метод установки короткой гильзы в основную гильзу при отливке последней на центробежной машине. Срок службы цилиндров с короткими вставками увеличивается более чем в два раза.

Вставки, не соприкасающиеся с охлаждающей жидкостью, называются сухими гильзами. Гильзы, непосредственно омываемые охлаждающей жидкостью, которая циркулирует в рубашке охлаждения, называются «мокрыми».

Мокрые гильзы нашли более широкое распространение, чем сухие. Это можно объяснить их следующими преимуществами:

- повышается теплоотвод и уменьшается неравномерность нагрева;
- появляется возможность упростить литье блок-картера;
- снижается трудоемкость ремонта.

Мокрые гильзы устанавливаются в блок-картер с гарантированным зазором (около 0,08 мм), что позволяет в случае необходимости ее легко заменить. Гильзы имеют опорный пояс или фланец и два (рисунок 1.1) или один (рисунок 1.2) установочных пояса с наружной стороны гильзы. С помощью установочных хорошо обрабатываемых поясов гильзу центрируют в соответствующих гнездах блока, а опорный фланец фиксирует их положение по высоте. Высота фланца обычно равна  $0,1D$ . Кольцевая площадь фланца назначается с учетом величины давления при предварительной затяжке болтов крепления головки цилиндров. В случае применения чугуновых блоков цилиндров это давление не должно превышать 380-420 МПа, у блоков из алюминиевых сплавов – 140-180 МПа. Кольцевая площадь фланца  $F$  (рисунок 1.1) у современных двигателей не превышает  $0,15F_n$  площади поршня.

Разрабатывая конструкцию опорного фланца, необходимо стремиться к тому, чтобы нижняя и верхняя кольцевые опорные площади фланца были равны. В этом случае существенно уменьшается вероятность возникновения статических деформаций гильзы при затяжке болтов от момента, изгибающего фланец. Важно также принять меры, чтобы усилия при затяжке болтов не передавались с фланца на зоны гильзы, прилегающие к фланцу. С этой целью под фланцем в месте перехода в теле гильзы выполняют проточку.

Нижний установочный пояс гильзы (рисунок 1.1) уплотняют с помощью резиновых колец, которые устанавливают в нижнем гнезде блока в специальных канавках. Резиновые кольца имеют круглое сечение. Их диаметр сечения делается несколько большим глубины канавки, куда кольцо устанавливается. В результате при установке гильзы кольцо деформируется и надежно уплотняет жидкостной стык.

Иногда (ЗиЛ-130) резиновые кольца устанавливаются в канавки, выполненные в теле нижнего установочного пояса гильзы, который делается утолщенным.

Рисунок 1.1 – Гильза цилиндра с верхним опорным фланцем

Двигатели ЗМЗ имеют один, но развитый по высоте, центрирующий пояс (рисунок 1.2), расположенный в нижней части гильзы. В этом случае для уплотнения жидкостного стыка применяются кольца из мягкой меди, которые устанавливаются под опорный пояс (Т).

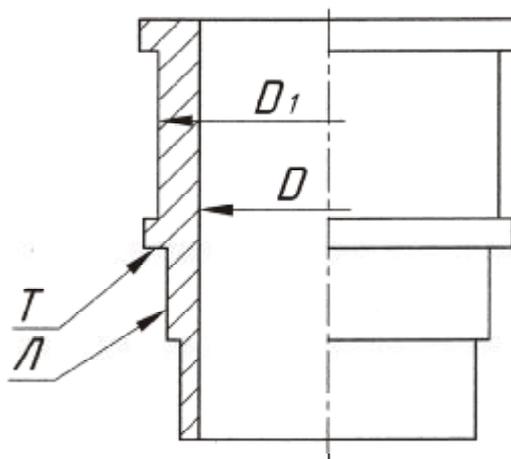


Рисунок 1.2 – Гильза цилиндра с нижним опорным фланцем

Между этим поясом и уступом в центрирующем гнезде блока цилиндров и зажимается кольцо. Для того, чтобы верхний торец гильзы занимал требуемое положение по отношению к торцу блока цилиндров, медные прокладки изготавливаются различными по высоте (как правило, трех размеров).

В верхней зоне цилиндра тонкая гильза не соприкасается со стенками рубашки охлаждения, а имеет только небольшое утолщение, которое улучшает

уплотнение ее газового стыка, достигаемого с помощью прокладки, устанавливаемой между гильзой (цилиндром) и головкой. Гильза такой конструкции коробится при затяжке болтов крепления головки цилиндров, что считается ее недостатком.

Толщина стенок гильзы обуславливает ее жесткость. Жесткость гильзы должна быть такой, чтобы не возникла оваллизация как при сборке двигателя, так и во время работы. Поэтому толщина стенок у мокрых гильз находится в пределах 5 – 8 мм. Выбор длины гильзы ведут из условия выхода нижней кромки поршня до 15 – 30 мм при его положении в НМТ.

Уплотнение газового и жидкостного стыков осуществляется с помощью специальных уплотнений, обеспечивающих необходимую герметичность рабочей полости цилиндра. Для обеспечения надежного газового стыка торец гильзы должен несколько выступать над опорной плоскостью блока. В этом случае большая часть силы затяжки шпилек будет передаваться на фланец гильзы. Высота выступа находится в пределах 0,05 - 0,15 мм и зависит от конструкции уплотняющей прокладки.

Гильза должна быть прочной, жесткой, износоустойчивой, обеспечивать малые потери на трение поршня о зеркало. Внутренняя и наружная поверхности должны обладать антикоррозийной устойчивостью. Места стыков должны быть герметичными.

Гильзы двигателей в основном изготавливают из чугунов, типа СЧ21 - СЧ25. Вставки в верхнюю часть гильз, например ЗиЛ – 130, изготавливаются из коррозионно-стойких в газовых средах чугунов (ГОСТ 7769 - 82).

При расчете цилиндра (гильзы) двигателя с водяным охлаждением в качестве наиболее опасной нагрузки принимается максимальное давление в процессе сгорания топлива  $p_{zmax}$ , которое вызывает растягивающие напряжения  $\sigma_p$  по образующей цилиндра. Эти напряжения определяются по приближенной зависимости

$$s_p = \frac{0,5 p_{zmax} D}{d_2}.$$

Допускаемые напряжения растяжения для чугунных гильз цилиндров – 40...60 МПа, стальных – 80... 120 МПа.

Для несущих цилиндров двигателей воздушного охлаждения разрыв по образующей практически невозможен (стенки усилены ребрами), напряжения растяжения  $\sigma'_p$  определяются по кольцевому сечению гильзы

$$s'_p = \frac{0,25 p_{zmax} D}{d_2}.$$

В случае применения несущих анкерных шпилек последние рассчитываются на растяжение по методике расчета болтов крепления головки блока.

### Оборудование и инструмент

Гильзы серийных автотракторных двигателей, штангенциркуль, микрометр.

### Порядок выполнения работы

1. Заготовить таблицу «Анализ конструкции и размеров гильзы цилиндра»

Таблица 1.1 – Анализ конструкции и размеров гильзы цилиндров

№п/п	Показатели	Двигатель_____
1	2	3
Основные данные технической характеристики*		
1.	Номинальная мощность двигателя $N_e$ , кВт	
2.	Частота вращения коленчатого вала, соответствующая номинальной мощности, $n$ , мин <sup>-1</sup>	
3.	Радиус кривошипа $R$ , мм	
Гильза		
1.	Внутренний диаметр $D$ , мм	
2.	Толщина стенки $\delta$ , мм	
3.	Диаметр верхнего центрирующего пояса $K$ , мм (см. рисунок 1.1)	
4.	Высота верхнего центрирующего пояса, мм	
5.	Диаметр нижнего центрирующего пояса, мм (М на рисунке 1.1, Л на рисунке 1.2)	
6.	Высота нижнего центрирующего пояса, мм	
7.	Расстояние между центрирующими поясами, мм (рисунок 1.1)	
8.	Верхняя кольцевая опорная площадь фланца $F_в$ , мм <sup>2</sup> (рисунок 1.1)	
9.	Нижняя кольцевая опорная площадь фланца $F_н$ , мм <sup>2</sup> (рисунок 1.1)	
10.	Отношение $F_в/F_н, F_н/F_н$	

1	2	3
11.	Внутренний диаметр кольцевой канавки под уплотнительное кольцо, мм (для гильз ЗиЛ)	
12.	Высота кольцевой канавки, мм	

\* Данные берутся из литературных источников

2. Составить эскиз гильзы и определить основные размеры гильзы, подчитать их характерные соотношения, сравнить их с рекомендуемыми.
3. Определить механические напряжения в стенке гильзы.
4. Сделать выводы по результатам работы.

### Контрольные вопросы

1. Чем отличается мокрая гильза от сухой?
2. Сравнительный анализ мокрой и сухой гильз.
3. Назначение центрирующего пояса и опорного фланца.
4. По каким напряжениям производят оценку работоспособности гильз?
5. Из каких материалов изготавливают гильзы?

## Лабораторная работа № 2 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЯ

### Цель работы

1. Ознакомление с особенностями конструкции поршней различных двигателей.
2. Определение основных размеров и массы поршней, а также подсчет основных характерных соотношений размеров.
3. Приобретение практических навыков самостоятельной оценки работоспособности и совершенства конструкции поршней автотракторных двигателей.

### Общие положения

Поршень является основным элементом поршневой группы двигателя. Назначение его заключается в следующем:

1. Образование вместе со стенками цилиндра и поверхностью камеры сгорания пространства переменного объема, в котором совершаются рабочие процессы двигателя, и обеспечение герметичности этого пространства.

2. Передача шатуну давления газов, воспринимаемого поршнем.

3. Передача боковых усилий от шатуна к стенкам цилиндра.

4. Обеспечение возможно лучшего отвода теплоты, воспринятой от газов, и теплоты от трения к стенкам цилиндра, а также к газам в пространстве под поршнем, во избежание перегрева деталей.

5. Открытие и закрытие окон в двухтактных двигателях с щелевым газораспределением.

Основные элементы поршня: верхняя часть или головка, нижняя часть или юбка и бобышки. Головка является уплотняющей частью поршня и состоит из днища, боковой цилиндрической части с проточенными в ней канавками для колец и различными прорезями и сверлениями, и внутреннего оребрения.

Нижняя часть поршня - юбка - является направляющей частью. Она предназначена для передачи зеркалу цилиндра боковой силы  $N$  при возможно меньшем удельном давлении.

С юбкой поршня соединены бобышки, через которые при помощи поршневого пальца и шатуна передаются коленчатому валу усилия, воспринимаемые поршнем.

Днище поршня может быть плоским (ЗМЗ-53, ЗиЛ-130, ВАЗ-2121), выпуклым (АЗЛК-2140) и вогнутым (практически все дизели)

Наибольшее распространение в бензиновых двигателях имеют плоские днища, как наиболее технологичные в изготовлении и воспринимающие во время работы наименьшее количество теплоты.

Широкое распространение получили фасонные днища (разновидность вогнутых), типичные для дизелей с неразделенной камерой сгорания (Д-243, ЯМЗ-236, КамаЗ-740).

Основными типами поршней, получившими в автотракторных двигателях преимущественное распространение, являются: цельноалюминиевые (главным образом с неразрезными юбками), с залитыми в бобышки пластинами и облегченные.

Поршни большинства современных двигателей изготавливаются из алюминиевого сплава. Такие поршни обладают достаточной прочностью, высокой теплопроводностью и хорошими антифрикционными свойствами, но имеют в сравнении с чугунными более высокий коэффициент линейного расширения.

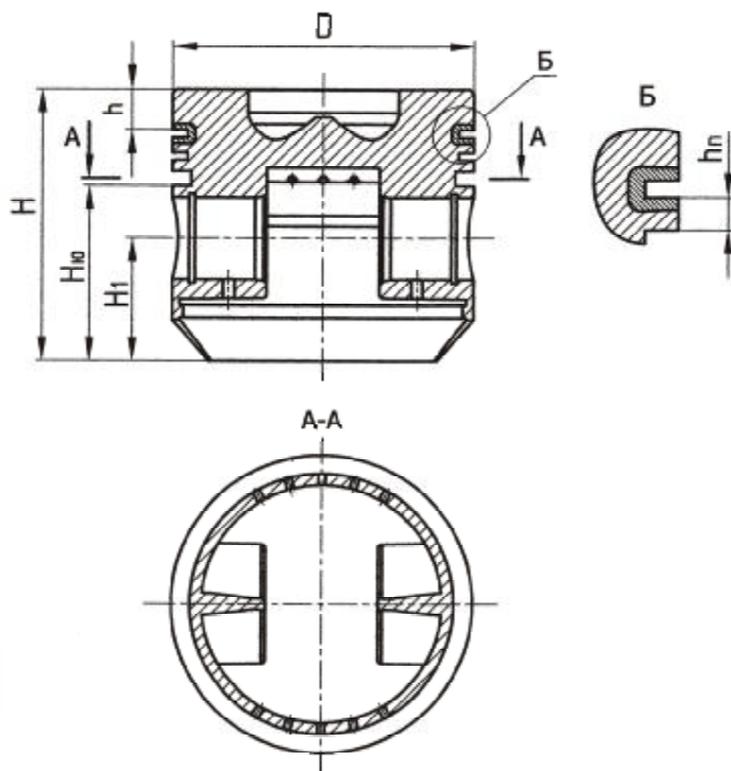


Рисунок 2.1 - Поршень

Чтобы на прогретом двигателе поршни из алюминиевого сплава при расширении не заклинивались в чугунных гильзах, применяют ряд мер: юбке в поперечном сечении придается овальная форма (большая ось овала располагается перпендикулярно оси поршневого пальца), а в продольном сечении – конусная; в юбку вставляют компенсирующие вставки из материалов с малым коэффициентом линейного расширения, ограничивающие ее расширение; на юбке поршня делают П- и Т- образные разрезы (которые могут иметь место только на поршнях карбюраторных двигателей).

При расчете поршня определяют напряжения в днище, первой межкольцевой перемычке, сечении А-А, ослабленном дренажными отверстиями, и удельное давление на юбке.

Днище (плоское или близкое к нему по конфигурации) рассчитывается на изгиб как круглая пластина, защемленная по краям и равномерно нагруженная  $p_{zmax}$ :

$$s_u = 0,25 p_{zmax} \left( \frac{d_g}{d} \right)^2,$$

где  $p_{zmax}$  – максимальное давление газов, МПа;

$d_g$  – внутренний диаметр поршня у днища, мм;

$\delta$  - толщина днища, мм.

Напряжение в днище поршня из алюминиевых сплавов изменяется в пределах 20-25 МПа (неоребранные днища) и 50-150 МПа (оребранные).

Расчетная схема первой межкольевой перемычки представляется в виде плоского кольца, защемленного по всему внутреннему периметру. Расчет производится на изгиб

$$s = 0,0045 p_{z \max} \left( \frac{D}{h_n} \right)^2,$$

и срез

$$t = 0,0314 p_{z \max} \frac{D}{h_n},$$

где  $D$  – диаметр цилиндра, мм;

$h_n$  – высота первой перемычки, мм.

Напряженное состояние первой межкольевой перемычки оценивается суммарным напряжением, определяемым по третьей теории прочности

$$s_{\Sigma} = \sqrt{s^2 + 4t^2}.$$

Суммарное напряжение в первой межкольевой перемычке поршней из алюминиевого сплава изменяется в пределах 30-40 МПа.

Ослабленное сечение уплотняющей части поршня рассчитывается на сжатие от газовой нагрузки

$$s_c = \frac{P_z}{F_{A-A}} = \frac{p_{z \max} p D^2}{4 F_{A-A}},$$

и на растяжение от действия силы инерции

$$s_p = \frac{P_{jen}}{F_{A-A}} = \frac{m_{zn} R \cdot \omega_{xx \max}^2 (1 + I)}{F_{A-A}},$$

где  $m_{zn}$  – масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения А-А, определяемая по геометрическим размерам или  $m_{zn} = (0,4-0,6)m_{ng}$ ;

$m_{ng}$  – масса поршневой группы, кг;

$R$  – радиус кривошипа, м;

$\omega_{xx \max}$  – максимальная угловая скорость холостого хода двигателя

( $n_{xx \max} = (1,04-1,07)n_N$  для дизелей,  $n_{xx \max} = (1,05-1,2)n_N$  для бензиновых двигателей), рад/с;

$F_{A-A}$  – площадь расчетного сечения, м<sup>2</sup>.

Для поршней из алюминиевых сплавов напряжение растяжения составляет 4-10 МПа, сжатия – 30-40 МПа.

Износостойкость поршня оценивается по удельной нагрузке на юбке

$$q_{ю} = \frac{N_{\max}}{D \cdot H_{ю}},$$

где  $N_{\max}$  – максимальная боковая сила, определяемая в динамическом расчете или ориентировочно по формуле

$$N_{\max} = (0,08 - 0,13)P_{z \max};$$

$H_{ю}$  – высота юбки, м.

В существующих автотракторных двигателях  $q_{ю}=0,15-1,00$  МПа.

### Оборудование и инструмент

Поршни серийных автотракторных двигателей, весы, штангенциркуль, металлическая линейка, калькулятор.

Порядок выполнения работы

1. Заготовить таблицу "Анализ конструкции и размеров поршня".
2. Составить эскиз поршня и определить основные размеры поршня, подсчитать их характерные соотношения.
3. Определить напряжения в расчетных сечениях поршня (по указанию преподавателя).
4. Сделать выводы по результатам работы.

Таблица 2.1 - Анализ конструкции и размеров поршня

№ п/п	Показатели	Двигатель_____
1	2	3
Основные данные технической характеристики*		
1.	Номинальная мощность двигателя $N_e$ , кВт	
2.	Частота вращения коленчатого вала, соответствующая номинальной мощности, $n$ , мин <sup>-1</sup>	
3.	Диаметр цилиндра $D$ , мм	
4.	Радиус кривошипа $R$ , мм	
Поршень (рисунок 2.1)		
1.	Высота поршня $H$ , мм	
2.	Отношение $H/D$	
3.	Высота жарового пояса $h$ , мм	
4.	Отношение $h/D$	
5.	Высота первой межкольцевой перемычки $h_n$ , мм	

1	2	3
6.	Отношение $h_n/D$	
7.	Высота направляющей части $H_{ю}$ , мм	
8.	Отношение $H_{ю}/H$	
9.	Расстояние от нижней кромки поршня до оси пальца $H_1$ , мм	
10.	Отношение $H_1/H$	
11.	Конструктивная масса поршня, кг/м <sup>2</sup>	
12.	Характерные особенности поршня (форма днища, наличие разрезов направляющей части, наличие ребрения и др.)	

\* Данные берутся из литературных источников

Таблица 2.2 - Относительные конструктивные параметры поршней

Наименование	Двигатели	
	бензиновые	дизели
Высота поршня, $H$	$(1,00-1,4)D$	$(1,25-1,7)D$
Высота жарового пояса, $h$	$(0,06-0,1)D$	$(0,1-0,2)D$
Высота первой межкольцевой перемычки, $h_n$	$(0,03-0,05)D$	$(0,04-0,06)D$
Высота юбки, $H_{ю}$	$(0,68-0,74)H$	$(0,62-0,7)H$
Расстояние от нижней кромки юбки до оси поршневого пальца, $H_1$	$(0,41-0,61)H$	$(0,38-0,5)H$
Конструктивная масса поршня, кг/м <sup>2</sup>	70-300	

### Контрольные вопросы

1. Назначение поршневой группы.
2. Назначение поперечных и продольных разрезов поршня.
3. Для чего юбка поршня выполняется эллипсной, из каких соображений выбирается длина юбки поршня?
4. Какие силы действуют на элементы поршня (днище, первую межкольцевую перемычку, сечение А-А)?
5. Из каких материалов изготавливаются поршни?

## Лабораторная работа № 3

### АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

#### Цель работы

1. Ознакомление с особенностями конструкции поршневых колец различных двигателей.
2. Определение основных размеров поршневых колец и подсчет основных характерных размеров.
3. Приобретение практических навыков самостоятельной оценки напряженности и работоспособности поршневых колец.

#### Общие положения

Для обеспечения герметичности внутрицилиндрового пространства, т.е. для предотвращения прорыва газов из этого пространства в картер двигателя, предназначены поршневые кольца. Одновременно поршневые кольца отводят в стенки цилиндра большую часть воспринимаемой днищем поршня теплоты и препятствуют проникновению масла из картера в камеру сгорания. В современных автотракторных двигателях поршневые кольца применяют двух типов: компрессионные и маслосъемные.

В большинстве современных автотракторных двигателей применяют чугунные кольца с прямым замком (рисунок 3.1,а). Прямой замок более прост в изготовлении и почти не увеличивает пропуска газов по сравнению с другими типами замков. По этой причине косой (рисунок 3.1,б), ступенчатый (рисунок 3.1,в) и другие виды замков в поршневых кольцах в настоящее время практически не встречаются.

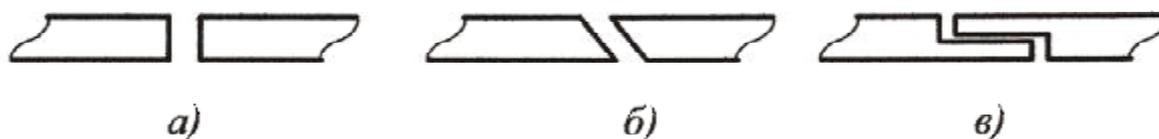


Рисунок 3.1 - Формы замков поршневых колец

Конструктивные формы компрессионных и маслосъемных колец весьма разнообразны и значительно различаются между собой. Однако компрессионные кольца частично выполняют также функции маслораспределения и маслосъема. На рисунке 3.2 приведены наиболее распространенные профили компрессионных колец.

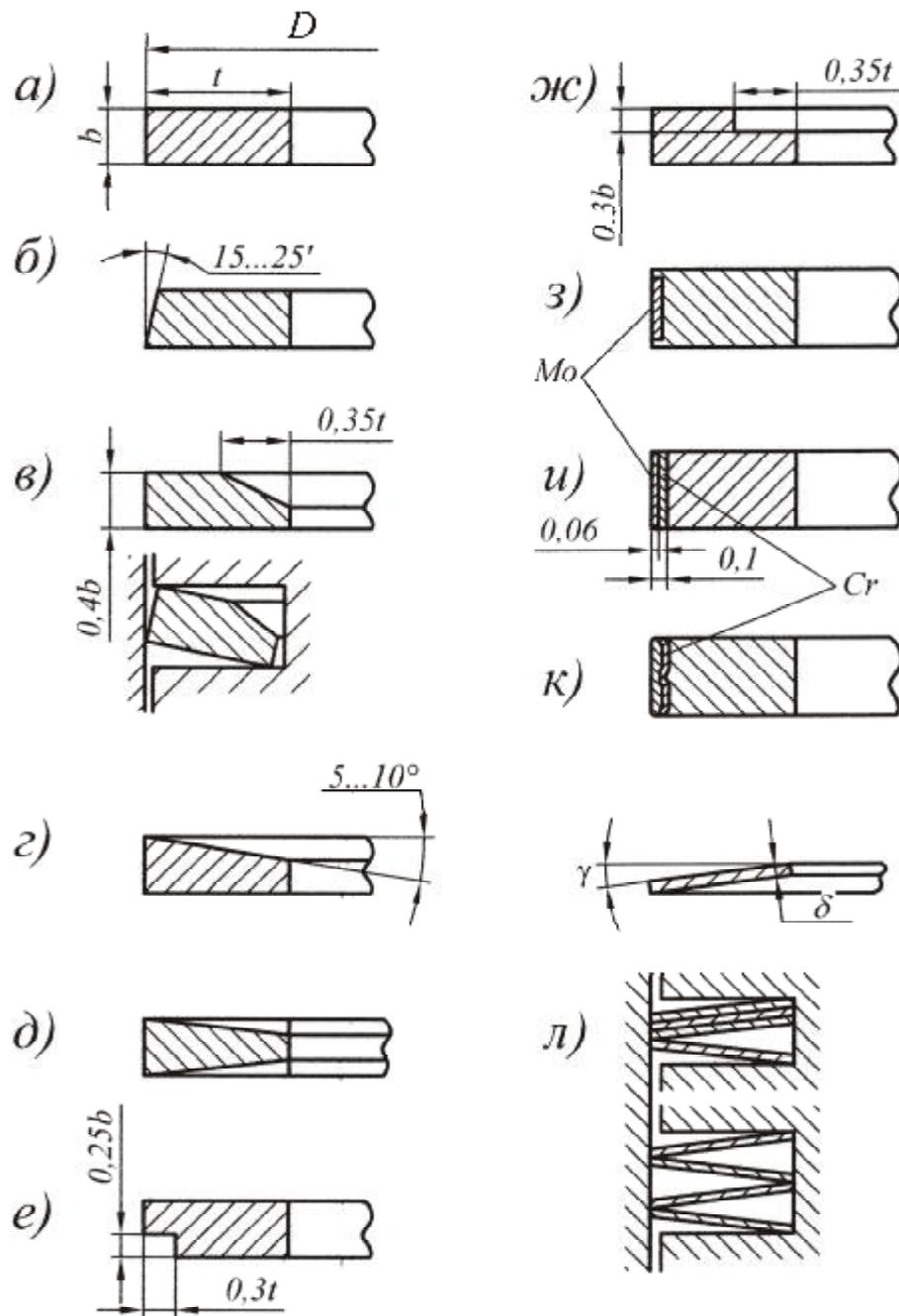


Рисунок 3.2 – Профили компрессионных колец

Компрессионные кольца делятся на кольца:

- с цилиндрической наружной поверхностью (рисунок 3.2 а, г, е, з, и, к);
- с ускоренной приработкой - "минутные", имеющие коническую наружную поверхность (рисунок 3.2 б);
- с пониженной склонностью к залеганию в канавках поршня (рисунок 3.2 г, д);
- с повышенным воздействием на масляную пленку гильзы: «торсионные» (рисунок 3.2 в, ж), скребковые с подрезом (рисунок 3.2 е);
- стальные витые (рисунок 3.2 л).

Верхние компрессионные кольца (наиболее нагруженные) покрывают слоем хрома для повышения износостойкости. Иногда поверх хрома или непосредственно на основной материал кольца наносят молибденовый слой толщиной до 0,25 мм (рисунок 3.2 з, и, к).

Маслосъемные кольца (рисунок 3.3) отличаются более разнообразной конструкцией, чем компрессионные. Широкое распространение получили шлифованные чугунные (рисунок 3.3 а, в) и многоэлементные стальные кольца (рисунок 3.3 г, д). В большинстве конструкций съем масла достигается с помощью одного маслосъемного кольца.

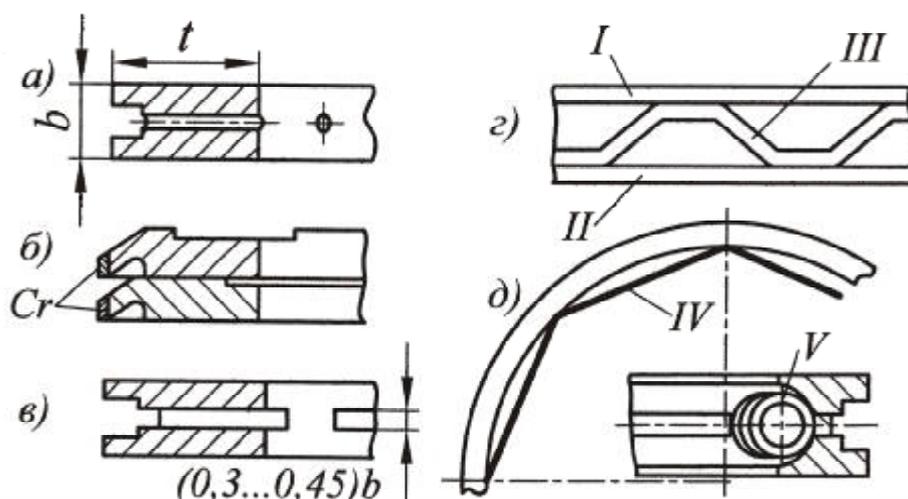


Рисунок 3.3 - Конструктивные формы маслосъемных колец

Маслосъемные кольца изготавливают с повышенным радиальным давлением. Кроме того, для увеличения силы прижатия кольца к гильзе в канавках с тыльной стороны его устанавливают стальные расширители - эспандеры в виде многогранной ленты (рисунок 3.3 д, IV) или цилиндрической витой пружины (рисунок 3.3 д, V). Суммарное радиальное давление при этом может достигать 3 МПа.

Иногда применяются хромированные маслосъемные кольца скребкового типа (рисунок 3.3 б). По сравнению с обычными они обеспечивают высокую износостойкость, экономию картерного масла и технологичны в изготовлении. Высота несущего пояса скребковых колец находится в пределах 0,15...1,0 мм.

Большое распространение получили составные стальные кольца (рисунок 3.3 г): трех- и четырехэлементные - из двух кольцевых стальных дисков I и II и двух расширителей (осевого III и радиального IV в виде многогранной ленты). Диски I и II для повышения износостойкости хромируют по рабочей поверхности.

В поршнях со шлицованными кольцами делают один пояс дренажных отверстий внутри канавок или два - внутри канавок и под ними. При установке скребковых колец дренажные отверстия, обычно располагают только под ними.

При расчете кольца определяют среднее давление кольца на стенку цилиндра, МПа

$$p_{cp} = 0,141E \frac{Ж/t}{(D/t - 1)^3 D/t},$$

где  $E$  - модуль упругости материала кольца (для легированных чугунов  $E=1,2 \cdot 10^5$  МПа);

$t$  - радиальная толщина кольца, мм; для автотракторных двигателей  $D/t=22...26$ ;

$Ж$  - зазор в замке в свободном состоянии, мм.

Ориентировочные значения  $p_{cp}$  для компрессионных колец 0,1...0,4 МПа, для маслосъемных - 0,2...0,4 МПа.

Прочность кольца характеризуется максимальным напряжением изгиба в рабочем состоянии

$$s_{max} = 2,61 p_{cp} (D/t - 1)^2,$$

и напряжением при надевании кольца на поршень

$$s'_{max} = \frac{4}{m} E \frac{1 - 0,114 Ж/t}{(D/t - 1) D/t},$$

где  $m$  - коэффициент, зависящий от способа надевания кольца на поршень.

Различные способы приложения сил к поршневому кольцу при его надевании на поршень и соответствующие значения коэффициента  $m$  показаны на рисунке 3.4.

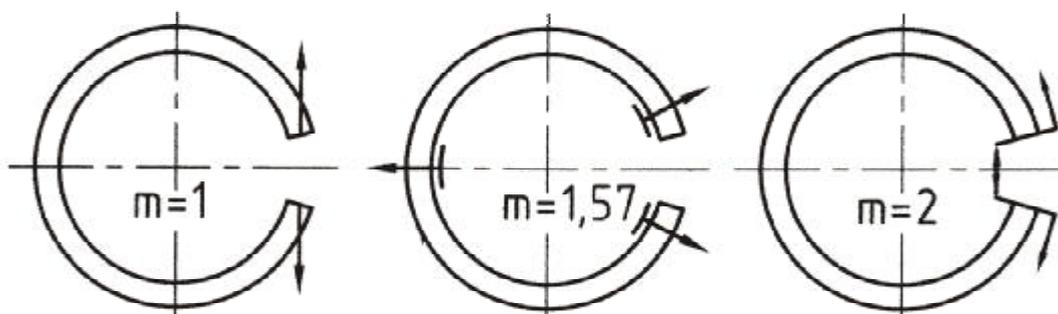


Рисунок 3.4 – Способы приложения сил при надевании кольца.

Допустимые напряжения  $\sigma_{max} = 220 - 450$  МПа,  $\sigma'_{max} = 250 - 540$  МПа.

## Оборудование и инструмент

Набор поршневых колец, штангенциркуль, металлическая линейка. Прибор для определения плотности прилегания кольца к зеркалу цилиндра. Микрокалькулятор.

## Порядок выполнения работы

1. Заготовить таблицу «Анализ конструкции и размеров поршневых колец»

Таблица 3.1 - Анализ конструкции и размеров поршневых колец

№ п/п	Тип кольца	Сечение кольца	$t$ , мм	$D/t$	$e$ , мм	$J$ , мм
1	2	3	4	5	6	7
а) компрессионное						
1.	Прямоугольное					
2.	«Минутное»					
3.	«Торсионное»					
4.	и т.д.					
б) маслоъемное						
1.	Шлицованное					
2.	Скребковое					
3.	и т.д.					

2. Определить основные размеры поршневых колец и подсчитать отношение  $D/t$ .

3. Определить напряжения в кольце в рабочем состоянии и при надевании кольца на поршень.

4. Определить плотность прилегания кольца к стенке цилиндра.

Для этого служит прибор, схема которого изображена на рисунке 3.5.

На основании 1 с закрепленной в центре электролампочкой 2 устанавливается цилиндр двигателя 3, в который вставлено исследуемое кольцо 4. Кольцо 4 накрывается светонепроницаемой крышкой 5. Далее следует включить электролампочку и по выходящим лучам света визуально определить зоны неплотного прилегания поршневого кольца к зеркалу цилиндра.

---

Рисунок 3.5 – Прибор для проверки прилегания колец

### **Контрольные вопросы**

1. Назначение поршневых колец.
2. Классификация поршневых колец.
3. С какой целью поршневые кольца изготавливают с неравномерной эпюрой радиальных давлений?
4. Из каких материалов изготавливаются поршневые кольца?
5. Какие могут быть формы замка, колец?
6. Чем определяется уровень напряжения при надевании кольца на поршень?

## **Лабораторная работа №4** **АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ** **НАПРЯЖЕННОСТИ ШАТУНА**

### **Цель работы**

1. Ознакомление с особенностями конструкции шатунов различных двигателей.
2. Определение основных размеров и массы шатунов, а также подсчет основных характерных соотношений размеров.
3. Приобретение практических навыков самостоятельной оценки работоспособности и совершенства конструкции шатунов автотракторных двигателей.

## Общие положения

Шатун является частью кривошипно-шатунного механизма и служит для передачи усилий от поршня коленчатому валу и, наоборот, от коленчатого вала к поршню (в зависимости от соотношения действующих сил).

Основными элементами шатуна являются:

- а) поршневая головка;
- б) стержень шатуна;
- в) кривошипная головка.

В зависимости от конструкции в комплект шатуна входят также втулки, вкладыши, болты (или шпильки) с гайками, элементы крепления вкладышей.

Поршневая головка штампуются со стержнем шатуна. При плавающем пальце в эту головку запрессовывают подшипник скольжения в виде втулки. Иногда в поршневой головке устанавливают распылитель, служащий для подачи струй масла на днище поршня с целью его охлаждения.

В современных форсированных автотракторных дизелях плавающий поршневой палец смазывают маслом, поступающим под давлением по каналу в стержне шатуна от его кривошипной головки.

Чтобы предупредить перекося шатуна при удлинении коленчатого вала, а также при несовпадении осей цилиндра и шатуна, длину поршневой головки шатуна делают на 3-5 мм меньше расстояния между торцами бобышек поршня.

Стержни шатунов автотракторных двигателей обычно имеют двутавровое сечение, которое по сравнению с другими видами сечений при одинаковых массе и длине стержня обеспечивают шатуну большую жесткость.

В большинстве автомобильных и тракторных двигателей кривошипную головку выполняют разъемной, с плоскостью разъема, перпендикулярной оси шатуна. При шатунных шейках большого диаметра увеличенные габариты кривошипной головки шатуна могут препятствовать прохождению его через цилиндр, вследствие чего сборка двигателя сильно усложняется. Удобство сборки в этих условиях может быть обеспечено применением кривошипной головки шатуна с косым разъемом (ЯМЗ-236), после отъема крышки кривошипной головки шатуна последний вместе с поршнем можно вынимать через цилиндр вверх.

В кривошипных головках с косым разъемом шатунные болты разгружаются от напряжений растяжения, но подвергаются действию срезающей силы. Для восприятия этой силы предусматривают замки. Угол разъема  $\psi=30-60^\circ$ , что позволяет увеличить диаметр шатунной шейки до  $(0,8.. 0,85)D$ .

Крепление крышки кривошипной головки шатуна обычно осуществляется двумя болтами и в очень редких случаях (при длинных шатунных шейках) четырьмя и более (Д-12).

Для увеличения жесткости крышки кривошипных головок шатунов выполняют с одним или двумя и более ребрами. Фиксацию этих крышек осуществляют большей частью точно обработанными поясками шатунных болтов (ВАЗ, ЗиЛ, ЗМЗ и др.). Шатуны некоторых двигателей имеют в верхней части кривошипной головки небольшое отверстие, служащее для смазывания стенки цилиндра, распределительного вала и толкателей (ВАЗ-2101, ЗиЛ - 130).

В кривошипную головку шатуна устанавливается подшипник скольжения. В большинстве автотракторных двигателей применяют тонкостенные взаимозаменяемые вкладыши, изготовляемые из стальной ленты, покрытой антифрикционным слоем (АО-20 - для бензиновых двигателей и Бр С30 - для дизелей). Для предотвращения проворачивания вкладышей их в кривошипную головку устанавливают с натягом. От осевых перемещений тонкостенные вкладыши фиксируются с помощью усиков, выдавленных у стыков и упирающихся в соответствующие канавки, выфрезерованные в шатуне и крышке (ГАЗ, ЗМЗ, ММЗ и др.). Иногда эту роль выполняют штифты, устанавливаемые в шатуне и крышке, и входящие в отверстия в теле вкладышей (Ikarus - 250, Д-12).

Шатунные болты и их гайки изготавливают из легированных (большей частью хромистых) сталей. В первую очередь стремятся к конструктивным исполнениям, которые гарантируют наименьшую концентрацию напряжений.

С целью предотвращения самоотворачивания гаек их делают самоконтрящимися (Д-243). В случае применения косых разъемов под головки болтов подкладываются пластинчатые шплинты, края которых после затяжки отгибаются (ЯМЗ-236). Для предохранения от проворачивания шатунных болтов при затяжке головки их выполняют с лысками или фиксирующими выступами.

Шатунная группа совершает сложное плоскопараллельное движение. С целью упрощения исследования динамики кривошипного механизма массу шатуна  $m_{ш}$  заменяют системой двух статически замещающих масс - массой  $m_{шп}$ , сосредоточенной на оси поршневого пальца, и массой  $m_{шк}$ , сосредоточенной на оси шатунной шейки вала (рисунок 4.1). Для этого массу шатуна делят на две части, обратно пропорциональные расстояниям центра масс от осей головок:

$$m_{шп} = m_{ш} \frac{l_{шк}}{l_{ш}}; m_{шк} = m_{ш} \frac{l_{шп}}{l_{ш}},$$

где  $l_{ш}$  - длина шатуна;

$l_{шк}$ ,  $l_{шп}$  - соответственно расстоянию между центром масс и осями кривошипной и поршневой головок.

Массы, сосредоточенные на осях поршневого пальца и шатунной шейки вала, определяются путем взвешивания головок шатуна на весах с использованием специального приспособления.

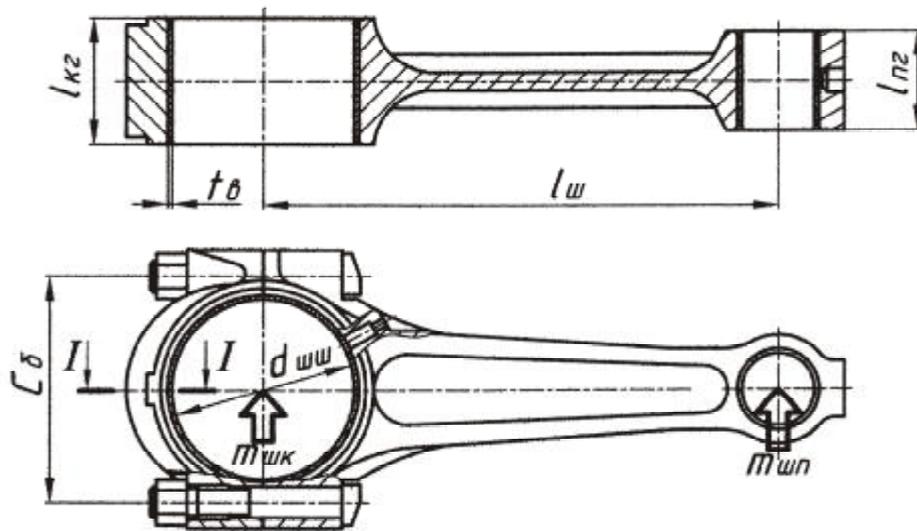


Рисунок 4.1 - Шатун

Прочность шатуна характеризуется напряжением в его поршневой головке, стержне, шатунных болтах и кривошипной головке. Приближенный расчет кривошипной головки шатуна сводится к определению напряжений изгиба в среднем сечении I-I крышки головки от инерционных сил  $P_{jp}$  (Н) и имеющих максимальное значение в начале впуска ( $\varphi=0$ ) при работе двигателя на режиме максимальной частоты вращения ( $n_{xxmax}=(1,04-1,07)n_N$  для дизелей,  $n_{xxmax}=(1,05-1,2)n_N$  для бензиновых двигателей):

$$P_{jp} = [(m_{n2} + m_{шш})(1 + I) + (m_{шк} + m_{кр})]R \cdot w_{xxmax}^2,$$

где  $m_{n2}$  – масса поршневой группы, кг;

$m_{шш}$  и  $m_{шк}$  – массы шатунной группы, совершающие возвратно-поступательное и вращательное движение соответственно, кг;

$m_{кр}$  – масса крышки кривошипной головки, кг,  $m_{кр} \approx (0,20 - 0,28)m_{шш}$ ;

$m_{шш}$  – масса шатунной группы, кг;

$R$  – радиус кривошипа, м;

$$I = R/l_{шш}.$$

Напряжение изгиба крышки (МПа) с учетом совместной деформации вкладышей

$$s_u = P_{jp} \left[ \frac{0,023C_{\bar{\sigma}}}{\left(1 + \frac{I_{\bar{\sigma}}}{I}\right) W_n} + \frac{0,4}{F_2} \right],$$

где  $C_{\bar{\sigma}}$  - расстояние между осями шатунных болтов, м;

$I_{\bar{\sigma}} = l_{кз} \cdot t_{\bar{\sigma}}^3$  и  $I = l_{кз} \cdot (0,5C_{\bar{\sigma}} - r_1)^3$  - момент инерции расчетного сечения соответственно вкладыша и крышки, м<sup>4</sup>;

$l_{кз}$  - длина кривошипной головки, м;

$W_n = l_{кз} \frac{(0,5C_{\bar{\sigma}} - r_1)^2}{6}$  - момент сопротивления расчетного сечения крышки

без учета ребер жесткости, м<sup>3</sup>;

$r_1$  - внутренний радиус кривошипной головки  $r_1 = 0,5(d_{шш} + 2t_{\bar{\sigma}})$ , м;

$t_{\bar{\sigma}}$  - толщина стенки вкладыша, м;

$F_2 = l_{кз} \cdot 0,5(C_{\bar{\sigma}} - d_{шш})$  - суммарная площадь крышки и вкладыша в расчетном сечении, м<sup>2</sup>.

Значения  $\sigma_u$  изменяются в пределах 100 - 300 МПа.

### Оборудование и инструмент

Шатуны автотракторных двигателей, весы, штангенциркуль, металлическая линейка.

Вычислительная техника – микрокалькулятор.

### Порядок выполнения работы

1. Заготовить таблицу "Анализ конструкции и размеров шатуна".

Таблица 4.1 - Анализ конструкции и размеров шатуна

№п/п	Показатели	Двигатель _____
1	2	3
Основные данные технической характеристики*		
1.	Номинальная мощность двигателя $N_e$ , кВт	
2.	Частота вращения коленчатого вала, соответствующая номинальной мощности, $n$ , мин <sup>-1</sup>	
	Радиус кривошипа $R$ , мм	
Шатун		
1.	Длина шатуна (расстояние между осями поршневой и кривошипной головок) $l_{ш}$ , мм	

1	2	3
2.	Длина поршневой головки $l_{n2}$ , мм	
3.	Отношение $l_{n2}/D$	
4.	Длина кривошипной головки $l_{к2}$ , мм	
5.	Отношение $l_{к2}/D$	
6.	Диаметр шатунного болта $d_{\delta}$ , мм	
7.	Расстояние между осями шатунных болтов $C_{\delta}$ , мм	
8.	Шаг резьбы шатунного болта $t$ , мм	
9.	Внутренний диаметр кривошипной головки $d_1$ , мм	
10.	Толщина стенки вкладыша $t_{\theta}$ , мм	
11.	Масса шатунной группы $m_{ш}$ , кг	
12.	Масса шатуна, отнесенная к поршню $m_{шп}$ , кг	
13.	Масса шатуна, отнесенная к кривошипу $m_{шк}$ , кг	

\* Данные берутся из литературных источников

2. Определить основные размеры шатуна, подсчитать их характерные соотношения.
3. Произвести взвешивание шатуна.
4. Определить напряжение изгиба крышки.
5. Заэскизировать элементы фиксации крышки кривошипной головки.
6. Сделать выводы по результатам работы.

Таблица 4.2 - Относительные конструктивные параметры шатунов

№ п/п	Наименование	Значение
1.	Длина поршневой головки $l_{n2}$ , мм	$(0,33 - 0,45)D$
2.	Длина кривошипной головки $l_{к2}$ , мм	$(0,45 - 0,95)d_{шш}$
3.	Расстояние между осями шатунных болтов $C_{\delta}$ , мм	$(1,3 - 1,75)d_{шш}$
4.	Масса шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца $m_{шп}$ , кг	$(0,2 - 0,3)m_{ш}$

### Контрольные вопросы

1. Назначение шатунной группы.
2. Из каких материалов изготавливаются шатуны и вкладыши?
3. С какой целью на некоторых двигателях применяются шатуны с крыш-

ками, имеющими косоу разъем?

4. Способы фиксации вкладышей от проворачивания и осевого смещения.
5. Какие способы фиксации крышки шатуна встречаются в двигателе-строении?
6. С какой целью масса шатуна заменяется двумя массами?

## **Лабораторная работа № 5** **КОНСТРУКТИВНЫЙ АНАЛИЗ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ИНЕРЦИИ** **ЭЛЕМЕНТОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА**

### **Цель работы**

1. Ознакомление с конструктивными особенностями коленчатых валов различных двигателей.
2. Определение основных размеров коленчатых валов, подсчет основных характерных соотношений размеров и сопоставление их со статистическими.
3. Определение численных значений центробежных сил  $K_{r_{шш}}$ ,  $K_{r_{шц}}$ ,  $K_{r_{шп}}$  для коленчатых валов различных двигателей.

### **Общие положения**

Составными элементами коленчатого вала являются: шатунные и коренные шейки, щеки, противовесы, носок вала и хвостовик.

Во время работы коленчатый вал передает мощность, развиваемую в цилиндрах двигателя, трансмиссии. На вал действуют тангенциальные и радиальные составляющие сил, приложенные к шатунным, шейкам, центробежные силы вращающихся масс, моменты сопротивления проворачиванию со стороны трансмиссии, а также реакции опор.

Стальные заготовки коленчатых валов получают чаще всего ковкой на штамповочных молотах, иногда литьем из чугуна или стали.

Конструкция коленчатого вала зависит от расположения цилиндров, их числа, порядка работы и степени уравновешенности двигателя.

При однорядной компоновке двигателя число шатунных шеек равно числу цилиндров. При двухрядном расположении цилиндров число шатунных шеек, как правило, в два раза меньше числа цилиндров.

Число коренных шеек зависит от типа двигателя. Для дизелей, а также для форсированных бензиновых двигателей число коренных шеек на единицу превышает число цилиндров (при рядной компоновке).

Для равномерного чередования вспышек угол между коленами вала двигателя с числом цилиндров  $i$  должен быть: у четырехтактного-  $720/i$ , у двухтактного-  $360/i$ .

Для фиксации коленчатого вала от осевых перемещений одну из коренных опор вала выполняют упорной. Выпускают двигатели, у которых фиксация осуществляется по первой или по средней коренной опоре. У дизелей чаще всего задняя опора является фиксирующей.

При цепном и ременном приводе механизма газораспределения фиксация вала осуществляется по шейке, несущей приводную звездочку. При удлинении коленчатого вала, вызванного его нагревом, звездочка в этом случае не смещается, что важно для нормальной работы цепи (ремня).

Установка упорного подшипника рядом с маховиком позволяет сохранить постоянство зазора в механизме сцепления.

Осевая фиксация коленчатого вала относительно картера обеспечивается упорными кольцами, бортами вкладышей или упорными подшипниками качения. Упорные кольца или полукольца изготавливают из бронзы, стали или металлокерамики. Стальные кольца и опорные борты вкладышей покрывают антифрикционным сплавом. От проворачивания кольца или полукольца стопорятся штифтами. Осевые зазоры устанавливаются в пределах 0,05...0,15 мм.

### Шейки коленчатого вала

Валы современных двигателей имеют перекрытие шеек  $\Delta$  соответственно с рисунком 5.1. Условием наличия перекрытия шеек является неравенство

$$R < \frac{d_{кш}}{2} + \frac{d_{штш}}{2},$$

где  $R$  – радиус кривошипа,  $d_{кш}$ ,  $d_{штш}$  – диаметры коренной и шатунной шеек соответственно.

Величина перекрытия колеблется в пределах 5 - 20 мм. Перекрытие шеек одно из действенных конструктивных мероприятий, направленных на увеличение жесткости вала.

Для стальных валов среднестатистические размеры элементов коленчатых валов определяются по таблице 5.1

Из таблицы следует, что диаметры коренных шеек превышают диаметры шатунных шеек (что необходимо для снижения напряжений в щеках).

Шатунные шейки у каждого вала по своим размерам не отличаются; коренные же часто различаются своей длиной. Наибольшую длину, как правило, имеет шейка, примыкающая к хвостовику, т.к. она несет дополнительную на-

грузку от маховика и сцепления. Некоторые двигатели имеют удлиненную среднюю шейку, что продиктовано условиями компоновки двигателя.

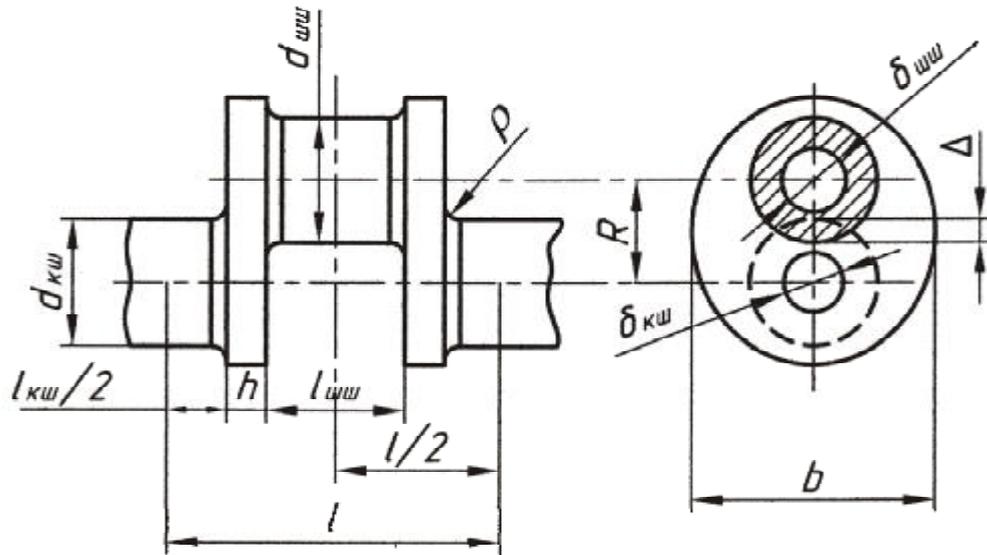


Рисунок 5.1 – Конструктивные элементы коленчатого вала

Таблица 5.1 – Относительные значения основных размеров коленчатого вала

Относительные размеры	Двигатели			
	с искровым зажиганием		дизель	
	однорядный	V-образный	однорядный	V-образный
$d_{ку}/D$	0,65...0,80	0,63...0,75	0,72...0,90	0,70...0,75
$d_{ши}/D$	0,60...0,70	0,57...0,66	0,64...0,75	0,65...0,72
$l_{кш}/d_{ку}^*$	0,50...0,60	0,40...0,70	0,45...0,60	0,40...0,55
	0,74...0,84	0,70...0,88	0,70...0,85	0,65...0,86
$l_{ши}/d_{ши}$	0,45...0,65	0,80...1,00	0,50...0,65	0,80...1,00
$b/D$	1,00...1,25		1,05...1,30	
$h/D$	0,20...0,22		0,24...0,27	
$\Delta/d_{ши}$	-		0,30...0,40	
$\rho/h$	0,15...0,23		0,15...0,23	
$\delta_{ши}/d_{ши}$	-		0...0,5	

\* - в знаменателе приведены длины крайних коренных шеек

Шейки вала для уменьшения его массы выполняют полыми. Образованные полости в шатунных шейках используют для дополнительной центробежной очистки масла. Полости в шатунных и коренных шейках связаны между

собой сверлениями для подвода масла. На трущиеся поверхности масло попадает по радиальным сверлениям в шейках.

### Щеки

Форма и размеры щеки должны обеспечивать необходимую жесткость при кручении и изгибе. Этому условию лучше всего отвечает эллиптическая форма. У неполноопорных валов щеки, соединяющие две шатунные шейки, имея сложную форму, не обрабатываются. Центр тяжести щеки всегда необходимо стремиться разместить ближе к оси вращения.

Наличие противовесов приводит к усложнению формы щек, а это вызывает дополнительные трудности при изготовлении. Поэтому противовесы в таких случаях изготавливаются отдельно от щек.

При большом перекрытии шеек относительная толщина щек составляет  $0,18D$ . В остальных случаях толщина и ширина щек выбирается по таблице 5.1.

### Галтели

Сопряжение щек вала с шейками должно быть плавным. В этом случае повышается общая прочность вала, так как заметно уменьшаются местные напряжения. С увеличением радиуса сопряжения одновременно уменьшается активная длина шеек. Поэтому целесообразно сопряжение выполнять по двум различным радиусам.

Во время работы торцевые поверхности нижней головки шатуна могут упираться в выступ щек: так называемые технологические пояски высотой 0,5 - 1,0 мм. Поверхности соприкосновения должны быть отшлифованы. При обработке вала технологический поясok предохраняет шлифовальный круг от возможного опасного удара щеки.

### Противовесы

В быстроходных двигателях коренные опоры несут дополнительную нагрузку от инерционных сил неуравновешенных вращающихся частей. Поэтому в некоторых двигателях для разгрузки подшипников прибегают к уравниванию частей путем постановки противовесов. Противовесы с соответствующей массой крепятся к продолженным в сторону коренных подшипников щекам вала. При расчете противовеса учитывается масса колена, включая щеки, и масса нижней головки шатуна с вкладышем.

Крепление противовесов, выполненных отдельно от щек, осуществляют на шпильках или болтах. Гайки шпилек или болты при этом тщательно блоки-

руются от возможного самоотворачивания. Для разгрузки крепежных болтов от центробежных сил противовесы иногда крепят с помощью ласточкина хвоста.

Разрабатывая конструкцию крепления противовеса, необходимо учитывать, что болты, крепящие противовесы испытывают нагрузки не только от силы предварительной затяжки и центробежных сил, но и от касательных сил инерции.

Число противовесов и их установочный угол подбирают так, чтобы как можно полнее разгрузить подшипники при минимальном увеличении массы коленчатого вала.

Для уменьшения массы противовесы следует конструировать так, чтобы их центр тяжести был расположен на возможно большем расстоянии от оси вращения. Однако следует учитывать, что размеры противовеса в радиальном направлении ограничиваются условием их прохода внутри картера и около цилиндра, а также около торца юбки поршня при его положении в НМТ. Толщина противовеса не должна превышать толщины щеки.

#### Уплотнение выходных концов коленчатого вала

Для предотвращения утечки масла из поддона картера и проникновения дорожной пыли в картерную полость носок и хвостовик тщательно уплотняются. Уплотнение осуществляют с помощью различных манжет, а также пылеотражающих устройств.

#### Уплотнение носка вала

Основную уплотняющую функцию обычно выполняет самоподжимная резиновая манжета. Для повышения эффективности действия манжеты рядом с ней со стороны полости картера устанавливают ряд штампованных деталей, своей формой и взаимным расположением образующих лабиринтное уплотнение. С внешней стороны манжету защищают пылеотражателем.

Для уплотнения заднего конца вала применяют сальники из асбестового шнура, который предварительно пропитывают графитом. Шнур укладывают в специальную канавку, проточенную в блоке и в крышке коренного подшипника или в специальном сальникодержателе.

Если разъем картера располагается ниже оси коленчатого вала, то устанавливают еще дополнительные резиновые уплотнители.

Манжета задней опоры работает часто совместно с маслосгонной нарезкой и маслоотражательным буртиком. Нарезка выполняется на цилиндрическом участке задней опоры вала и представляет собой спиральную канавку. Канавку

выполняют с правой нарезкой (если смотреть со стороны носка вала), по которой обеспечивается отвод масла от сальника в сторону картера.

В процессе расчета коленчатого вала на прочность необходимо определить силы, действующие на колено вала. При этом особые трудности обычно возникают в определении центробежных сил противовеса  $K_{np}$  и щеки  $K_{ry}$ .

Расчет центробежной силы противовеса  $K_{np}$ , в соответствии с рисунком 5.2, выполняется следующим образом. Противовес на виде с торца разбиваем на несколько частей, для каждой из которых определяем площадь, объем, массу, координаты центра тяжести, радиус центра тяжести. Ниже приведены два возможных варианта определения площади, координат и радиуса центра тяжести противовеса (фигура  $abcdefg$ ).

Вариант I (рисунок 5.2 а)

Площадь сектора  $obdf$

$$F_c = \frac{pr^2}{2} \frac{a^\circ}{180^\circ}.$$

При известной величине  $ag$  угол  $\alpha$  можно определить из выражения

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{ag}{2r_0}.$$

Координаты центра тяжести этого сектора

$$Y_c = \frac{4}{3} r \cdot \frac{180^\circ}{pa^\circ} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right).$$

Площадь треугольника  $oag$

$$F_m = \frac{1}{2} r_0 \cdot (ag).$$

Координата центра тяжести этого треугольника

$$Y_m = \frac{2}{3} r_0$$

Тогда координата центра тяжести противовеса

$$Y_{np} = \frac{\sum F_i Y_i}{\sum F_i} = \frac{F_c Y_c - F_m Y_m}{F_c - F_m}.$$

Для рассматриваемого случая радиус центра тяжести противовеса будет

$$R_y = Y_{np}.$$

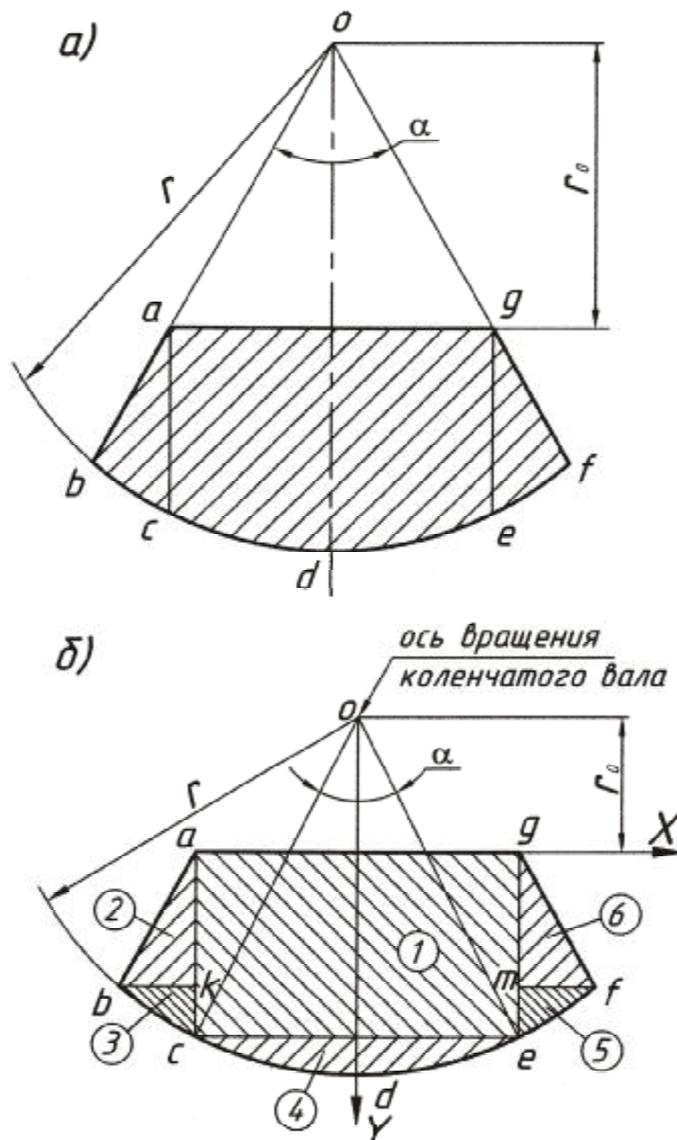


Рисунок 5.2 – Схемы для расчета центробежной силы противовеса

Вариант 2 (рисунок 5.2 б)

Площадь противовеса (фигура  $abdfg$ )

$$F_{np} = F_1 + 2F_2 + 2F_3 + F_4$$

Это равенство справедливо при условии, что  $F_2=F_6$  и  $F_3=F_5$ . Площадь определяем по общеизвестным формулам:

$$F_1 = (ag) \cdot (ac);$$

$$F_2 = \frac{1}{2}(bk) \cdot (ak);$$

$$F_3 = \frac{1}{2}(bk) \cdot (ck);$$

$$F_4 = \frac{r^2}{2} \left( \frac{a^\circ}{180^\circ} p - \sin(a) \right).$$

Координаты центров тяжести соответствующих фигур относительно оси вращения коленчатого вала:

для прямоугольника  $aceg$

$$Y_1 = r_0 + \frac{1}{2}(ac);$$

для треугольника  $abk$  (фигура 2)

$$X_2 = -\left[\frac{(ag)}{2} + \frac{(bk)}{3}\right];$$

$$Y_2 = r_0 + \frac{2}{3}(ak);$$

для фигуры 3 (треугольник  $bck$ )

$$X_3 = -\left[\frac{(ag)}{2} + \frac{(bk)}{3}\right];$$

$$Y_3 = r_0 + (ak) + \frac{1}{3}(kc);$$

для фигуры 4 (сегмент  $cde$ )

$$Y_4 = \frac{(ce)^3}{12F_4}.$$

По найденным координатам центров тяжести отдельных фигур находим радиусы центров тяжести этих фигур

$$r_{ci} = \sqrt{X_i^2 + Y_i^2}.$$

Радиус центра тяжести противовеса найдем из выражения

$$R_{\psi} = \frac{\sum F_i r_{ci}}{\sum F_i}.$$

Зная соответствующие площади  $F$ , толщину противовеса и плотность материала противовеса, определяем его массу  $m_{np}$ . Тогда искомая центробежная сила противовеса ( $H$ ) определяется из выражения

$$K_{rnp} = -m_{np} R_{\psi} \omega^2,$$

где  $\omega$  - угловая скорость вращения коленчатого вала,  $c^{-1}$ . Аналогичным путем можно определить и  $K_{rц}$ ,  $K_{rшш}$ .

### Оборудование и инструмент

Коленчатые валы, металлическая линейка, штангенциркуль, микрометр, микрокалькулятор.

## Порядок выполнения работы

1. Заготовить таблицу 5.2 «Анализ конструкции и размеров коленчатых валов»

Таблиц 5.2 Анализ конструкции и размеров коленчатых валов

№п/п	Показатели	Двигатель _____
1	2	3
<b>Основные данные технической характеристики*</b>		
1	Номинальная мощность двигателя $N_e$ , кВт	
2	Тактность $\tau$	
3	Диаметр цилиндра $D$ , мм	
4	Частота вращения коленчатого вала, соответствующая номинальной мощности $n$ , мин <sup>-1</sup>	
5	Число и расположение цилиндров $i$	
<b>Коленчатый вал</b>		
1	Радиус кривошипа $R$ , мм	
2	Число коренных шеек	
3	Число шатунных шеек	
4	Диаметр коренной шейки $d_{ки}$ , мм	
5	Длина коренной шейки $l_{ки}$ , мм	
6	Диаметр шатунной шейки $d_{ши}$ , мм	
7	Длина шатунной шейки $l_{ши}$ , мм	
8	Отношение $d_{ши}/D$	
9	Отношение $d_{ки}/D$	
10	Отношение $l_{ши}/d_{ши}$	
11	Отношение $l_{ки}/d_{ки}$	
12	Величина перекрытия шеек $e$ , мм	
13	Угол развала между коленами вала, град. ПКВ	
14	Толщина щеки $h$ , мм	
15	Ширина щеки $b$ , мм	
16	Отношение $h/D$	
17	Отношение $b/D$	
18	Расположение противовесов	
19	Тип крепления противовеса	
20	Материал коленвала	

\* - Данные берутся из литературы

2. Определить основные размеры коленчатого вала, подсчитать их характерные соотношения.
3. Составить эскиз колена вала, противовеса, щеки.
4. Определить силы  $K_{rIII}$ ,  $K_{rII}$ ,  $K_{rIP}$ .
5. Сделать выводы по результатам работы.

### **Контрольные вопросы**

1. Перечислить основные элементы коленчатого вала.
2. Какие валы называются полноопорными?
3. С какой целью выполняют перекрытие шеек?
4. Назначение технологического пояса.
5. Из каких материалов изготавливают коленвалы ? Способы получения заготовок коленвалов.
6. Какие соображения необходимо учитывать при выборе места фиксации от осевых перемещений?
7. Как уплотняют концы коленчатого вала?
8. Перечислить силы и моменты, нагружающие коленчатый вал многоцилиндрового двигателя.

### **Лабораторная работа №6**

#### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРА "ВРЕМЯ-СЕЧЕНИЕ" КЛАПАНА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

#### **Цель работы**

1. Определение параметра "время-сечение" клапана тракторного двигателя.
2. Расчет средней скорости газа в проходном сечении клапана.
3. Углубление и закрепление теоретических знаний по конструкции механизма газораспределения.

#### **Общие положения**

Для обеспечения высокого коэффициента наполнения быстроходных транспортных двигателей диаметры клапанов выбирают наибольшими, насколько это возможно по условиям размещения их в цилиндре. Общая площадь проходных сечений в горловинах всех клапанов цилиндра может составлять в зависимости от их числа и расположения 25...40 % площади поршня.

Для уменьшения сопротивления потоку газа на выпуске диаметр впускного клапана выбирают на 10...20 % больше диаметра выпускного клапана, что способствует увеличению коэффициента наполнения.

Фактическая площадь проходного сечения клапана с заданным диаметром в каждый данный момент времени зависит от высоты его подъема, которая, в свою очередь, зависит от выбранных фаз газораспределения и профиля кулачка. С увеличением фаз газораспределения возрастает средняя высота подъема клапана, так как в начале и в конце такта впуска (или выпуска) клапан оказывается поднятым на большую высоту, чем при малых фазах (при профилях кулачков, обеспечивающих одинаковую максимальную высоту подъема клапанов).

Фазы газораспределения, значения величин подъема и проходного сечения клапана не в полной мере характеризуют пропускную способность клапана и работу газораспределительного механизма в целом. Для оценки работы ГРМ необходим комплексный параметр, позволяющий судить не только о величине проходного сечения клапана, но и о продолжительности его открытия. Таким параметром является "время-сечение",

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{кл} dt \quad , \quad (6.1)$$

где  $t_1, t_2$  - время, соответствующее началу и концу такта впуска (положению поршня в ВМТ и НМТ);

$F_{кл}$  - текущая площадь проходного сечения клапана.

Практически «время - сечение» клапана ( $\text{мм}^2 \cdot \text{с}$ ) определяется по формуле

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{кл} dt = M_t \cdot M_F \cdot F_{ABCD},$$

где  $M_t = M_{j_p} / (6n_p)$  - масштаб времени по оси абсцисс на диаграмме подъема клапана, с/мм;

$M_{j_p}$  - масштаб угла поворота распределительного вала, град. ПРВ/мм (обычно принимается 1 град. ПРВ/мм);

$n_p$  - частота вращения распределительного вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$M_F = M_h \cdot p \cdot d_2 \cdot \cos \alpha_\phi$  - масштаб площади проходного сечения клапана по оси ординат,  $\text{мм}^2/\text{мм}$ ;

$M_h$  - масштаб подъема клапана, мм/мм (обычно принимается 0,1 мм/мм);

$d_2$  - диаметр горловины впускного клапана (таблица 6.1);

$a_\phi$  - угол фаски посадочного конуса клапана, град ( $M_F = M_h \cdot 2,72 \cdot d_2$  - при  $a_\phi = 30^\circ$ ,  $M_F = M_h \cdot 2,22 \cdot d_2$  при  $a_\phi = 45^\circ$ );

$F_{ABCD}$  - площадь под кривой подъема клапана за такт впуска при перемещении поршня от ВМТ до НМТ, мм<sup>2</sup>.

Таблица 6.1 – Относительные размеры диаметров горловин  $d_2$  в зависимости от конструктивных особенностей двигателя

№ пп	Особенности конструкции двигателя	Размер горловины $d_2$
1	Нижнее расположение клапанов	$(0,38...0,42)D$
2	Верхнее расположение клапанов:	$(0,38...0,42)D$
	- для вихрекамерных и предкамерных дизелей	$(0,38...0,42)D$
	- дизели с непосредственным впрыском топлива	$(0,38...0,42)D$
	- для клиновидных и плоскоовальных камер сгорания	$(0,38...0,42)D$
	- для полусферических камер сгорания	$(0,38...0,42)D$

При подстановке в формулу «время сечения» (6.1) значения  $F_{кл}$ , соответствующего всей площади под кривой  $h$  в диапазоне поворота распределительного вала от ВМТ до НМТ, т.е. на длине абсциссы AD, получается полное значение параметра "время-сечение". Интерес представляет не только конечное значение этого параметра, но и характер изменения его по углу поворота распределителя от ВМТ до НМТ. Для построения кривой изменения параметра "время-сечение" поступают следующим образом. Площадь  $F$  под кривой  $h$  разбивают на несколько участков:  $F_1, F_2 \dots$  (например, через 10 град ПРВ). Затем определяются площади этих отдельных участков. В формулу (6.1) вначале подставляется значение площади  $F_1$ , в результате чего получается текущее значение параметра "время-сечение", соответствующее точке 1 на линии абсцисс. Затем подставляется значение  $F_1+F_2$  и т.д. Конечное значение будет представлять полную площадь  $F$  под кривой  $h$ , и результатом будет полное значение параметра "сечение-время", которое соответствует точке  $D$  на оси абсцисс. По полученным текущим значениям параметра "время-сечение" строится кривая

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{кл} dt \text{ в соответствии с рисунком 6.1.}$$



## Порядок выполнения работы

1. Заготовить таблицу 6.2.

Таблица 6.2. Зависимость перемещения клапана  $h$  от угла поворота коленчатого вала

$\varphi$ , град.	0								360
$h$ , мм									

2. По рекомендациям технического описания двигателя установить поршень первого цилиндра в ВМТ на такте впуска.
3. Замерить перемещение впускного клапана в зависимости от угла поворота коленчатого вала двигателя. Результаты замеров занести в таблицу 6.2
4. По данным таблицы 6.2 построить диаграмму перемещения клапана,  $h=f(\varphi)$  и диаграмму фаз газораспределения (процесс впуска).
5. По методике, изложенной в разделе «Общие положения», произвести расчет параметра "время-сечение", и по нему определить среднюю скорость заряда  $v_{вп}$ .
6. Сделать выводы по результатам работы.

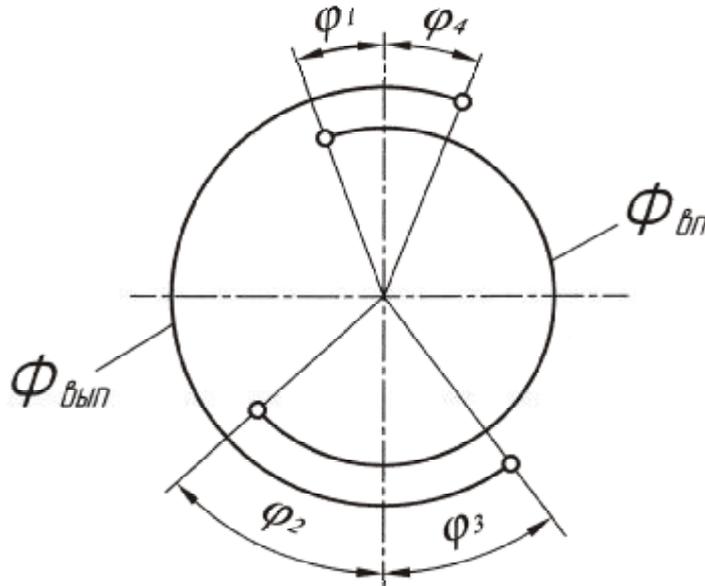


Рисунок 6.2 – Диаграмма фаз газораспределения

### Контрольные вопросы

1. Что называется диаграммой фаз газораспределения?
2. В чем заключается смысл понятия "время-сечение"?
3. Влияние параметра "время-сечение" на показатели двигателя.
4. Как устанавливается поршень цилиндра двигателя в ВМТ?
5. Порядок определения параметра "время-сечение".

## Лабораторная работа №7

### АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ И ИСПЫТАНИЕ МАСЛЯНОГО НАСОСА

#### Цель работы

1. Ознакомление с особенностями конструкции масляных насосов.
2. Приобретение практических навыков проверки масляных насосов и определение показателей их работы.

#### Общие положения

Масляный насос является одним из основных элементов смазочной системы двигателя. В большинстве современных автотракторных двигателей применяют масляные насосы шестеренного типа. Насос представляет собой, как правило, две расположенные в корпусе спаренные шестерни, одна из которых является ведущей, а другая - ведомой. Обе шестерни устанавливаются в корпусе насоса с небольшими радиальными и торцовыми зазорами. Во время работы вращающиеся шестерни захватывают масло из полости всасывания и переносят его во впадинах между зубьями в полость нагнетания.

Масляные насосы в зависимости от типа двигателя устанавливают внутри или снаружи картера.

Применяются одно-, двух- и трехсекционные масляные насосы.

Вторая секция (меньшей производительности) двухсекционного масляного насоса предназначена для подачи масла в масляный радиатор (двигатели ЗиЛ-130, ЯМЗ-236, 238).

Трехсекционные масляные насосы имеют двигатели с сухим картером. Третья секция этого насоса предназначена для перекачки масла из двигателя в специальный бак и имеет производительность в 2 раза выше производительности основной секции.

Обязательным элементом насоса является редукционный клапан, предохраняющий систему от чрезмерных давлений, особенно при пуске холодного двигателя, когда вязкость масла велика.

При номинальных частотах вращения вала давление в смазочной системе бензиновых двигателей составляет 0,3 - 0,5 МПа, в дизелях - 0,4 - 0,7 МПа. Минимальное давление под нагрузкой не допускают ниже 0,1 МПа в бензиновых двигателях и 0,15 МПа - в дизелях.

Теоретическая производительность  $V_m$  масляного насоса (л/с) определяется по формуле

$$V_m = \frac{6,5 \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n_H}{6 \cdot 10^7},$$

где  $m$  - модуль зубьев шестерен, мм;  
 $z$  - число зубьев шестерни;  
 $b$  - длина зуба, мм;  
 $n_n$  - частота вращения шестерни насоса, мин<sup>-1</sup>.

Таблица 7.1 – Основные параметры масляных насосов

Марка двигателя	Число зубьев	Модуль, мм	Длина зуба (ширина шестерни), мм
ВАЗ-2101	9	3	30
ЗМЗ-24,53	7	4,25	30
ЗиЛ-130	7	4,75	38
КамАЗ-740	8	4,25	35
Д-50	11	3,25	36
Д-243	11	3,25	28

Объемный коэффициент подачи насоса  $\eta_n$  рассчитывается по формуле

$$\eta_n = \frac{V_d}{V_m},$$

где  $V_d$  - действительная производительность насоса (определяется экспериментально).

### Оборудование и инструмент

1. Плакаты по устройству масляных насосов.
2. Стенд для испытания масляных насосов К0-150I-A.
3. Секундомер.
4. Микрокалькулятор

### Порядок выполнения работы

1. Заготовить таблицы по приведенной форме (таблицы 7.2, 7.3), и для заданного преподавателем интервала частот вращения определить теоретическую производительность масляного насоса.
2. Произвести визуальную проверку исправности масляного насоса.
3. Установить на стенде масляный насос, присоединить к нему трубопроводы.
4. Включить стенды для работы в режиме 600 мин<sup>-1</sup> в течение 3-5 минут.

Таблица 7.2 – Зависимость коэффициента подачи от частоты вращения

№ п/п	Частота вращения вала насоса $n_n$ , мин <sup>-1</sup>	Теоретическая производительность насоса $V_m$ , л/с	Действительная производительность насоса $V_d$ , л/с	Коэффициент подачи $\eta_n$
----------	---	--	---	-----------------------------

Таблица 7.3 – Зависимость коэффициента подачи от противодавления

№ п/п	Частота вращения вала насоса $n_n$ , мин <sup>-1</sup>	Теоретическая производительность насоса $V_m$ , л/с	Противодавление на выходе $p$ , МПа	Действительная производительность насоса $V_d$ , л/с	Коэффициент подачи $\eta_n$
----------	---	--	-------------------------------------	---	-----------------------------

5. Маховиком вариатора установить первую заданную частоту вращения, контроль которой осуществляется с помощью цифрового автоматического тахометра ЦАТ-2М.

6. Слить из мерного бака масло (поворотом рычага сливного крана на себя) до показания на мерной шкале ниже отметки "0", после чего поворотом рычага от себя направить поток масла в мерный бак.

7. Когда уровень масла в мерном цилиндре совместится с отметкой "0", включить секундомер.

8. При достижении уровнем масла в мерном цилиндре отметки "10" секундомер выключить. Определить  $V_d$  в л/с и повторить замер.

9. Произвести определение  $V_d$  для всех частот вращения, указанных в таблице 7.2.

10. Для исследования зависимости производительности и коэффициента подачи насоса от противодавления на выходе установить вариатором заданную преподавателем частоту вращения вала насоса, которая в дальнейшем поддерживается неизменной.

11. Устанавливая с помощью рукоятки дроссельного устройства противодавление на выходе (0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6 МПа) в последовательности, изложенной в п. 6, 7, 8, провести испытания, занося данные в таблицу 7.3.

12. По данным исследований построить диаграммы зависимости  $V_d$ ,  $V_m$ ,  $\eta_n=f(n_n)$  (рисунок 7.1 а);  
 $V_d$ ,  $V_m$ ,  $\eta_n=f(p)$  (рисунок 7.1 б).

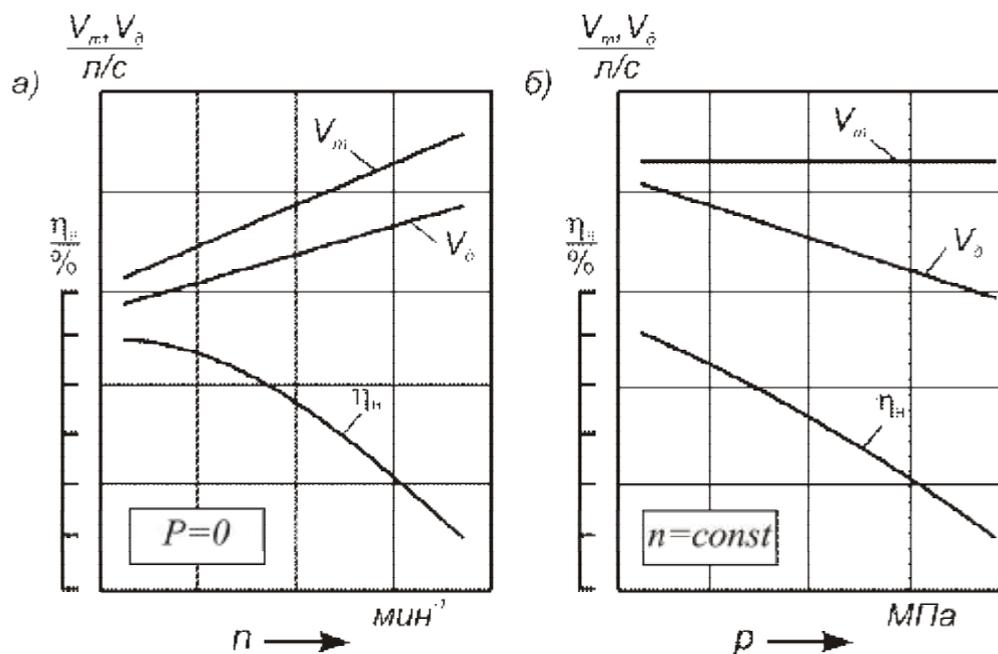


Рисунок 7.1 - Диаграммы результатов исследований

### Контрольные вопросы

1. Принцип работы шестеренного масляного насоса.
2. Какими параметрами насоса определяется его производительность?
3. Что такое объемный коэффициент подачи насоса?
4. Как влияют на коэффициент подачи насоса изменения противодавления на выходе, радиальных и торцовых зазоров?
5. Назначение редукционного клапана насоса.

### Лабораторная работа №8

#### ПРОВЕРКА И РЕГУЛИРОВКА ЗАЗОРОВ В КЛАПАННОМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОМ МЕХАНИЗМЕ

#### Цель работы

1. Приобретение навыков регулировки зазоров в приводе клапанов.
2. Углубление и закрепление теоретических знаний по конструкции клапанного механизма газораспределения.

#### Общие положения

Для обеспечения плотности посадки клапана на седло в автотракторных двигателях предусматривают зазор (тепловой зазор) между клапаном и затылком кулачка (при верхнем расположении распределительного вала) или между

клапаном и ударником коромысла (при нижнем расположении распределительного вала). Упомянутый зазор компенсирует удлинение деталей клапанного механизма при их нагревании.

При недостаточном зазоре может иметь место неплотная посадка клапана в свое седло, что приводит к прорыву газов из цилиндра, обгоранию фасок клапанов и их седел, снижению мощности двигателя, перерасходу топлива. Увеличенный зазор вызывает стук при подъеме и посадке клапана и повышенный износ соприкасающихся поверхностей. Особенно опасны удары клапана о седло, приводящие к разрушению опорной поверхности, потере компрессии. С увеличением зазора уменьшается ход клапана, что приводит к ухудшению наполнения двигателя.

Зазор обычно регулируют при помощи ввертываемого в один из концов коромысла и закрепляемого с помощью контргайки болта (ЗМЗ-24, ЗМЗ-53, ЗиЛ-130, КамАЗ-740). В некоторых конструкциях (ВАЗ-2101, ВАЗ-2106) регулировка зазора осуществляется за счет изменения высоты сферической опоры рычага.

Величина зазора в двигателях автотракторного назначения изменяется в пределах 0,15 – 0,4 мм.

### **Оборудование и инструмент**

1. Макеты двигателей ММЗ, КамАЗ, Ford.
2. Набор щупов для определения зазоров, рожковые ключи необходимых размеров, отвертка.
3. Техническое описание и инструкции по эксплуатации двигателей ММЗ, ВАЗ, ЗМЗ и др.

### **Порядок выполнения работы**

1. По техническому описанию двигателя изучить порядок регулирования зазора в приводе клапанного механизма.
2. В соответствии с рекомендациями технического описания подготовить двигатель к проведению регулировки зазоров.
3. Плоским щупом проверить величину тепловых зазоров и сопоставить их с рекомендуемым техническим описанием.
4. При необходимости отрегулировать зазоры. С этой целью отпустить контргайку 1 регулировочного винта 2 на коромысле регулируемого клапана (рисунок 8.1) и, поворачивая винт 2, установить между бойком коромысла и торцом клапана необходимый зазор по щупу 3. Удерживая винт 2 от проворачивания отверткой, затянуть контргайку 1, и после чего снова проверить зазор.

5. В соответствии с порядком работы цилиндров произвести проверку зазоров в приводе клапанов всех оставшихся цилиндров.

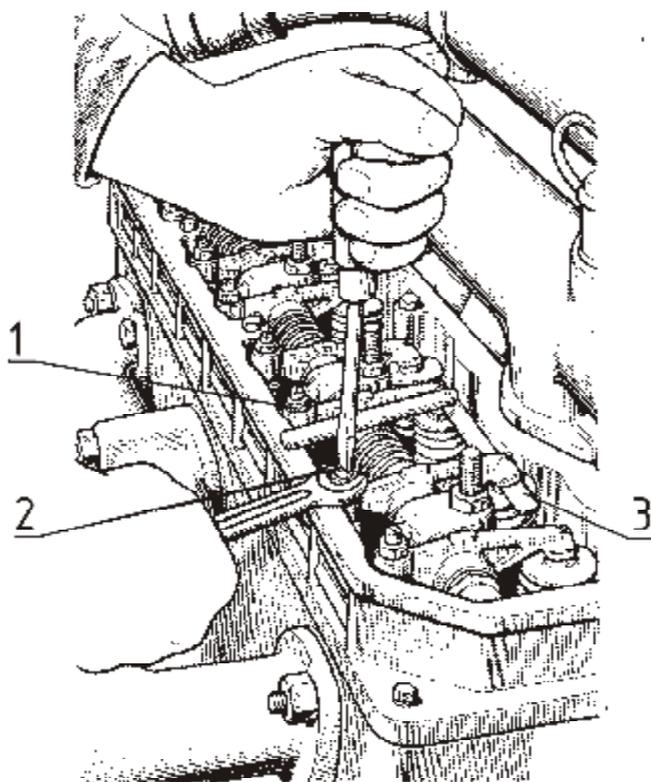


Рисунок 8.1 – Регулировка зазора в клапанном механизме

### Контрольные вопросы

1. Назначение газораспределительного механизма.
2. Какими причинами обусловлена необходимость поддержания в заданных пределах теплового зазора в клапанном механизме газораспределения?
3. При каком положении поршня рекомендуется производить регулировку тепловых зазоров в клапанном механизме.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильные двигатели / М.В. Архангельский [и др.]; Под. ред. М.С. Ховаха – М.: Машиностроение, 1977. - 591 с.: ил.
2. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / Вихерт М.М. [и др.]. - М.: Машиностроение, 1964. - 552 с.: ил.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н.Вырубов [и др.]; Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. - 384 с.: ил.
4. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.2. Динамика и конструирование: Учеб. /В.Н. Луканин [и др.]; Под ред. В.Н.Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 319 с.: ил.
5. Дизели: Справочник /Под общ. ред. В.А.Ваншейдта, Н.Н.Иванченко, Л.К.Коллерова. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
6. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов. - 3-е изд. перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 2002. - 496 с.: ил.
7. Попык К.Г. Конструирование и расчёт автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высшая школа, 1973. - 400 с.
8. Расчёт и конструирование автомобильных и тракторных двигателей (дипломное проектирование): учебное пособие для вузов /Б.Е.Железко [и др.]. – Мн.: Вышэйшая школа, 1987. – 247 с.; ил.
9. Тракторные дизели: Справочник /Под общ. ред. Б.А.Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
10. Стандарт предприятия. Единая система учебной документации. Отчет о лабораторной работе. Общие требования и правила оформления СТП 10-02.01-87. – Мн. БПИ, 1987. – 18 с.: ил.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ.....	3
Лабораторная работа № 1 КОНСТРУКТИВНЫЙ АНАЛИЗ И ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОСТИ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ.....	5
Лабораторная работа № 2 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЯ.....	10
Лабораторная работа № 3 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ.....	16
Лабораторная работа №4 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОСТИ ШАТУНА .....	21
Лабораторная работа № 5 КОНСТРУКТИВНЫЙ АНАЛИЗ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ИНЕРЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА.....	27
Лабораторная работа №6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРА "ВРЕМЯ-СЕЧЕНИЕ" КЛАПАНА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	36
Лабораторная работа №7 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ И ИСПЫТАНИЕ МАСЛЯНОГО НАСОСА.....	41
Лабораторная работа №8 ПРОВЕРКА И РЕГУЛИРОВКА ЗАЗОРОВ В КЛАПАННОМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОМ МЕХАНИЗМЕ.....	44
ЛИТЕРАТУРА.....	47