

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Верещагина Элла Леонидовна
Должность: ВРИО директора Подмосковного института (филиал) МАДИ
Дата подписания: 30.01.2026 10:38:54
Уникальный программный ключ:
7a33bd6a100c82a79b62c166d0723a0c318d8421

МОСКОВСКИЙ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ
(ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Часть 3

Методика выполнения
прочностных расчетов
и разработка конструкции ДВС

БИ
МАДИ

Утверждено
в качестве учебного пособия
редсоветом МАДИ(ГТУ)

МОСКВА 2006

УДК 621.43.044-4:[62-631.2+62-621.2]

ББК 39.35

Учебное пособие по курсовому проектированию двигателей внутреннего сгорания. Ч.3. Методика выполнения прочностных расчетов и разработка конструкции ДВС / Сост.: И.В. Алексеев, С.Н. Богданов, Ю.В. Горшков и др.; МАДИ(ГТУ). – М., 2006. – 98 с.

Рецензенты: канд. техн. наук В.В. Костецкий,
канд. техн. наук В.Б. Журкин

Данное учебное пособие содержит методику и рекомендации по выполнению прочностных расчетов элементов и разработке конструкции двигателей внутреннего сгорания в зависимости от типа ДВС, степени его форсирования и других факторов.

Учебное пособие предназначено для студентов следующих специальностей: 140501 "Двигатели внутреннего сгорания", 190601 "Автомобили и автомобильное хозяйство", 190603 "Сервис транспортных и технологических машин и оборудования".

© Московский автомобильно-дорожный институт (государственный технический университет), 2006

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	5
1. Эскизное проектирование двигателя.....	6
1.1. Общие предпосылки конструктивной проработки двигателя...6	
1.2. Компоновка двигателя и выполнение его поперечного и продольного разрезов.....	7
1.3. Размещение разрезов двигателей на листах.....	8
1.4. Предпосылки к расчёту деталей и узлов двигателя.....	14
2. Конструирование и оценка работоспособности элементов двигателя...15	
2.1. Поршневая группа.....	15
2.1.1. Поршень.....	15
2.1.2. Поршневой палец.....	17
2.1.3. Поршневые кольца.....	20
2.2. Шатунная группа.....	22
2.2.1. Шатун.....	22
2.2.2. Шатунные болты.....	28
2.2.3. Шатунный подшипник*.....	30
2.3. Коленчатый вал*.....	32
2.4. Корпус двигателя.....	40
2.4.1. Блок цилиндров и картер двигателя.....	41
2.4.2. Газовый стык.....	44
2.5. Механизм газораспределения.....	47
2.5.1. Определение основных параметров механизма газораспределения.....	49
2.5.1.1. Определение диаметров горловин клапанов.....	50
2.5.1.2. Определение величины максимального подъёма клапана.....	50
2.5.2. Профилирование кулачков.....	50
2.5.2.1. Профилирование выпуклого трёхрадиусного и тангенциального кулачков.....	51
2.5.2.2. Профилирование кулачка Курца*.....	52
2.5.3. Определение характеристики пружинного узла.....	54
2.5.3.1. В механизмах с выпуклым трёхрадиусным и тангенциальным кулачками.....	54
2.5.3.2. В механизмах с кулачком Курца*.....	57

2.5.4. Определение конструктивных параметров клапанной пружины.....	58
3. Смазочная система.....	60
3.1. Расчёт подшипника скольжения*.....	61
3.2. Расчёт масляных насосов с наружным и внутренним зацеплением шестерен.....	65
3.3. Расчет масляных насосов с циклоидальным зацеплением.....	67
4. Система охлаждения.....	67
4.1. Приближённый расчёт радиатора.....	68
4.2. Проектировочный расчёт радиатора*.....	70
4.3. Расчёт вентилятора*.....	76
4.4. Расчёт жидкостного насоса*.....	78
5. Рекомендации по оформлению курсового проекта.....	80
Приложения.....	83
Литература.....	97

ПРЕДИСЛОВИЕ

Конструктивная разработка двигателя и прочностной расчёт его отдельных элементов являются заключительным этапом курсового проектирования, выполняемым после теплового и динамического расчётов. Он реализуется после конструктивной проработки конкретной детали или узла с целью определения величин механических нагрузок, приходящихся на рассчитываемый элемент двигателя, и оценки его работоспособности в условиях эксплуатации.

Пособие позволяет обучаемым получить определённое представление о принципах конструирования отдельных узлов и всего двигателя в целом в сочетании с выполнением требований по обеспечению заданных параметров надёжности.

Методика изложения материала максимально адаптирована к существующим способам анализа работоспособности двигателя в условиях различного вида нагрузений и может быть реализована с помощью ЭВМ.

В пособии приведены методы расчётов, доступные для большинства студентов различных специальностей. Для специальности «Двигатели внутреннего сгорания» изложенные методы являются начальными и представляют собой очередной этап подготовки к выполнению сложных практических задач в области двигателестроения. Объём расчётно-графических работ курсового проекта для этой специальности больше, чем для других, о чём в разделах пособия имеются соответствующие указания (разделы, помеченные знаком *, выполняются только студентами специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания»).

В приложениях пособия приведена информация, обеспечивающая работу пользователей при выполнении курсового проекта.

* Разделы выполняются только студентами специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания».

1. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

1.1. Общие предпосылки конструктивной проработки двигателя

Эскизное проектирование двигателя сводится к выполнению поперечного и продольного разрезов с обоснованием принятых решений и необходимыми расчетами в расчетно-пояснительной записке.

Исходными материалами для конструктивной разработки являются: параметры двигателя, указанные в задании на курсовой проект; параметры, полученные в результате теплового и динамического расчетов; поперечный и продольный разрезы прототипа двигателя.

С точки зрения общей компоновки, взаимного расположения деталей, узлов и агрегатов разрезы прототипа двигателя являются лишь основой для проектирования. В отдельных случаях в них могут иметь место графические ошибки и отступления от ЕСКД. Указанные особенности требуют критического подхода к чертежам прототипа при выполнении курсового проекта.

В процессе проектирования допускается обоснованное изменение или замена на более совершенные конструкции отдельных деталей и узлов двигателя, таких как поршень, шатун, жидкостный и масляный насосы, механизм газораспределения и др.

Размеры основных деталей двигателя, которые задаются по статистическим данным, должны проверяться расчетом. Предварительные расчеты и принятые решения необходимо заносить в черновик расчетно-пояснительной записки.

В процессе проектирования следует широко использовать различные справочные материалы, альбомы и чертежи отечественных и зарубежных двигателей, близких к прототипу, с целью уточнения отдельных конструктивных решений.

Сначала разрабатываются элементы и узлы двигателя на миллиметровой бумаге, согласовываются с консультантом, а затем выполняются поперечный и продольный разрезы двигателя карандашом в тонких линиях на листах чертежной бумаги формата А1 в масштабе 1:1 с соблюдением всех правил ЕСКД. В случае больших габаритов двигателя допускается переход на больший формат чертежного листа в соответствии с ГОСТом. Оба разреза желательно располагать на листах в вертикальном положении. Вычерчивание

поперечного и продольного разрезов рекомендуется вести параллельно, что в значительной степени упрощает проектирование.

В целях сокращения объема графических работ, по согласованию с консультантом, допускается не вычерчивать обслуживающие агрегаты (карбюратор, топливный насос, генератор, стартер и др.). Для V – образных двигателей большой мощности на поперечном разрезе можно ограничиться вычерчиванием только правого или левого цилиндра совместно с картером двигателя (рис.1.3).

На продольном разрезе однорядных двигателей с числом цилиндров больше четырех и V – образных с числом цилиндров больше шести можно показывать разрез передней части двигателя с первым цилиндром и разрез задней части двигателя с маховиком на коленчатом валу. Оба разреза сближают, оставляя промежуток 5...10 мм. В этом случае продольный разрез двигателя удастся разместить на одном чертежном листе (рис. 1.4).

1.2. Компоновка двигателя и выполнение его поперечного и продольного разрезов

Перед началом проектирования необходимо тщательно проанализировать конструкцию прототипа, уточнить назначение и взаимосвязь всех деталей двигателя, принять решение по изменению или замене отдельных деталей и агрегатов. Принятые решения и неясности конструкции уточняются с консультантом.

Поперечный разрез двигателя выполняется по первому цилиндру с положением поршня в ВМТ. При этом на разрезе должны быть показаны: камера сгорания, клапаны впуска или выпуска с каналами в головке блока, установка форсунки или свечи зажигания, поршень в разрезе, поршневой палец, шатунная шейка коленчатого вала, шатунный болт и способ фиксации нижней крышки шатуна, перегородка картера с ребрами жесткости, подвеска коленчатого вала, часть коренной шейки и щеки, крепление и фиксация крышки коренного подшипника (разрез по одной шпильке), расположение кулачкового вала, крепление нижней половины картера, масляный насос (в разрезе), привод масляного насоса. Пунктирными линиями должны быть показаны каналы подвода масла к коренным и шатунным подшипникам коленчатого и распределительного валов, к клапанному механизму.

На продольном разрезе двигателя должны быть показаны разрезы: привода механизма газораспределения; ступицы вентилятора; жидкостного насоса и привода к нему; уплотнения носка и хвостовика коленчатого вала; головки блока цилиндров (по клапанам), по продольной оси поршневого пальца и коленчатого вала, по распределительному валу, штангам и толкателям.

Последовательность проектирования деталей может быть различной, но лучше начинать с разработки элементов поршневой группы, переходя затем к шатуну, коленчатому валу, головке цилиндров. После проектирования приступить к конструированию блока и картера двигателя, механизма газораспределения, систем приводов к внутренним и внешним агрегатам.

Для правильного выбора толщины литья стенок жидкостной рубашки, ребер, патрубков, радиусов скругления в литье и конструкций отдельных агрегатов необходимо пользоваться справочными материалами и чертежами отечественных и зарубежных конструкций двигателей.

1.3. Размещение разрезов двигателей на листах

Приступая к выполнению поперечного и продольного разрезов двигателя, прежде всего необходимо для их центрального расположения определить положение крайних габаритных точек, осей коленчатого вала, кулачкового вала, поршневого пальца путем нанесения размерной сетки.

Определение размеров двигателя по высоте и ширине производится по значениям их на поперечном и продольном разрезах прототипа двигателя. Если масштаб разрезов m_p неизвестен, то его необходимо определить отдельно для поперечного и продольного разрезов, так как эти разрезы иногда могут быть выполнены в различных масштабах.

$$m_p = \frac{D_{ц}}{D'_{ц}}$$

где $D_{ц}$ – диаметр цилиндра проектируемого двигателя; $D'_{ц}$ – диаметр цилиндра прототипа двигателя (на чертеже, рисунке или фотографии).

Размещение поперечного разреза двигателя на чертежном листе осуществляется в следующей последовательности (рис. 1.1).

- Наносят на лист границы габаритных точек двигателя (H и B) и намечают положение оси коленчатого вала.

- Проводят ось цилиндра, которая для центрального КШМ должна пересекать ось коленчатого вала.

Из центра коленчатого вала проводят окружность радиусом кривошипа r . Из точки пересечения окружности радиуса r с осью цилиндра (при положении поршня в ВМТ) откладывают длину шатуна $\ell_{ш}$. Конец отрезка определяет положение оси поршневого пальца.

- Пользуясь статистическими данными по поршневой группе (табл. 2.1), назначают размер h_1 от оси поршневого пальца до дна поршня и намечают линию стыка головки цилиндров и блока.
- Откладывают диаметр цилиндра и проводят две образующие. Пересечение образующих с линией газового стыка определяет верхнюю границу цилиндра.
- Для определения нижней границы цилиндра (гильзы цилиндра) необходимо найти траектории движения крайних точек шатуна и противовесов, увязав их с положением поршня в НМТ.

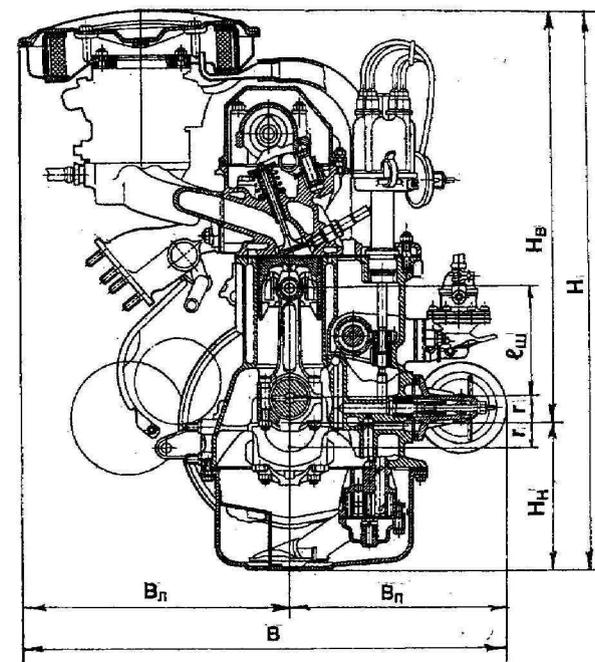


Рис. 1.1. Размещение поперечного разреза рядного двигателя

Для определения границ габаритных точек двигателя по высоте можно воспользоваться следующими соотношениями (при положении поршня в ВМТ и НМТ, соответственно, для верхней и нижней габаритных точек):

- расстояние от верхней габаритной точки двигателя до оси коленчатого вала $H_B = r + \ell + \Delta H_B$;
- расстояние от оси поршневого пальца до верхней габаритной точки двигателя ΔH_B ,

$$\frac{\Delta H_B}{D} = \frac{\Delta H'_B}{D'}$$

где $\Delta H'_B$ и D' – размеры на прототипе.

- расстояние от нижней габаритной точки двигателя до оси коленчатого вала $H_N = r + \Delta H_N$;
- расстояние от нижней габаритной точки двигателя до оси шатунной шейки $\frac{\Delta H_N}{r} = \frac{\Delta H'_N}{r'}$, где $\Delta H'_N$ и r' – размеры на прототипе.

Полная габаритная высота двигателя $H = H_B + H_N$.

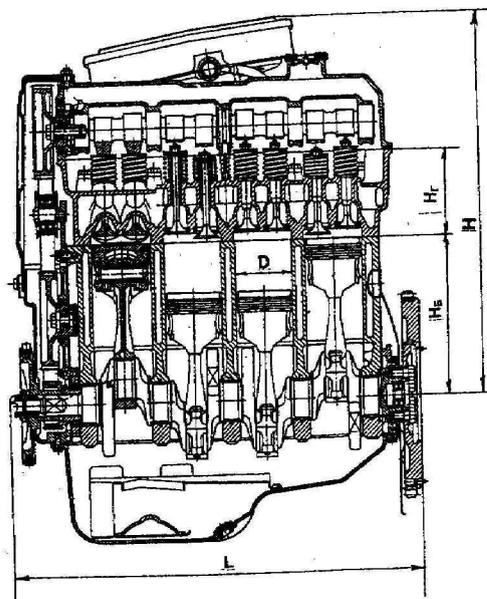


Рис. 1.2. Размещение продольного разреза рядного двигателя

Размещение продольного разреза двигателя выполняется при вертикальном расположении чертежного листа (рис 1.2).

Размещение поперечного разреза V-образного двигателя показано на рис. 1.3.

Как и на поперечном разрезе, компоновка двигателя на продольном разрезе начинается с разметки кривошипно-шатунного механизма (рис. 1.5). Перед началом разметки предварительно выбирается расстояние между осями цилиндров. Для двигателей с жидкостным охлаждением $\ell_{мц} = D + 2\delta_{ст.г} + в$,

где $\delta_{ст.г}$ – толщина стенки цилиндра (гильзы);

$в$ – толщина жидкостного промежутка между цилиндрами.

В случае сухих гильз $\ell_{мц} = D + 2\delta_{ст}$,

где $\delta_{ст}$ – толщина стенки сухой гильзы, $\delta_{ст} = 5 \dots 10$ мм.

После выбора величины $\ell_{мц}$ с поперечного разреза наносится горизонтальная ось коленчатого вала $O-O$, линия газового стыка, верхняя и нижняя границы вертикального разреза двигателя, нижняя граница цилиндров и определяется высота цилиндра L_c .

На рисунках (фотографиях, чертежах) продольный разрез V-образных двигателей изображается, как правило, по оси симметрии и не включает разреза цилиндров. При компоновке V-образных двигателей рассматривается не разрез двигателя по вертикальной оси, а его разрез по оси цилиндров (заднего от наблюдателя блока) от головки блока до оси коленчатого вала и по вертикальной оси от оси коленчатого вала до нижней границы поддона (т.е. часть двигателя размещается на плоскости чертежа, см. рис. 1.4). Поэтому при разметке V-образных двигателей от оси коленчатого вала откладывается не габаритная высота двигателя по среднему сечению, а расстояние по оси цилиндров, от оси коленчатого вала до головки блока H_B , и намечается, как и в рядных двигателях, верхняя плоскость цилиндров.

Расстояние от крайней левой габаритной точки до оси первого цилиндра определяется на основании пропорций (как это было выполнено в случае поперечного разреза двигателя). Аналогично определяется расстояние от оси последнего цилиндра до крайней правой габаритной точки двигателя, далее выбирается тип блока цилиндров (с мокрыми или сухими гильзами, без гильз и т.п.).

Принципиально методика компоновки большинства деталей КШМ для рядных и V-образных двигателей на продольном разрезе одинакова.

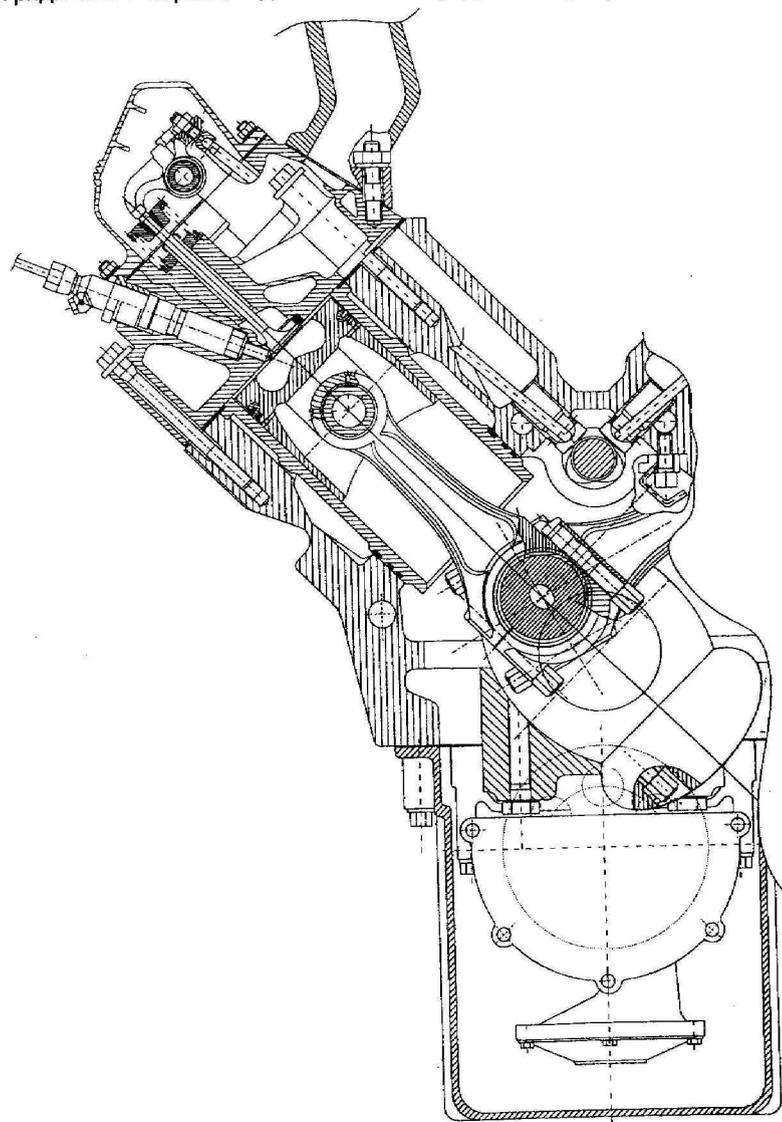


Рис. 1.3. Размещение поперечного разреза V-образного двигателя

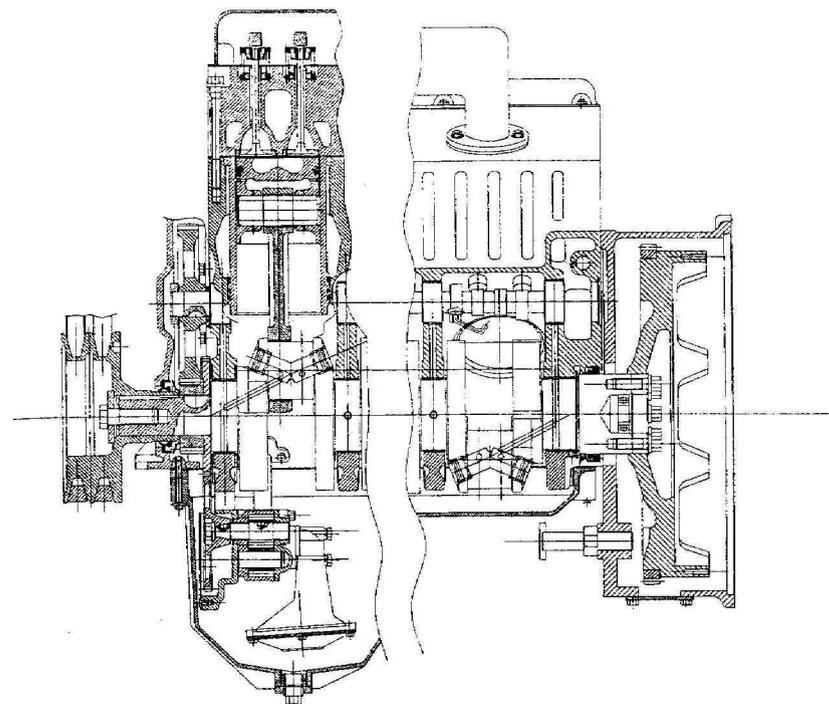


Рис. 1.4. Размещение продольного разреза V-образного двигателя

На рис. 1.5 приведен пример компоновки цилиндров. На схеме разметки на расстоянии $D/2$ от оси цилиндра проводятся линии, изображающие внутреннюю поверхность цилиндра, от которых откладывается толщина стенок $\delta_{ст.г}$ и очерчивается контур рубашки охлаждения.

В случае использования сухих гильз предварительно намечается контур гильзы, и толщина стенки цилиндра размечается от ее наружной поверхности.

При использовании «мокрых» гильз одновременно с контуром рубашки охлаждения отрабатываются посадочные элементы и уплотнение гильзы. Компоновку посадочных поясов начинают с нижнего посадочного пояса, где наносятся выбранные значения следующих величин:

20123-60

- a – ширина канавок нижнего уплотнительного пояса гильзы;
- $\delta'_{ст.г}$ – толщина нижнего уплотнительного пояса.

Затем определяются:

- D'_n – диаметр нижнего уплотнительного пояса;
- D_n – диаметр верхнего посадочного пояса, $D_n = D'_n + (1...2 \text{ мм})$;
- D_B – диаметр бурта гильзы, $D_B = (1,15...1,3)D$.

После нанесения контуров гильз двух соседних цилиндров следует оценить величину промежутка v_r между ними, который должен быть не менее 3...4 мм.

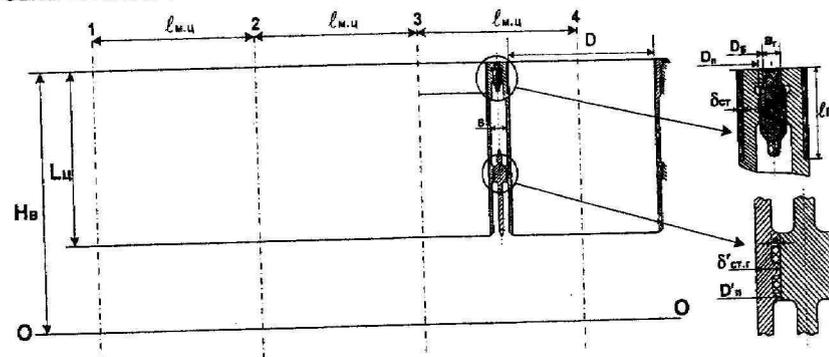


Рис. 1.5. Разметка двигателя на продольном разрезе

1.4. Предпосылки к расчету деталей и узлов двигателя

Каждая деталь или узел двигателя должны быть рассчитаны на том режиме, который является для них наиболее опасным. Поэтому в пособии для каждого конкретного случая указывается расчетный режим.

Механические свойства большинства сталей, применяемых в автотракторном двигателестроении, приведены в прил.4. Там же указаны ориентировочные соотношения для определения пределов выносливости сталей и чугунов, характеристики которых неизвестны.

Кроме того, в прил.6 приведены значения коэффициентов α_σ и α_τ для сталей с различными величинами пределов прочности и величины масштабного ϵ'_σ и технологического ϵ''_σ факторов.

При определении запасов прочности необходимо учитывать область диаграммы предельных амплитуд (диаграммы усталостной прочности), в которой лежит расчетная точка.

При выполнении расчетов их необходимо иллюстрировать эскизами деталей и расчетными схемами. Запись вычислений надо производить по схеме: формула – численное значение величин – результат – размерность.

В пояснительной записке приводятся схемы жидкостного охлаждения и смазочной системы; схема сил, нагружающих кривошип, и схема уравнивания двигателя.

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ И ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Поршневая группа

В состав поршневой группы входят собственно поршень, поршневой палец с элементами его фиксации, компрессионные и маслосъёмные кольца.

При конструировании элементов поршневой группы в расчётно-пояснительной записке должны быть обоснованы:

- выбор типа поршня (составной или монолитный) и его материала;
- количество, тип и система размещения компрессионных и маслосъёмных колец;
- тип поршневого пальца (плавающий или закреплённый) и способ его фиксации от осевых перемещений.

2.1.1. Поршень

В настоящем разделе должны содержаться следующие сведения о конструкции поршня:

- марка и механические характеристики материала;
- краткие сведения о технологии изготовления;
- эскиз и описание конструкции поршня; определение предварительных размеров его основных элементов (рис.2.1. и табл. 2.1);
- наличие принудительного охлаждения элементов поршня и способ его конструктивной реализации;
- способ подгонки поршня по массе;
- качественное описание микрогеометрии головки и юбки поршня (их форма по образующей и в плане);

- конструктивные мероприятия по стабилизации зазора между юбкой поршня и зеркалом цилиндра в рабочем диапазоне режимов работы двигателя;
 - комплекс конструкторско-технологических мероприятий по повышению долговечности и износостойкости элементов поршня и уменьшению работы трения в сопряжении поршень – цилиндр.
- Предварительные размеры элементов поршня определяются по статистическим данным из табл. 2.1.

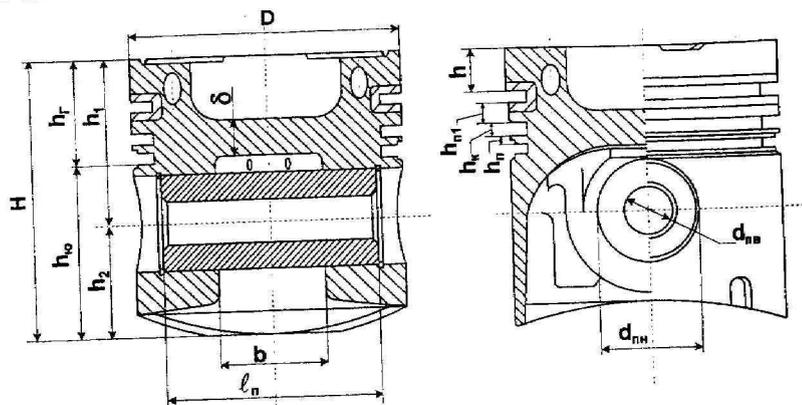


Рис. 2.1. Пример эскиза поршневой группы

Таблица 2.1

Параметр	ДВС с искровым зажиганием	Дизель
H/D	0,6...0,8	0,8...1,2
δ/D	0,06...0,09	0,15...0,22
h/D	0,03...0,08	0,06...0,18
h_{n1}/D	0,04...0,05	0,05...0,08
$b_k \approx h_n$, мм	1,00...1,75	1,75...3,00
h/D	0,3...0,6	0,5...0,65
b/D	0,25...0,4	0,25...0,4

Для обеспечения благоприятных условий смазки юбки поршня размер h_2 назначается в пределах:

$$h_2 = (0,64 \dots 0,68) h_{ю} \text{ – для двигателей с искровым зажиганием;}$$

$$h_2 = (0,6 \dots 0,7) h_{ю} \text{ – для дизелей.}$$

Правильность выбора длины юбки поршня оценивается по величине удельного давления в сопряжении юбка поршня – зеркало цилиндра, определяемого на режиме номинальной мощности из выражения

$$q_{ю} = \frac{N_{max}}{h_{ю} \cdot D}, \text{ МПа,}$$

где N_{max} – максимальная величина боковой силы (МН), задаваемая из динамического расчёта; D – диаметр цилиндра, м.

Для поршней двигателей с искровым зажиганием $q_{ю} = 0,5 \dots 0,8$, МПа; для поршней дизелей $q_{ю} = 0,7 \dots 1,2$ МПа.

2.1.2. Поршневой палец

Настоящий раздел расчетно-пояснительной записки должен содержать:

- обоснование выбора типа поршневого пальца;
- марку и механические характеристики материала;
- эскиз пальца и определение его конструктивных параметров (см. рис. 2.1 и табл. 2.2);
- краткие сведения о технологии изготовления;
- описание способа подачи смазки в подвижные сочленения пальца с поршнем и шатуном.

Эскиз поршневого пальца с элементами его фиксации выполняется в виде фрагмента единого эскиза поршневой группы (пример на рис. 2.1), а конструктивные параметры поршневого пальца определяются на основе статистических данных табл. 2.2.

Таблица 2.2

Параметр	ДВС с искровым зажиганием	Дизель
l_n/D	0,85...0,9	0,85...0,9
$d_{пп}/D$	0,2...0,28	0,32...0,4
$\alpha = d_{пп}/d_{пп}$	0,65...0,75	0,6...0,7

12 11
12-13,5
56-*

Оценка работоспособности поршневого пальца при принятых его конструктивных размерах производится:

- для автомобильных двигателей на режиме максимального крутящего момента ($M_{к\max}, n_m$);
- для дизелей тракторов, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин на режиме номинальной мощности ($N_{e\text{ном}}, n_{\text{ном}}$).

Правильность принятого наружного диаметра пальца $d_{пн}$ (м) проверяется по удельным давлениям в бобышках поршня $q_б$ и в поршневой головке шатуна $q_ш$, определяющим их износостойкость.

$$q_б = \frac{P}{2d_{пн}l_б}, \text{ МПа,}$$

где, P – сила, прижимающая палец к бобышкам поршня, $P = P_{z\max} F_n - m'_{бп} \cdot F_n \cdot r \cdot \omega_m^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}$, МН; $m'_{бп}$ – конструктивная масса поршневой группы без поршневого пальца; $m'_{бп} \approx 0,7 \cdot m'_п$ – для двигателей с искровым зажиганием; $m'_{бп} \approx 0,65 \cdot m'_п$ – для дизелей; $m'_п$ – конструктивная масса поршневой группы, кг/м²; F_n – площадь поршня, м²; r – радиус кривошипа, м; $\omega_m = \frac{\pi n_m}{30}$, с⁻¹; $\lambda = \frac{r}{l_ш}$;

$l_б = 0,5(l_n - b)$ – опорная длина бобышки поршня, м.

$$q_ш = \frac{P'}{a \cdot d_{пн}}, \text{ МПа,}$$

где P' – сила, прижимающая палец к верхней головке шатуна, $P' = P_{z\max} F_n - m'_п \cdot F_n \cdot r \cdot \omega_m^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}$, МН; $a = b - (0,03 \dots 0,05)D$, м; D – диаметр цилиндра, м.

Варьируя размеры a и $l_б$, необходимо принять такую величину $d_{пн}$, при которой удельные давления будут лежать в пределах: $q_б = 30 \dots 35$ МПа; $q_ш = 35 \dots 40$ МПа – для двигателей с искровым зажиганием; $q_б = 40 \dots 45$ МПа; $q_ш = 45 \dots 55$ МПа – для дизелей.

Правильность выбора величины α , определяющей внутренний диаметр пальца $d_{пв}$, оценивается по напряжениям изгиба $\sigma_и$, среза τ и овализации $\sigma_{ов}$, а также по величине его диаметральной деформации Δd_{\max} .

$$\sigma_и = \frac{P(l_n + 2b - 1,5a)}{1,2 \cdot d_{пн}^3 (1 - \alpha^4)}, \text{ МПа; } \tau = \frac{0,85 \cdot P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{пн}^2 (1 - \alpha^4)} = C \frac{P}{d_{пн}^2}, \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{ов} = \frac{P}{l_n \cdot d_{пн}} \left[0,19 \frac{(1 + \alpha)(1 + 2\alpha)}{(1 - \alpha^2)\alpha} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \times \\ \times [1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3] = \frac{P}{l_n \cdot d_{пн}} \eta_2, \text{ МПа;}$$

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09 \cdot P}{l_n E} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3] = \frac{P}{l_n E} m, \text{ м;}$$

E – модуль упругости материала пальца, МПа.

$C = c(\alpha)$, $\eta_2 = \eta(\alpha)$, $m = m(\alpha)$ приведены на рис.2.2.

Характерные значения напряжений и деформации поршневых пальцев современных двигателей следующие:

$\sigma_и = 120 \dots 160$ МПа; $\tau = 80 \dots 120$ МПа; $\sigma_{ов} = 110 \dots 140$ МПа;

$\Delta d_{\max} = (0,001 \dots 0,002) \cdot d_{пн} \approx (0,02 \dots 0,05) \cdot 10^{-3}$ м.

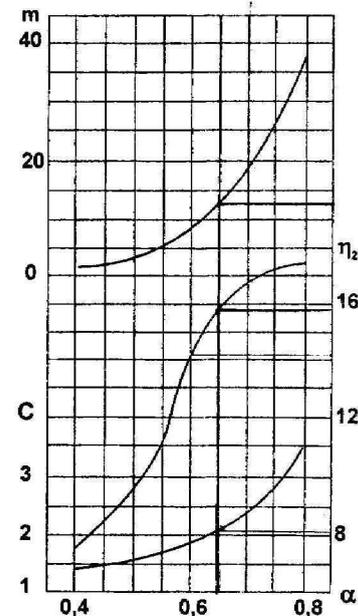


Рис.2.2. Номограмма к расчёту поршневого пальца

2.1.3. Поршневые кольца

В содержание раздела должны быть включены следующие вопросы:

- обоснование количества, типа и расположения на поршне компрессионных и маслосъемных колец;
- эскизы и описание конструкции колец, выбор материала и определение их конструктивных параметров (рис.2.3);
- характеристики материала элементов колец и краткие сведения о технологии их изготовления;
- обоснование выбора типа эюры радиального давления колец на зеркало цилиндра;
- конструкция и величина зазора δ в рабочем состоянии замка компрессионных колец.

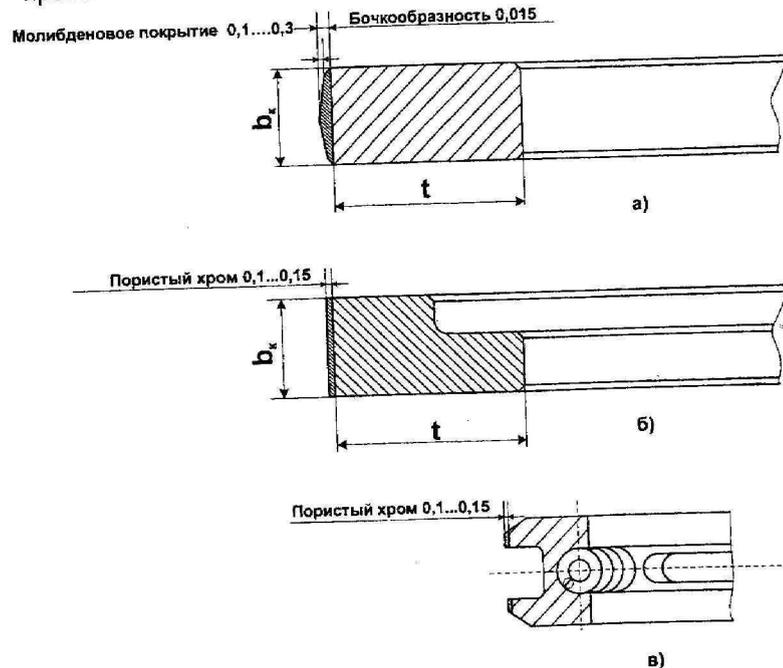


Рис.2.3. Пример эскизов поршневых колец:

а – верхнее компрессионное кольцо; б – второе компрессионное кольцо; в – маслосъемное кольцо

- Высота поршневых колец определяется по статистическим данным:
 $b_r = 1...1,75$ мм – для двигателей с искровым зажиганием;
 $b_r = 1,75...3$ мм – для дизелей.
- Радиальная толщина $t = (0,04...0,045)D$. Конкретные значения $t = t(D)$ приведены на рис.2.4.



Рис. 2.4. Зависимость параметров кольца от диаметра цилиндра

Величина относительного пружинения кольца $S_0/t = 3...4$,

где $S_0 = S - \delta$; S – зазор в замке кольца в свободном состоянии.

Работоспособность кольца устанавливается на основе расчетного определения средней величины удельного давления кольца на зеркало цилиндра p_{cp} и напряжений в его конструкции в рабочем состоянии σ_{max} и при надевании на поршень σ'_{max} .

$$p_{cp} = \frac{0,425}{3-\mu} E \frac{S_0}{t} \frac{1}{D \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3}, \text{ МПа}; \quad \sigma_{max} = \frac{1,275}{3-\mu} E \frac{S_0}{t} \frac{1}{\left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2}, \text{ МПа};$$

$$\sigma'_{max} = \frac{3,9}{m} E \frac{1 - \frac{t}{D}}{\pi(3-\mu)} \frac{1}{\left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2}, \text{ МПа}.$$

Здесь $\mu=0,2$ для колец с неравномерной эпюрой давления; m – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца на поршень.

При поверочных расчётах величина m принимается равной 1,57.

Характерные для колец автотракторных двигателей значения $P_{ср}$ определяются по данным рис.2.4, а величины напряжений находятся в пределах: $\sigma_{max} = 300...400$ МПа; $\sigma'_{max} = 400...450$ МПа.

2.2. Шатунная группа

В состав группы входят шатун, крышка кривошипной головки, втулка верхней (поршневой) головки, подшипниковые вкладыши, шатунные болты и элементы их фиксации.

Здесь должны быть обоснованы конструктивные решения по выбору типа (с разъёмной или неразъёмной кривошипной головкой, разрезной или цельной поршневой головкой) и компоновки (типа и способа смазки поршневого пальца, типа подшипниковых элементов верхней и кривошипной головок) шатуна.

2.2.1. Шатун

В настоящем разделе должны быть освещены следующие вопросы:

- выбор материалов элементов шатуна и их механические характеристики;
- краткие сведения о технологии изготовления;
- эскиз и описание конструкции шатунной группы в сборе (рис.2.5);
- определение конструктивных параметров шатуна на основе статистических данных, приведенных в табл. 2.3;
- конструктивные мероприятия по фиксации крышки кривошипной головки от боковых смещений;
- конструкторско-технологические мероприятия по упрочнению элементов шатунной группы;
- параметры защемления поршневого пальца в верхней головке (при пальце плавающего типа – параметры установки подшипниковой втулки);
- локализация мест съёма металла и технология подгонки шатунной группы по массе и по положению центра масс.

Оценка работоспособности элементов шатуна и корректировка его конструктивных параметров производится по запасам прочности при повторно-переменном нагружении его поршневой головки и стержня.

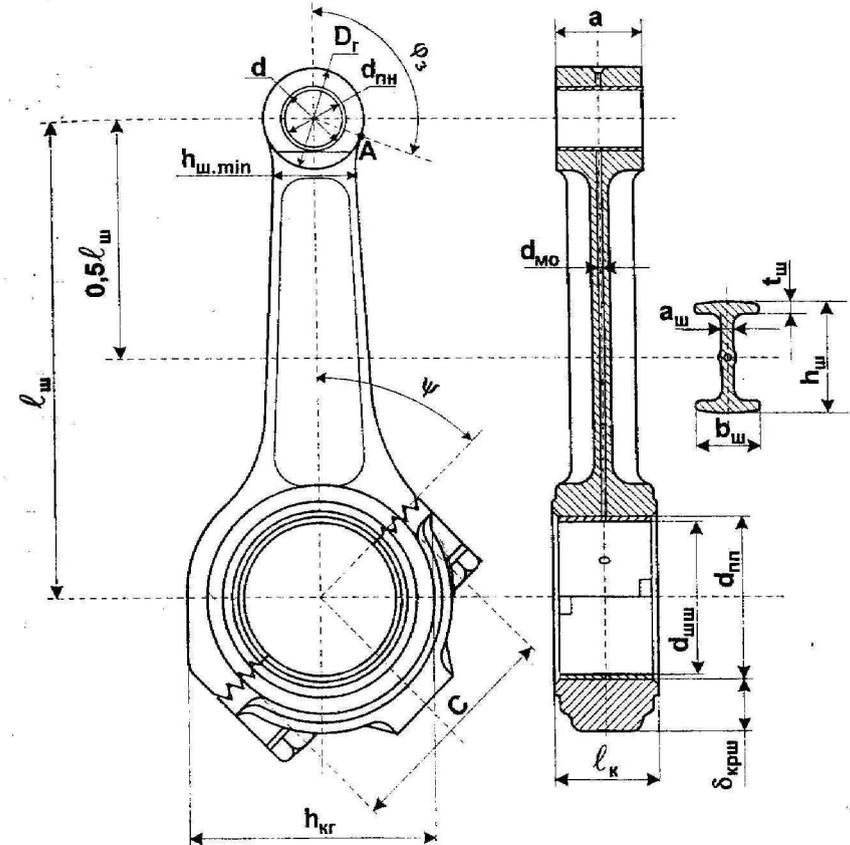


Рис.2.5. Пример эскиза шатунной группы

Расчётным режимом является режим номинальной мощности –

$N_{ном}, n_{ном}$.

Расчёт коэффициента запаса прочности поршневой головки шатуна производится для наиболее нагруженной точки наружной поверхности головки в сечении её перехода в стержень шатуна (точка А на рис.2.5).

Таблица 2.3

Параметр	ДВС с искровым зажиганием	Дизель
d	d _{пн} + (3...5) мм	
D _r	(1,25...1,4)d	
b _ш	(0,5...0,6)d	(0,55...0,75)d
h _ш	(0,65...0,75)D _r	(0,65...0,75)D _r
h _ш /b _ш	1,3...1,7	
h _{ш.min}	(0,55...0,65)D _r	
t _ш ≈ a _ш	2,5...4,0 мм	4,0...7,5 мм
l _к	(0,27...0,38)D	(0,32...0,5)D
h _{кр}	D - (1...2) мм	
φ _з	90...130°	
ψ	ψ = 90°; при d _{шш} > 0,66D ⇒ ψ = 60°, 45°, 30°	

Напряжение от натяга втулки:

➤ для плавающего пальца $\sigma'_a = p \frac{2d^2}{D_r^2 - d^2}$, МПа,

где p – удельное давление втулки на головку,

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \cdot \left(\frac{D_r^2 + d^2}{E_{ш}} + \mu \frac{d^2 + d_{пн}^2}{E_{вт}} - \mu \right)}$$

μ – коэффициент Пуассона; E_ш, E_{вт}, МПа – модуль Юнга, соответственно, для материалов шатуна и втулки; Δ – технологический натяг при запрессовке втулки, Δ = (0,05...0,1) · 10⁻³, м; Δ_t – температурный натяг, Δ_t = d · Δt(α_{вт} - α_ш), м; Δt – разность температур поршневой головки на расчётном режиме и на непрогретом двигателе, Δt = 100...120К; α_{вт}, α_ш К⁻¹ – коэффициенты линейного расширения, соответственно, материалов втулки и шатуна;

➤ для заземлённого пальца $\sigma'_a = p \frac{2d_{пн}^2}{D_r^2 - d_{пн}^2}$, МПа,

$$p = \frac{E_{ш} \Delta_t (D_r^2 - d_{пн}^2)(d_{пн}^2 - d_{пв}^2)}{2d_{пн}^2 (D_r^2 - d_{пв}^2)}, \text{ МПа}; \quad \Delta_t = d_{пн} \cdot \Delta t \cdot \alpha_{ш}, \text{ м}; \quad \Delta t \approx 150 \text{ К}.$$

Максимальные растягивающие σ_{Amax} и сжимающие σ_{Amin} напряжения в цикле нагружения головки в точке А:

$$\sigma_{Amax(min)} = \left[2M_{max(min)} \frac{6r_{cp} + h}{h(2r_{cp} + h)} + kN_{max(min)} \right] \frac{10^{-6}}{ah}, \text{ МПа}.$$

Здесь h – толщина стенки головки, $h = \frac{D_r - d}{2}$, м;

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

Коэффициент, учитывающий долю действующих усилий растяжения-сжатия, воспринимаемых непосредственно головкой:

$$k = \frac{E_{ш} \cdot a \cdot h}{E_{ш} \cdot a \cdot h + E_{вт} \cdot a \cdot \delta_{вт}} \approx 0,8...0,85; \quad \delta_{вт} = \frac{d - d_{пн}}{2}, \text{ м. При опре-}$$

лении напряжений σ_{Amax} величины момента M_{max} и нормальной силы N_{max} в расчётном сечении рассчитываются по уравнениям криво бруса малой кривизны:

$$M_{max} = |P_{max}| \cdot r_{cp} \left[(0,00033\varphi_3 - 0,0297) + (0,572 - 0,0008\varphi_3) \times \right. \\ \left. \times (1 - \cos\varphi_3) - 0,5(\sin\varphi_3 - \cos\varphi_3) \right] = \\ = |P_{max}| \cdot r_{cp} \cdot f_1(\varphi_3), \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$N_{max} = |P_{max}| \cdot [(0,572 - 0,0008\varphi_3)\cos\varphi_3 + 0,5(\sin\varphi_3 - \cos\varphi_3)] = \\ = P_{max} \cdot r_{cp} \cdot f_2(\varphi_3), \text{ Н};$$

$$P_{max} = -m'_n \cdot F_n \cdot r \cdot \omega^2(1 + \lambda), \text{ Н}.$$

$$M_{min} = P_{min} \cdot r_{cp} \left[(3,3 \cdot \varphi_3 - 297) \cdot 10^{-4} + (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_3) \times \right. \\ \left. \times (1 - \cos\varphi_3) - \left(\frac{\sin\varphi_3}{2} - \frac{\varphi_3}{180} - \frac{1}{\pi} \cos\varphi_3 \right) \right] = \\ = P_{min} \cdot r_{cp} \cdot f_3(\varphi_3), \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

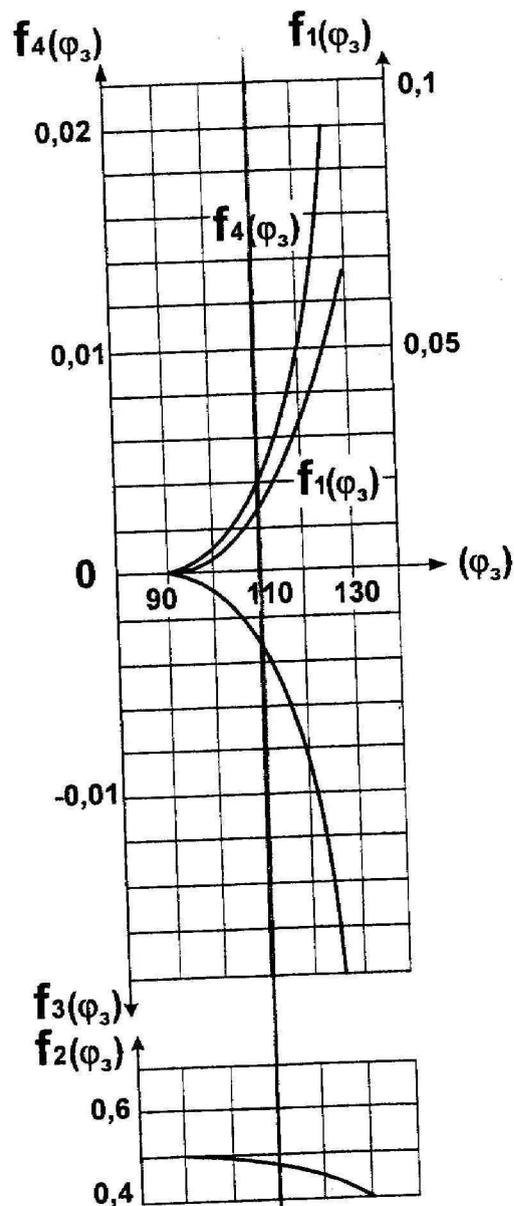


Рис.2.6. Номограмма к расчёту поршневой головки шатуна

Аналогичные параметры при определении напряжений σ_{Amin} :

$$N_{min} = P_{min} \left[(0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_3) \cos \varphi_3 + \left(\frac{\sin \varphi_3}{2} - \frac{\varphi_3}{180} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_3 \right) \right] =$$

$$= P_{min} \cdot r_{cp} \cdot f_4(\varphi_3), \text{ Н;}$$

$$P_{min} = p_z \cdot F_n \cdot 10^6 - m'_n \cdot F_n \cdot r \cdot \omega^2 (1 + \lambda), \text{ Н.}$$

В данных зависимостях угол заделки φ_3 приведен в градусах.

Для упрощения процедуры расчёта σ_{Amax} и σ_{Amin} функции $f_1(\varphi_3) \dots f_4(\varphi_3)$ представлены в виде номограммы и приведены на рис.2.6.

Максимальные и минимальные напряжения в цикле нагружения поршневой головки шатуна определяются по выражениям $\sigma_{max} = \sigma'_a + \sigma_{Amax}$ и $\sigma_{min} = \sigma'_a + \sigma_{Amin}$, использование которых необходимо для расчета коэффициента запаса прочности n_σ (при расчёте принять $\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \epsilon'_\sigma} \approx 1,67$).

Характерные величины запасов прочности поршневых головок шатуна лежат в пределах 2,5...5,0.

Расчёт запаса прочности стержня шатуна от её повторно-переменного нагружения силой **S** производится для его среднего сечения f_{cp} , равноотстоящего от центров верхней и нижней головок.

Экстремальные напряжения нагрузочного цикла

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{f_{cp}}, \quad \sigma_{min} = -\frac{P_{min}}{f_{cp}} \cdot K, \text{ МПа,}$$

где P_{max} – максимальная величина силы, растягивающей стержень шатуна, $P_{max} = -m'_j \cdot F_n \cdot r \cdot \omega^2 (1 + \lambda) 10^6$, МН;

P_{min} – максимальная величина силы, сжимающей стержень шатуна,

$$P_{min} = p_z \cdot F_n - m'_j \cdot F_n \cdot r \cdot \omega^2 (1 + \lambda) 10^6, \text{ МН;}$$

F_n – площадь среднего сечения стержня шатуна,

$$F_n = a_{ш} (h_{ш} - 2t_{ш}) + 2t_{ш} b_{ш}, \text{ м}^2;$$

K – коэффициент, учитывающий увеличение напряженного состояния стержня от его продольного изгиба при сжатии, $K = 1,1 \dots 1,15$.

При расчёте коэффициента запаса прочности n_σ для необработанных шатунов следует принять величину совокупного фактора концентрации напряжений $\frac{K_\sigma}{\varepsilon'_\sigma \varepsilon''_\sigma}$ в пределах 1,67...2,5 (нижние значения относятся к литым чугунным шатунам).

Характерные для автотракторных двигателей запасы прочности стержня шатуна находятся в пределах 2...3.

2.2.2. Шатунные болты

В содержание настоящего раздела должны быть включены следующие вопросы:

- тип и компоновка устройства крепления и фиксации от боковых смещений крышки кривошипной головки шатуна;
- выбор материалов элементов устройства и их механические характеристики;
- эскиз (рис.2.7) и описание конструкции шатунных болтов с указанием способа предотвращения их проворачивания при затяжке;
- комплекс конструкторско-технологических мероприятий по упрочнению шатунных болтов и минимизации напряжений от их повторно-переменного изгиба;
- способ и устройство элементов, предотвращающих самопроизвольное отворачивание шатунных болтов.

При разработке шатунных болтов их конструктивные параметры определяются по статистическим данным, приведенным ниже.

$0,12 d_0 = (0,11 \dots 0,14) D$, $d_{op} = (1,15 \dots 1,2) d_0$ и округляются до ближайшего минимального диаметра d_{op} по ГОСТу для мелких метрических резьб $r_1 = (0,15 \dots 0,2) d_0$, $r_2 = (0,2 \dots 0,5) d_0$.

Оценка работоспособности шатунного болта проводится по запасу прочности от его повторно-переменного нагружения суммой сил предварительной затяжки $P_{пр}$ и силой инерции $P_{ин}$ поступательно движущихся m_j и вращающихся $m_{шк}$ масс за вычетом массы крышки самой кривошипной головки $m_{шкр}$.

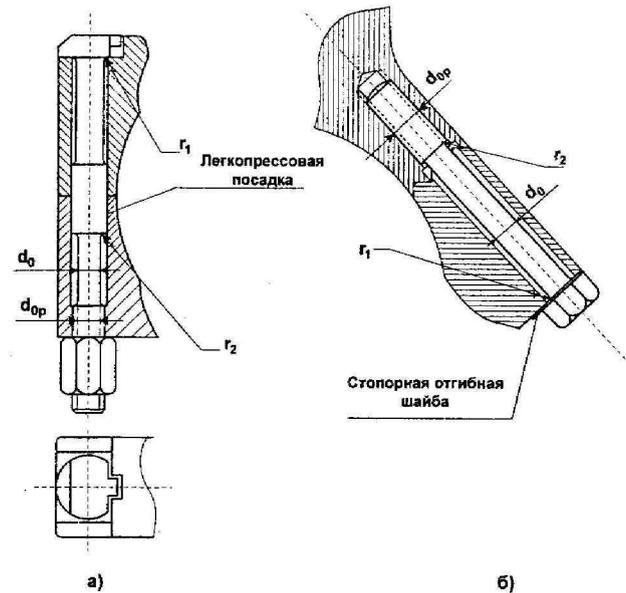


Рис. 2.7. Примеры эскизов шатунных болтов:

а – с фиксацией крышки по призонному поясу болта;

б – для шатунов с косым разъемом

Расчёт экстремальных в нагрузочном цикле действующих на болт нагрузок P_{max} и P_{min} производится на режиме максимальных оборотов холостого хода $N_e = 0$, $n = n_{х.х. max}$,

где $n_{х.х. max} = (1,05 \dots 1,1) n_{ном}$ – для дизелей и $n_{х.х. max} = (1,2 \dots 1,4) n_{ном}$ – для двигателей с искровым зажиганием.

$$P_{max} = P_{пр} + \chi \cdot P_{ин}; \quad P_{min} = P_{пр}, \text{ МН.}$$

$$\text{Здесь } P_{ин} = r \cdot \omega_{х.х. max}^2 \cdot F_n [m'_j(1 + \lambda) + (m'_{шк} - m'_{шкр})] \cdot \frac{10^{-6}}{i_6}, \text{ МН;}$$

$$P_{пр} = m(1 - \chi) P_{ин}, \text{ МН; } \omega_{х.х. max} = \frac{\pi \cdot n_{х.х. max}}{30}, \text{ с}^{-1};$$

m – коэффициент запаса, $m = 2 \dots 3$; i_6 – количество болтов, приходящихся на один шатун; $m'_{шкр} = (0,2 \dots 0,25) m'_{ш}$;

χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения; для автотракторных двигателей $\chi = 0,15 \dots 0,25$.

Экстремальные значения напряжений в резьбовой части болта

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{F_{op}}, \quad \sigma_{\min} = \frac{P_{\min}}{F_{op}}, \text{ МПа,}$$

где F_{op} – площадь минимального сечения болта по резьбовой его

$$\text{части, } F_{op} = \frac{\pi d_{op}^2}{4}, \text{ м}^2.$$

При расчёте коэффициента запаса прочности болта n_{σ} величина совокупного фактора концентрации напряжений $\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}' \varepsilon_{\sigma}''}$ принимает-ся равной 5...5,5.

Запас прочности шатунных болтов n_{σ} должен быть не менее 2,0.

2.2.3. Шатунный подшипник*

В настоящем разделе должны быть выполнены и описаны следующие этапы конструирования шатунного подшипника:

- выбор типа и идеологии конструкции подшипника;
- эскиз (рис.2.8), описание конструкции, выбор материалов и определение конструктивных параметров элементов подшипника;

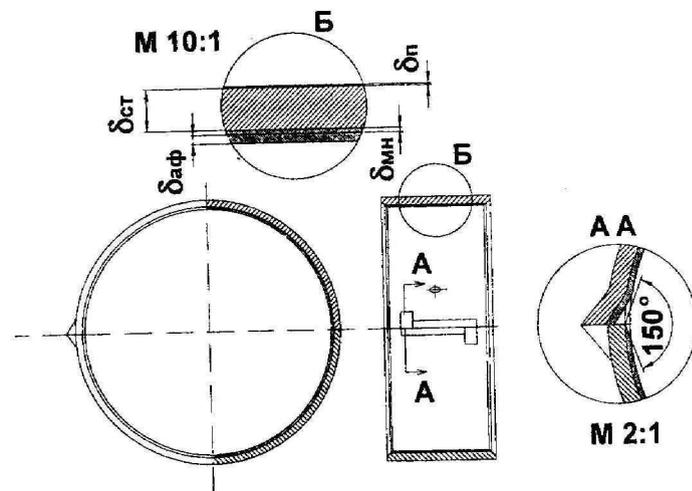


Рис.2.8. Пример эскиза шатунного подшипника с тонкостенными вкладышами

- краткое описание технологии изготовления;
- конструкторско-технологические мероприятия по обеспечению плотного прилегания вкладышей к постели подшипника;
- способ фиксации вкладышей от проворачивания;
- конструкция и назначение "холодильников" в зоне стыковки вкладышей.

Шатунные подшипники скольжения наиболее распространённой конструкции представляют собой тонкостенные разрезные вкладыши. Их основу составляет изогнутая в полукольцо стальная лента толщиной $\delta_{ст} = 1,3...1,6$ мм в двигателях с искровым зажиганием и $\delta_{ст} = 2,0...3,6$ мм в дизелях, на внутреннюю поверхность которой наносится антифрикционный металлический слой.

Тип антифрикционного сплава, толщина слоя δ_{af} , способ нанесения и его фиксации на стальной основе предварительно устанавливаются по величине максимального удельного давления в шатунном подшипнике: $k_{\max} = \frac{R_{шш\max}}{d_{шш} \cdot l_n}$, МПа.

Здесь $R_{шш\max}$, МН – максимальная величина силы, нагружающая шатунную шейку, по данным динамического расчёта; $d_{шш}$, м – диаметр шатунной шейки; l_n – опорная длина вкладыша.

При следующих значениях k_{\max} возможно использование сплавов:

при $k_{\max} < 15$ МПа возможно использование сплава СОС-6-6;

при $20 > k_{\max} > 15$ МПа сплава АСМ;

при $28 > k_{\max} > 20$ МПа сплава АО-20 или АМО-1-20;

при $32 > k_{\max} > 28$ МПа сплава АО-6;

при $k_{\max} > 32$ МПа сплава БрС30.

Толщина антифрикционного слоя составляет:

$\delta_{af} = 0,2...0,4$ мм – для двигателей с искровым зажиганием;

$\delta_{af} = 0,3...0,7$ мм – для дизелей.

Для триметаллических вкладышей с медно-никелевой подложки

толщина её слоя $\delta_{mn} = 0,1...0,25$ мм.

При использовании в качестве антифрикционного материала сплавов на основе алюминия в качестве технологической подложки используется алюминиевая фольга толщиной $\delta_{mn} = 0,03...0,05$ мм.

Рабочая поверхность вкладышей сталеалюминевых с заливкой из свинцовистой бронзы покрывается защитно-прирабочным электролитическим слоем из сплава олова со свинцом (индия со свинцом). Толщина такого слоя $\delta_{пл} = 0,015 \dots 0,04$ мм.

Для обеспечения лучшего прилегания к постели на наружную поверхность некоторых конструкций вкладышей наносится электролитический слой меди толщиной $\delta_n = 0,025 \dots 0,05$ мм.

2.3. Коленчатый вал*

В содержание настоящего раздела должны быть включены следующие вопросы:

- обоснование выбора компоновочной схемы коленчатого вала с определением порядка работы и углов чередования рабочих ходов проектируемого двигателя;
- выбор и описание системы противовесов, размещаемых на коленчатом валу с расчётом их статических моментов;
- материал вала, его механические характеристики; краткие сведения о технологии изготовления;
- определение на основании статистических данных, приведенных в табл. 2.4, конструктивных размеров элементов кривошипа;
- эскиз кривошипа (см. рис. 2.9) и описание конструкции коленчатого вала.

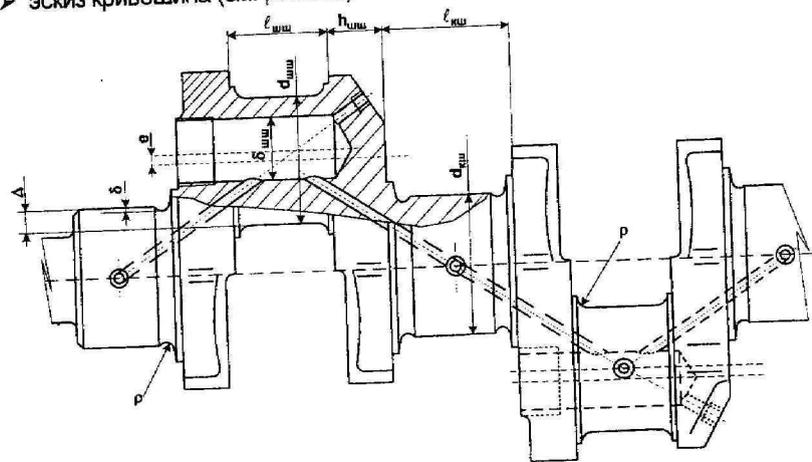


Рис.2.9. Пример эскиза кривошипа

- При описании конструкции коленчатого вала необходимо отметить такие особенности, как:
 - комплекс конструкторско-технологических мероприятий по упрочнению коленчатого вала;
 - размещение и конструкция элементов фиксации вала от осевых смещений;
 - система и конструкция уплотнения носка и хвостовика коленчатого вала.

Таблица 2.4

Параметр	Двигатель			
	с искровым зажиганием		дизель	
	линейный	V-образный	линейный	V-образный
$l_{шш}/D$	0,65...0,8	0,63...0,75	0,72...0,9	0,7...0,75
$h_{шш}/D$	0,6...0,7	0,57...0,66	0,64...0,75	0,65...0,72
$l_{кш}/d_{кш}^*$	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
$l_{шш}/d_{шш}$	0,45...0,65	0,8...1,00	0,5...0,65	0,8...1,00
$b_{ц}/D$	1,00...1,25		1,05...1,3	
$h_{ц}/D$	0,2...0,22		0,24...0,27	
$\Delta/d_{шш}$	-		0,3...0,4	
$\rho/h_{ц}$	0,15...0,2		0,15...0,23	
$l_{кш}/d_{шш}$	-		0...0,5	

0,72
0,65

* В знаменателе приведены длины крайних коренных шеек.

При выборе размеров элементов вала необходимо иметь в виду, что размеры $l_{кш}$, $l_{шш}$, $h_{ц}$ не могут назначаться произвольно. Они должны быть увязаны с принятым при компоновке блок-картера межцилиндровым расстоянием l , т.е. принятые размеры элементов кривошипа должны удовлетворять условию $l = l_{кш} + 2h_{ц} + l_{шш}$ при сохранении их (элементов) работоспособности.

Оценка работоспособности коленчатого вала производится по запасам прочности его основных элементов – коренных и шатунных шеек и щёк коленчатого вала от действия повторно-переменных си-

ловых факторов, нагружающих эти элементы при работе двигателя на режиме номинальной мощности $N_{e \text{ ном}}$, $n_{\text{ном}}$.

Работоспособность коренных шеек оценивается по величине коэффициента запаса прочности n_τ от их повторно-переменного кручения.

Экстремальные значения крутящего момента нагружающего коренные шейки $M_{\text{кш max}}$; $M_{\text{кш min}}$, Н·м, определяются из графиков набегающих моментов $[M_{\text{кш i}} = f(\varphi)]_N$ (здесь N – количество коренных шеек на коленчатом вале), построенных при выполнении динамического расчёта двигателя.

Расчёт n_τ проводится для наиболее нагруженной шейки, для которой амплитуда скручивающего момента имеет наибольшую величину $(M_{\text{кш max}} - M_{\text{кш min}}) \Rightarrow \max$.

$$\text{Максимальное напряжение} \quad \tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{кш max}}}{W\tau_{\text{кш}}}, \text{ МПа};$$

$$\text{минимальное напряжение} \quad \tau_{\text{min}} = \frac{M_{\text{кш min}}}{W\tau_{\text{кш}}}, \text{ МПа},$$

где $W\tau_{\text{кш}}$ – момент сопротивления коренной шейки кручению,

$$W\tau_{\text{кш}} = \frac{\pi d_{\text{кш}}^3}{16} \left[1 - \left(\frac{\delta_{\text{кш}}}{d_{\text{кш}}} \right)^4 \right], \text{ м}^3; \quad \delta_{\text{кш}} - \text{диаметр полости шейки (при её наличии), м.}$$

При расчёте коэффициента запаса n_τ следует принять величину совокупного фактора концентрации напряжений в расчётном сечении $\frac{K_\sigma}{\varepsilon'_\sigma \varepsilon''_\sigma}$ равной 2,5.

Характерные для коренных шеек автотракторных двигателей запасы прочности находятся в пределах 3,0...5,0.

Работоспособность шатунных шеек оценивается по суммарному коэффициенту запаса прочности n_Σ , для определения которого рассчитываются аналогичные коэффициенты запаса только от её повторно-переменного кручения n_τ и изгиба n_σ .

Методика расчёта n_τ идентична методике определения аналогичного параметра для коренных шеек.

Для идентификации наиболее нагруженной шатунной шейки и экстремальных значений крутящего момента $M_{\text{шш max}}$; $M_{\text{шш min}}$, Н·м, используются полученные при динамическом расчёте двигателя графики моментов, набегающих на шатунные шейки $[M_{\text{шш i}} = f(\varphi)]_N$ (N – количество шатунных шеек).

Расчёт производится для шатунной шейки, для которой $(M_{\text{шш max}} - M_{\text{шш min}}) \Rightarrow \max$.

Экстремальные значения действующих касательных напряжений:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{кш max}}}{W\tau_{\text{кш}}}, \text{ МПа}; \quad \tau_{\text{min}} = \frac{M_{\text{кш min}}}{W\tau_{\text{кш}}}, \text{ МПа},$$

где $W\tau_{\text{кш}}$ – момент сопротивления шейки кручению,

$$W\tau_{\text{кш}} = \frac{\pi d_{\text{кш}}^3}{16} \left[1 - \left(\frac{\delta_{\text{кш}}}{d_{\text{кш}}} \right)^4 \right] \lambda, \text{ м}^3; \quad \delta_{\text{кш}} - \text{диаметр полости шейки, м};$$

λ – коэффициент, учитывающий влияние на момент сопротивления кручению относительного эксцентриситета $\xi = \frac{2e}{d_{\text{шш}} - \delta_{\text{шш}}}$ полости в шатунной шейке (рис.2.10).

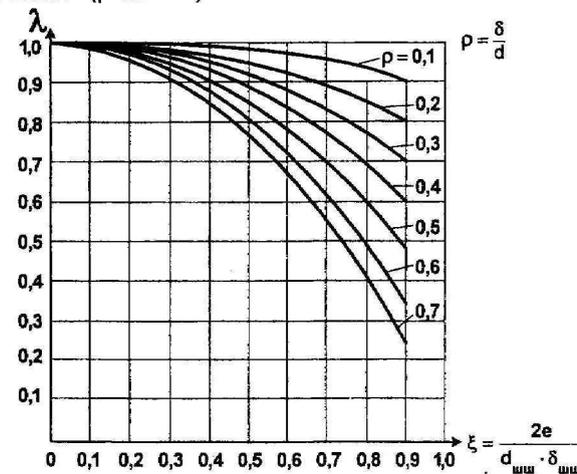


Рис.2.10. Зависимость коэффициента λ от относительного эксцентриситета полости в шатунной шейке

С учётом равенства $\frac{K_r}{E'_r E''_r} \approx 2,5$ далее рассчитывается величина n_r .

Запас прочности шатунной шейки на изгиб определяется по части результирующего изгибающего момента, создаваемого силами K , K_r и T , находящимися в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, действующего в плоскости маслоподводящего канала.

С достаточной точностью этот момент может быть определён с помощью полярной диаграммы нагрузок на шейку.

С этой целью для линейного двигателя находится новый полюс диаграммы O_M (рис.2.11), отстоящий от полюса O_S сил S на величину силы B .

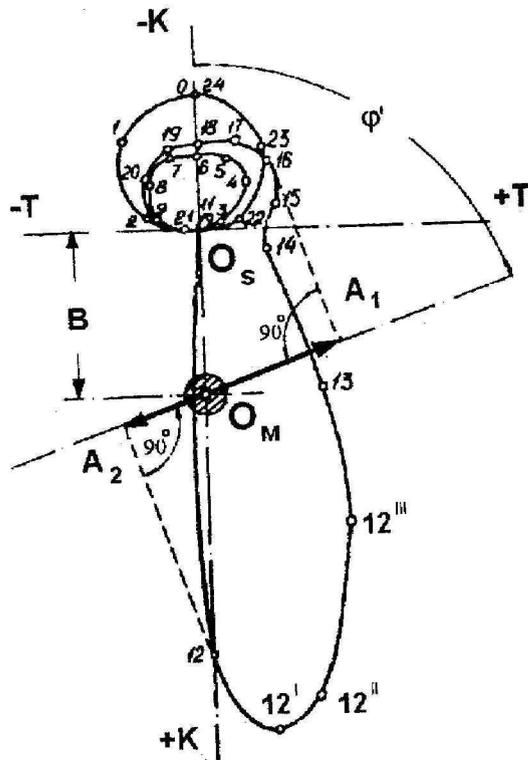


Рис.2.11. К расчёту шатунной шейки линейного двигателя на изгиб

$$O_S O_M = B m_P = \left[K_{гш} + K_{гшш} + 4 \frac{a}{\ell} (K_{гш} - \chi \cdot K_{пр}) \right] 10^{-6} \frac{1}{m_P}, \text{ мм,}$$

где $K_{гш} = m'_{шк} \cdot F_n \cdot r \cdot \omega^2$; $K_{гшш} = m_{шш} \cdot r \cdot \omega^2$;

$K_{гш} = 0,5(m'_k \cdot F_n - m_{шш})r \cdot \omega^2$; $K_{пр} = M_{ст.пр} \cdot \omega^2$ – центробежные силы инерции, соответственно, части массы шатуна, приведенной к кривошипной головке, шатунной шейки, щеки и противовеса, Н; $a = 0,5(\ell_{кш} + h_{щ})$, м; $\ell = \ell_{кш} + 2h_{щ} + \ell_{шш}$, м; $\omega = \omega_{ном}$, с⁻¹; m'_k – конструктивная масса кривошипа, кг/м²; m_P , МН/мм – масштаб сил диаграммы (см. динамический расчёт); $m_{шш}$ – масса шатунной шейки, $m_{шш} = \left(\frac{\pi d_{шш}^2}{4} \ell_{шш} - V_{пол} \right) \rho$, кг; $V_{пол}$ – объём полости в шейке, м³;

ρ – плотность материала коленчатого вала, кг/м³; $M_{ст.пр}$ – статический момент противовеса (по данным динамического расчёта), кг·м.

Величина χ принимается: 0 – если противовесы на расчётном кривошипе отсутствуют; 0,5 – если на кривошипе имеется один противовес; 1 – если на кривошипе два противовеса.

Через полюс O_M под углом φ' (определяется из диаграммы износа) проводится ось маслоподводящего канала.

После этого проводятся две линии, касательные к полярной диаграмме и перпендикулярные к оси маслоподводящего канала.

Полученные на оси отрезки $O_S A_1$ и $O_S A_2$ в соответствующем масштабе являются экстремальными величинами искомого момента

$$M_{\varphi' \max} = O_S A_1 \cdot m_P \frac{\ell}{4}, \text{ МН·м и } M_{\varphi' \min} = O_S A_2 \cdot m_P \frac{\ell}{4}, \text{ МН·м.}$$

Эти величины используются далее для расчёта максимального $\sigma_{\max} = \frac{M_{\varphi' \max}}{W_{\sigma шш}}$ и минимального $\sigma_{\min} = \frac{M_{\varphi' \min}}{W_{\sigma шш}}$, МПа изгибных напряжений в шатунной шейке. Здесь $W_{\sigma шш}$ – момент сопротивления шатунной шейки изгибу, $W_{\sigma шш} = \frac{\pi \cdot d_{шш}^3}{32} \left[1 - \left(\frac{\delta_{шш}}{d_{шш}} \right)^4 \right]$, м³.

Для V-образного двигателя, на шатунную шейку которого опираются шатуны двух одноимённых цилиндров правого и левого рядов, запас прочности определяется по аналогичной методике с той

лишь разницей, что для определения $M_{\phi'_{\max}}$ и $M_{\phi'_{\min}}$ необходима совокупная полярная диаграмма нагрузки на шейку от обоих сочленённых с ней цилиндров (рис.2.12). Для её построения (см. динамический расчёт) используется полярная диаграмма одного цилиндра. В каждой её точке, соответствующей фазе рабочего цикла при угле поворота кривошипа ϕ , осуществляется геометрическое суммирование векторов $\bar{R}_{шш(\phi)}$ и $\bar{R}_{шш(\phi+\Theta_i)}$. Здесь $\Theta_i = 720^\circ - \Theta_{\text{ин-ин}}$, где $\Theta_{\text{ин-ин}}$ — угол поворота кривошипа, на который процессы в i -ом правом цилиндре отстают от процессов в i -ом левом.

В этом случае полюс силы расчётной диаграммы (точка O_M) смещается относительно полюса силы s (точка O_S) на отрезок длиной

$$\overline{O_S O_M} = V_v m_p = \left[K_{гшш} + 4 \frac{a}{\ell} (K_{гш} - X \cdot K_{пр}) \right] 10^{-6} \frac{1}{m_p}, \text{ мм.}$$

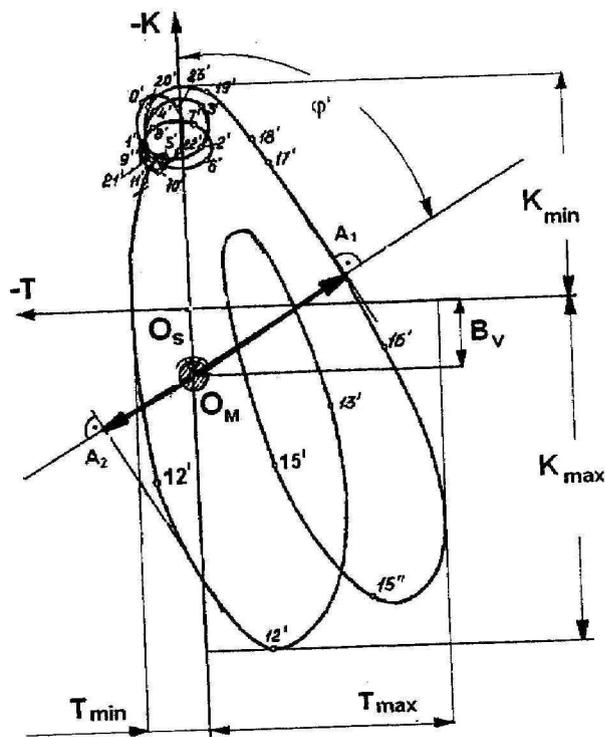


Рис.2.12. К расчёту шатунной шейки V-образного двигателя на изгиб

После нахождения амплитудного и среднего напряжений с учётом того, что для расчётного сечения $\frac{K_{\sigma}}{\epsilon'_{\sigma} \epsilon''_{\sigma}} \approx 2,5$, определяется величина n_{σ} .

По известным запасам прочности по касательным n_{τ} и нормальным n_{σ} напряжениям определяется суммарный запас прочности шатунной шейки $n_{\Sigma} = \frac{n_{\tau} n_{\sigma}}{\sqrt{n_{\tau}^2 + n_{\sigma}^2}}$.

В выполненных конструкциях запас прочности шатунных шеек n_{Σ} находится в пределах 2,0...2,5.

Оценка работоспособности щёк производится по совокупному запасу прочности n_{Σ} от напряжений, возникающих в их конструкции в результате совместного действия повторно-переменных нагрузок сжатия-растяжения, изгиба и кручения. Для определения величины n_{Σ} отдельно рассчитываются коэффициенты запаса по нормальным n_{σ} и касательным n_{τ} напряжениям.

Экстремальные величины нормальных напряжений σ_{\max} и σ_{\min} от совместного действия изгиба и сжатия-растяжения

$$\sigma_{\max} = \frac{K_{\max} - (K_{гш} + K_{гшш} + 2 \cdot K_{гш}) 10^{-6}}{2 \cdot b_{щ} \cdot h_{щ}} + 3 \cdot a \frac{K_{\max} - [K_{гш} + K_{гшш} + 2(K_{гш} - X \cdot K_{пр})] 10^{-6}}{b_{щ} \cdot h_{щ}^2}, \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{K_{\min} - (K_{гш} + K_{гшш} + 2K_{гш}) 10^{-6}}{2 \cdot b_{щ} \cdot h_{щ}} + 3 \cdot a \frac{K_{\min} - [K_{гш} + K_{гшш} + 2(K_{гш} - X \cdot K_{пр})] 10^{-6}}{b_{щ} \cdot h_{щ}^2}, \text{ МПа,}$$

где $b_{щ}$ — ширина щеки, м.

Величины K_{\max} и K_{\min} для линейных двигателей берутся из диаграммы $K=f(\phi)$ динамического расчёта; для двигателей V-

образных – из полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку, как это показано на рис.2.12.

Затем, принимая отношение $\frac{K_{\sigma}}{\epsilon'_{\sigma} \epsilon''_{\sigma}}$ по данным табл. 2.5, рассчитывается запас прочности щеки по нормальным напряжениям σ .

Таблица 2.5

$\rho/h_{щ}$	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
$\frac{K_{\sigma}}{\epsilon'_{\sigma} \epsilon''_{\sigma}}$	3,7	2,9	2,5	2,2	2,0

Для расчёта запаса прочности по касательным напряжениям τ вычисляются экстремальные значения моментов, скручивающих щеку $M_{кр\max} = \frac{T_{\max}}{2} \cdot a$, $M_{кр\min} = \frac{T_{\min}}{2} \cdot a$, МН·м, и касательных напряжений $\tau_{\max} = \frac{M_{кр\max}}{W_{\tau_{щ}}}$, $\tau_{\min} = \frac{M_{кр\min}}{W_{\tau_{щ}}}$, МПа. Здесь $W_{\tau_{щ}} = \frac{b_{щ} \cdot h_{щ}^2}{3 + 1,8(h_{щ}/b_{щ})}$, М³

– момент сопротивления щеки кручению; величины T_{\max} и T_{\min} определяются по аналогии с величинами K_{\max} и K_{\min} .

С учётом того, что $\frac{K_{\tau}}{\epsilon'_{\tau} \epsilon''_{\tau}} \approx 2,0$, рассчитывается запас прочности щеки по касательным напряжениям τ .

Затем определяется совокупный запас прочности щеки n_{Σ} . У современных автотракторных двигателей запас прочности щёк лежит в пределах 1,5...3,0.

2.4. Корпус двигателя

В этом разделе необходимо обосновать выбор компоновочной и силовой схем, а также привести эскиз конструкции корпуса (пример эскиза представлен на рис.2.13), основываясь на результатах компоновки КШМ и определения требований к габаритам корпусных элементов двигателя, выполненных в разделе 1.3.

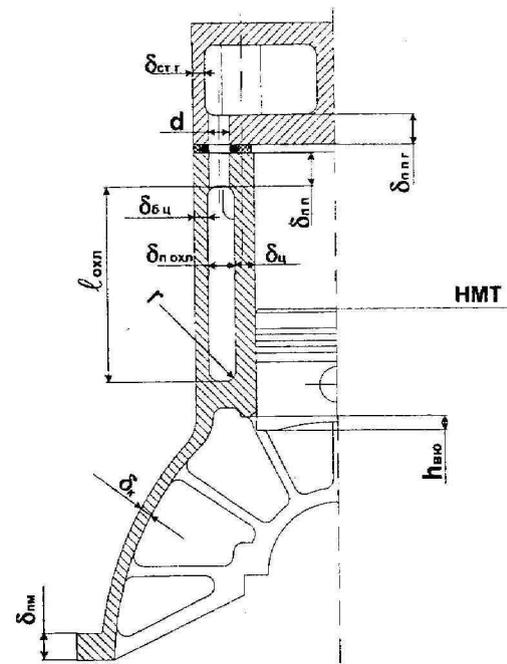


Рис.2.13. Пример эскиза корпуса двигателя

Необходимо также обосновать выбор материалов и технологии изготовления корпусных элементов с приведением их (материалов) механических характеристик.

При описании конструкции особо выделить комплекс конструкторско-технологических мероприятий по повышению жёсткости и снижению массы и габаритов корпуса, а также по повышению износостойкости рабочей поверхности цилиндра.

2.4.1. Блок цилиндров и картер двигателя

В большинстве конструкций автотракторных двигателей применяются блок-картеры, обеспечивающие наибольшую структурную жёсткость корпуса.

Конструктивные параметры блок-картеров, за исключением габаритных, определяемых при компоновке двигателя, диктуются в основном возможностями технологии их производства и приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Параметр, мм	Блок-картер из чугуна		Блок-картер из силумина	
	литьё в земляные формы	«тонкое» чугунное литьё	литьё в песчаные формы	литьё под давлением
$\delta_{бц}$	5...8	3,0...3,5	6...10	6...9
$\delta_к$	4..7	3,0...3,5	5...9	5...8
$\delta_{пп}$	8...12	8...12	10...14	10...14
$\delta_{ппг}$	(0,09D)...(0,09D+1,5)		0,09D+3,5	0,09D+2
$\delta_{стг}$	0,03D+2,2	3...3,5	0,03D+4,4	0,03D+3
$\delta_ц$	(0,065...0,085)D		—	—
r	6...8	4...5	6...9	4...5
d	8...14			
$\delta_{похл}$	8...14	9...15	9...14	10...15
$\delta_{пм}$	6...11	5...9	7...13	6...12

Высота полости для прохода охлаждающей жидкости $\ell_{похл}$ выбирается таким образом, чтобы уплотняющий пояс поршня в НМТ находился в "омываемой" зоне цилиндра.

Длина зеркала цилиндра по образующей должна позволять нижней кромке юбки поршня выступать на величину $h_{в.ю}$, которая должна быть не более $0,2D$.

При использовании в цилиндрах двигателя вставных гильз необходимо отметить следующие особенности их конструкции:

- тип гильзы; её материал и технологию изготовления;
- эскиз (пример эскиза мокрой гильзы приведен на рис.2.14) с определением по статистическим данным, приведенным в табл. 2.7 и 2.8, её конструктивных параметров;
- комплекс конструкторско-технологических мероприятий по повышению износостойкости рабочей поверхности гильзы.

Таблица 2.7

Параметр, мм	Двигатель с искровым зажиганием	Дизель
$L_{г.ц}$	(1,15...1,70)D	(1,45...1,85)D
$\delta_{стц}$	0,05D+2	(0,065...0,075)D
D_n	(1,09...1,15)D	(1,07...1,18)D
$D_б$	(1,15...1,3)D	(1,2...1,3)D
$L_б$	(0,01...0,06)D	(0,06...0,1)D
L_n	(0,14...0,18)D	(0,14...0,18)D
$D_{y,n}$	$D_n - (2...4)$	$D_n - (2...4)$
$\delta_{нст}$	0,045D	(0,035...0,06)D
$\delta_{вст}$	2...2,5	2, (2,5)
$L_{вст}$	(0,3...0,5)D 0,45 (45)	

Правильность выбора толщины стенок цилиндра $\delta_{ст.ц}$ проверяется по напряжениям разрыва σ_z по образующей на режиме максимального крутящего момента $M_{кmax}, n_m$; $\sigma_z = \frac{P_{zmax} \cdot D}{2\delta_{ст.ц}}$, МПа. 52

У современных двигателей

$\sigma_z = 40...60$ МПа для цилиндров из чугуна;

$\sigma_z = 80...120$ МПа для стальных цилиндров.

Таблица 2.8

Параметр, мм	$D < 130$ мм	$D > 130$ мм
d	4,0	6,0
t	3,4	5,2
e	4,0	6,0
a	8,0	12,0
b	6,0	8,5
c	2,0	3,0
c'	3,0	4,0

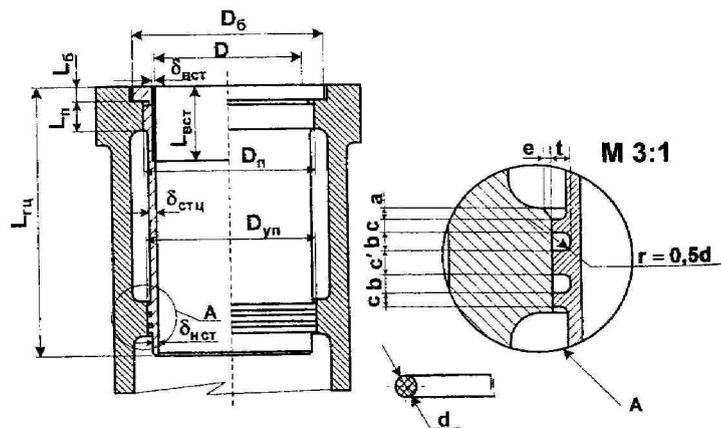


Рис. 2.14. Пример эскиза мокрой вставной гильзы цилиндра

2.4.2. Газовый стык

При описании конструкции газового стыка должны быть освещены следующие вопросы:

- принцип функционирования и организация конструкции;
- выбор материалов (с приведением их механических характеристик) и краткие сведения о технологии изготовления элементов стыка;

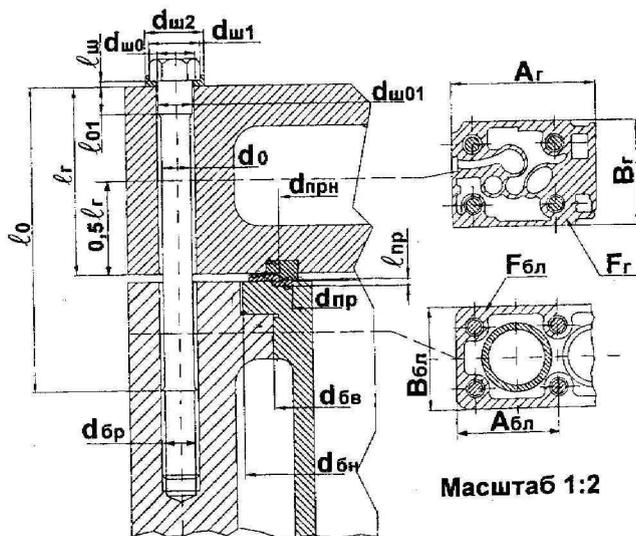


Рис.2.15. Пример эскиза конструкции газового стыка

➤ комплексы конструкторско-технологических мероприятий:

а) по уменьшению термического коробления и механической деформации привалочных плоскостей головки и блока;

б) по повышению усталостной прочности анкерного болта (шпильки).

Оценка работоспособности газового стыка производится на режиме максимального крутящего момента $M_{\text{кmax}}$, n_m по величине силы предварительной затяжки анкерного болта (шпильки) $P_{\text{пр}}$ и по запасу прочности n_z от его повторно-переменного нагружения комбинацией сил $P_{\text{пр}}$, термической P_t и газовой P'_z силы.

$$\text{Сила предварительной затяжки } P_{\text{пр}} = m(1 - \chi)P'_z, \text{ Н,}$$

где $P'_z = p_z \cdot \frac{1,1 \cdot F_{\text{п}}}{i_{\text{шп}}} \cdot 10^6$, Н; p_z - максимальное давление рабочего цикла на расчётном режиме, МПа; $F_{\text{п}}$, м^2 - площадь поршня; $i_{\text{шп}}$ - количество болтов, воспринимающих нагрузку от газовой силы одного цилиндра;

m - коэффициент запаса; $m=1,5 \dots 2,0$ для среднефорсированных автотракторных двигателей; $m=3,0 \dots 4,0$ для двигателей форсированных. Величина коэффициента дополнительной (динамической) нагрузки резьбового соединения

$$\chi = \frac{K_{\text{п}} + K_{\text{гил}} + K_{\text{бл}}}{K_{\text{ш}} + K_{\text{б}} + K_{\text{г}} + K_{\text{п}} + K_{\text{гил}} + K_{\text{бл}}},$$

где $K_{\text{б}} = \frac{l_{01}}{E_{\text{б}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{01}^2}{4}} + \frac{l_0 - l_{01}}{E_{\text{б}} \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}$, м/Н - податливость болта (обозначения смотри на рис.2.16); $E_{\text{б}}$, Н/м^2 - модуль Юнга материала болта;

смотри на рис.2.16); $E_{\text{б}}$, Н/м^2 - модуль Юнга материала болта;

$$K_{\text{ш}} = \frac{l_{\text{ш}}}{0,25 \cdot \pi \cdot E_{\text{ш}} \left\{ [0,25(d_{\text{ш1}} + d_{\text{ш2}})]^2 - d_{\text{ш1}}^2 \right\}}, \text{ м/Н - податливость шайбы;}$$

$E_{\text{ш}}$ - модуль упругости материала шайбы;

$$K_{\text{пр}} = \frac{l_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}} \cdot \frac{\pi \cdot (d_{\text{прн}}^2 - d_{\text{пр}}^2)}{4i_{\text{шп}}}}, \text{ м/Н - податливость прокладки;}$$

$E_{\text{пр}}$, Н/м^2 - модуль упругости материала прокладки;

$K_r = \frac{\ell_r}{E_r \cdot F_{r\text{ср}}}$, м/Н – податливость головки, приходящаяся на один болт;

E_r , Н/м² – модуль упругости материала головки;

$F_{r\text{ср}} = \beta \frac{A_r \cdot B_r}{i_{\text{шп}}}$, м² – площадь поперечного сечения зоны активной

деформации головки на середине её высоты, приходящаяся на один болт;

A_r, B_r , м – габариты зоны активной деформации расчётного сечения головки;

β – коэффициент заполнения металлом расчётного сечения;

$\beta = 0,25 \dots 0,35$ – для общих головок нескольких цилиндров;

$\beta = 0,35 \dots 0,55$ – для индивидуальных головок;

$K_{\text{гил}} = \frac{16 \cdot \ell_{\text{гил}} \cdot i_{\text{шп}}}{E_{\text{гил}} \cdot \pi [(d_{\text{прн}} + d_{\text{бн}})^2 - (d_{\text{пр}} + d_{\text{бв}})^2]}$, м/Н – податливость буртика

гильзы цилиндра, приходящаяся на один болт;

$K_{\text{бл}} = \frac{\ell_{\text{бл}}}{E_{\text{бл}} \cdot F_{\text{блср}}}$, м/Н – податливость блока, приходящаяся на один болт;

$E_{\text{бл}}$, Н/м² – модуль упругости материала блока;

$F_{\text{блср}} = \beta_{\text{бл}} \frac{A_{\text{бл}} \cdot B_{\text{бл}}}{i_{\text{шп}}}$, м² – площадь поперечного сечения зоны

активной деформации блока на середине его высоты, приходящаяся на один болт;

$A_{\text{бл}}, B_{\text{бл}}$, м – габариты зоны активной деформации расчётного сечения блока; $\beta_{\text{бл}}$ – коэффициент заполнения металлом расчётного сечения; $\beta_{\text{бл}} = 0,2 \dots 0,35$.

Термическая сила определяется по уравнению

$$P_t = \frac{(\alpha_{\text{ш}} \ell_{\text{ш}} + \alpha_{\text{г}} \ell_{\text{г}} + \alpha_{\text{пр}} \ell_{\text{пр}} + \alpha_{\text{гил}} \ell_{\text{гил}} + \alpha_{\text{бл}} \ell_{\text{бл}}) - \alpha_{\text{б}} \ell_{\text{б}}}{K_{\text{ш}} + K_{\text{б}} + K_{\text{г}} + K_{\text{н}} + K_{\text{гил}} + K_{\text{бл}}} \cdot \Delta t, \text{ Н},$$

где α_i , 1/град – коэффициент линейного расширения материала соответствующего элемента; Δt – величина подогрева элементов газового стыка на расчётном режиме; $\Delta t \approx 70 \dots 80^\circ$.

Экстремальные величины нагрузок на анкерный болт

$$P_{\text{max}} = P_{\text{пр}} + P_t + \chi \cdot P'_t, \quad P_{\text{min}} = P_{\text{пр}} + P_t, \text{ Н}.$$

Оценка запаса прочности проводится для минимального сечения болта его резьбовой части f_{0p} .

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{P_{\text{max}}}{f_{0p}} 10^{-6} \text{ и } \sigma_{\text{min}} = \frac{P_{\text{min}}}{f_{0p}} 10^{-6}, \text{ МПа}.$$

С учётом соотношения $\frac{K_{\sigma}}{\epsilon'_{\sigma} \epsilon''_{\sigma}} \approx 5,0 \dots 5,5$ рассчитывается запас

прочности n_{σ} . Для автотракторных двигателей n_{σ} должен находиться в пределах 1,3...2,0.

Для создания необходимой силы предварительной затяжки $P_{\text{пр}}$ анкерные болты нужно завёртывать динамометрическим ключом с моментом затяжки $M_{\text{кл}} = M_{\text{р}} + M_{\text{т}}$, где $M_{\text{р}} = P_{\text{пр}} \cdot A_1 \cdot 10^6$, Н·м – момент, необходимый для создания осевого усилия и преодоления трения в резьбе; $M_{\text{т}} = P_{\text{пр}} \cdot A_2 \cdot 10^6$, Н·м – момент трения на торцевой поверхности гайки.

Значения величин A_1 и A_2 для стандартной резьбы приведены в прил. 3.

2.5. Механизм газораспределения

Содержание настоящего раздела состоит из следующих этапов конструирования и оценки работоспособности механизма газораспределения (МГР):

- выбор типа и компоновочной схемы;
- кинематическая схема привода распределительного вала (пример схемы приведен на рис.2.16);
- эскиз клапанного узла (пример эскиза приведен рис.2.17), описание конструкции и определение конструктивных параметров его элементов (статистические данные по конструктивным параметрам элементов МГР приведены в табл. 2.9);
- выбор материалов деталей МГР, их механические характеристики, краткие сведения о технологии изготовления;
- описание конструкции устройств ограничения осевых перемещений распределительного вала, проворачивания клапана и толкателя, регулирования теплового зазора;
- система смазывания сопряжённых подвижных элементов МГР;
- основные параметры механизма газораспределения;
- расчёт и построение профиля кулачка;
- конструирование и оценка работоспособности элементов МГР.

0 0 0 0
0 0 0 0

Таблица 2.9

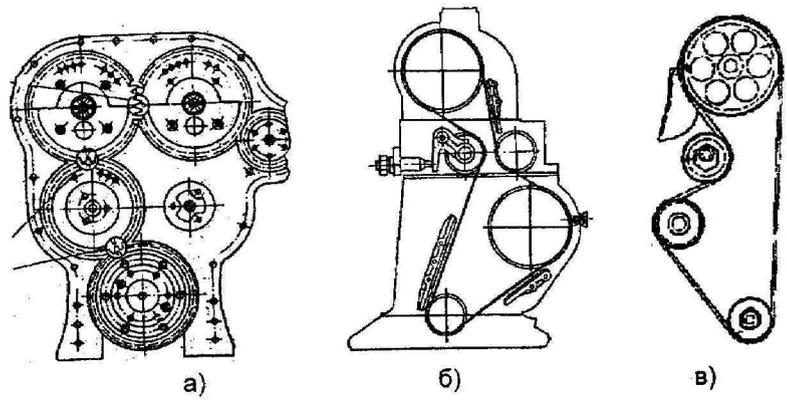


Рис.2.16. Примеры кинематических схем привода распределительного вала:
а – шестерёнчатого; б – цепного; в – с зубчатым ремнём

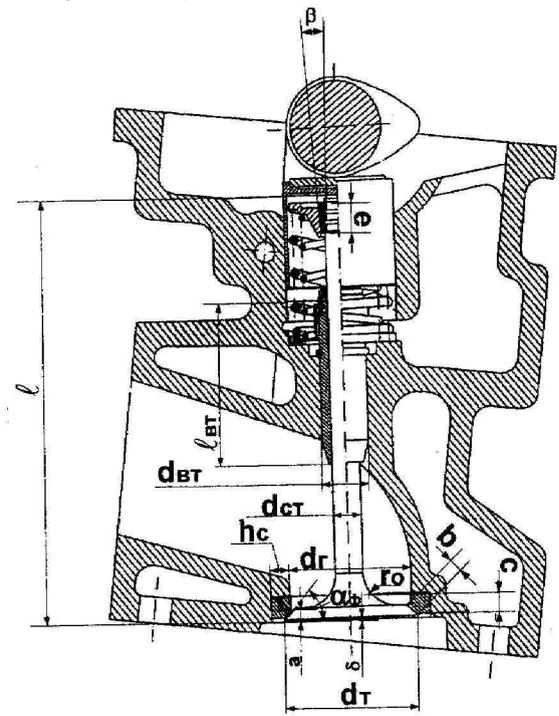


Рис.2.17. Пример конструкции клапанного узла

Конструктивный параметр	Клапаны	
	впускной	выпускной
l	$(2,5 \dots 3,5)d_r$	$3,5$ (14,75) (112)
d_{α}	$(0,16 \dots 0,25)d_r$ 0,25 (10)	$(0,22 \dots 0,30)d_r$
d_r	$(1,12 \dots 1,16)d_r$	$(0,79 \dots 0,92)d_r$
a	$(0,08 \dots 0,12)d_r$	$0,11$ (11,5)
b	$(0,05 \dots 0,12)d_r$	$0,1$ (11)
δ	$1,5 \dots 2,0$ мм	
r_0	$(0,25 \dots 0,35)d_r$	$0,3$ (12)
e	$(0,16 \dots 0,25)d_r$ 0,25 (8)	δ (0,22 \dots 0,3) d_r
α_{ϕ}	$30^\circ; 45^\circ$	45°
$l_{вт}$	$(1,75 \dots 2,5)d_r$	
$d_{вт}$	$?$ (d_{α}) $\delta + (5 \dots 8)$ мм	16 мм
c	$(0,16 \dots 0,25)d_r$	$0,22$ (9)
h_c	$(0,08 \dots 0,15)d_r$	$0,12$ (5)

2.5.1. Определение основных параметров механизма газораспределения

2.5.1.1. Определение диаметров горловин клапанов

Диаметры горловин определяются при компоновке камеры сгорания и назначаются максимальными из возможности размещения клапанов на поверхности головки ограничивающей объём внутрицилиндрового пространства. Наилучшие показатели двигателя обеспечиваются при следующем соотношении диаметров горловин впускных $d_{г.вп}$ и выпускных $d_{г.вып}$ клапанов: $d_{г.вп} = (1,1 \dots 1,2)d_{г.вып}$.

Достаточность проходного сечения горловины клапана оценивается по первой условной скорости потока рабочего тела v' , определяемой расчётом на режиме номинальной мощности ($N_{ном}$, $n_{ном}$).

$$v' = c_n \frac{D^2}{i \cdot d_r^2}, \text{ м/с, где } c_n = \frac{S \cdot n_{ном}}{30}, \text{ м/с – средняя скорость поршня,}$$

i – количество одноимённых клапанов, приходящихся на один цилиндр; D, S и d_r – диаметр цилиндра, ход поршня и диаметр горловины клапана, м.

Для автотракторных двигателей характерные величины v' при двух клапанах на цилиндр составляют:

для горловины впускного клапана 50...80 м/с;

для выпускного клапана 70...100 м/с.

В многоклапанных механизмах эти скорости снижаются (в пределе) до значений, соответственно, 35 и 50 м/с.

2.5.1.2. Определение величины максимального подъёма клапана

Величина максимального подъёма клапана может быть ориентировочно определена из выражений:

$h_{\text{кл max}} \approx 0,3d_r$, для клапанов с углом наклона уплотняющей фаски $\alpha_\phi = 45^\circ$;

$h_{\text{кл max}} \approx 0,18d_r$, для клапанов с углом наклона уплотняющей фаски $\alpha_\phi = 30^\circ$.

Правильность выбора величины $h_{\text{кл max}}$ оценивается по второй условной скорости истечения рабочего тела через клапанную щель впускного клапана при максимальном его подъёме $v''_{\text{вп}}$. Эта скорость рассчитывается на режиме номинальной мощности по выражению

$$v''_{\text{вп}} = c_n \frac{F_n}{i_{\text{вп}} \cdot f_{\text{клвп max}}}, \text{ м/с,}$$

где F_n – площадь поршня, м^2 ; $i_{\text{вп}}$ – количество впускных клапанов, приходящееся на один цилиндр; $f_{\text{клвп max}}$ – площадь проходного сечения клапанной щели при максимальном подъёме впускного клапана, м^2 ;

$f_{\text{клвп max}} = \pi h_{\text{клвп max}} (0,707d_{r\text{вп}} + 0,353h_{\text{клвп max}})$, м^2 , при $\alpha_\phi = 45^\circ$;

$f_{\text{клвп max}} = \pi h_{\text{клвп max}} (0,866d_{r\text{вп}} + 0,375h_{\text{клвп max}})$, м^2 , при $\alpha_\phi = 30^\circ$.

В ДВС с двухклапанным механизмом газораспределения $v''_{\text{вп}} = 80 \dots 90$ м/с и снижается до 55 м/с при трёх или четырёх клапанах на цилиндр.

2.5.2. Профилирование кулачков

Исходные данные:

➤ частота вращения кулачкового вала на режиме номинальной

$$\text{мощности } \omega_k = \frac{\pi \cdot n_{\text{ном}}}{60}, \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

➤ максимальный подъём толкателя $h_{\text{т max}} = h_{\text{кл max}} \frac{l_{\text{т}}}{l_{\text{кл}}}$, мм, и тепловой

зазор со стороны толкателя $\Delta_{\text{т}} = \Delta_{\text{кл}} \frac{l_{\text{т}}}{l_{\text{кл}}}$, мм (здесь $l_{\text{т}}$ и $l_{\text{кл}}$ – длина плеча коромысла со стороны, соответственно, толкателя и клапана);

➤ радиус начальной окружности кулачка $r_0 = (1,5 \dots 2,0)h_{\text{кл max}}$, мм;

➤ угол действия кулачка $\phi_0 = \frac{\phi_{\text{оп}} + 180^\circ + \phi_{\text{зап}}}{2} \cdot \frac{\pi}{180^\circ}$, рад;

➤ $\phi_{\text{оп}}, \phi_{\text{зап}}$ – соответственно углы опережения открытия и запаздывания закрытия клапана, град;

➤ величина теплового зазора $\Delta_{\text{кл}}$: для впускных клапанов $\Delta_{\text{кл}} = 0,25 \dots 0,35$ мм; для выпускных клапанов $\Delta_{\text{кл}} = 0,35 \dots 0,50$ мм, в механизмах с гидравлическими толкателями и с гидрокомпенсаторами $\Delta_{\text{кл}} = 0$.

2.5.2.1. Профилирование выпуклого трёхрадиусного и тангенциального кулачков

При построении профиля трёхрадиусного выпуклого кулачка по статистическим данным выбирается радиус дуги переходной окружности $r_1 = (10 \dots 18)h_{\text{т max}}$ и из условия сопряжения с дугой окружности при вершине кулачка определяется её радиус:

$$r_2 = \frac{(r_0 + h_{\text{т max}})^2 + (r_1 - r_0)^2 - r_1^2 + 2(r_0 + h_{\text{т max}})(r_1 - r_0) \cos \frac{\phi_0}{2}}{2 \left[r_0 + h_{\text{т max}} + (r_1 - r_0) \cos \frac{\phi_0}{2} - r_1 \right]}$$

Далее строится профиль кулачка сопряжением трёх дуг с радиусами r_0, r_1 и r_2 , как это проиллюстрировано на рис.2.18. Коррекция профиля на наличие теплового зазора реализуется уменьшением радиуса r_0 окружности затылка кулачка на величину теплового зазора $\Delta_{\text{т}}$ и сопряжением её с рабочим профилем на переходном участке по параболе.

$$\begin{array}{cccccc} 1n & 2n & 2n & 3n & 3n & 1n \\ \downarrow & & & & & \\ +60 & +120 & +140 & +240 & +300 & \end{array}$$

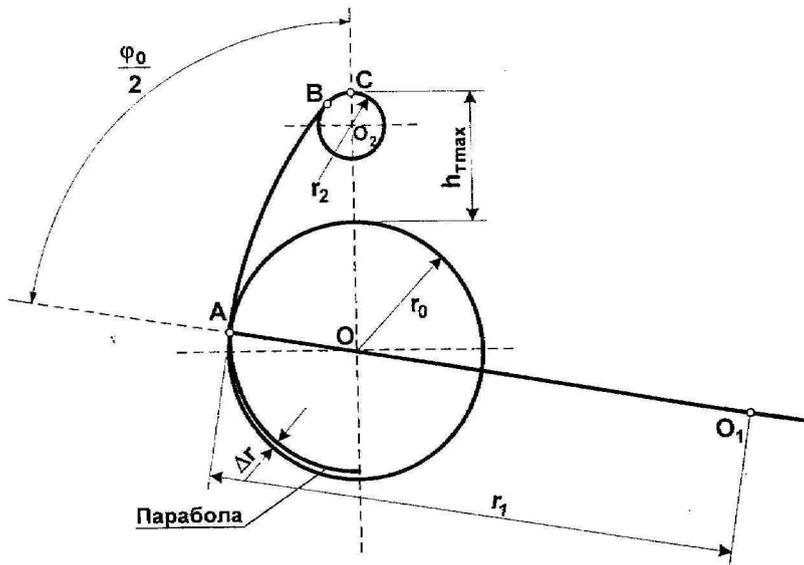


Рис.2.18. Построение профиля трёхрадиусного выпуклого кулачка

Профиль тангенциального кулачка является частным случаем трёхрадиусного выпуклого кулачка при $r_1 = \infty$, т.е. при сопряжении начальной окружности с окружностью при вершине кулачка по прямой.

$$\text{Для этого случая } r_2 = r_0 - \frac{h_{T\max} \cos \frac{\varphi_0}{2}}{1 - \cos \frac{\varphi_0}{2}}, \text{ мм.}$$

2.5.2.2. Профилирование кулачка Курца*

Дополнительные исходные данные:

- скорость толкателя в конце фазы сбег $v_{\text{ток}} = 0,46 \dots 1,27 \omega_k \frac{\text{мм}}{\text{с}}$;
- параметр формы кривой ускорения $z \approx \frac{5}{8}$.

Определение длительности фаз движения толкателя

- Фаза сбег $\Phi_0 = \frac{\pi \cdot \Delta_T \cdot \omega_k}{2 \cdot v_{\text{ток}}}$, рад;

123456
154623

- фаза разгона $\Phi_1 = \frac{\Phi_0}{2(1+A)}$, рад;

- основная фаза замедления $\Phi_3 = \frac{\Phi_0 A}{2(1+A)(1+B)V}$, рад;

- начальная фаза замедления $\Phi_2 = \frac{\Phi_0 A}{2(1+A)(1+B)}$, рад.

$$\text{Здесь } A = \frac{\Phi_2 + \Phi_3}{\Phi_1} = (1,5 \dots 3,0); \quad B = \frac{\Phi_2}{\Phi_3} = (0,1 \dots 0,15).$$

Соотношение $\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = \frac{\Phi_0}{2}$ может быть использовано для

проверки расчёта.

При выборе величины A следует иметь в виду, что большие её значения соответствуют более короткому участку положительных ускорений толкателя. При этом увеличивается время-сечение клапанной щели, возрастает максимальная величина положительных и уменьшается экстремальное значение отрицательных ускорений.

Определение законов движения толкателя

- Расчёт вспомогательных коэффициентов:

$$c_{11} = \frac{K_1 v_{\text{ток}} + K_2 h_{T\max}}{2K_1 + K_2 \Phi_1}, \frac{\text{мм}}{\text{рад}}; \quad c_{12} = 0,32(c_{11} - v_{\text{ток}}) \Phi_1, \text{ мм};$$

$$c_{32} = \sqrt{\frac{(2c_{11} - v_{\text{ток}})}{K_2}}, \frac{\text{мм}}{\text{рад}^2}; \quad c_{21} = 1,75c_{32} \Phi_3, \frac{\text{мм}}{\text{рад}};$$

$$c_{22} = 0,51c_{32} \Phi_2^2, \text{ мм}; \quad c_{31} = \frac{0,063c_{32}}{\Phi_3^2}, \frac{\text{мм}}{\text{рад}^4}; \quad c_{33} = 0,352c_{32} \Phi_3^2, \text{ мм},$$

где $K_1 = 0,51\Phi_2^2 + 0,352\Phi_3^2 + 1,75\Phi_2\Phi_3$, рад² и

$$K_2 = 1,75\Phi_3 + 0,796\Phi_2, \text{ рад};$$

- расчёт закона движения толкателя:

при $0 \leq \varphi_k \leq \Phi_0$

$$h_{T0} = \Delta_T \left(1 - \cos \frac{\pi \cdot \varphi_k}{2 \cdot \Phi_0}\right), \text{ мм};$$

при $\Phi_0 \leq \varphi_k \leq (\Phi_0 + \Phi_1)$

$$h_{T1} = \Delta_T + c_{11}(\varphi_k - \Phi_0) - c_{12} \sin \frac{\pi(\varphi_k - \Phi_0)}{\Phi_1}, \text{ мм};$$

при $(\Phi_0 + \Phi_1) \leq \varphi_k \leq (\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2)$

$$h_{T2} = \Delta_T + c_{11}\Phi_1 - c_{21}[\varphi_k - (\Phi_0 + \Phi_1)] + c_{22} \sin \frac{\pi[\varphi_k - (\Phi_0 + \Phi_1)]}{2\Phi_2}, \text{ мм};$$

при $(\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2) \leq \varphi_k \leq (\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3)$

$$h_{T3} = \Delta_T + c_{11}\Phi_1 + c_{21}\Phi_2 + c_{22} + c_{31}\{\Phi_3 - [\varphi_k - (\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2)]\}^4 - c_{32}\{\Phi_3 - [\varphi_k - (\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2)]\}^2 + c_{33}, \text{ мм};$$

➤ расчёт закона изменения ускорения толкателя:

при $0 \leq \varphi_k \leq \Phi_0$

$$j_{T0} = \omega_k^2 \cdot \Delta_T \left(\frac{\pi}{2\Phi_0} \right)^2 \cdot \cos \frac{\pi \cdot \varphi_k}{2\Phi_0}, \frac{\text{мм}}{\text{с}^2};$$

при $\Phi_0 \leq \varphi_k \leq (\Phi_0 + \Phi_1)$

$$j_{T1} = \omega_k^2 c_{12} \left(\frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \sin \frac{\pi(\varphi_k - \Phi_0)}{\Phi_1}, \frac{\text{мм}}{\text{с}^2};$$

при $(\Phi_0 + \Phi_1) \leq \varphi_k \leq (\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2)$

$$j_{T2} = -\omega_k^2 c_{22} \left(\frac{\pi}{2\Phi_2} \right)^2 \sin \frac{\pi[\varphi_k - (\Phi_0 + \Phi_1)]}{2\Phi_2}, \frac{\text{мм}}{\text{с}^2};$$

при $(\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2) \leq \varphi_k \leq (\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3)$

$$j_{T3} = -\omega_k^2 \{ 2c_{32} - 12c_{31}\{\Phi_3 - [\varphi_k - (\Phi_0 + \Phi_1 + \Phi_2)]\}^2 \}, \frac{\text{мм}}{\text{с}^2}.$$

По приведенным выше зависимостям строятся графики $h_T = f(\varphi_k)$ и $j_T = f(\varphi_k)$ (пример графической интерпретации законов подъема и ускорения толкателя по углу поворота кулачкового вала приведен на рис.2.19).

Далее с использованием кривой $h_T = f(\varphi_k)$ методом касательных строится профиль кулачка. Пример такого построения приведен на рис. 2.20.

2.5.3. Определение характеристики пружинного узла

2.5.3.1. В механизмах с выпуклым трёхрадиусным и тангенциальным кулачками

$$\text{Жёсткость пружинного узла } C = K \cdot m'_{\text{к.м.к}} \cdot f_r \cdot \omega_k^2, \text{ Н/м.} = 29750$$

Здесь $m'_{\text{к.м.к}}$ - конструктивная масса клапанного механизма, кг/м²;

➔ $m'_{\text{к.м.к}} = 200 \dots 300 \text{ кг/м}^2$ для механизмов с непосредственным приводом клапана; 250

$m'_{\text{к.м.к}} = 400 \dots 500 \text{ кг/м}^2$ для механизмов с приводом клапана через толкатель, штангу и коромысло;

$$f_r = \frac{\pi d_r^2}{4} \text{ площадь горловины клапана, м}^2;$$

$$\pi \cdot 0,0405^2 / 4 = 0,0012876$$

$$\omega_k = \frac{\pi n_{\text{ном}}}{60} = \frac{\pi \cdot 4100}{60} = 215$$

угловая скорость вращения кулачка на режиме номинальной мощности, рад/с; $K = 1,5 \dots 2,25$ - коэффициент запаса. = 2

Сила предварительной затяжки пружинного узла

$2 \cdot 250 \cdot 0,0012876 \cdot 215^2 \cdot \left(\frac{l_k}{l_T} \right)$

$$P_0 = K \cdot m'_{\text{к.м.к}} \cdot f_r \cdot \omega_k^2 (r_0 - r_2) \frac{l_k}{l_T}, \text{ Н.}$$

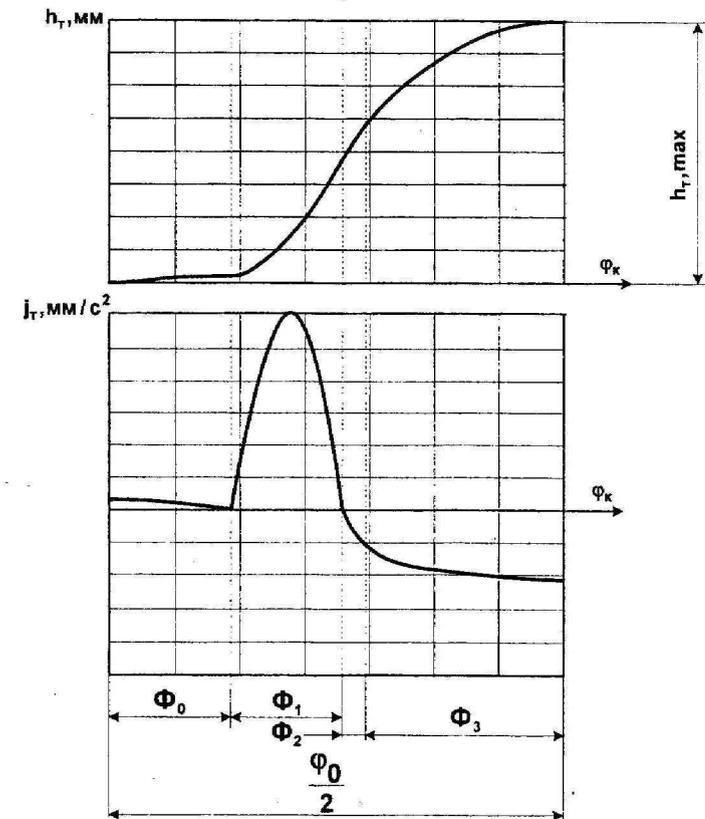


Рис.2.19. Пример графической интерпретации зависимостей $h_T = f(\varphi_k)$ и $j_T = f(\varphi_k)$ для кулачка Курца

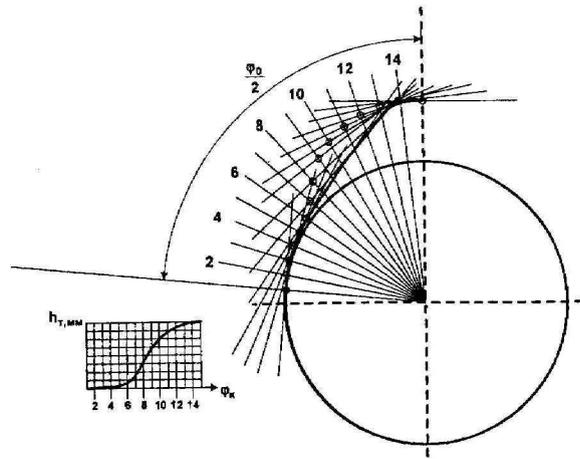


Рис.2.20. Пример построения профиля кулачка Курца по методу касательных

Предварительная деформация пружинного узла

$$f_0 = \frac{P_0}{C} = (r_0 - r_2) \frac{\ell_k}{\ell_T}, \text{ м.}$$

Максимальная упругая сила пружинного узла

$$P_{\text{пр max}} = P_0 + C \cdot h_{\text{кл max}} \cdot 10^{-3}, \text{ Н.}$$

Максимальная деформация пружинного узла

$$f_{\text{max}} = f_0 + h_{\text{кл max}} \cdot 10^{-3}, \text{ м.}$$

Величину силы предварительной затяжки пружины при закрытом клапане необходимо проверить на достаточность по условию невозможности открытия клапана под действием силы давления газов.

Для двигателей без наддува это сила

$$P_{\text{г вып}} = \frac{\pi \cdot \Delta p_{\text{вып max}} \cdot d_{\text{г вып}}^2}{4} \cdot 10^6, \text{ Н,}$$

стремящаяся открыть выпускной клапан за счёт перепада давления на нём $\Delta p_{\text{вып max}} = (p_{\text{тр}} - p_{\text{a min}})$, МПа, во время процесса впуска. Здесь $p_{\text{тр}} \approx p_{\text{г}}$ – давление в выпускном трубопроводе; $p_{\text{a min}}$ – минимальная по режимам работы двигателя величина давления в цилиндре в конце такта впуска. В двигателях с искровым зажиганием это режим холостого хода при максимально закрытой дроссельной заслонке и $\Delta p_{\text{вып max}} \approx 0,09$ МПа; в

дизелях максимальная величина $\Delta p_{\text{вып max}} \approx (p_{\text{тр}} - p_{\text{a}})$, МПа, достигается на режиме номинальной мощности.

$$\text{Для ДВС с наддувом это сила } P_{\text{г вып}} = \frac{\pi \cdot \Delta p_{\text{вып max}} \cdot d_{\text{г.вл}}^2}{4} \cdot 10^6, \text{ Н,}$$

действующая на впускной клапан во время процесса выпуска. Величина перепада давления на клапане $\Delta p_{\text{вл max}} = (p_{\text{к}} - p_{\text{г}})$, МПа, в этом случае является разностью давления наддува $p_{\text{к}}$ и минимального давления в цилиндре в процессе выпуска $p_{\text{г}}$.

Сформулированное выше условие выполняется, если $P_0 \geq P_{\text{г вып}}$ для двигателей без наддува и (или) $P_0 \geq P_{\text{г вып}}$ для наддувных модификаций.

2.5.3.2. В механизмах с кулачком Курца*

Методика подбора характеристики пружинного узла приведена на рис.2.21. Последовательность выполнения следующая:

- строится кривая подъёма клапана $h_{\text{кл}} = h_{\text{г}} \frac{\ell_{\text{кл}}}{\ell_{\text{Т}}} = f(\varphi_{\text{к}})$ и слева от неё кривая упругой силы пружины $P_{\text{пр}}$,

$$P_{\text{пр}} = f(\varphi_{\text{к}}) = -K \cdot m'_{\text{к.м.к}} \cdot f_{\text{г}} \cdot j_{\text{зам.г}}(\varphi_{\text{к}}) \frac{\ell_{\text{кл}}}{\ell_{\text{Т}}} \cdot 10^{-3}, \text{ Н.}$$

Здесь $j_{\text{зам.г}}(\varphi_{\text{к}})$, мм/с² – ускорение толкателя в фазе замедления (на втором и третьем участках подъёма);

- сверху от кривой $h_{\text{кл}} = f(\varphi_{\text{к}})$ проводится горизонтальная ось деформации пружины $f_{\text{пр}}$;
- из точек $a_1 \dots a_5$ кривой $h_{\text{кл}} = f(\varphi_{\text{к}})$ проводятся вертикальные линии, на которых вверх от оси $f_{\text{пр}}$ откладываются соответствующие ординаты кривой $P_{\text{пр}} = f(\varphi_{\text{к}})$ (на рис. 2.21 проиллюстрировано построение, выполненное для точки a_3);
- в точке, соответствующей деформации пружины при $h_{\text{кл}} = 0$ по характеристике, упругая сила является силой её предварительной деформации P_0 . Минимальная величина силы $P_{0\text{min}}$ определяется на основании уравнений $P_0 \geq P_{\text{г.вып}}$, соответственно

$P_{0\min} = P_{г.вып}$ для двигателей без наддува;

$P_0 \geq P_{г.вл}$; $P_{0\min} = P_{г.вл}$ для ДВС с наддувом (см. предыдущий параграф);

➤ через точку, соответствующую упругой силе $P_{пр\max}$, проводится наклонная прямая таким образом, чтобы все остальные точки, включая и $P_{0\min}$, находились под ней. Угол наклона её к оси $f_{пр}$ выбирается так, чтобы $f_0 \approx h_{кл\max}$ (условие минимизации габаритов пружины).

Эта прямая и будет являться характеристикой пружинного узла.

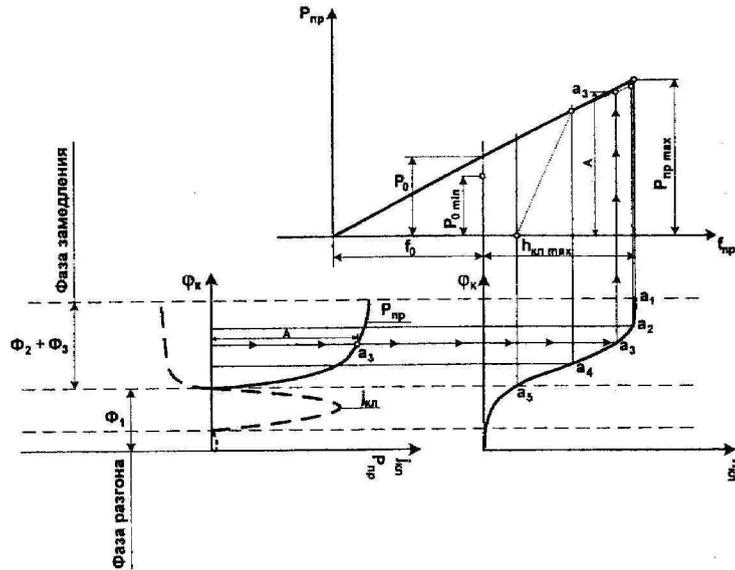


Рис.2.21. Построение характеристики пружинного узла в механизме с кулачком Курца

2.5.4. Определение конструктивных параметров клапанной пружины

При использовании в пружинном узле двух пружин, внутренней и наружной, нагрузка между ними распределяется таким образом, чтобы

$$P_{пр\max.вн} = (0,35 \dots 0,5)P_{пр\max} \text{ и } P_{пр\max.н} = (0,5 \dots 0,65)P_{пр\max}.$$

Жёсткость и предварительную деформацию каждой пружины выбирают из конструктивных соображений, но при обязательном соблюдении условий

$$P_{пр\max.вн} + P_{пр\max.н} = P_{пр\max} \text{ и } P_{0вн} + P_{0н} = P_0.$$

Для каждой из пружин определяются следующие конструктивные параметры: средний диаметр $D_{пр}$; диаметр проволоки d ; количество витков i и шаг навивки t .

Как правило, на автотракторных двигателях пружинные узлы впускных и выпускных клапанов унифицируются.

Средний диаметр наружной пружины принимается по статистическим данным $D_{пр.н} = (0,8 \dots 0,9)d_{г.вл}$.

$$\text{Вычисляется диаметр проволоки } d = \sqrt[3]{\frac{9,6 \cdot P_{пр\max.н} \cdot D_{пр.н}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

где $[\tau]$ - предельно допустимое напряжение кручения материала проволоки, МПа. Расчётное значение d округляется до ближайшего стандартного по сортаменту проволоки d_n (2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 4,0; 4,2; 4,5; 4,8; 5,0; 5,5; 6,0 мм).

Определяется запас прочности пружины:

$$\tau_{\max} = \frac{9,6 \cdot P_{пр\max.н} \cdot D_{пр.н}}{\pi d_n^3}; \quad \tau_{\min} = \frac{9,6 \cdot P_{0н} \cdot D_{пр.н}}{\pi d_n^3}, \text{ МПа; } \frac{K_\tau}{\epsilon_\tau^* \epsilon_\tau^{**}} \approx 1,0.$$

Для пружин автотракторных двигателей характерная величина запаса прочности $n_\tau = 1,2 \dots 2,0$.

Количество рабочих витков пружины

$$i_p = \frac{G d_n^4 (f_{0н} + h_{кл\max})}{8 P_{пр\max.н} \cdot D_{пр.н}^3} \cdot 10^6,$$

где G - модуль сдвига материала пружины, МПа;

$$f_{0н} = \frac{P_{0н} \cdot h_{кл\max}}{P_{пр\max.н} - P_{0н}}, \text{ м - предварительная деформация наруж-}$$

ной пружины; все линейные величины, м.

Полное количество витков $i = i_p + (2,0 \dots 3,0)$.

$$\text{Шаг витка свободной пружины } t = d_n + \frac{f_{0н} + h_{кл\max}}{i_p} + \Delta_{\min}, \text{ м.}$$

Здесь $\Delta_{\min} = (0,5 \dots 0,9)10^{-3}$, м - минимальный зазор между витками пружины при её максимальной деформации.

Затем выполняется проверка пружины на возможность возникновения в её конструкции продольных резонансных колебаний.

Условием отсутствия резонанса является $\frac{\omega_c}{\omega_k} \geq 10$,

где $\omega_c = 2257,3 \frac{d_n}{i_p D_{пр}^2}$, рад/с – угловая частота собственных колебаний пружины (линейные размеры, м);

$\omega_k = \frac{\pi n_k}{30}$, рад/с – угловая частота вращения кулачкового вала.

Определение конструктивных параметров и оценка работоспособности внутренней пружины производится по аналогичной методике с той лишь разницей, что её средний диаметр выбирается с учётом геометрии наружной пружины и наличия гарантированных зазоров между элементами пружинного узла: $D_{пр.вн} \approx D_{пр.н} - 2d_n - \Delta_\Sigma$, где $\Delta_\Sigma = 0,002$ м – диаметральный зазор между витками пружин.

После завершения расчёта внутренней пружины проверяется достаточность диаметральных зазоров между направляющей втулкой клапана, внутренней и наружной пружинами:

$$(D_{пр.н} - d_n) - (D_{пр.вн} + d_{вн}) \geq 0,002 \text{ м и } (D_{пр.вн} - d_{вн}) - d_{вт} \geq 0,002 \text{ м,}$$

где $d_{вт}$ – наружный диаметр направляющей втулки клапана, м.

3. СМАЗОЧНАЯ СИСТЕМА

При разработке системы смазки на разрезах двигателя или в виде отдельного узла (в пояснительной записке) должны быть показаны: масляный насос (в разрезе) с приводом, масляные магистрали в блоке или блок-картере, подвод масла к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала, подвод масла к клапанному механизму и подшипникам распределительного вала.

Конструкция масляного насоса зависит от типа двигателя, типа масляной системы (прил. 8), наличия масляного радиатора и т.п.

В автомобильных двигателях применяются шестеренные насосы наружного зацепления (рис.3.1,а). В последнее время широкое распространение получают шестеренные насосы внутреннего зацепления (рис. 3.2,б) и реже насосы роторного типа (являющиеся разновидностью шестеренных) с внутренним циклоидальным зацеплением (рис. 3.1,в).

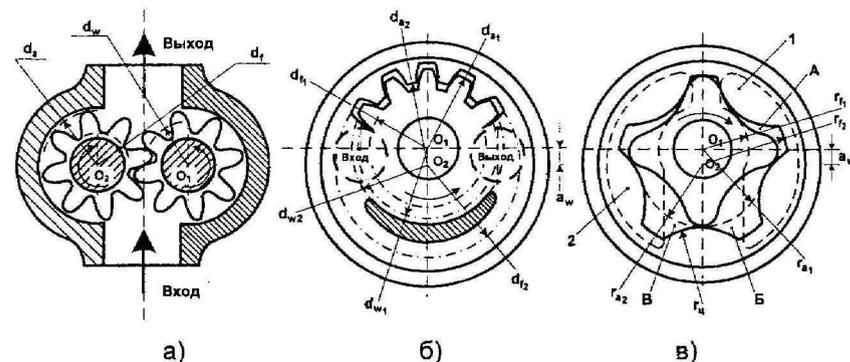


Рис.3.1. Масляные насосы шестеренного типа:

а – наружного зацепления; б – внутреннего зацепления; в – с циклоидальным зацеплением; 1 и 2 – индексы для ведущей и ведомой шестерен, соответственно; O_1 и O_2 – центры окружностей шестерен; d_{w1} и d_{w2} – диаметры начальных окружностей выступов; r_{a1} и r_{a2} – радиусы окружностей выступов; r_{f1} и r_{f2} – радиусы окружностей впадин; r_c – радиус окружности (радиус цевки), описывающей профиль зуба; a_w – межцентровое расстояние; d_{a1} и d_{a2} – диаметр окружностей выступов (вершин зуба); d_{f1} и d_{f2} – диаметр окружности впадин (впадины зуба).

Шестеренные насосы переносят масло из полости всасывания в полость нагнетания. В насосах роторного типа происходит заполнение полостей А и Б (рис. 3.1,в) из магистрали 1 и выдавливание масла из полости В в нагнетательную магистраль 2. Применяемое зацепление обеспечивает непрерывность контакта всех зубьев наружного и внутреннего роторов, что позволяет без применения каких-либо уплотняющих устройств надежно разделить зоны высокого и низкого давлений в рабочей (межзубовой) полости.

3.1. Расчет подшипника скольжения*

Из диаграммы $R_{шш} = f(\varphi)$ определить:

- среднюю силу за цикл $(R_{шш})_{ср}$ для выполнения теплового расчета подшипника;

- среднюю силу в петле максимальных нагрузок $(R'_{шш})_{ср}$ для нахождения минимальной толщины масляного слоя;
- максимальную силу $(R_{шш})_{max}$ для обоснования выбора антифрикционного материала;
- условные удельные давления:

$$K_{ср} = \frac{(R_{шш})_{ср}}{d_{шш} \cdot \ell_{шп}}, \text{ МПа}; K'_{ср} = \frac{(R'_{шш})_{ср}}{d_{шш} \cdot \ell_{шп}}, \text{ МПа}; K_{max} = \frac{(R_{шш})_{max}}{d_{шш} \cdot \ell_{шп}}, \text{ МПа},$$

где $d_{шш}$ – диаметр шатунной шейки; $\ell_{шп} = \ell_{шш} - (5...7)$ мм – длина опорной части вкладыша ($\ell_{шш}$ – длина шатунной шейки принимается на основании статистических данных при выполнении продольного разреза двигателя).

- Принять антифрикционный материал вкладышей из следующих соображений:

- при K_{max} до 20 МПа принять сплав АСМ;
- при K_{max} до 28 МПа принять сплав АО-20 или АО-20-1;
- при K_{max} до 32 МПа принять сплав АО-6;
- при K_{max} до 35 МПа и выше принять сплав Бр С30.

- Принять масло, соответствующее прототипу двигателя и степени его форсировки. Виды масел, применяемых на двигателях, приведены в прил. 7, 10.
- Произвести тепловой расчет подшипника и определить температуру масла в масляном слое.

Для этого:

- задаться тремя значениями средних температур масла в масляном слое (например, 80, 90 и 100 °С); при этом температуру масла на входе в подшипник $t_{вх}$ можно принять равной 70...75 °С;
- для названных температур и принятого масла по графику (прил. 12) определить величины динамической вязкости μ ;
- задаться величиной диаметрального зазора $\Delta_{шш} = \psi \cdot d_{шш}$.

где $\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{\delta}{r}$ – относительный зазор, равный:

для двигателей легкого топлива $\psi = (0,5...0,7) \cdot 10^{-3}$;

для дизелей $\psi = (0,7...1,0) \cdot 10^{-3}$;

- для каждого значения вязкости масла определить коэффициент нагруженности подшипника Φ :

$$\Phi = \frac{K_{ср} \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}, \quad \text{где } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ с}^{-1};$$

- по графику $\Phi = f(\chi)$ прил. 9 найти значения относительных эксцентриситетов χ ;
- определить количество тепла при работе подшипника для трех значений вязкости и относительных эксцентриситетов:

$$Q_{тр} = \xi^f \cdot \frac{\mu \cdot \ell_{шп} \cdot d_{шш}^2 \cdot \omega^2 \cdot 10^3}{2 \cdot \psi}, \text{ кДж/с},$$

где ξ^f – коэффициент сопротивления шипа вращению. Находится он по графику $\xi^f = f(\chi)$ прил. 13;

- определить количество тепла, отводимого от подшипника циркулирующим маслом, для трех значений средних температур:

$$Q_m = C_m \cdot \rho_m \cdot M \cdot \Delta t, \text{ кДж/с}.$$

Величину $C_m \cdot \rho_m$ можно принимать равной 1800...1900 кДж/м³.

Перепад температур $\Delta t = t_{вых} - t_{вх} = 2t_{ср} - t_{вх}$.

Количество масла, циркулирующего через подшипник:

$$M = (q_t + q_n) \cdot \frac{\psi}{2} \cdot \ell_{шп} \cdot d_{шш}^2 \cdot \omega, \text{ м}^3/\text{с},$$

где q_t – коэффициент, учитывающий количество масла, вытекающего из нагруженной зоны подшипника; он определяется из графика $q_t = f(\chi)$ прил. 14 для каждого значения относительного эксцентриситета χ ;

$q_n = \beta \cdot \frac{p_{нас}}{\mu} \cdot \frac{\psi^2}{\omega} \cdot \left(\frac{d_{шш}}{\ell_{шп}} \right)^2$ – коэффициент, учитывающий

количество масла, вытекающего из ненагруженной зоны подшипника.

Здесь $p_{нас}$ – давление масла на входе в подшипник.

Параметр $p_{нас}$ можно принимать:
 для двигателей легкого топлива 0,3...0,4 МПа;
 для дизелей 0,5...0,7 МПа.

β – коэффициент, который может быть определен из графика
 $\beta = f(\chi)$ прил. 11.

Результаты расчета целесообразно свести в табл. 3.1.

Таблица 3.1

$K_{ср} =$		$t_{вх} =$		$p_{нас} =$		масло				$\frac{\ell_{шп}}{d_{шп}} =$		$\psi =$	
$t_{ср}$	μ	Φ	χ	ξ^f	$Q_{тр}$	q_t	β	q_n	$q_t + q_n$	M	Δt	Q_m	
$t_{ср1}$													
$t_{ср2}$													
$t_{ср3}$													

В итоге для каждого значения средней температуры будут получены значения тепла, развивающегося в подшипнике $Q_{тр}$, и отводимого от него Q_m .

По полученным данным необходимо построить график рис.3.2, на котором точка пересечения кривых $Q_{тр}$ и Q_m и будет искомой средней температурой.

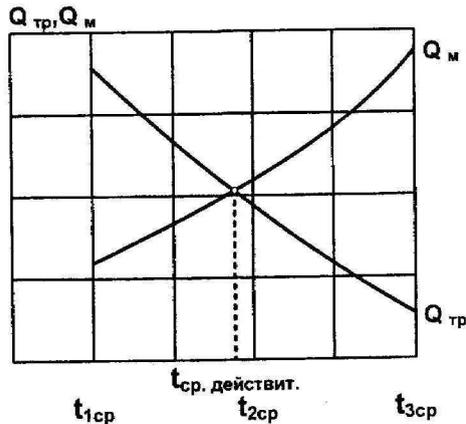


Рис. 3.2. График теплового баланса

- Для найденной средней температуры определить вязкость масла по графику $\mu = f(t^{\circ}C)$ прил. 12.
- Определить коэффициент нагруженности по удельному давлению в петле максимальных нагрузок

$$\Phi = \frac{K'_{ср} \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}$$

- По графику $\Phi = f(\chi)$ прил. 9 определить относительный эксцентриситет χ для своего отношения $\left(\frac{\ell_{шп}}{d_{шп}}\right)$.
- Определить минимальную толщину масляного слоя:

$$h_{min} = \frac{\Delta_{шш}}{2} \cdot (1 - \chi), \text{ мкм.}$$

Если в результате расчета минимальная толщина масляного слоя получится более 4 мкм, то спроектированный подшипниковый узел работоспособен.

3.2. Расчет масляных насосов с наружным и внутренним зацеплением шестерен

На основании статистических данных циркуляционный расход масла через двигатель

$$V_{ц} = (10...14) \cdot Ne \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Действительная производительность масляного насоса должна быть в 2,5...3,5 раза больше циркуляционного расхода:

$$V_{д} = (2,5...3,5) \cdot V_{ц}, \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Исходя из величины действительной производительности подбирают размеры шестерен масляного насоса в следующей последовательности (в случае шестерен внутреннего зацепления определяют размеры ведущей (внутренней) шестерни).

- Определяют теоретическую производительность:

$$V_{т} = \frac{V_{д}}{\eta_n}, \text{ м}^3/\text{ч.}$$

где η_n – объемный коэффициент подачи насоса:

$\eta_n = 0,75...0,85$ для шестерен наружного зацепления;

$\eta_n = 0,8...0,9$ для шестерен внутреннего зацепления.

- Установив передаточное отношение привода насоса, определяют частоту вращения ведущей шестерни n_1 и, задавшись максимальной окружной скоростью на ее внешнем диаметре $v_{a_1} = 8 \dots 10$ м/с, определяют ее диаметр. Величина n_1 не должна превышать $3500 \dots 4000$ мин⁻¹ для шестерен наружного зацепления.

$$d_{a_1} = \frac{60 \cdot v_{a_1} \cdot 10^3}{\pi \cdot n_1}, \text{ мм.}$$

- В соответствии с ГОСТом принимают модуль m (3,0; 3,5; 4,0; 4,25) и, учитывая, что $d_{a_1} = m \cdot (Z + 2)$, определяют число зубьев Z . В случае внешнего зацепления размеры ведущей и ведомой шестерен равны. Количество зубьев Z составляет от 7 до 12.
- В случае внутреннего зацепления число зубьев $Z_2 = Z_1 + 2$. Частота вращения ведущей шестерни n_1 равна частоте вращения колчатого вала. Частоту вращения ведомой шестерни определяют из соотношения $n_2 = n_1 \cdot \frac{Z_1}{Z_2}$. Диаметр $d_{a_2} = d_{a_1} \cdot \frac{n_1}{n_2}$. В выполненных конструкциях Z_1 имеет значения 9, 11, 13, 15. Наиболее часто число зубьев ведущей шестерни равно 13 или 15. Диаметр $d_{a_1} = 38 \dots 58$ мм. Скорость $v_{a_1} = 10 \dots 20$ м/с.

- Определяют требуемую длину зуба:

$$b = \frac{V_T \cdot 10^9}{2 \cdot \mu \cdot m^2 \cdot z \cdot n_1 \cdot 60}, \text{ мм.}$$

Величина b лежит в пределах:

для шестерен наружного зацепления $b = 12 \dots 48$ мм;

для шестерен внутреннего зацепления $b = 7 \dots 11$ мм.

- Мощность, необходимая для привода насоса, определяется на основании выражения

$$N_n = \frac{N_n \cdot (p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}})}{3600 \cdot \eta_m}, \text{ кВт,}$$

где $\eta_m = 0,85 \dots 0,9$ – механический к.п.д.; $p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}} = 0,3 \dots 0,6$ МПа – перепад давлений.

3.3. Расчет масляных насосов с циклоидальным зацеплением

В последнее время в мировой практике находят применение масляные насосы роторного типа (являющиеся разновидностью шестеренных) с внутренним циклоидальным зацеплением (см. рис. 3.1,в).

Расчет таких насосов достаточно сложен. Ниже приводится только упрощенный вариант определения длины зуба b (высоты ротора) и статистические данные по выполненным конструкциям.

Широкое распространение получили роторные насосы с формулой $Z_2 = Z_1 + 1$, у которых число зубьев ведомого (наружного) ротора всегда больше числа зубьев ведущего (внутреннего) ротора. Привод ведущего ротора осуществляется от колчатого вала. Выпускаемые насосы имеют $Z_1 = 4, 6, 8$ и, соответственно, $Z_2 = 5, 7, 9$. У наиболее часто встречающегося варианта $Z_1 = 4$ и $Z_2 = 5$.

$$\text{Длина зуба } b = \frac{V_T \cdot 10^8}{1,5 \cdot \pi \cdot (d_{a_1}^2 - d_{f_1}^2) \cdot n_1}, \text{ мм,}$$

где $d_{a_1} = 2r_{a_1}$ – наружный диаметр зубьев ведущего ротора, мм (см. рис. 3.1,в);

$d_{f_1} = 2r_{f_1}$ – диаметр впадин зубьев ведомого ротора, мм;

b – длина зуба, мм;

n_1 – частота вращения ведущего ротора, мин⁻¹.

Все обозначенные на рис. 3.1,в величины связаны между собой определенными кинематическими зависимостями.

Статистические данные по выполненным конструкциям:

$d_{a_1} = 29,8 \dots 48$ мм; $d_{f_1} = 19,5 \dots 29$ мм; $d_{a_2} = 24,2 \dots 38,5$ мм;

$d_{f_2} = 35,4 \dots 57,5$ мм;

$a_w = 2,8 \dots 4,75$ мм – межцентровое расстояние;

$r_{\text{ц}} = 11,2 \dots 19$ мм – радиус окружности, описывающий профиль зуба;

$b = 22 \dots 30$ мм.

4. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ

Для двигателей жидкостного охлаждения (прил. 15) на листе продольного разреза разрабатывается конструкция водяного насоса

в разрезе, привод к насосу и вентилятору, ступица вентилятора, термостат и механизм отключения вентилятора, если он предусмотрен, и выполняется приближенный расчет радиатора.

4.1. Приближенный расчет радиатора

В настоящем разделе должны быть выполнены расчеты следующих величин.

➤ Теплота, отводимая в охлаждающую жидкость:

$$Q_{ж} = q_{ж} \cdot G_{т} \cdot H_{u} / 3600, \text{ Дж/с},$$

где $q_{ж}$ – относительный теплоотвод, $q_{ж} = 0,24 \dots 0,32$ для автомобильных двигателей, $q_{ж} = 0,16 \dots 0,25$ для дизелей; $G_{т}$ – часовой расход топлива, кг/ч; H_{u} – низшая теплота сгорания, у бензина $H_{u} = 44 \cdot 10^6$ Дж/кг, у дизельного топлива $H_{u} = 42,5 \cdot 10^6$ Дж/кг.

➤ Поверхность охлаждения радиатора, омываемая воздухом:

$$F_{охл} = \frac{Q_{ж} \phi'}{k \Delta t},$$

где ϕ' – коэффициент запаса, учитывающий загрязнение радиатора, $\phi' = 1,10 \dots 1,15$; k – коэффициент теплопередачи, который в выполненных конструкциях радиаторов находится в пределах $k = 100 \dots 120$ Вт/(м·К), для принятого типа теплопередающей поверхности численное значение величины k можно принять по зависимостям от массовой скорости воздуха $w_{вРв}$, приведенным в прил. 16; Δt – средний температурный напор, т.е. разность средних температур жидкости и воздуха.

Средняя температура жидкости зависит от принимаемых температуры $t_{жвх}$ на входе в радиатор (на выходе из двигателя) и понижения ее $\Delta t_{ж}$ в радиаторе:

$$t_{жср} = t_{жвх} - \Delta t_{ж} / 2.$$

Для расчета принимают $t_{жвх} = 95^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_{ж} = 6 \dots 10^{\circ}\text{C}$.

Средняя температура воздуха зависит от температуры окружающей среды $t_{о}$, которая принимается равной 45°C , предварительного подогрева, если перед фронтом радиатора системы охлаждения установлен масляный радиатор ($\Delta t_{пр} = 5 \dots 8^{\circ}\text{C}$), и подогрева $\Delta t_{в}$ при прохождении воздуха через радиатор:

$$t_{вср} = t_{о} + \Delta t_{пр} + \Delta t_{в} / 2.$$

Повышение температуры воздуха в радиаторе определяется по уравнению

$$\Delta t_{в} = \frac{Q_{ж}}{c_{рв} \rho_{в} w_{в} F_{впр}},$$

где $c_{рв}$ – изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); $\rho_{в}$ – плотность воздуха на входе в радиатор, кг/м³; $w_{в}$ – скорость воздуха в радиаторе, м/с; $F_{впр}$ – суммарная площадь проходного сечения воздушных каналов, м².

Скорость воздуха принимается с учетом вида машины, для которой предназначен двигатель, и расположения радиатора. Для тракторных двигателей и машин с нелобовым расположением радиатора $w_{в} = 5,5 \dots 9,0$ м/с, для автомобильных двигателей скорость воздуха равна сумме скоростей, создаваемых скоростным напором при движении автомобиля, и вентилятором:

$$w_{в} = w_{ск} + w_{вент} = [(4 \dots 6) + (6 \dots 8)] \text{ м/с}.$$

Суммарная площадь проходного сечения равна площади фронтальной поверхности охлаждающей решетки радиатора, умноженной на коэффициент проходного сечения, $F_{впр} = \Omega_{в} \cdot H \cdot B$.

Размеры фронтальной поверхности B и H (рис. 4.1) принимаются, исходя из компоновочных соображений в соответствии с прототипом разрабатываемого двигателя или по среднестатистическим данным в зависимости от мощности двигателя,

$$B = 0,345 + 2,2 \cdot 10^{-3} Ne; \quad H/B = 0,555 + 1,8 \cdot 10^{-3} Ne.$$

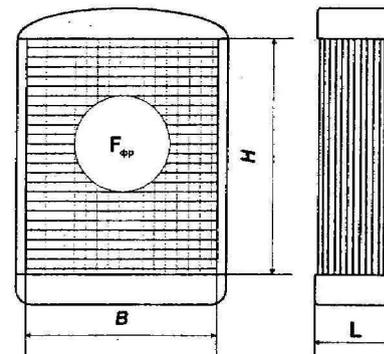


Рис. 4.1. Обозначение размеров фронтальной поверхности (B , H) и глубины (L) радиатора

Коэффициент проходного сечения можно принять в пределах:
 для трубчато-пластинчатого радиатора $\Omega_B = 0,70 \dots 0,75$,
 для трубчато-ленточного $\Omega_B = 0,65 \dots 0,70$.

После определения всех величин, входящих в выражение площади теплопередающей поверхности, вычисляется ее численное значение.

Ориентировочно правильность выполненных расчетов можно проверить по величине удельной поверхности $F_{охл}/Ne$, которая находится в пределах $0,2 \dots 0,3 \text{ м}^2/\text{кВт}$.

При известных размерах общей поверхности охлаждения и фронта охлаждающей решетки радиатора его глубина определяется из выражения

$$L = \frac{F_{охл}}{\varphi \cdot F_{фр}}$$

где φ – коэффициент компактности,

для автомобилей $\varphi = 600 \dots 1000 \text{ м}^2/\text{м}^3$,

для тракторов $\varphi = 370 \dots 600 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

Студенты, обучающиеся по специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания», выполняют проектировочный расчет элементов системы охлаждения в полном объеме (расчет радиатора, вентилятора, жидкостного насоса).

4.2. Проектировочный расчет радиатора*

Выбор исходных данных для теплового расчета радиатора осуществляется в соответствии с указанием консультанта, прототипом разрабатываемого двигателя, статистическими данными и характерными конструктивными параметрами радиатора.

При этом определяются:

- тип охлаждающей решетки радиатора (рис. 4.2) – трубчато-пластинчатый с коридорным расположением трубок, трубчато-пластинчатый с шахматным расположением трубок, трубчато-ленточный – по указанию консультанта;
- размеры фронтальной поверхности B и H охлаждающей решетки радиатора (см. рис. 4.1), исходя из компоновочных соображений в

соответствии с прототипом разрабатываемого двигателя или по среднестатистическим данным в зависимости от мощности двигателя: $B = 0,345 + 2,2 \cdot 10^{-3} Ne$; $H/B = 0,555 + 1,8 \cdot 10^{-3} Ne$.

- размеры характерного элемента охлаждающей решетки радиатора (см. рис. 4.2) – размеры трубки: длина поперечного сечения, $b = 15,8 \dots 18,8 \text{ мм}$; ширина поперечного сечения, $c = 2,0 \dots 2,6 \text{ мм}$; толщина стенки, $\delta_{тр} = 0,15 \text{ мм}$; размеры элемента: шаг по фронту, $t_{фр} = 10 \dots 15 \text{ мм}$; шаг по глубине, $t_{гн} = 18 \dots 22 \text{ мм}$; шаг по высоте, $t_p = 2,5 \dots 4,0 \text{ мм}$; толщина ребра (пластины или ленты), $\delta_p = 0,08 \dots 0,10 \text{ мм}$;

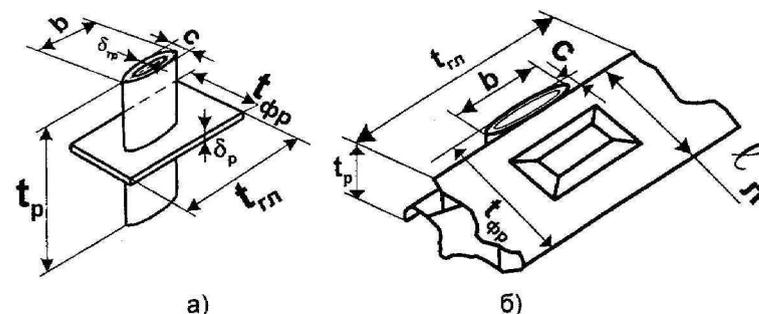


Рис.4.2. Тип охлаждающей решетки радиатора:
 а – трубчато-пластинчатый; б – трубчато-ленточный

- параметры теплоносителей:

давление и температура окружающей среды, $p_o = 0,1 \text{ МПа}$, $t_o = 45^\circ\text{C}$; предварительный подогрев воздуха, $\Delta t_{пр} = 5 \dots 8^\circ\text{C}$ (при отсутствии масляного радиатора $\Delta t_{пр} = 0^\circ\text{C}$);

скорость воздуха в радиаторе в системах без использования скоростного напора при движении транспорта $w_B = 5,5 \dots 9,0 \text{ м/с}$; при использовании скоростного напора $w_B = w_{ск} + w_{вент} = [(4 \dots 6) + (6 \dots 8)] \text{ м/с}$;

температуру жидкости на входе в радиатор (на выходе из двигателя), $t_{ж\text{ вх}} = 95^\circ\text{C}$;

понижение температуры жидкости в радиаторе, $\Delta t_{ж} = 6 \dots 10^\circ\text{C}$;
 скорость жидкости в радиаторе, $w_{ж} = 0,5 \dots 1,0 \text{ м/с}$.

- вид охлаждающей жидкости (вода, тосол) – по указанию консультанта;
- теплофизические параметры теплоносителей, учитывая незначительное изменение температуры теплоносителей в радиаторе, их теплофизические параметры можно принять постоянными (прил. 17);
- материал трубок и ребер (пластин и лент) – латунь Л – 90 с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 125 \text{ Вт/(м·К)}$, или алюминиевый сплав АМц с $\lambda = 162 \text{ Вт/(м·К)}$ – по указанию консультанта;
- относительный теплоотвод в систему охлаждения, для бензиновых двигателей $q_{ж} = 0,24 \dots 0,32$, для дизелей $q_{ж} = 0,16 \dots 0,25$;
- коэффициент запаса ϕ' , учитывающий влияние припоя и загрязнения при эксплуатации; $\phi' = 1,10 \dots 1,15$ (меньшее значение для материала из алюминиевого сплава).

Алгоритм теплового расчета радиатора.

- Геометрические параметры элемента (фронтальные площади по ходу воздуха $F_{в.фр}^3$ и $F_{ж.фр}^3$; площади теплопередающих поверхностей со стороны воздуха как сумма площадей трубки и ребра $F_{в}^3 = F_{тр}^3 + F_{р}^3$ и со стороны жидкости $F_{ж}^3$; площади проходных сечений $F_{в.пр}^3, F_{ж.пр}^3$, периметры каналов $\Pi_{в}^3, \Pi_{ж}^3$; эквивалентные гидравлические диаметры для воздуха $d_{в} = 4F_{в.пр}^3 / \Pi_{в}^3$ и для жидкости $d_{ж} = 4F_{ж.пр}^3 / \Pi_{ж}^3$).
- Количество характерных элементов по ширине $i_{в} = B / t_{фр}$ и высоте $i_{н} = H / t_{р}$, суммарное количество элементов на фронтальной поверхности $i_{фр} = i_{в} \cdot i_{н}$.

Результаты округляются до больших целых чисел и уточняются размеры B и H охлаждающей решетки радиатора.

- Суммарная площадь проходного сечения $F_{в.пр} = F_{в.пр}^3 \cdot i_{фр}$ и площадь всей фронтальной поверхности $F_{в.фр} = t_{фр} \cdot t_{р} \cdot i_{фр}$ по ходу воздуха.
- Коэффициент проходного сечения по ходу воздуха $\phi_{в.пр} = F_{в.пр}^3 / F_{в.фр}$.
- Коэффициент обребрения $\xi_{ор} = F_{в}^3 / F_{ж}^3$.

- Количество теплоты, передаваемой жидкости при охлаждении двигателя, $Q = q_{ж} G_{т} H_{u}$, где H_{u} – низшая теплота сгорания топлива; для бензина $H_{u} = 43400 \text{ кДж/кг}$; для дизельного топлива $H_{u} = 42800 \text{ кДж/кг}$.

- Расходы жидкости и воздуха

$$G_{ж} = \frac{Q_{ж}}{c_{ж} \Delta t_{ж}}; \quad G_{в} = w_{в} \rho_{в} F_{в.пр}$$

- Повышение температуры воздуха в радиаторе

$$\Delta t_{в} = \frac{Q_{ж}}{c_{в} G_{в}}$$

- Критерий Рейнольдса воздуха

$$Re_{в} = \frac{w_{в} d_{в}}{\nu_{в}}$$

- Критерий Нуссельта:

для трубчато-пластинчатого радиатора с коридорным расположением трубок при $Re = 4 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^4$; $t_{фр}/c = 4,5 \dots 9,0$; $c/t_{р} = 0,55 \dots 1,2$; $(t_{тр} - b)/t_{р} = 1,3 \dots 1,85$

$$Nu = 0,0512 \left(\frac{c}{t_{р}} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{t_{тр} - b}{t_{р}} \right) Re^{0,73} Pr^{0,33};$$

для трубчато-пластинчатого радиатора с шахматным расположением трубок при $Re = 4 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^4$; $t_{фр}/c = 4 \dots 7$; $c/t_{р} = 0,9 \dots 2,5$; $(t_{фр} - c)/t_{р} = 3 \dots 12$

$$Nu = 0,0723 \left(\frac{c}{t_{р}} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{t_{фр} - c}{2t_{р}} \right)^{-0,14} Re^{0,695} Pr^{0,33};$$

для трубчато-ленточного радиатора с пирамидальными выступами при $600 < Re < 5000$; $3 < t_{р} < 6 \text{ мм}$

$$Nu = 1,11 \cdot Re^{0,415} [t_{р} / (t_{фр} - c)]^{0,53}$$

- Коэффициент теплоотдачи от трубок воздуху без учета коэффициента эффективности ребер

$$\alpha_{в} = \frac{Nu_{в} \lambda_{в}}{d_{в}}$$

➤ Коэффициент эффективности ребра

$$\psi_p = \frac{e^{2mh_p} - 1}{mh_p(e^{2mh_p} + 1)},$$

где m – параметр, учитывающий соотношение между теплоотдачей и

теплопроводностью материала ребра, $m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\lambda_p \delta_p}}$;

h_p – эквивалентная высота ребра, равная отношению его площади к наружному периметру трубки.

➤ Приведенный коэффициент теплоотдачи от трубки воздуху с учетом коэффициента эффективности ребер

$$\alpha_{впр} = \alpha_B \left[1 - (1 - \psi_p) \frac{F_p^3}{F_B^3} \right].$$

➤ Критерий Рейнольдса жидкости

$$Re_{ж} = \frac{w_{ж} d_{ж}}{\nu_{ж}}.$$

➤ Критерий Нуссельта жидкости

при ламинарном течении жидкости ($Re \leq 2300$)

$$Nu_{ж} = 0,15 \cdot Re_{ж}^{0,33} \cdot Pr_{ж}^{0,43};$$

при турбулентном течении ($Re \geq 10^4$)

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43}$$

при переходном режиме течения ($2300 \leq Re \leq 10^4$)

$$Nu_{ж} = (Nu_{жл}/Nu_{жт})^{5,72} Nu_{жт} Re_{ж}^{0,62 \ln(Nu_{жт}/Nu_{жл})},$$

где $Nu_{жл}$ определяется по уравнению для ламинарного течения при $Re_{ж} = 2300$, $Nu_{жт}$ – по уравнению для турбулентного течения при $Re_{ж} = 10^4$.

➤ Коэффициент теплоотдачи от жидкости в стенку трубки

$$\alpha_{ж} = \frac{Nu_{ж} \lambda_{ж}}{d_{ж}}.$$

➤ Коэффициент теплопередачи при расчетной площади теплопередающей поверхности со стороны воздуха

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{впр}} + \xi_{оп} \left(\frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} + \frac{1}{\alpha_{ж}} \right)}$$

➤ Необходимая площадь теплопередающей поверхности со стороны воздуха

$$F_B = \frac{Q_{ж}}{k \cdot \Delta \bar{t}},$$

где $\Delta \bar{t}_{ж}$ – средний температурный напор, равный разности средних температур жидкости и воздуха (при небольшой разности этих температур можно без большой погрешности вместо среднелогарифмического принять среднеарифметический температурный напор).

➤ Скорость жидкости при прохождении ее через все трубки

$$w_{ж\Sigma} = \frac{G_{ж}}{\rho_{ж} F_{ж}}.$$

➤ Необходимое количество ходов жидкости

$$i_x = \frac{w_{ж}}{w_{ж\Sigma}}.$$

➤ Необходимое количество характерных элементов радиатора

$$i_v = \frac{F_B}{F_B^3}.$$

➤ Количество характерных элементов (числа рядов трубок) по глубине радиатора

$$i_L = \frac{i_v}{i_{фр}}.$$

➤ Глубина радиатора

$$L = t_{гр} \cdot i_L$$

➤ Коэффициент компактности радиатора

$$\phi = \frac{F_B}{B \cdot H \cdot L}.$$

➤ Суммарный коэффициент аэродинамического сопротивления (коэффициент трения) при движении воздуха в радиаторе:

для трубчато-пластинчатого радиатора с коридорным расположением трубок при отношении $c/d_B = 0,60 \dots 0,72$ и $Re = 4 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^3$

$$\xi_{тр} = 5,508 \left(\frac{c}{d_B} \right)^{0,3} \cdot \left(\frac{t_{гр} - c}{t_{фр} - c} \right)^{0,68} Re_B^{-0,7} \epsilon_{\lambda};$$

при $Re = 2 \cdot 10^3 \dots 10^4$

$$\xi_{\text{тр}} = 0,0845 \left(\frac{c}{d_b} \right)^{0,3} \cdot \left(\frac{t_{\text{гр}} - c}{t_{\text{фр}} - c} \right)^{0,68} Re_B^{-0,15} \varepsilon_\lambda,$$

где $\varepsilon_\lambda = 1,65^{\lg Re - 2,53}$ при $Re = 2 \cdot 10^3$ и

$$\varepsilon_\lambda = 1,47 \quad \text{при } Re = 2 \cdot 10^3 \dots 10^4;$$

для трубчато-пластинчатого радиатора с шахматным расположением трубок при отношении $c/d_b = 0,60 \dots 0,72$ и $Re < 2 \cdot 10^3$

$$\xi_{\text{тр}} = 8,53 \left(\frac{c}{d_b} \right)^{0,3} Re_B^{-0,627} \varepsilon_\lambda,$$

при $Re = 2 \cdot 10^3 \dots 10^4$

$$\xi_{\text{тр}} = 0,513 \left(\frac{c}{d_b} \right)^{0,3} Re_B^{-0,26} \varepsilon_\lambda;$$

для трубчато-ленточных радиаторов при $600 < Re < 5000$ и $3 < t_p < 6$

$$\xi_{\text{тр}} = 5,9 \left(\frac{t_p}{t_{\text{фр}} - c} \right)^{0,75} Re_B^{-0,335}.$$

➤ Понижение давления в воздушных каналах, Па,

$$\Delta p_B = \xi_{\text{тр}} \frac{L}{d_b} \frac{\rho_B w_B}{2}.$$

4.3. Расчет вентилятора*

Вентилятор должен создавать напор H_B , равный аэродинамическому сопротивлению всей воздушной сети Δp_c , которое примерно в два раза больше аэродинамического сопротивления радиатора Δp_{pe} :

$$H_B = 2 \Delta p_{pe}.$$

При ориентировочном расчете вентилятора его параметры, обеспечивающие необходимый напор, определяются по трем уравнениям:

➤ уравнение расхода, зависящего от размеров вентилятора (рис. 4.3) и частоты вращения n_B ротора, из которого

$$n_B = \frac{60 G_B}{\rho_B \pi (R^2 - r^2) b z_n \eta_B \sqrt{(\sin \alpha \cos \alpha)}};$$

➤ уравнение окружной скорости u ротора на радиусе R

$$u = \psi_n \sqrt{(H_B / \rho_B)};$$

➤ уравнение частоты вращения ротора

$$n_B = 30u / (\pi R).$$

В этих уравнениях G_B – расход воздуха через радиатор, кг/с; ρ_B – плотность воздуха на входе в вентилятор, кг/м³; R – наружный радиус лопастей вентилятора (принимается равным примерно половине меньшего размера фронтальной поверхности радиатора), м; r – внутренний радиус лопастей, м; b – ширина лопастей, $b = 0,04 \dots 0,12$, м; z_n – число лопастей, $z_n = 4 \dots 11$; η_B – коэффициент, учитывающий сопротивление потоку воздуха при выходе его из-под капота, $\eta_B = 0,24 \dots 0,70$; α – угол наклона лопасти к направлению воздушного потока, $\alpha = 35 \dots 45^\circ$; ψ_n – коэффициент, зависящий от формы лопастей, $\psi_n = 2,8 \dots 3,5$ для плоских и $\psi_n = 2,2 \dots 2,9$ для криволинейных лопастей.

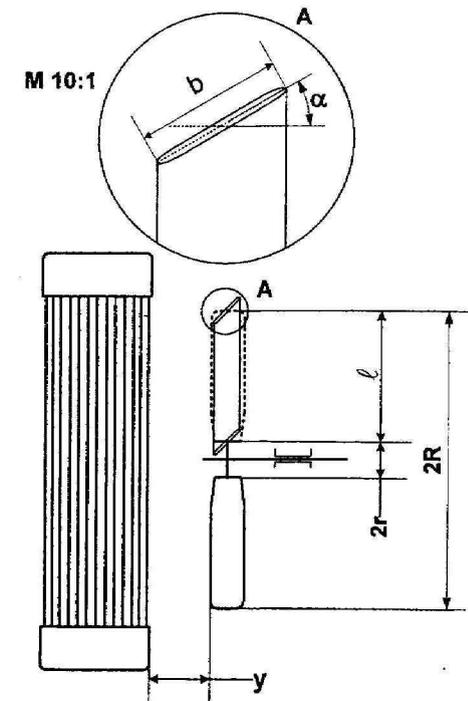


Рис. 4.3. Схема вентилятора, установленного за радиатором

Радиус r определяется из уравнения расхода

$$G_B = \rho_B \bar{c}_a u \pi (R^2 - r^2), \text{ откуда } r = \sqrt{\left(R^2 - \frac{G_B}{\pi \rho_B \bar{c}_a u} \right)},$$

где $\bar{c}_a = c_a / u$ – относительная осевая скорость воздуха на входе в вентилятор, $\bar{c}_a = 0,2 \dots 0,3$ для штампованных лопастей вентиляторов, $\bar{c}_a = 0,30 \dots 0,45$ для литых профилированных лопастей.

Варьируя в заданных пределах, параметры вентилятора подбираются таким образом, чтобы частоты вращения ротора n_B , полученные из первого и третьего уравнений, были равны. При этом можно ориентироваться на статистические данные: $u = 70 \dots 100$ м/с; n_B равна $0,9 \dots 1,4$ номинальной частоты вращения вала двигателя.

Мощность, необходимая для привода вентилятора, определяется по выражению

$$N_B = \frac{H_B G_B}{\rho_B \eta_M}, \text{ Вт,}$$

где H_B – напор вентилятора, Па; η_M – механический к.п.д. вентилятора, $\eta_M = 0,55 \dots 0,65$.

По статистике мощность вентилятора составляет $3 \dots 6$ % номинальной мощности двигателя.

4.4. Расчет жидкостного насоса*

Целью расчета насоса (рис. 4.4) является определение геометрических параметров крыльчатки и мощности, необходимой для привода насоса. Расчет ведется в следующей последовательности.

➤ Объемный расход жидкости

$$V_{жр} = \frac{\varphi_3 G_{ж}}{\rho_{ж} \eta_o}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad V_{ж} = 60 \cdot 10^3 V_{жр}, \text{ л/мин,}$$

где η_o – объемный к.п.д. насоса, $\eta_o = 0,8 \dots 0,9$; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³; φ_3 – коэффициент запаса, $\varphi_3 = 1,15 \dots 1,20$.

➤ Необходимый напор насоса (определяется по эмпирической зависимости, полученной на основании статистических данных)

$$p_H = 2,3 \cdot V_H^{-0,335} V_{ж}^2, \text{ Па,}$$

где V_H – рабочий объем цилиндров, л (дм³).

➤ Наружный радиус r_1 входного канала насоса

$$r_1 = \sqrt{\left(r_o^2 + \frac{V_{жр}}{\pi c_1} \right)}, \text{ мм,}$$

где r_o – радиус втулки крыльчатки, $r_o = (20 \dots 22) \cdot 10^{-3}$ м; c_1 – абсолютная скорость жидкости на входе в крыльчатку, $c_1 = (1 \dots 2)$ м/с.

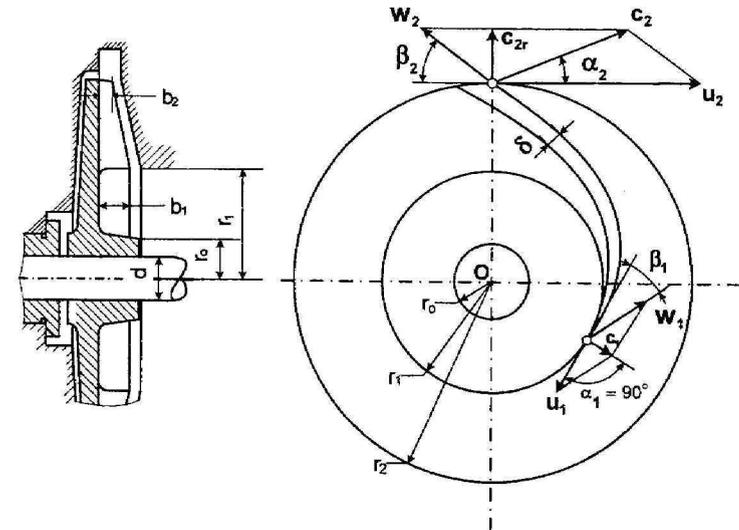


Рис.4.4. Схема жидкостного насоса и треугольники скоростей на входе и выходе

➤ Окружная скорость u_2 на выходе из крыльчатки

$$u_2 = \sqrt{(1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2)} \sqrt{\frac{p_H}{\rho_{ж} \eta_r}}, \text{ м/с,}$$

где α_2 – угол между абсолютной c_2 и окружной u_2 скоростями жидкости на выходе из крыльчатки, $\alpha_2 = 8 \dots 12^\circ$; β_2 – угол между относительной скоростью w_2 жидкости и касательной к окружности на радиусе r_2 , $\beta_2 = 35 \dots 50^\circ$; p_H – напор, создаваемый насосом, Па; η_r – гидравлический к.п.д. насоса, $\eta_r = 0,6 \dots 0,7$.

➤ Наружный радиус крыльчатки

$$r_2 = \frac{30 u_2}{\pi \cdot \eta_H}, \text{ м,}$$

где p_n – частота вращения крыльчатки (при приводе насоса от коленчатого вала двигателя передаточное отношение $i_n = 1,0 \dots 1,5$).

- Радиальная скорость жидкости на выходе из крыльчатки

$$c_{r2} = \frac{p_n \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{ж} \pi r_2 u_2}$$

- Окружная скорость крыльчатки на радиусе r_1

$$u_1 = \frac{u_2 r_1}{r_2}, \text{ м/с.}$$

- Угол между вектором относительной скорости w_1 жидкости на входе и касательной к окружности крыльчатки на радиусе r_1

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{c_1}{u_1} \right).$$

- Ширина лопатки на входе b_1 и на выходе b_2 :

$$b_1 = \frac{V_{жр}}{c_1 \left(2\pi r_1 - \frac{z \delta_1}{\sin \beta_1} \right)}$$

$$b_2 = \frac{V_{жр}}{c_{r2} \left(2\pi r_2 - \frac{z \delta_2}{\sin \beta_2} \right)}$$

где z – число лопаток крыльчатки, $z = 4 \dots 8$; δ_1 и δ_2 – толшины лопаток на входе и выходе, соответственно, $\delta_1 = (2 \dots 4) \cdot 10^{-3}$, $\delta_2 = (2 \dots 6) \cdot 10^{-3}$ м.

- Мощность, затрачиваемая на привод насоса:

$$N_B = \frac{p_n G_{ж}}{\rho_{ж} \eta_m}, \text{ Вт,}$$

где p_n – напор, создаваемый насосом, Па; η_m – механический к.п.д. насоса, $\eta_m = 0,7 \dots 0,9$.

5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

При графическом оформлении чертежей необходимо:

- соблюдать существующие чертежные стандарты и ЕСКД;
- поперечный и продольный разрезы двигателя выполнять в соответствии с ГОСТ 2.109-73 карандашом на ватмане;
- принять формат чертежного листа А1 согласно ГОСТ 2.301-68;

- масштаб чертежей по ГОСТ 2.109-73 принимать натуральным (1:1);
- конструкции всех сборочных единиц прорабатывать достаточно полно и пояснять их необходимым числом сечений, разрезов и выносок.
- на чертежах проставить диаметр цилиндра D и его ход S (или радиус кривошипа r).

Для всех видов чертежей ГОСТ 2.109-73 устанавливает одну основную надпись, которую размещают в правом нижнем углу чертежа.

После вычерчивания в тонких линиях и тщательной проверки разрезов двигателя с точки зрения соблюдения правил ЕСКД и соответствия размеров вычерченных элементов расчетным руководителем утверждается проект, далее производится обводка чертежей и окончательное их оформление.

Пояснительную записку (ГОСТы 2.105-95 и 2.106-68) окончательно оформляют на основе черновых записей, которые составляют в процессе проектирования. Пояснительную записку пишут разборчивым почерком на одной стороне стандартной писчей бумаги формата А4.

Расчет каждой детали или элемента системы сопровождается подзаголовком, который необходимо подчеркнуть.

Выполняется эскиз детали, ее расчетная схема и расчетный режим работы. Указывается марка материала детали и его механические свойства.

На всех страницах текста записки необходимо выполнить рамку: оставить слева и справа поля шириной 20 мм (слева – для брошюровки, справа – для вынесения результатов расчета). Сверху и снизу листа поля должны быть шириной 5 мм.

Запись вычислений следует производить по следующей схеме: формула – численное значение величин – результат – размерность.

Пояснительная записка должна содержать:

- оглавление;
- задание на проект;
- тепловой расчёт двигателя;
- динамический расчёт двигателя и анализ уравновешенности;
- расчёт деталей двигателя и элементов его систем;
- принципиальные схемы систем смазки и охлаждения спроектированного двигателя;
- заключение;

➤ список использованной литературы (ГОСТ 7.32-91).

Список использованной литературы приводят в конце записки.

В структуру оформления списка литературы входят:

- фамилия и инициалы автора;
- название работы;
- выходные данные и число страниц.

Записка должна иметь обложку (прил. 1) и титульный лист, принятые и утвержденные кафедрой.

Оформленная пояснительная записка и чертежи представляются на проверку и подпись преподавателю.

При защите курсового проекта необходимо кратко доложить основные параметры и особенности конструкции спроектированного двигателя, а также обоснования принятых в процессе проектирования решений.

Студент должен твердо знать конструкцию каждого узла, его особенности, основные эксплуатационные дефекты. Он должен глубоко разбираться в расчетах и оценке надежности отдельных деталей двигателя.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1



МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ИНСТИТУТ (ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ)

КАФЕДРА ТЕПЛОТЕХНИКИ И АТД

Пояснительная записка к курсовому проекту по курсу «Автомобильные двигатели»

Проектировал
Группа

Проверил
Консультант

Защита проекта:

Оценка

Дата защиты

Комиссия

МОСКВА 200

Госв. предприятие 187 211 4111 40X 24211
с ↑ пр. прочи и т.с.ч.

Приложение 2

Физические характеристики некоторых конструкционных материалов

Наименование материала	E, МПа	G, МПа	μ	α
→ Сталь	$(1,87...2,16) \cdot 10^5$	$(7,8...8,34) \cdot 10^4$	0,25...0,33	$11 \cdot 10^{-6}$
Чугун серый	$(0,79...1,47) \cdot 10^5$	$4,42 \cdot 10^4$	0,23...0,27	$10,4 \cdot 10^{-6}$
Чугун высокопрочный	$(1,18...1,57) \cdot 10^5$	$(5,1...6,88) \cdot 10^4$	0,24...0,3	$12 \cdot 10^{-6}$
Силумин доэвтектический	$(0,67...0,69) \cdot 10^5$	$2,65 \cdot 10^4$	0,33	$22 \cdot 10^{-6}$
Силумин заэвтектический	$(0,68...0,71) \cdot 10^5$	$2,65 \cdot 10^4$	0,33	$17 \cdot 10^{-6}$
→ Бронза безоловянная	$(1,03...1,18) \cdot 10^5$	-	0,3	$18 \cdot 10^{-6}$

сурь, свинец

Приложение 3

Параметры метрических резьб

Обозначение резьбы	Наружный диаметр, мм	Шаг резьбы, мм	Площадь сечения по внутреннему диаметру F_0 , мм ²	A, м	
				A ₁	A ₂
M-10	10	1,25	58,69	$1,22 \cdot 10^{-3}$	$1,14 \cdot 10^{-3}$
		1,0	62,43	$1,20 \cdot 10^{-3}$	$1,14 \cdot 10^{-3}$
M-12	12	1,5	84,5	$1,47 \cdot 10^{-3}$	$1,28 \cdot 10^{-3}$
		1,25	88,98	$1,43 \cdot 10^{-3}$	$1,28 \cdot 10^{-3}$
M-14	14	1,5	120,23	$1,69 \cdot 10^{-3}$	$1,43 \cdot 10^{-3}$
		1,0	130,99	$1,72 \cdot 10^{-3}$	$1,43 \cdot 10^{-3}$
M-16	16	1,5	155,0	$1,91 \cdot 10^{-3}$	$1,66 \cdot 10^{-3}$
		1,0	174,7	$1,86 \cdot 10^{-3}$	$1,66 \cdot 10^{-3}$
M-18	18	1,5	210,5	$2,12 \cdot 10^{-3}$	$1,85 \cdot 10^{-3}$
		1,0	224,68	$2,06 \cdot 10^{-3}$	$1,85 \cdot 10^{-3}$

Приложение 4

Механические свойства материалов

Марка	Сталь						Чугун
	σ _в , МПа	σ _т , МПа	σ _{ср} , МПа	σ _{ср} , МПа	τ _т , МПа	τ ₋₁ , МПа	
45	600...750	340	190...250	250...340	220	150...200	50
45Г2	700...900	410	210	310...400	260	180...220	100
65Г	820...1000	400...800	-	-	500	300...380	110
20Х	785	638	-	304...373	-	167...226	194
38ХА	860	690	-	380	-	-	167...206
40Х	730...1050	650...900	-	320...480	-	210...260	147...157
40ХН	1000...1450	800...1300	-	460...600	390	240	-
38ХМЮА	981	834	-	412...540	-	-	-
40ХНМА	1000...1700	850...1600	-	500...700	700	270...380	-
12ХН3А	1150...1400	900...1200	-	550...630	700...800	300...400	-
18Х2Н4ВА	950...1400	700...1100	300	420...640	400	220...300	-
18Х2Н4ВА	1150...1400	850...1200	380	540...620	550	300...340	-
ЧЧ 15-32	150	-	-	70	-	-	50
ЧЧ 24-44	240	-	-	120	-	-	100
ЧЧ 32-52	320	-	-	140	-	-	110
ВЧ 40-1,0	392...491	294	-	147...167	-	-	194
ВЧ 50-1,5	490...638	373	-	226...265	-	-	167...206
ВЧ 60-2	590...736	412	-	167...226	-	-	147...157

Механические свойства сталей и чугунов ориентировочно могут быть определены по известной величине предела прочности σ_a .

Для сталей: $\sigma_T = (0,75...0,85)\sigma_B$; $\sigma_{-1} = (0,4...0,5)\sigma_B$;
 $\sigma_{-1p} = (0,7...0,9)\sigma_{-1}$; $\sigma_T = (0,75...0,85)\sigma_B$;

$\tau_T = (0,34...0,36)\sigma_B$; $\tau_{-1} = (0,5...0,65)\sigma_{-1}$.

Для чугунов: $\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B$; $\sigma_{-1p} = (0,6...0,7)\sigma_{-1}$;

$\tau_T = (0,2...0,6)\sigma_B$; $\tau_{-1} = (0,75...0,8)\sigma_{-1}$.

Приложение 5

Расчёт запаса прочности с учётом переменных нагрузок

Исходные данные:

- характеристики материала и конфигурации детали

$$\sigma_a, \tau_a, \sigma_T, \tau_T, \sigma_{-1}, \tau_{-1}, \sigma_{-1p}, \tau_{-1p}, \alpha_\sigma, \alpha_\tau, \frac{K_\sigma}{\epsilon'_\sigma \epsilon''_\sigma}, \frac{K_\tau}{\epsilon'_\tau \epsilon''_\tau}$$

- параметры нагрузочного цикла $\sigma_{max}, \sigma_{min}, \tau_{max}, \tau_{min}$.

Порядок расчёта:

- расчет амплитудного и среднего напряжения цикла

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}; \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2};$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2};$$

- выбор зоны диаграммы усталостной прочности, в которой расположен цикл

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \leftrightarrow B = \frac{\sigma_{-1} - \alpha_\sigma \sigma_T}{\sigma_T - \sigma_{-1}}; \quad A = \frac{\tau_a}{\tau_m} \leftrightarrow B = \frac{\tau_{-1} - \alpha_\tau \tau_T}{\tau_T - \tau_{-1}};$$

- при $A > B$ запас прочности рассчитывается по формулам

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\epsilon'_\sigma \epsilon''_\sigma} \sigma_a + \alpha_\sigma \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1} - \alpha_\tau \tau_T}{\frac{K_\tau}{\epsilon'_\tau \epsilon''_\tau} \tau_a + \alpha_\tau \tau_m};$$

- при $A \leq B$ запас прочности рассчитывается по формулам

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\frac{K_\sigma}{\epsilon'_\sigma \epsilon''_\sigma} \sigma_a + \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_T}{\frac{K_\tau}{\epsilon'_\tau \epsilon''_\tau} \tau_a + \tau_m}.$$

При сложном напряжённом состоянии, когда в детали одновременно действуют нормальные и касательные напряжения, определяется суммарный запас прочности:

$$n_\Sigma = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

Приложение 6
 Коэффициенты приведения асимметричного цикла к равнонапряженному симметричному циклу для сталей

Коэффициенты	σ_a , МПа					
	550 <	550...750	750...1000	1000...1200	1200...1400	1400...1600
α_σ	0	0,05	0,1	0,2	0,25	0,3
α_τ	0	0	0,05	0,1	0,15	0,2

Приложение 7
 Классы вязкости и номенклатура групп моторных масел по назначению и эксплуатационным свойствам

Классы вязкости моторных масел по ГОСТ 17479-85	Номенклатура групп масел
6, 4з/6	М-4з/6-В ₁
8, 3з/8, 4з/8	М-8-В, М-8-В ₁ , М-8-В ₂ , М-8-Г ₂ , М-8-Г _{2(в)} , М-8-Г _{2(к)} , М-8-Г _{2(м)} , М-8-Д _(м)
10, 4з/10, 5з/10, 6з/10	М-6з/10-В, М-10-В ₂ , М-5з/10-Г ₁ , М-10-Г ₂ , М-10-Г _{2(в)} , М-10-Г _{2(к)} , М-10-Д _(м)
12, 5з/12	М-6з
14, 5з/14, 6з/14	М-14-В ₂ , М-6з/14-Г, М-14-Г _{2(к)}
16, 6з/16	М-16-Г _{2(к)}

Масляная система двигателя внутреннего сгорания

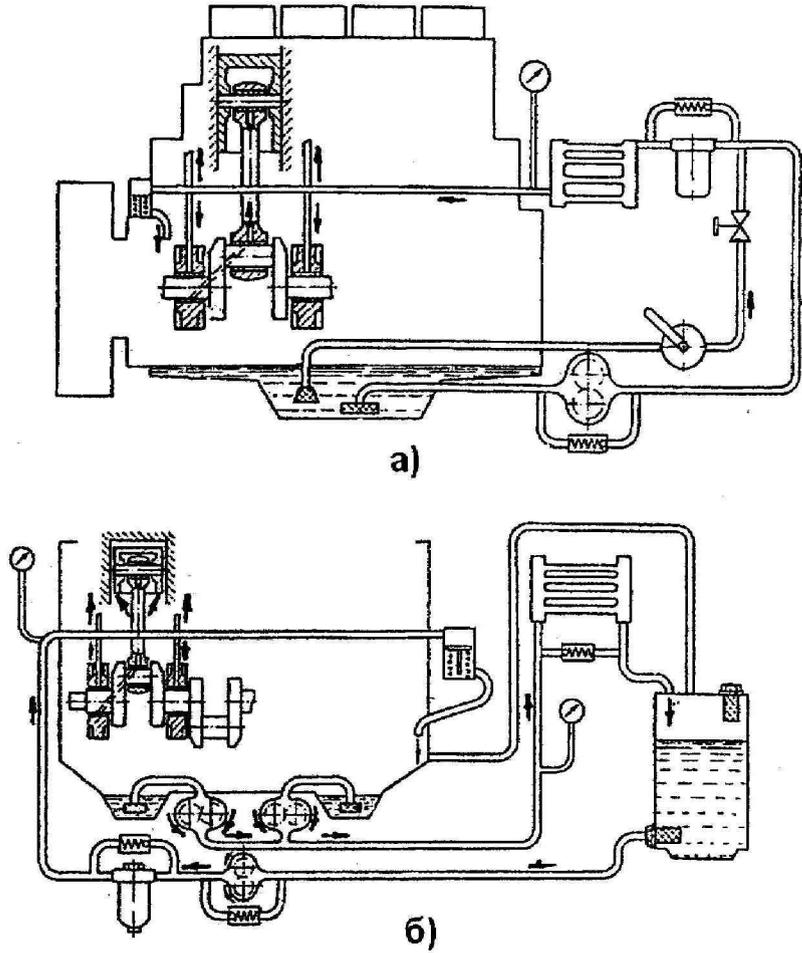
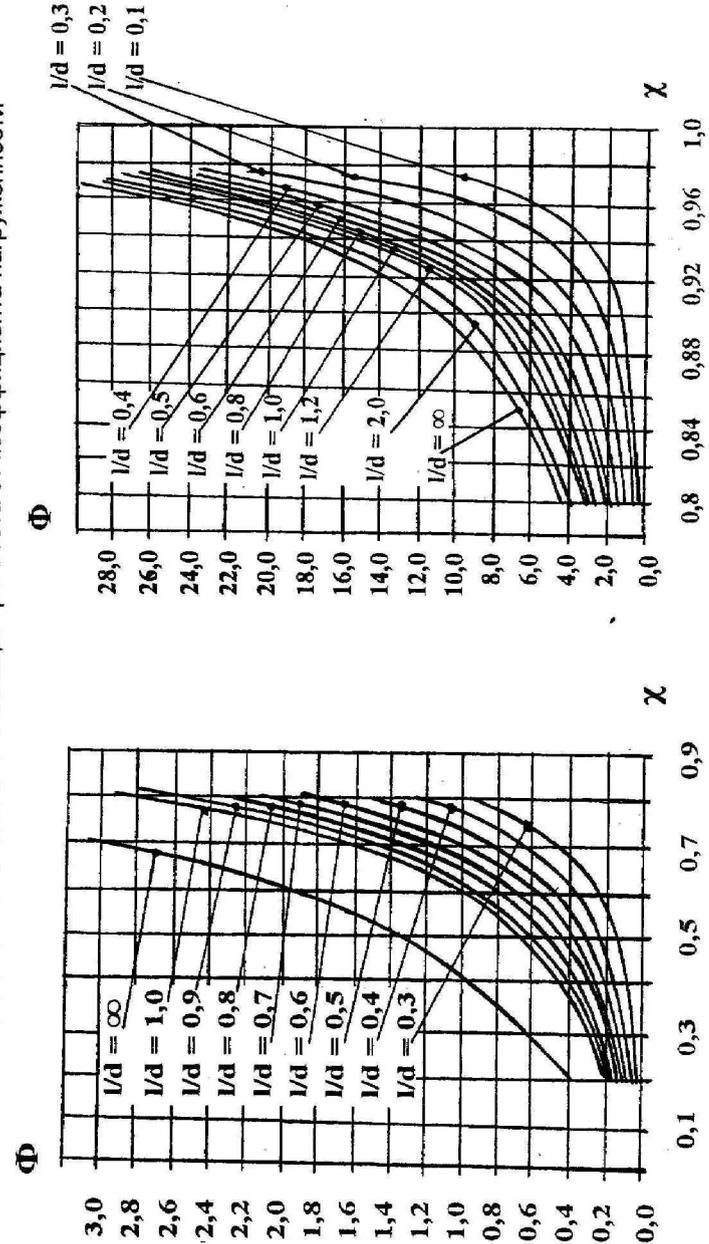


Схема масляной системы:

а – с мокрым картером; б – с сухим картером;

Зависимость относительного эксцентриситета от коэффициента нагруженности



Аналоги вязкости моторных масел по ГОСТ 17479.1-85 и SAE

ГОСТ	SAE	ГОСТ	SAE
3з	5W	3з/8	5W/20
4з	10W	4з/6	10W/20
5з	15W	4з/8	10W/20
6з	20W	4з/10	10W/30
6	20	5з/10	15W/30
8	20	5з/12	15W/30
10	30	6з/10	20W/30
12	30	6з/12	20W/30
14	40	6з/14	20W/40
16	40	6з/16	20W/40
20	50	-	-

Основные геометрические соотношения в зубчатых передачах

- По условию зацепления $v_1 = v_2$,

$$v_1 = r_{w1} \cdot \omega_1 = \frac{d_{w1}}{2} \cdot \frac{\pi n_1}{30}; \quad v_2 = r_{w2} \cdot \omega_2 = \frac{d_{w2}}{2} \cdot \frac{\pi n_2}{30}$$

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

- Шаг зуба $t_1 = \frac{\pi d_{w1}}{z_1}; \quad t_2 = \frac{\pi d_{w2}}{z_2}$.

- Диаметры начальных окружностей $d_{w1} = \frac{t_1}{\pi} \cdot z_1; \quad d_{w2} = \frac{t_2}{\pi} \cdot z_2$.

- Модуль зацепления $m = \frac{t}{\pi}; \quad m_1 = \frac{t_1}{\pi}; \quad m_2 = \frac{t_2}{\pi}$.

- Диаметр начальных окружностей $d_{w1} = m_1 \cdot z_1; \quad d_{w2} = m_2 \cdot z_2$ или

$$m_1 = \frac{d_{w1}}{z_1}; \quad m_2 = \frac{d_{w2}}{z_2}$$

- Высота головки зуба $h' = m$.

- Высота ножки зуба $h'' = 1,25m$.

- Высота зуба $h = h' + h'' = m + 1,25m = 2,25m$.

- Диаметр окружности выступов

$$d_{a1} = d_{w1} + 2h' = m_1 \cdot z_1 + 2m_1 = m_1(z_1 + 2);$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2h' = m_2 \cdot z_2 + 2m_2 = m_2(z_2 + 2).$$

- Диаметр окружности впадин

$$d_{f1} = d_{w1} - 2h'' = z_1 m_1 - 2,5m_1 = m_1(z_1 - 2,5);$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2h'' = z_2 m_2 - 2,5m_2 = m_2(z_2 - 2,5).$$

- Модуль зацепления можно определить, зная диаметр окружности выступов:

$$m_1 = \frac{d_{a1}}{z_1 + 2}; \quad m_2 = \frac{d_{a2}}{z_2 + 2}$$

- Теоретически толщина зуба s и ширина впадины s_b по начальной

окружности равны между собой: $s = s_b = \frac{t}{2} = \frac{\pi m}{2} = 1,57m$.

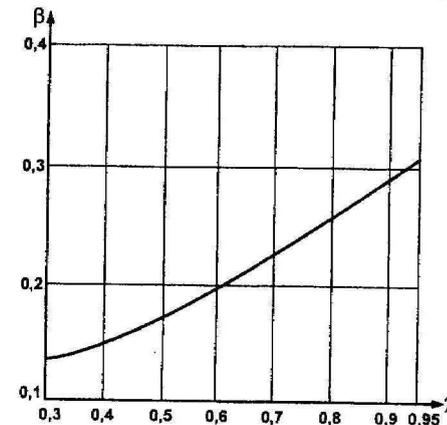
- Межосевое (межцентровое) расстояние определяется по формуле для наружного зацепления

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{z_1 m}{2} + \frac{z_2 m}{2} = m \frac{z_1 + z_2}{2};$$

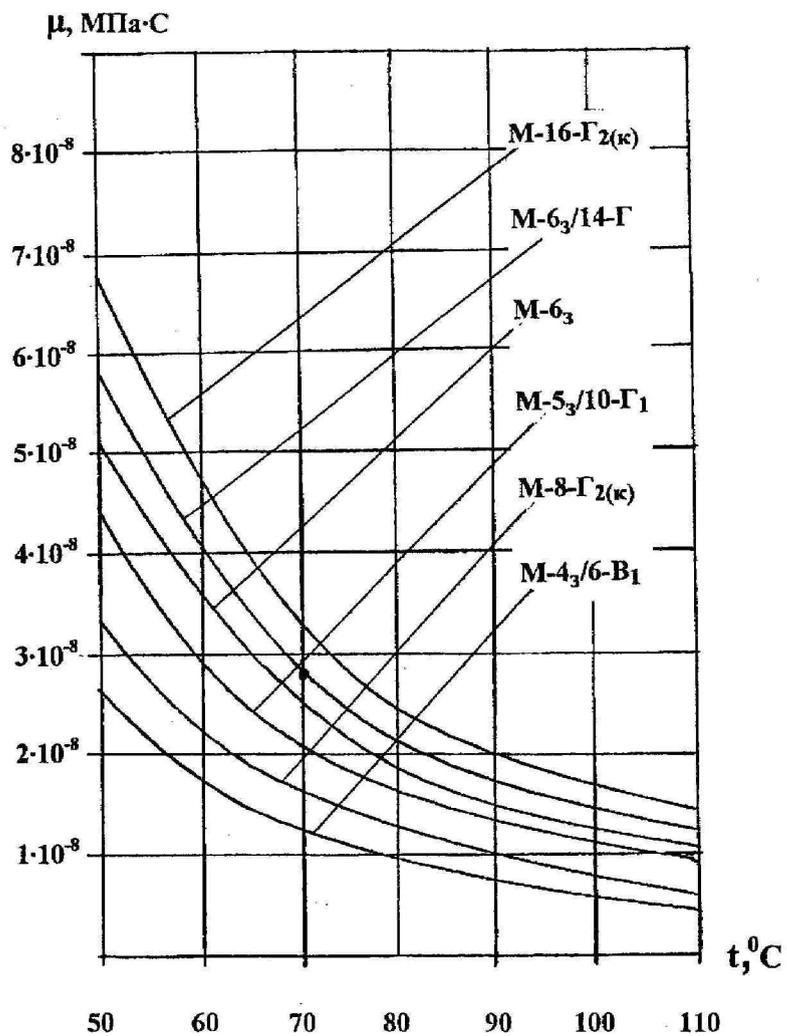
для внутреннего зацепления

$$a_w = r_{w2} - r_{w1} = \frac{z_2 m}{2} - \frac{z_1 m}{2} = m \frac{z_2 - z_1}{2}$$

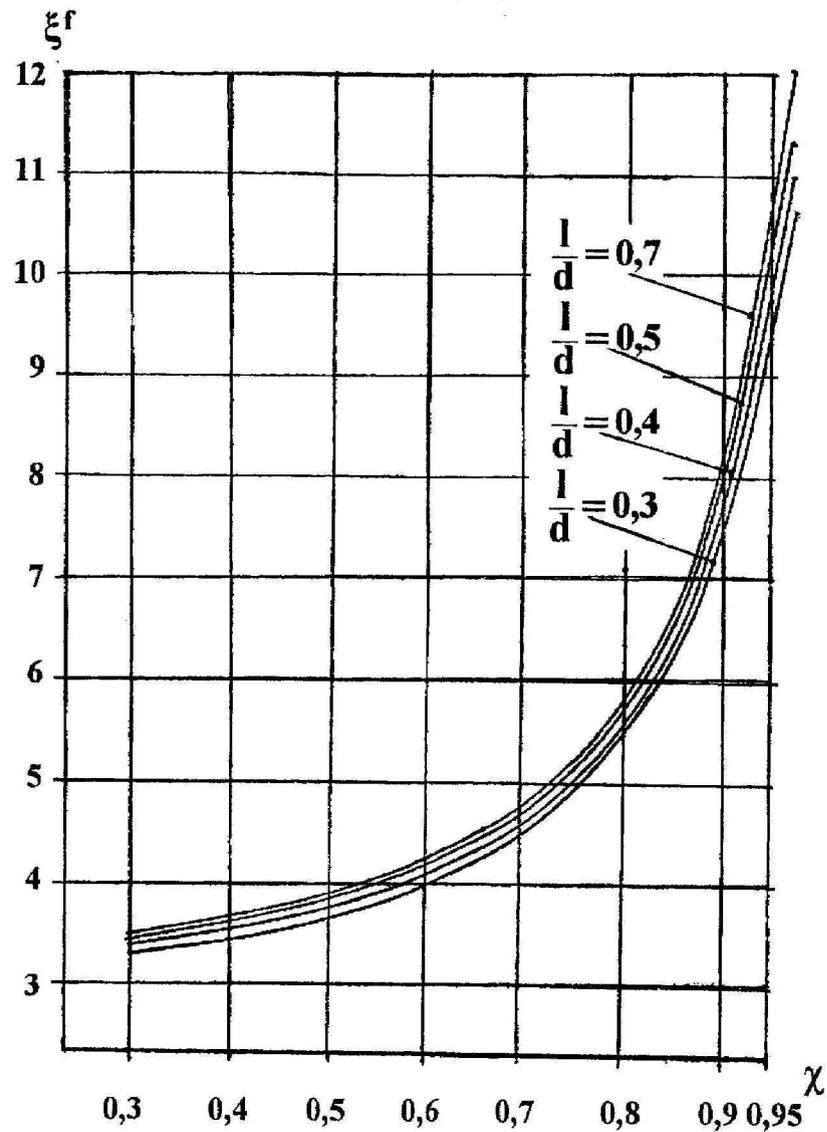
Зависимость коэффициента β от эксцентриситета



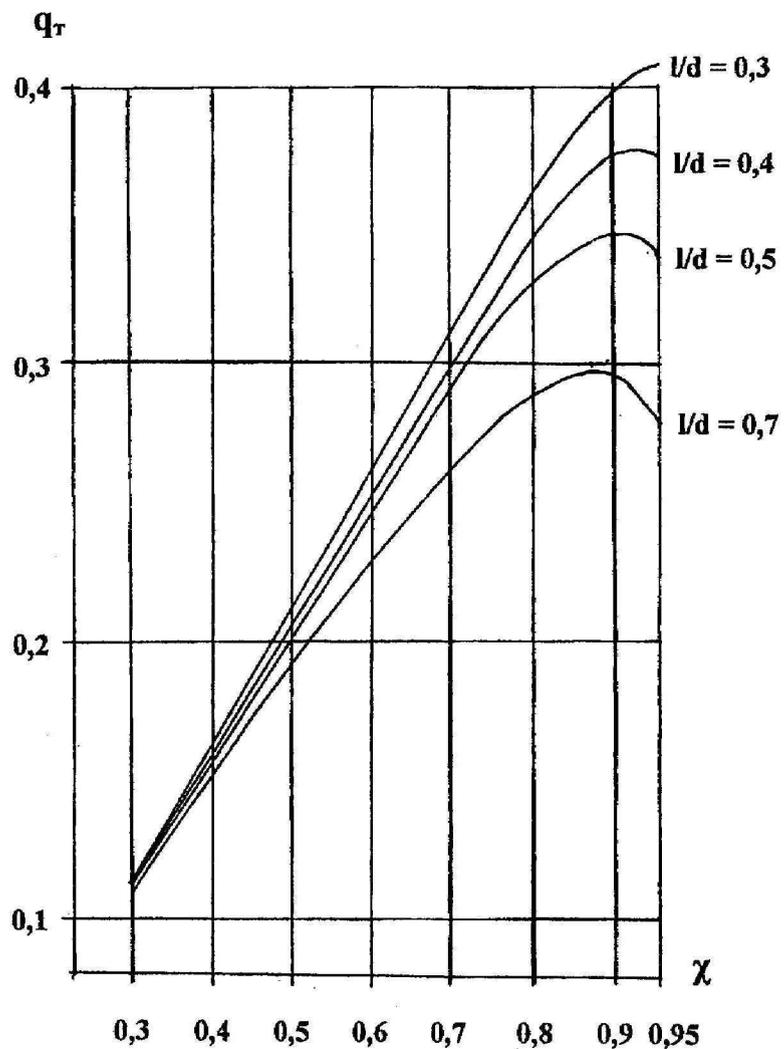
Зависимость динамической вязкости моторных масел μ от температуры



Зависимость коэффициента сопротивления шипа вращению от эксцентриситета



Зависимость коэффициента расхода q_T через нагруженную часть подшипника от эксцентриситета



Жидкостная система охлаждения двигателя внутреннего сгорания

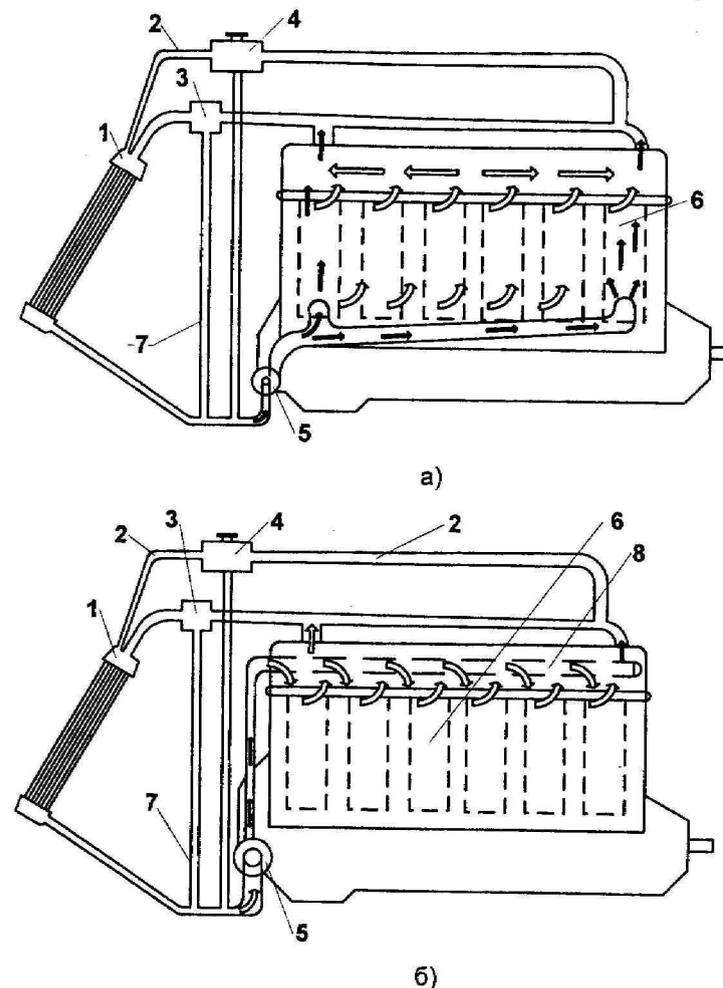
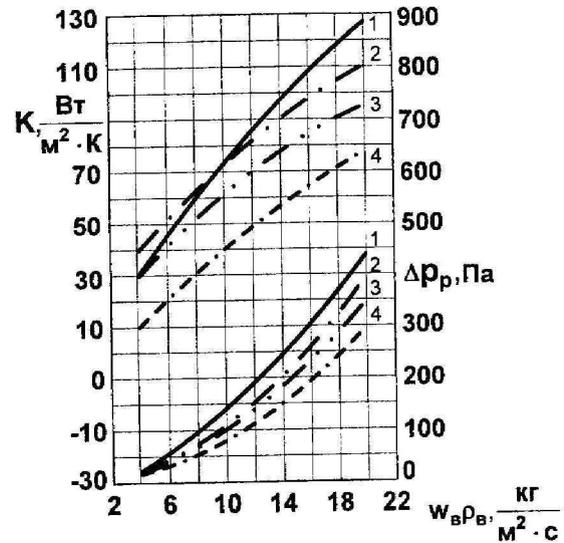


Схема жидкостной системы охлаждения:
 а – дизель; б – двигатель с искровым зажиганием;
 1–радиатор; 2–паровоздушная трубка; 3–термостат; 4–расширительный бачок; 5–жидкостной насос; 6–рубашка охлаждения цилиндров; 7–обводная магистраль; 8–распределительная труба

Приложение 16

Коэффициент теплопередачи K и понижение давления ΔP_p в радиаторах различного типа в зависимости от массовой скорости воздуха



- 1-шахматное расположение трубок под углом к воздушному потоку;
- 2-шахматное расположение трубок; 3-рядное расположение трубок;
- 4-трубчато-ленточные радиаторы

Приложение 17

Теплофизические параметры теплоносителей системы охлаждения

Параметр	Вид охлаждающей жидкости		
	воздух	вода	тосол
Плотность ρ , кг/м ³	1,08	963	1080
Теплоемкость c , кДж/(м ² ·К)	1,006	4,22	3,55
Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	0,03	0,68	0,40
Коэффициент кинематической вязкости ν , м ² /с	$0,19 \cdot 10^{-4}$	$0,29 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-6}$
Критерий Прандля Pr	0,686	1,73	9,56

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.2. Динамика и конструирование: Учебник для ВУЗов/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: Высш.шк., 2005. – 400 с.: ил.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей/ Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, С.И. Ефимов и др.; Под общей ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова: Учебник для студентов вузов, обуч. по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384с.:ил.
3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496с.
4. Павлов А.В., Корси Е.К. Учебное пособие по курсовому проектированию двигателей внутреннего сгорания (конструирование и расчет). – 2-е изд., перераб. и доп. / МАДИ. – М., 1987. – 100с.

Учебное пособие по курсовому проектированию
двигателей внутреннего сгорания

Часть 3

Методика выполнения прочностных расчетов и
разработка конструкции ДВС

Составители: И.В. Алексеев, С.Н. Богданов, Ю.В. Горшков, В.Е.
Ерещенко, И.Е. Иванов, С.А. Пришвин, П.В. Сафронов, М.Г. Шатров.

Редактор В.В. Солопова
Технический редактор В.В. Солопова

Тем.план 2006 г., п.24		
Подписано в печать 06.12.2006г.	Усл. печ. л. 5,7	Формат 60x84/16
Печать офсетная	Заказ 536	Уч.-изд. л. 4,8
Тираж 200 экз.		Цена 40 руб.

Ротапринт МАДИ(ГТУ), 125319, Москва, Ленинградский просп., 64