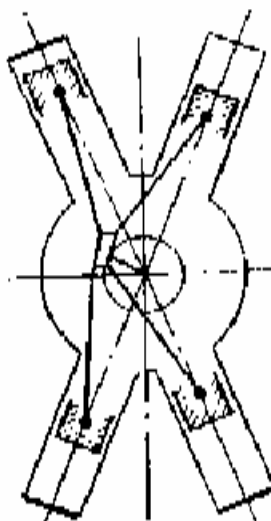


Р.А. Зейнетдинов, И. Ф. Дьяков, С. В. Ярыгин

Проектирование автотракторных двигателей

Учебное пособие



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Ульяновский государственный технический университет

Р. А. Зейнетдинов, И. Ф. Дьяков, С. В. Ярыгин

Проектирование автотракторных двигателей

Учебное пособие

Ульяновск 2004

УДК 629.113. 2. 001 (075)

ББК 39. 33-04 Я 7

3-17

Рецензенты: кафедра « Тракторы и автомобили» Ульяновской
государственной сельскохозяйственной академии;
доктор техн.наук, проф. В.Г Артемьев

Р. А. Зейнетдинов, Дьяков И.Ф., С.В. Ярыгин

3-17 Проектирование автотракторных двигателей. Учебное пособие

Ульяновск: УлГТУ, 2004.- 168 с.

ISBN 5-89146 – 000-0

Содержит основные сведения по расчету автотракторных двигателей. Приведены тепловой и динамический расчеты. Даны основные расчеты механизмов и систем. Проанализированы значимость технологичности конструкции. Рассмотрены вопросы пуска двигателя. Для выполнения расчетов можно использовать компьютерные программы Excel и MathCad. В приложении приводятся графические и расчетные материалы, а также список литературы .

Пособие предназначено студентам специальности 1501 “Автомобиле,- и тракторостроение”.

УДК 629.113.2.001(075)

ББК 39.33-04 я7

© Зейнетдинов Р.А., Дьяков И.Ф.,
Ярыгин С.В. 2004

ISBN 5-89146-000-0

Оформление. УлГТУ, 2004

ВВЕДЕНИЕ

Современные автотракторные двигатели отличаются приемлемыми мощностными и экономическими показателями, достаточной надежностью и долговечностью. Однако дальнейшее повышение эффективности использования автомобилей и тракторов требует совершенствования их силовых установок, что невозможно без глубоких знаний конструкции, процессов, сопровождающих работу автотракторного двигателя, и расчета его элементов.

Знание рабочих процессов, основ конструирования и расчета деталей двигателя необходимо не только конструкторам и исследователям, создающим силовые установки, но и техническому персоналу, эксплуатирующему и ремонтирующему их.

Задачей настоящего учебного пособия является рассмотрение методики выполнения теплового и динамического расчетов двигателя и ознакомление с основными сведениями, необходимыми для конструирования и расчета деталей, узлов и двигателя в целом (приложение 1). В связи с этим предлагаемое пособие содержит необходимую информацию не только для подготовки студента к выполнению контрольных и курсовых работ, но и для расчетов при выполнении дипломных проектов. Исходные данные для выполнения работы используются из задания «Теория автомобиля и трактора». Курсовая работа включает расчётно-графический материал и конструкторскую часть (продольный и поперечный разрез двигателя).

Методика изложения материала отдельных разделов максимально адаптирована к современным способам анализа работоспособности, а также термической и динамической нагруженности элементов двигателя с использованием ЭВМ. В учебный материал включены новейшие достижения в конструировании двигателей, используемых в средствах транспорта.

Данное пособие может быть использовано студентами высших учебных заведений, специальности «Двигатели внутреннего сгорания»; по направлению «Технологические машины и оборудование», специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»; по направлению «Эксплуатация транспортных средств» и специальностям «Организация дорожного движения», «Сервис и техническая эксплуатация транспортных и технологических машин и оборудования» (автомобильный транспорт; строительное, дорожное и коммунальное машиностроение); по направлению «Наземные транспортные системы» и специальностям «Автомобиле- и тракторостроение», «Автомобили и автомобильное хозяйство».

1. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ

1.1. Общие сведения

Задачами теплового расчета рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания являются определение его показателей, характеризующих экономичность и эффективность рабочего процесса, а также определение максимального давления в цилиндре и переменных давлений в зависимости от хода поршня, необходимых для расчета деталей двигателя на прочность.

На основании теплового расчета с достаточной для практики точностью строится индикаторная диаграмма, рассчитывается индикаторное давление, а по заданной мощности определяется число и размеры цилиндров для проектируемого двигателя.

Расчет рабочего цикла и динамический расчет производятся для режима работы двигателя, соответствующего номинальной (полной) мощности и нормальным условиям окружающей среды, за исключением случаев, оговоренных в задании.

Предварительно все расчеты выполняются в черновиках и согласовываются с консультантом.

Для проведения теплового расчета проектируемого двигателя выбираем значения номинальной эффективной мощности P_e , кВт, и номинальной частоты вращения коленчатого вала n_N , мин⁻¹.

Далее подбирается прототип, в качестве которого следует выбирать двигатель одинаковый с проектируемым по назначению, имеющий более высокие динамические и экономические показатели среди других двигателей. Мощность проектируемого двигателя может отличаться, и даже значительно, от мощности прототипа. Необходимая мощность может быть получена путем изменений (в допустимых пределах) размеров цилиндров, числа цилиндров, частоты вращения коленчатого вала, применения наддува, повышения степени сжатия, изменение формы камеры сгорания или смесеобразования и т.д. Кроме этого, выбираются, с учетом перспективы развития автотракторных двигателей, значения следующих дополнительных параметров:

1. Параметры окружающей среды: при работе двигателя без наддува: давление p_0 и температура T_0 ; при работе двигателя с наддувом (параметры после нагнетателя): давление p_k и температура T_k .
2. Элементарный состав и низшая теплота сгорания топлива: жидкого H_u ; газообразного H'_u .
3. Степень сжатия ϵ .
4. Коэффициент избытка воздуха α .
5. Параметры остаточных газов: давление p_r и температура T_r .
6. Подогрев свежего заряда от стенок ΔT .
7. Степень повышения давления газов при сгорании (только для дизелей) λ .
8. Коэффициент использования теплоты при сгорании ξ_z .

9. Коэффициент округления индикаторной диаграммы $\phi_{\text{нд}}$.
 10. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра $m = S/D$.

1.2. Методика проведения теплового расчета

Параметры окружающей среды.

а). При работе двигателя без наддува:

Давление свежего заряда p_o , поступающего к двигателю из атмосферы, принимается равным атмосферному давлению

$$p_o \approx 0,1 \text{ МПа};$$

температура свежего заряда T_o принимается равной температуре, атмосферного воздуха

$$T_o \approx 273 + 15 = 288 \text{ К}.$$

б). При работе двигателя с наддувом.

Давление наддувочного воздуха p_k рекомендуется:

- при низком наддуве $p_k \approx 0,15 \text{ МПа}$;
- при среднем наддуве $p_k \approx (0,15 \dots 0,22) \text{ МПа}$;
- при высоком наддуве $p_k \approx (0,22 \dots 0,25) \text{ МПа}$.

Температура наддувочного воздуха T_k зависит от степени повышения давления в нагнетателе, типа нагнетателя, степени охлаждения корпуса нагнетателя и снижения температуры воздуха (горючей смеси) в охладителе.

$$T_k = T_o \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - \Delta T_{\text{охл}}, \quad (1.1)$$

где T_o – температура атмосферного воздуха ($T_o = 288 \text{ К}$), p_k – давление наддувочного воздуха, МПа; p_o – атмосферное давление воздуха ($p_o \approx 0,1 \text{ МПа}$); n_k – показатель политропы сжатия воздуха в нагнетателе (компрессоре); $\Delta T_{\text{охл}}$ – изменение температуры заряда при его охлаждении в воздушном холодильнике, К.

Следует учесть, что промежуточное охлаждение применяют обычно при $p_k > 0,15 \text{ МПа}$ и когда температура воздуха после компрессора выше $55 \dots 65^\circ\text{C}$, в остальных случаях $\Delta T_{\text{охл}} = 0$.

Показатель политропы n_k рекомендуется принимать:

для центробежных нагнетателей с охлаждаемым корпусом $n_k = 1,4 \dots 1,6$; для центробежных нагнетателей с неохлаждаемым корпусом $n_k = 1,8 \dots 2,0$; для поршневых нагнетателей $n_k = 1,4 \dots 1,6$; для объемных нагнетателей $n_k = 1,55 \dots 1,75$. Элементарный состав и низшая теплота сгорания топлива (H_u). Элементарный состав жидких топлив обычно выражается в единицах массы (кг) или относительных массовых долях. При этом

$$C + H + O = 1 \text{ кг}, \quad (1.2)$$

где C – массовая доля углерода в 1 кг топлива; H – массовая доля водорода в 1 кг топлива; O – массовая доля кислорода в 1 кг топлива.

Теплота сгорания жидких топлив H_u обычно исчисляется на единицу массы, т.е. в кДж/кг (табл. 1.1).

Таблица 1.1.

Характеристика жидких топлив				
Топливо	Элементарный состав в единицах массы			Низшая теплота сгорания H_U , кДж/кг
	С	Н	О	
Бензин	0,855	0,145	-	$4,40 \cdot 10^4$
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004	$4,25 \cdot 10^4$
Спирт метиловый (метанол)	0,375	0,125	0,500	$2,03 \cdot 10^4$
Спирт этиловый	0,522	0,130	0,348	$2,76 \cdot 10^3$

Если известен элементарный состав жидкого топлива, то низшая теплота сгорания, в кДж/кг, приближенно может быть найдена по эмпирической формуле Д.И. Менделеева

$$H_U = (34,013 C + 125,6 H - 10,9(O - S) - 2,512 (9H + W))10^3, \quad (1.3)$$

где C , H , O , S – массовые доли углевода, водорода, кислорода и серы в топливе; $9H$ – количество водяного пара, образующего при сгорании водорода; W – массовая доля воды в топливе.

Для газообразных топлив (сжатые и сжиженные газы) состав обычно выражается в объемных единицах m^3 или молях. Тогда для одного моля (или m^3) состав газообразного топлива

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1, \quad (1.4)$$

где N_2 – объемное содержание азота в газе.

Состав сжатого природного газа (СПГ) включает метан, группу более сложных углеводородов (этан, пропан, бутан) и не более 7% негорючих компонентов. Удельная низшая теплота сгорания СПГ H'_u в зависимости от его состава находится в пределах $(3,2...3,6) \cdot 10^4$ кДж/ m^3 (в расчетах обычно принимают $3,5 \cdot 10^4$ кДж/ m^3).

Сжиженные нефтяные газы (СНГ) – это горючие газы, основными компонентами в которых являются пропан C_3H_8 и бутан C_4H_{10} . При этом низшая теплота сгорания у пропана и бутана соответственно – $45,97 \cdot 10^3$ кДж/кг и $45,43 \cdot 10^3$ кДж/кг.

Для газообразного топлива низшую теплоту сгорания можно приближенно подсчитать по эмпирической формуле

$$H'_U = (12,8CO + 10,8H_2 + 35,8CH_4 + 56,0 C_2H_2 + 59,5 C_2H_4 + 63,4 C_2H_6 + 91C_3H_8 + 120 C_4H_{10} + 144 C_5H_{12}) \cdot 10^3,$$

где CO , H_2 и т.д. – объемные доли компонентов газовой смеси.

Степень сжатия ε выбирается прежде всего в зависимости от способа смесеобразования, рода топлива, формы камеры сгорания, типа и назначения двигателя. В двигателях с воспламенением от электрической искры ε ограничивается по условию предупреждения явления детонации и выбор ее зависит от антидетонационных свойств топлива:

октановое число бензина	73...76	77...78	81...90	91...100	более 100
ϵ	6,6...7	7,1...7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	до 12

В двигателях с воспламенением от сжатия выбор ϵ зависит в основном от способа смесеобразования и исходит из условия обеспечения надежного воспламенения топливно-воздушной смеси на всех режимах работы, включая пуск холодного двигателя.

В зависимости от вышеуказанных факторов степень сжатия ϵ для двигателей различных типов находится в следующих пределах:

бензиновые двигатели	6...11;
газовые двигатели	7...12;
дизели с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием	14...17;
дизели с разделенными камерами	16...21;
дизели с М – процессом	до 27;
дизели с наддувом	12...16

Коэффициент избытка воздуха α выбирают в зависимости от сорта топлива, вида смесеобразования, типа двигателя и других факторов. При номинальной мощности двигателя значения α находятся в следующих пределах.

Карбюраторные бензиновые двигатели:

легковые автомобили	- 0,8...0,9;
грузовые автомобили	- 0,9...0,95.
Бензиновые двигатели с впрыском топлива и электрическим зажиганием	- 0,7...1.

Газовые двигатели:

при работе на сжатом метановом газе	- 1,0...1,05;
при работе на сжиженном пропано-бутановом газе	- 0,9...0,95.

Для дизельных двигателей значения α зависят от типа смесеобразования и находятся в следующих пределах:

дизели с неразделенными камерами и объемным смесеобразованием	1,50...1,80;
дизели с полуразделенными камерами и пленочным смесеобразованием	1,20...1,40;
вихрекамерные и предкамерные дизели	1,25...1,45;
дизели с наддувом	1,4...2,20.

Параметры остаточных газов. После завершения каждого цикла в цилиндре двигателя остаются продукты сгорания с давлением p_r , температурой T_r . Значение p_r определяется давлением среды, в которую происходит выпуск отработавших газов, т.е. давлением p_0 при выпуске в атмосферу или p_k при установке на выпуске глушителя, нейтрализатора отработавших газов или сборника при газотурбинном наддуве.

Для автомобильных и тракторных двигателей без наддува, а также с наддувом и выпуском в атмосферу величина давления остаточных газов p_r нахо-

дится в пределах $(1,05...1,25)p_0$ МПа. Большие значения p_r принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала, а также при наличии в системе выпуска нейтрализатора отработавших газов.

Для двигателей с газотурбинным наддувом

$$p_r = (0,75...0,98) p_k, \text{ МПа.}$$

Ориентировочные пределы значений p_r четырехтактных автотракторных двигателей следующие:

для карбюраторных двигателей $0,102...0,120$ МПа;

для дизелей без наддува $0,105...0,125$ МПа.

Давление остаточных газов зависит от частоты вращения коленчатого вала n и при необходимости определения p_r на различных скоростных режимах двигателя можно использовать приближенную формулу

$$p_r(n) = 1,035p_0 + (p_{rN} - 1,035p_0) \cdot (n/n_N)^2, \quad (1.6)$$

где p_{rN} – давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа; n_N – частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме, мин^{-1} .

Температура отработавших газов T_r зависит от ряда факторов, в том числе от состава смеси, частоты вращения, степени сжатия и типа двигателя.

При установлении величины T_r необходимо иметь в виду, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала температура остаточных газов возрастает, а при обогащении смеси и увеличении степени сжатия – снижается.

При номинальном режиме температура остаточных газов варьирует в пределах:

для бензиновых двигателей $900 \dots 1100$ К;

для дизелей $700 \dots 900$ К;

для газовых двигателей $750 \dots 1000$ К.

Подогрев свежего заряда (ΔT). Величина подогрева свежего заряда от стенок ΔT , зависящая от наличия специального устройства для подогрева, от конструкции впускного трубопровода, типа системы охлаждения, быстроходности двигателя и наддува, обычно колеблется в пределах:

для карбюраторных двигателей $0...+25^\circ\text{C}$;

для дизелей без наддува $+20...+40^\circ\text{C}$;

для двигателей с наддувом $(-5)...+10^\circ\text{C}$.

Подогрев свежего заряда ΔT имеет меньшее значение для двигателей с впрыскиванием бензина и жидкостным обогревом впускного трубопровода; для двигателей с воздушным охлаждением значение ΔT больше.

Степень повышения давления газов λ при сгорании задается только для дизельного двигателя.

Величина λ зависит от цикловой подачи топлива, способа смесеобразования, периода задержки воспламенения и лежит в пределах:

– для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием $1,6...2,5$;

– для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а также для дизелей с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием $1,2...1,8$.

– для дизелей с наддувом обычно величина $\lambda = 1,4$ (значения λ оконча-

тельно уточняют с учетом допустимых значений давления p_z и температуры T_z в конце видимого процесса сгорания).

При выборе λ для дизелей следует руководствоваться следующими соображениями: чем выше λ , тем большее количество топлива будет сгорать при изохорном процессе. Это ведет к росту давления газов и площади индикаторной диаграммы, а, следовательно, уменьшению потери тепла и расхода топлива. Однако при большем значении λ увеличение давления газов ухудшает условия работы кривошипно-шатунного механизма, повышает шумность работы двигателя и снижает его механический КПД.

При меньших значениях λ снижается экономичность двигателя, т.к. большая часть топлива сгорает при изобарном процессе, т.е. в большем объеме и при значительном теплоотводе.

Величина коэффициента использования теплоты при сгорании ξ_z находится в пределах:

для карбюраторных двигателей	0,80...0,95;
для быстроходных дизелей с неразделенными камерами сгорания	0,70...0,88;
для дизелей с разделенными камерами сгорания	0,65...0,80;
для газовых двигателей	0,80...0,85.

Величина коэффициента полноты индикаторной диаграммы $\varphi_{пд}$ обычно колеблется в пределах:

для карбюраторных двигателей	0,94-0,97;
для дизелей	0,92-0,95.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра $m = S/D$ для современных автомобильных двигателей лежит обычно в пределах:

карбюраторные двигатели	0,8...1,0;
автомобильные дизели	0,9...1,05;
тракторные дизели	0,9...1,2.

Уменьшение величины m двигателя способствует снижению массы и высоты двигателя, увеличению индикаторного КПД и коэффициента наполнения, а также снижению скорости поршня и износов деталей цилиндро-поршневых групп. В то же время при уменьшении m возрастают газовые нагрузки на поршень и другие детали цилиндро-поршневой группы, ухудшается смеобразование и увеличивается габаритная длина двигателя.

В курсовой работе отношения S/D выбирают по прототипу.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Процесс наполнения

Тепловой расчет рабочего двигателя выполняется после выбора дополнительных параметров. Следует учесть, что ошибка при определении одного из параметров влечет за собой искажение результатов всего расчета. В связи с этим рекомендуется полученные значения сопоставлять с аналогичными,

имеющимися в литературе. Численные расчеты необходимо проводить с точностью до третьей значащей цифры.

Процесс характеризуется следующими основными параметрами: давлением p_r и температурой T_a заряда в конце процесса наполнения - начала сжатия; давлением p_r и температурой T_r остаточных газов; коэффициентом остаточных газов γ_r ; коэффициентом наполнения η_v .

Давление заряда в конце наполнения p_a . Давление p_a (МПа) определяют пренебрегая незначительным изменением плотности свежего заряда при его движении во впускной системе и принимая начальную скорость воздуха $\omega_v=0$

$$p_a = p_K - \left(\beta^2 + \xi_{вп.} \right) \frac{\omega_{вп.}^2}{2} \cdot \rho_K \cdot 10^{-6}, \quad (2.1)$$

где p_K – давление воздуха на впуске, МПа, при отсутствии наддува $p_K=p_0$ и $\rho_K=\rho_0$; β – коэффициент затухания скорости движения заряда, в рассматриваемом сечении; $\xi_{вп.}$ – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенной к наиболее узкому ее сечению; $\omega_{вп.}$ – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы (как правило, в клапане или в продувочных окнах); ρ_K и ρ_0 – плотность заряда на впуске соответственно при наддуве и без него.

По опытным данным в современных автомобильных двигателях на номинальном режиме $(\beta^2 + \xi_{вп.}) = 2,5 \dots 4$ и $\omega_{вп.} = 50 \dots 130$ м/с.

Плотность заряда, кг/м³, на впуске

$$\rho_R = \frac{p_K \cdot 10^{-6}}{R_B \cdot T_K} \quad ; \quad \text{или} \quad \rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_0}, \quad (2.2)$$

где R_B – удельная газовая постоянная воздуха

$$R_B = \frac{\mu R}{\mu_B} = \frac{8314}{28,36} = 287,$$

где $\mu R = 8314$ Дж/(кмоль·град) – универсальная газовая постоянная; T_K – температура заряда на впуске, К, (при отсутствии наддува $T_K = T_0$).

Ориентировочно для четырехтактных ДВС без наддува $p_a = (0,85 \dots 0,9) p_0$, для четырехтактных с наддувом $p_a = (0,9 \dots 0,96) p_K$.

Коэффициент остаточных газов γ_r . Величина коэффициента остаточных газов γ_r характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания и определяет относительное содержание их в горючей смеси.

Коэффициент остаточных газов для четырехтактных дизелей:

без учета продувки и дозарядки цилиндра

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}; \quad (2.3)$$

с учетом продувки и дозарядки цилиндра

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{0ч} p_r}{\varepsilon \psi_{доэ} p_a - \varphi_{0ч} p_r \cdot \varphi_t}, \quad (2.4)$$

где ε – степень сжатия; ΔT – температура подогрева заряда в процессе впуска; $\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки, $\varphi_{ог} = 1 \dots 0$ (при $\varphi_{оч} = 1$ продувка камеры сгорания не производится; в случае же $\varphi_{оч} = 0$ происходит полная очистка камеры сгорания от остаточных газов), принимаем $\varphi_{ог} = 1$; $\Psi_{доз}$ – коэффициент дозарядки, $\Psi_{доз} = 1.02 \dots 1.15$, причем большие значения характерны для более высокооборотных двигателей. При отсутствии дозарядки $\Psi_{доз} = 1$; φ_t – коэффициент, учитывающий различие в теплоемкостях свежего заряда и остаточных газов (коэффициент неравенства теплоемкостей)

Значение коэффициента φ_t зависит от коэффициента избытка воздуха α_1 (табл. 2.1).

Таблица 2.1.

Значение коэффициента φ_t

Тип двигателя	Бензиновые двигатели				Дизели
Коэффициент избытка воздуха α	0.8	1.0	1.2	1.4	1.5...1.8
Коэффициент φ_t	1.13	1.17	1.14	1.11	1.1

Ориентировочные значения γ_r для двигателей:

четырехтактных дизелей без наддува 0,03...0,06;

с наддувом 0,02...0,04;

четырехтактных карбюраторных при полном открытии дроссельной заслонки 0,06...0,08.

Температура в конце наполнения T_a . Температура T_a определяется подогревом заряда от нагретых деталей двигателя ΔT , температурой остаточных газов T_r , и коэффициентом остаточных газов γ_r ,

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \varphi_t \Psi_{доз} \gamma_r T_r}{1 + \Psi_{доз} \cdot \gamma_r}, \quad (2.5)$$

Температура в конце впуска T_a без учета дозарядки цилиндра и неравенства теплоемкостей свежего заряда и остаточных газов:

$$T_a = (T_K + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r). \quad (2.6)$$

В современных четырехтактных двигателях температура в конце впуска T_a изменяется в пределах:

для бензиновых двигателей 320...370 К;

для дизелей 310...350 К;

для четырехтактных двигателей с наддувом (без промежуточного охлаждения) 320...400 К.

Коэффициент наполнения η_v характеризует качество процесса впуска и представляет собой поправку, учитывающую отклонения условий внутри цилиндра от условий на впуске в двигатель.

Для четырехтактных двигателей с учетом продувки, дозарядки цилиндра и неравенства теплоемкостей остаточных газов и свежего заряда:

$$\eta_V = \psi_{\text{доэ}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_K} \cdot \left(1 - \frac{\varphi_{0\text{ц}} \varphi_t}{\varepsilon \psi_{\text{доэ}}} \cdot \frac{p_r}{p_a} \right) \cdot \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \quad (2.7)$$

Если пренебречь продувкой, дозарядкой и неравенством теплоемкостей, то $\varphi_{0\text{г}} = \psi_{\text{доэ}} = \varphi_t = 1$. Тогда

$$\eta_V = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \cdot \frac{1}{p_K} (\varepsilon p_a - p_r)$$

Коэффициент наполнения для автотракторных ДВС при работе на номинальном режиме находится в пределах:

для карбюраторных двигателей	0,70...0,90;
для дизелей без наддува	0,80...0,94;
для дизелей с наддувом	0,80...0,97.

При специально настроенных впускных системах значения η_V могут достигать до 1,0 и выше за счет использования инерционно-волновых явлений.

2.2. Процесс сжатия

Процесс сжатия характеризуется давлением p_c и температурой T_c рабочего тела в конце процесса.

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad \text{МПа}; \quad (2.8)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad \text{К}, \quad (2.9)$$

где n_1 — показатель политропы сжатия.

Значение n_1 может быть определено по номограмме (рис.2.1) или методом последовательных приближений со степенью точности, равной 0,001, по формуле [16]

$$n_1 = 1 + \frac{8,314}{20,16 + 1,788 \cdot 10^{-3} (\varepsilon^{k_1 - 1} + 1) \cdot T_a}, \quad (2.10)$$

где k_1 — показатель адиабаты.

Задаваясь любым значением $k_1 = 1,35...1,38$ и решая данное уравнение методом последовательных приближений, определяем новое искомое значение n_1 .

Значение показателя адиабаты k_1 по номограмме (рис.2.1) определяется следующим образом. Через принятое значение степени сжатия ε проводится ордината до пересечения с соответствующей кривой температур T_a . Через полученную точку пересечения проводят линию, параллельную оси абсцисс до пересечения с осью ординат, на которой нанесены в масштабе значения k_1 .

Показатель адиабаты k_1 служит ориентиром для уточнения при выборе n_1 , исключая грубые ошибки и в следствие искажения теплообмена между

сжимаемым зарядом и стенками цилиндра. Можно полагать, что

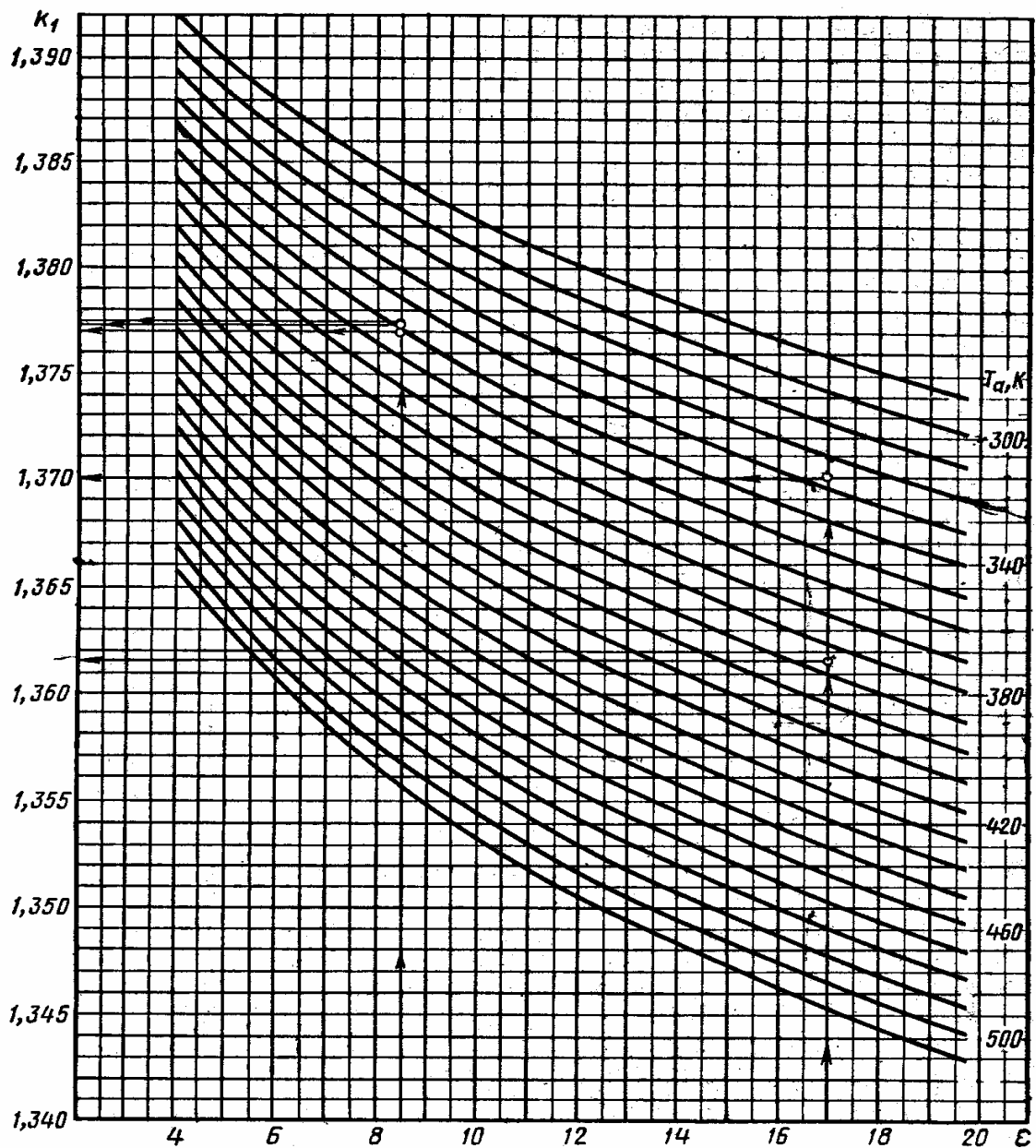
$$n_1 = k_{1-0,04}^{+0,02}.$$


Рис.2.1. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

Значения показателя политропы сжатия n_1 зависящего от частоты вращения коленчатого вала, степени сжатия, размеров цилиндра, материала поршня и цилиндра, интенсивности охлаждения цилиндров и т.д., обычно лежат в пределах: для бензиновых и газовых двигателей 1,3...1,39; для двигателей без наддува 1,35...1,4; для дизеля с наддувом (при давлении наддува $p_k \leq 0,2$ МПа и без промежуточного охлаждения воздуха после компрессора) 1,35...1,38.

Величина n_1 возрастает с увеличением частоты вращения вала двигателя, а также с уменьшением отношения поверхности охлаждения к объему цилиндра. Падает n_1 с увеличением степени сжатия и увеличением интенсивности охлаждения. В двигателях с воздушным охлаждением.

Значения параметров рабочего тела в конце сжатия p_c и T_c для современных автотракторных двигателей находятся в следующих пределах:

	p_c , МПа	T_c , К
для карбюраторных двигателей (при полном открытии дросселя)	0,9...2,0	650...800;
для дизелей без наддува	2,9...6,0	700...900;
для дизелей с наддувом (при давлении наддува $p_k \leq 0,2$ МПа и без промежуточного охлаждения воздуха после компрессора)	6...8	900...1000.

Средняя мольная теплоемкость свежего заряда в конце сжатия без учета влияния остаточных газов (в бензиновых двигателях и дизелях теплоемкость свежего заряда обычно принимается равной теплоемкости воздуха, т.е. без учета влияния паров топлива, и в газовых двигателях - без учета разности в теплоемкостях газообразного топлива и воздуха) в интервале температур 273...1800 К определяется по уравнению

$$mC'_{vcp} = a_c + b_c T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \quad (2.12)$$

2.3. Процесс сгорания

Параметры свежего заряда. Теоретическая масса (количество) воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг жидкого топлива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_T \right); \quad (2.13)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right), \quad (2.14)$$

где l_0 – масса необходимого воздуха, кг; L_0 – количество необходимого воздуха, кмоль,

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B}, \quad (2.15)$$

где μ_B – мольная масса воздуха, ($\mu_B = 28,96$ кг/кмоль).

Теоретически необходимое количество воздуха (кмоль или м^3) для сгорания 1 кмоль (м^3) газообразного топлива $\Sigma C_n H_m O_r$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \Sigma \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r, \frac{\text{моль.возд}}{\text{моль.газа}} \left(\frac{\text{м}^3 \text{возд}}{\text{м}^3 \text{газа}} \right), \quad (2.16)$$

где n , m и r – соответственно число атомов углерода (0-5), водорода (0-12) и кислорода (0-2).

Количество, кмоль, свежего заряда (горючей смеси) перед сгоранием

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль} \quad (2.17)$$

где μ_T – молекулярная масса паров топлива:

для автомобильного бензина $\mu_T = 110...120 \text{ кг/кмоль}$;

для дизельного топлива $\mu_T = 180...200 \text{ кг/кмоль}$.

Величиной $1/\mu_T$ при определении M_1 для двигателей с воспламенением от сжатия можно пренебречь.

В газовых двигателях горючая смесь состоит из 1 кмоль (м^3) газа и αL_0 кмоль (м^3) воздуха

$$M_1 = \alpha L_0 + 1, \text{ кмоль } (\text{м}^3). \quad (2.18)$$

Параметры конца процесса сгорания. Состав и количество, кмоль, продуктов сгорания на 1 кг жидкого топлива.

При $\alpha \geq 1$ (полное сгорание)

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль}. \quad (2.19)$$

Количество отдельных составляющих продуктом сгорания (в кмоль) при $\alpha > 1$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}; \quad M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0; \quad M_{N_2} = 0,79\alpha L_0. \quad (2.20)$$

Тогда после преобразования для $\alpha > 1$

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32}, \text{ кмоль}. \quad (2.21)$$

Количество киломолей продуктов сгорания при $\alpha = 1$

$$(M_2)_{\alpha=1} = L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32}, \text{ кмоль}. \quad (2.22)$$

Количество, кмоль, продуктов сгорания газообразного топлива $\Sigma C_n H_m O_r$

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль}. \quad (2.23)$$

Количество отдельных составляющих, кмоль, при сгорании 1 кмоль газообразного топлива $\Sigma C_n H_m O_r$

$$M_{CO_2} = \Sigma n(C_n H_m O_r); \quad M_{H_2O} = \Sigma \frac{m}{2}(C_n H_m O_r); \quad (2.24)$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0; \quad M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 + N'_2,$$

где N'_2 – количество атома азота в газе, кмоль или м^3 .

Тогда для $\alpha > 1$, учитывая, что $\Sigma C_n H_m O_r + N_2 = 1$, получим

$$(M_2)_{\alpha>1} = \Sigma \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r + 1 + \alpha L_0, \text{ кмоль}, \quad (2.25)$$

для $\alpha = 1$

$$(M_2)_{\alpha=1} = \Sigma \left(n + \frac{m}{2} \right) C_n H_m O_r + 0,79L_0 + N_2, \text{ кмоль}. \quad (2.26)$$

Состав и количество продуктов сгорания при $\alpha < 1$ (неполное сгорание жидкого топлива)

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0, \text{ кмоль.} \quad (2.27)$$

Количество каждого компонента, кмоль

$$\begin{aligned} M_{CO_2} &= \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \quad M_{CO} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \\ M_{H_2} &= 0,42K \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42K \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \\ M_{N_2} &= 0,79\alpha L_0, \end{aligned} \quad (2.28)$$

где K – отношение числа молей водорода и окиси углерода, т.е.

$K = M_{H_2} / M_{CO}$ и является функцией отношения H/C (состава топлива).

При $H/C = 0,17...0,19$, $K = 0,45...0,50$; при $H/C = 0,13$, $K = 0,30$.

Изменение количества, кмоль, газа при сгорании определяется как разность:

$$\Delta M = M_2 - M_1. \quad (2.30)$$

Для двигателей с воспламенением от сжатия ($\alpha > 1$)

$$\Delta M = H/4 + O/32. \quad (2.31)$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием $\alpha < 1$ (неполное сгорание)

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21(1-\alpha) \frac{1}{\mu_r}. \quad (2.32)$$

Изменение объема при сгорании 1 кмоль (или 1 м^3) газообразного топлива

$$\Delta M = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r. \quad (2.33)$$

Если в соединении вида $C_n H_m O_r$ число атомов водорода $m < (4 - 2r)$, то изменение объема ΔM отрицательно, т.е. объем рабочего тела в результате сгорания уменьшится. При $m > (4 - 2r)$ значение ΔM положительно, т.е. объем рабочего тела возрастает.

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси (теоретический коэффициент) – μ_0

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}. \quad (2.34)$$

Коэффициент молекулярного измерения рабочей смеси (действительный коэффициент) – μ

$$\mu = \frac{M_z}{M_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}, \quad (2.35)$$

где $M_z = M_2 + M_r$ – число молей газов после сгорания в точке Z ; $M_c = M_1 + M_r$ – число молей газов в конце сжатия до сгорания в точке C . Значения μ в зависимости от α находятся в следующих пределах:

для четырехтактных карбюраторных двигателей	$\mu = 1,02...1,12$;
для четырехтактных дизелей	$\mu = 1,01...1,05$;
для дизелей с газообразным двигателем	$\mu = 0,92...0,98$.

Средняя молярная теплоемкость mc продуктов сгорания. Для расчетов рабочих процессов двигателей обычно пользуются средними молярными теплоемкостями при постоянном объеме mc_V и при постоянном давлении mc_p . Тогда mc_V'' продуктов сгорания при $V = \text{const}$.

$$mc_V'' = \sum_{i=1}^{i=n} r_i (mc_{Vi}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}},$$

где r_i – объемная доля каждого газа, входящего в состав продуктов сгорания, определяется по формуле $r_i = M_i/M_2$, при этом $\sum r_i = 1$.

При неполном сгорании топлива ($\alpha < 1$) продукты сгорания состоят из смеси углекислого газа CO_2 , окиси углерода CO , водяного пара H_2O , свободного водорода H_2 и азота N_2 .

При этом

$$mc_V'' = \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} mc_{V\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} mc_{V\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} mc_{V\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} mc_{V\text{H}_2} + M_{\text{N}_2} mc_{V\text{N}_2}]. \quad (2.36)$$

При полном сгорании топлива ($\alpha \geq 1$) продукты сгорания состоят из смеси углекислого газа, водяного пара, азота, а при $\alpha > 1$ и кислорода. При этом

$$mc_{VZ}'' = \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} mc_{V\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} mc_{V\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} mc_{V\text{N}_2} + M_{\text{O}_2} mc_{V\text{O}_2}]. \quad (2.37)$$

Для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов в зависимости от температуры используют либо эмпирические формулы в виде $mc_V = a + b T$, либо справочные таблицы или графики [К].

Для теплоемкости продуктов сгорания в зависимости от α могут быть использованы следующие соотношения $\left[\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \right]$: для бензиновых двигателей ($0,7 \leq \alpha \leq 1,25$)

$$mc_{VZ}'' = a_Z + b_Z T_Z = (18,42 + 2,6\alpha) + (1,55 + 1,38\alpha) \cdot 10^{-3} T_Z, \quad (2.38)$$

для дизелей ($\alpha \geq 1$).

$$mc_{VZ}'' = \left(20,1 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(1,55 + \frac{1,38}{\alpha} \right) \cdot 10^{-3} T_Z. \quad (2.39)$$

Средняя теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении определяется из зависимости $\left[\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \right]$:

$$mc_{PZ}'' = mc_{VZ}'' + 8,314. \quad (2.40)$$

Теплоемкость продуктов сгорания газовых двигателей mc в зависимости от α может быть определена по формуле для бензиновых двигателей.

Максимальная температура газов в процессе сгорания T_z (К) определяется из уравнений сгорания: для дизелей

$$\frac{\xi H_U}{M_1(1 + \gamma_r)} + (mc_{Vc}' + 8,314\lambda) \cdot T_c = \mu \cdot (mc_{Vz}'' + 8,314) \cdot T_z, \quad (2.41)$$

для бензиновых двигателей ($\alpha < 1$)

$$\frac{\xi(H_U - \Delta H_U)}{M_1(1 + \gamma_r)} + m c'_{V_C} \cdot T_C = \mu \cdot m c''_V \cdot T_Z, \quad (2.42)$$

для газовых двигателей

$$\frac{22,4\xi H_U}{M_1(1 + \gamma)} + m c'_{V_C} \cdot T_C = \mu \cdot m c''_V \cdot T_Z, \quad (2.43)$$

где ξ – коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания рабочей смеси; λ – степень повышения давления в дизеле (обычно задается); H_U – низшая теплота сгорания автотранспортных топлив кДж/К или кДж/м³; ΔH_U – потеря части теплоты сгорания из-за химической неполноты сгорания топлива при $\alpha < 1$

$$\Delta H_U = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \cdot \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right], \quad (2.44)$$

где L_0 – теоретически необходимое количество воздуха в киломолях для сгорания 1 кг топлива.

В уравнения сгорания входят две неизвестные величины: максимальная температура сгорания T_Z и теплоемкость продуктов сгорания mc при этой же температуре. При подстановке в уравнения сгорания выражений для средних молярных теплоемкостей продуктов сгорания получаем уравнения второго порядка относительно T_Z :

$$AT_Z^2 + BT_Z + C = 0,$$

где A, B, C – известные коэффициенты,

откуда
$$T_Z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}.$$

Давление газов в конце сгорания, МПа.

Карбюраторные двигатели

$$P_Z = \mu P_C \frac{T_Z}{T_C}, \quad (2.45)$$

дизели

$$P_Z = \lambda P_C. \quad (2.46)$$

Значения температуры и давления в конце сгорания при работе с полной нагрузкой:

для бензиновых двигателей

$$T_Z = 2400 \dots 2900 \text{ К};$$

$$p_Z = 3,5 \dots 7,5 \text{ МПа},$$

действительное давление

$$p_{zd} = 0,85; p_Z = 3,0 \dots 6,5 \text{ МПа};$$

для дизелей

$$T_Z = 1800 \dots 2300 \text{ К},$$

$$p_Z = p_{zd} = 5,0 \dots 12,0 \text{ МПа};$$

для газовых двигателей

$$T_Z = 2200 \dots 2500 \text{ К},$$

$$p_Z = 3,0 \dots 5,0 \text{ Мпа};$$

действительное давление

$$p_{zd} = 2,5 \dots 4,5 \text{ МПа}.$$

Степень предварительного расширения:

$$\rho = \frac{V_Z}{V_C} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_Z}{T_C}. \quad (2.47)$$

Для автотракторных дизелей $\rho = 1,2 \dots 2,4$, а для бензиновых и газовых двигателей $\rho = 1$.

Степень повышения давления при сгорании (карбюраторные двигатели)

$$\lambda = \mu \frac{T_Z}{T_C}. \quad (2.48)$$

Для бензиновых двигателей $\lambda = 3 \dots 4$, для газовых $\lambda = 3 \dots 5$.

2.4. Процессы расширения и выпуска

Давление и температура газов в конце расширения определяются по формулам политропного процесса:

для дизельных двигателей

$$p_b = \frac{p_Z}{\delta^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}, \quad (2.49)$$

для карбюраторных двигателей

$$p_b = \frac{p_Z}{\varepsilon^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_Z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \quad (2.50)$$

где $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$ – степень последующего расширения; n_2 – показатель политропы расширения.

Средний показатель n_2 можно определить по номограмме (рис.2.2) или по формуле,

$$n_2 = 1 + \frac{8,314}{23,7 + 0,0046T_Z \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right)}, \quad (2.51)$$

где $\delta = \frac{V_a}{V_Z} = \frac{\varepsilon}{\rho}$ – степень последующего расширения.

Уравнение решается методом последовательных приближений с заданной степенью точности (0,001).

Определение k_2 по номограммам (рис. 2.2 и 2.3) проводится следующим образом: по имеющимся значениям ε (или δ для дизеля) и T_Z определяют точку, которой соответствует значение k_2 при $\alpha = 1$. Для нахождения значения k_2 при заданном α необходимо полученную точку перенести по горизонтали на вертикаль, соответствующую $\alpha = 1$, и далее параллельно вспомогательным кривым до вертикали, соответствующей заданному значению α .

Средние значения величины n_2 для различных современных автотракторных двигателей изменяются в пределах (для номинальной нагрузки):

для бензиновых двигателей

1,23...1,30;

для дизелей
для газовых двигателей

1,18...1,28;
1,25...1,35.

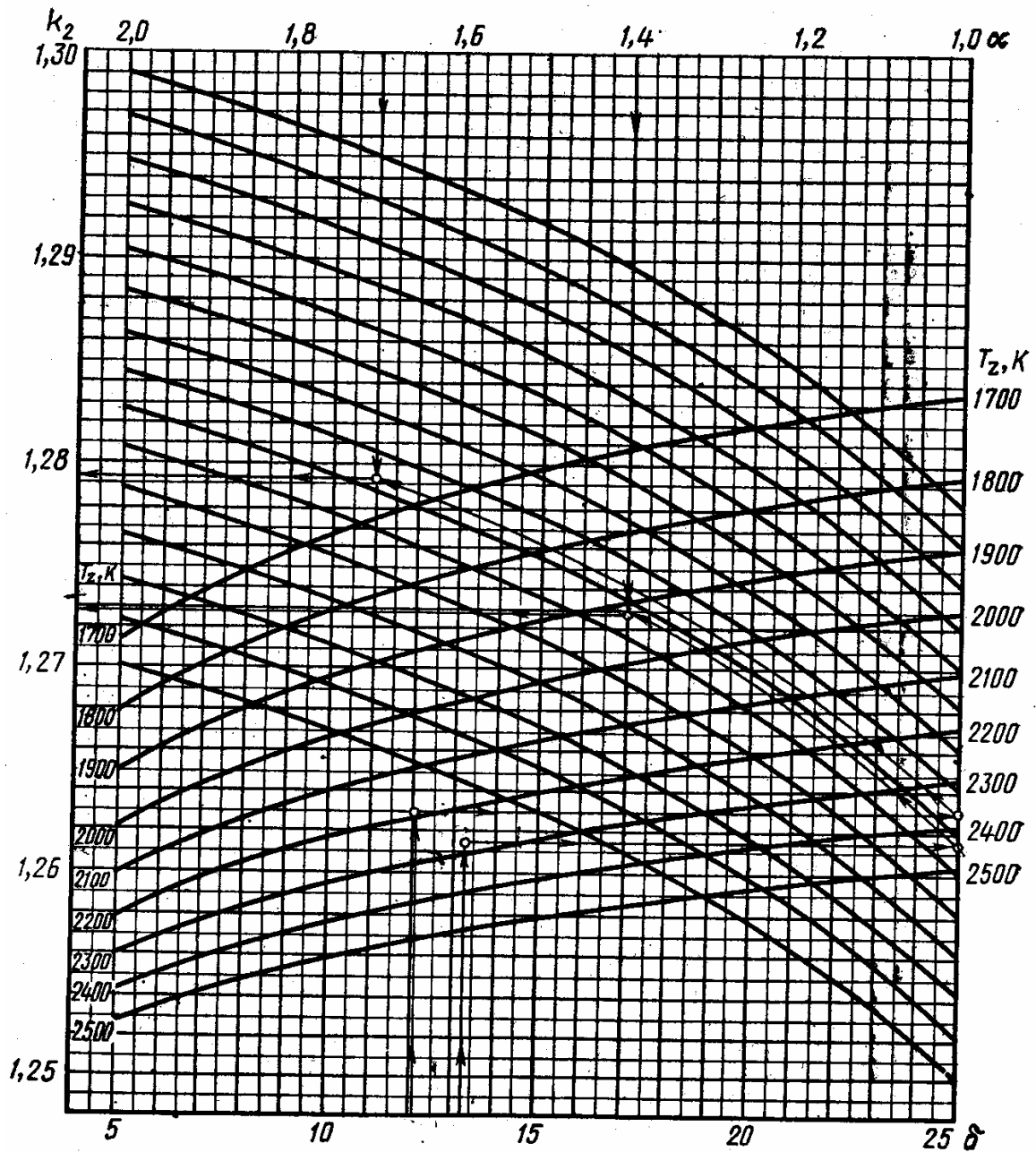


Рис.2.2. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для карбюраторного двигателя

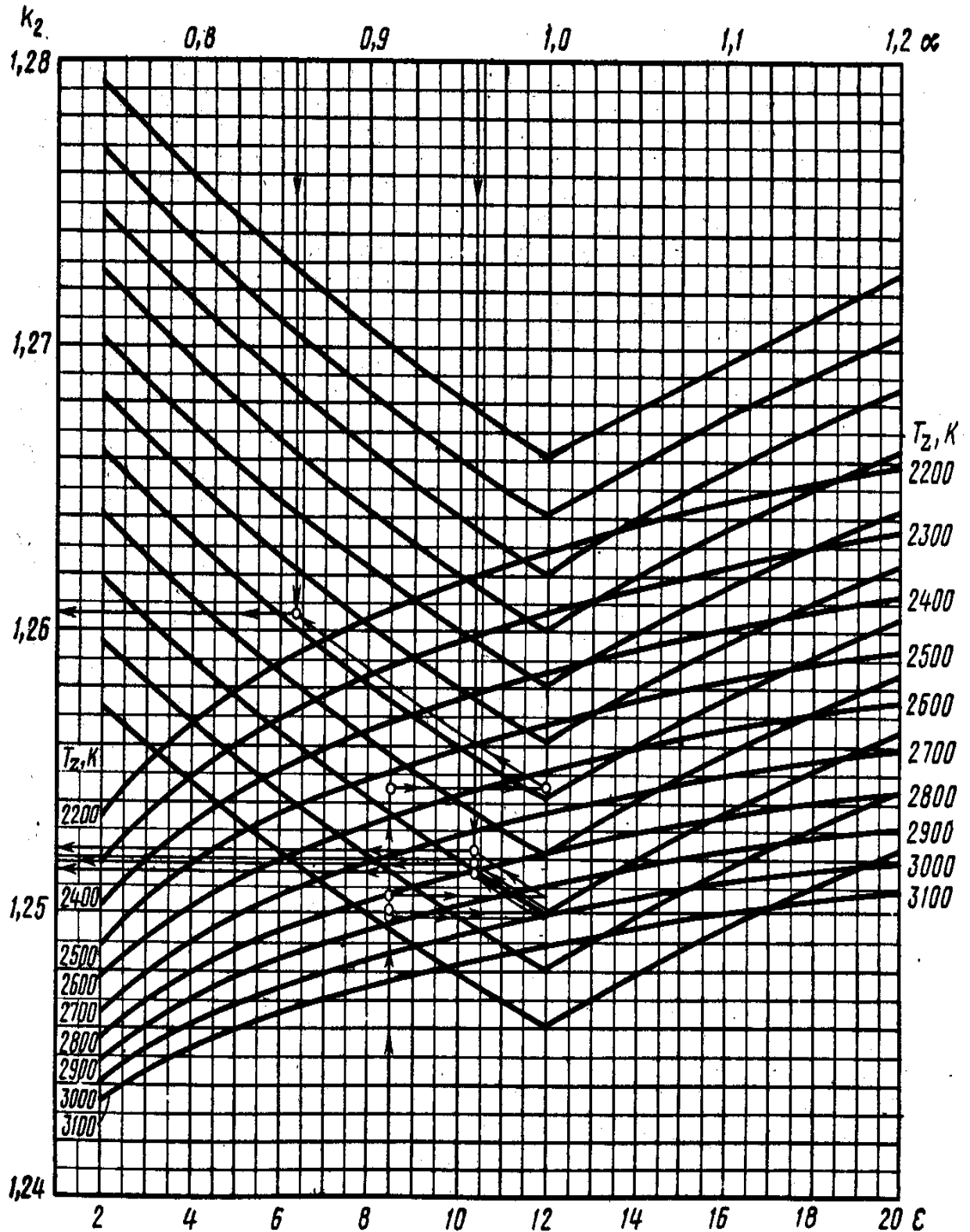


Рис.2.3. Номограмма определения показателя адиабаты расширения k_2 для дизеля

Значения давления p_b и температуры T_b в конце процесса расширения для современных автомобильных и тракторных двигателей лежат в пределах (для номинальной нагрузки):

Тип двигателя	p_b , МПа	T_b , К
карбюраторный	0,35...0,60	1400...1700
дизельный	0,20...0,50	1000...1400

Аналитический расчет параметров газа в процессе выпуска значительно затруднен вследствие сложности взаимодействия факторов, определяющих данный процесс. В связи с этим значения давления и температуры газов в конце выпуска (p_r, T_r) при термодинамическом анализе рабочего цикла принимаются на основании экспериментальных исследований процесса выпуска реальных двигателей внутреннего сгорания.

Правильность ранее (при анализе процесса впуска) сделанного выбора параметров процесса выпуска p_r и T_r можно проверить по формуле профессора Е.К. Мазинга

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}}. \quad (2.52)$$

Значение температуры в исходных данных и полученное расчетом по данной формуле не должны отличаться более чем на 5 %, при большем расхождении тепловой расчет двигателя приходится переделывать, задавшись температурой, средней между упомянутыми.

2.5. Индикаторные показатели цикла

Среднее индикаторное давление нескругленной (теоретической) индикаторной диаграммы – p_{iHC} , МПа:

для дизелей

$$p_{iHC} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (2.53)$$

для карбюраторных двигателей ($\rho = 1$, $\delta = \varepsilon$)

$$p_{iHC} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (2.54)$$

Действительное среднее индикаторное давление

$$p_i = p_{iHC} \varphi_{пд} - \Delta p_i, \quad (2.55)$$

где $\varphi_{пд}$ – коэффициент полноты индикаторной диаграммы: для карбюраторных двигателей $\varphi_{пд} = 0,94...0,97$; для дизелей $\varphi_{пд} = 0,92...0,95$; Δp_i – среднее давление насосных потерь на газообмен

$$\Delta p_i = p_r - p_a, \text{ МПа}. \quad (2.56)$$

При проведении расчетов потери на газообмен учитываются в работе, затрачиваемой на механические потери. С этим принимают, что среднее индикаторное давление p_i отличается от p_{iHC} только на коэффициент полноты диаграммы:

$$p_i = \varphi_{пд} p_{iHC}, \text{ МПа}. \quad (2.57)$$

При работе на полной нагрузке величина p_i (МПа) достигает:

для четырехтактных карбюраторных двигателей	0,6...1,4;
для четырехтактных дизелей без наддува	0,7...1,1;
для четырехтактных дизелей с наддувом	до 2,5.

Индикаторный коэффициент полезного действия двигателей, работающих на жидком топливе.

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{H_U \cdot \rho_K \cdot \eta_V}, \quad (2.58)$$

где p_i – выражено в МПа; l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания топлива в кг/кг топл.; H_U – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг; ρ_K – плотность топливовоздушной смеси на впуске в двигатель (для карбюраторных двигателей принимают свежий заряд, как и для дизеля, состоящий из воздуха), кг/м³; $\rho_K \approx 1,22 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – плотность воздуха при p_0 и T_0 ($p_0 = 0,1$ МПа и $T_0 = 293$ К).

Индикаторный КПД для автотракторных двигателей, работающих на газообразном топливе

$$\eta_i = \frac{371,2 \cdot 10^{-6} \cdot M'_1 \cdot T_K \cdot p_i}{H_U \cdot \rho_K \cdot \eta_V}, \quad (2.59)$$

где $M'_1 = \alpha l'_0$ – количество горючей смеси, кмоль гор. см./кмоль топл.; T_K – температура воздуха за компрессором (без него $T_K = T_0$), К; p_i и $p_K(p_0)$ – в МПа; H'_u – в МДж/м³топл.

В современных автотракторных двигателях, работающих на номинальном режиме, величины индикаторного КПД и составляет:

для карбюраторных двигателей	0,26...0,35;
для дизелей	0,38...0,50;
для газовых двигателей	0,28...0,34.

Индикаторный удельный расход топлива для жидкого топлива г/(кВт·ч)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}; \text{ или } g_i = 3600 \frac{\rho_K \cdot \eta_V}{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}, \quad (2.60)$$

для газового топлива, м³/(кВт·ч)

$$V_i = \frac{3,6}{\eta_i \cdot H'_u} \text{ или } V_i = 9700 \frac{\rho_K \cdot \eta_V}{M'_1 \cdot T_K \cdot p_i}, \quad (2.61)$$

а удельный расход теплоты, МДж/(кВт·ч)

$$q_i = v_i H'_u = 9700 \frac{\rho_K \cdot \eta_V \cdot H'_u}{M'_1 \cdot T_K \cdot p_i}. \quad (2.62)$$

Удельные расходы топлива на номинальном режиме:

для карбюраторных двигателей g_i	235...320 г/(кВт·ч);
для дизелей g_i	170...230 г/(кВт·ч);
для газовых двигателей q_i	10,5...13,5 МДж/(кВт·ч).

2.6. Эффективные показатели двигателя

Среднее давление механических потерь, МПа, можно определить по следующим эмпирическим формулам в виде $p_m = a + b \cdot C_{n.c.p.}$:

для карбюраторных двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $S/D > 1$ при полностью открытом дросселе

$$p_M = 0,049 + 0,0152 C_{n.c.p.}, \quad (2.63)$$

для карбюраторных двигателей с числом цилиндров восемь и отношением $S/D < 1$ при полностью открытом дросселе

$$p_M = 0,039 + 0,0132 C_{n.c.p.}, \quad (2.64)$$

для четырехтактных дизелей с неразделенными камерами

$$p_M = 0,089 + 0,0118 C_{n.c.p.}, \quad (2.65)$$

для предкамерных дизелей

$$p_M = 0,103 + 0,0153 C_{n.c.p.}, \quad (2.66)$$

для дизелей с вихревыми камерами

$$p_M = 0,089 + 0,0135 C_{n.c.p.} \quad (2.67)$$

Для аналогичных двигателей с наддувом

$$p_M = (a + b \cdot C_{п.ср}) \cdot \sqrt[10]{10 \cdot p_k}, \quad (2.68)$$

где $C_{n.c.p.}$ – средняя скорость поршня, предварительно принимаемая в пределах 6...15 м/с.; a , b – постоянные коэффициенты; p_k – давление наддува, МПа.

У современных автотракторных двигателей при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей номинальной мощности двигателя средняя скорость поршня $C_{п.ср}$ (м/с) варьирует в следующих пределах:

для бензиновых и газовых двигателей	
легковых автомобилей	12...15;
для бензиновых и газовых двигателей	
грузовых автомобилей	9...12;
для автомобильных дизелей	6,5...12;
для тракторных дизелей	6...10,5.

Значения среднего давления механических потерь измеряются в следующих пределах:

для карбюраторных двигателей	$p_m = 0,15...0,25$ МПа;
для дизелей	$p_m = 0,2... 0,3$ МПа.

Среднее эффективное давление, МПа

$$p_e = p_i - p_M. \quad (2.69)$$

Механический КПД двигателя η_m

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_M}{p_i}. \quad (2.70)$$

Примерные значения механического КПД η_m для различных двигателей на номинальном режиме их работы:

четырёхтактный карбюраторный	0,7...0,90;
------------------------------	-------------

четырехтактные дизели без наддува	0,7...0,82;
четырехтактные дизели с наддувом	0,8...0,9;
четырехтактные газовые	0,75...0,85.

Эффективный КПД двигателя η_e

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (2.71)$$

Эффективный удельный расход, г/(кВт·ч)

а) для жидкого топлива

$$g_e = \frac{3600}{H'_U \cdot \eta_e} \quad \text{или} \quad g_e = 3600 \frac{\rho_K \cdot \eta_V}{\alpha \cdot \ell_0 \cdot p_e}; \quad (2.72)$$

б) для газообразного топлива – V_e , м³/(кВт·ч)

$$v_e = \frac{3,6}{H'_U \cdot \eta_e} \quad \text{или} \quad v_e = 9700 \frac{p_K \cdot \eta_V}{p_e \cdot M_i \cdot T_K}, \quad (2.73)$$

удельный эффективный расход теплоты, МДж/кВт·ч, на единицу эффективной мощности

$$q_e = v_e \cdot H'_U = 9700 \frac{p_K \cdot \eta_V}{p_e \cdot M'_i \cdot T_K} \cdot H'_U. \quad (2.74)$$

Для рассматриваемых двигателей средние значения p_e , g_e , η_e приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2.

Эффективные показатели двигателей

Тип двигателя	p_e , МПа	η_e	g_e (q_e)
Четырехтактный карбюраторный	0,6...1	0,25...0,33	250...325 г/(кВт·ч)
Четырехтактный дизель без наддува	0,55...0,85	0,3...0,43	210...280 г/(кВт·ч)
Четырехтактный дизель с наддувом	0,7...2	0,37...0,45	205...245 г/(кВт·ч)
Четырехтактный газовый	0,5...0,75	0,23...0,28	12...17 МДж/(кВт·ч)

2.7. Основные размеры цилиндра двигателя

По заданным значениям эффективной мощности P_e , частоты вращения коленчатого вала n , тактности двигателя τ и расчетному значению p_e определяется рабочий объем всех цилиндров (литраж двигателя) V_L , л

$$V_L = \frac{30 \cdot \tau \cdot P_e}{p_e \cdot n}, \quad (2.75)$$

где τ – коэффициент тактности ($\tau = 4$ – для четырехтактных двигателей, $\tau = 2$ – для двухтактных двигателей).

$$V_h = \frac{V_i}{i_u} = \frac{\pi D^2 \cdot S}{4}. \quad (2.76)$$

После определения V_h , рассчитываются, с учетом предварительно принятого значения параметра $m = S/D$, диаметр цилиндра D (мм) и хода поршня S (мм):

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot m}}; \quad (2.77)$$

$$S = m \cdot D. \quad (2.78)$$

Полученные значения D и S округляют до целых чисел, нуля или пяти.

Величина диаметра D (мм) цилиндра современных автотранспортных двигателей изменяется в следующих пределах:

для бензиновых и газовых двигателей легковых автомобилей	60...100;
для бензиновых и газовых двигателей грузовых автомобилей	70...110;
для автомобильных дизелей	80...130;
для тракторных дизелей	70...150.

Увеличение диаметра цилиндра у двигателя с искровым зажиганием при данном октановом числе топлива ведет к снижению степени сжатия ε для обеспечения бездетанационной работы, у дизельного двигателя при данном цетановом числе топлива – к ухудшению смесеобразования.

По окончательно принятым значениям D и S определяют основные параметры и показатели двигателя:

литраж двигателя, л.

$$V_i = \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6}; \quad (2.79)$$

эффективную мощность, кВт

$$P_e = \frac{P_e V_i n}{30 \tau}; \quad (2.80)$$

эффективный крутящий момент, Н·м

$$T_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot P_e}{\pi \cdot n}; \quad (2.81)$$

часовой расход топлива, кг/ч

$$G_T = N_e \cdot g_e; \quad (2.82)$$

среднюю скорость поршня, м/с

$$C_{пср} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}. \quad (2.83)$$

При расхождении между ранее принятой величиной $C_{пср}$ и полученной по формуле (2.83) более 3–4% необходимо пересчитать эффективные параметры двигателя.

2.8. Показатели напряженности двигателя

Литровая мощность двигателя, кВт/л

$$P_{лв} = \frac{P_e}{i \cdot V_h}. \quad (2.84)$$

Значения литровой мощности находятся в пределах:

для карбюраторных двигателей

$$P_{л} = 20 \dots 45 \text{ кВт/л};$$

для дизелей

$$P_{л} = 10 \dots 20 \text{ кВт/л}.$$

Удельная поршневая мощность, кВт/дм²

$$P_{п} = \frac{P_e}{\left(\frac{i \pi D^2}{4} \right)}, \quad (2.85)$$

где D – диаметр поршня, дм.

Значения удельной поршневой мощности находятся в пределах:

для карбюраторных двигателей

$$P_{п} = 15 \dots 35 \text{ кВт/дм}^2;$$

для дизелей

$$P_{п} = 15 \dots 25 \text{ кВт/дм}^2.$$

Важными удельными показателями двигателя являются удельная масса в килограммах на 1 кВт мощности и литровая масса в килограммах на 1 литр рабочего объема цилиндра.

Удельная масса в кг/кВт

$$g_N = \frac{G_c}{N_e}. \quad (2.86)$$

Литровая масса в кг/л,

$$g_{л} = \frac{G_c}{V_h}, \quad (2.87)$$

где G_c – сухая масса двигателя, кг.

Примерные значения удельной и литровой масс лежат в пределах:

для карбюраторных двигателей

$$g_N = 1,6 \dots 6,0 \text{ кг/кВт};$$

$$g_{л} = 75 \dots 150 \text{ кг/л},$$

для дизелей

$$g_N = 4,0 \dots 10 \text{ кг/кВт};$$

$$g_{л} = 100 \dots 200 \text{ кг/л}.$$

По результатам теплового расчета проводится технико-экономический анализ полученных основных показателей и параметров, для чего производятся:

1) сопоставление величины p_e у проектируемого двигателя с величинами p_e у прототипа и однотипных двигателей (по литературным данным);

2) аналогичное сопоставление g_e и η_e ;

3) аналогичное сопоставление величины максимального давления p_z .

Анализ должен завершаться выводами о преимуществах и недостатках проектируемого двигателя.

2.9. Построение индикаторной диаграммы

По результатам теплового расчета необходимо построить индикаторную диаграмму цикла на листе миллиметровой бумаги формата А4.

Построение индикаторной диаграммы четырехтактного двигателя с искровым зажиганием (рис.2.4.а) проводится следующим образом. В координатах $p - V$ по оси абсцисс (ось V) откладывается объем камеры сжатия V_c , масштабное значение которого обычно находится в пределах 15 ... 20 мм.

Тогда полный объем цилиндра на чертеже будет

$$V_a = \varepsilon V_c \quad \text{или} \quad V_a = V_c + V_h,$$

где $V_h = (\varepsilon - 1)V_c$, мм – рабочий объем.

Значение величины V_a также откладывается от начала координат. Через концы отрезков V_c и V_a проводят вертикальные линии, характеризующие верхнюю мертвую точку (ВМТ) и нижнюю мертвую точку (НМТ)

Для получения нормальной конфигурации индикаторной диаграммы рекомендуется принимать масштабы диаграммы с таким расчетом, чтобы отношение высоты диаграммы к ее ширине было близко к 1,5. Тогда масштаб давлений при вышеуказанном значении V_c выбирается обычно в пределах $m_p = 0,02 \dots 0,04$ МПа/мм.

В соответствии с принятой величиной m_p размечается шкала давления по оси ординат и на линиях ВМТ и НМТ наносятся основные точки индикаторной диаграммы r, a, c, z, b , положение которых соответствует величинам давления p_r, p_a, p_c, p_z, p_b (см. тепловой расчет). Кроме этого наносится линия атмосферного давления p_0 .

Так как при рекомендуемых значениях m_p величины p_a, p_b и p_r графически очень близки друг к другу, то допускается условно откладывать на диаграмме значения p_a и p_r на 1,0...1,5 мм соответственно выше и ниже линии атмосферного давления p_0 .

После этого проводится построение линий политропы сжатия и расширения. Для построения линии политропы сжатия предварительно выбирается несколько промежуточных точек, расположенных на оси абсцисс между объемами V_a и V_c со значениями $V_1 = 1,2 V_c$; $V_2 = 1,5 V_c$; $V_3 = 2 V_c$ и т.д. Рекомендуется принимать 6-8 промежуточных точек.

Через концы этих полученных точек, проводятся вверх тонкие вертикальные линии, на которых откладываются значения давления p_{x1}, p_{x2}, p_{x3} и т.д. Эти значения определяются из уравнения политропы сжатия, в котором отношение V_a / V_i изменяется в пределах от 1 до ε , т.е. $p_{x1} = p_a (V_a / V_1)^{n1}$; $p_{x2} = p_a (V_a / V_2)^{n1}$; $p_{x3} = p_a (V_a / V_3)^{n1}$ и т.д.

Полученные точки, а также точки a и c соединяются плавной линией.

Для построения политропы расширения определяются давления при тех же промежуточных объемах V_1, V_2, V_3 и т.д., находимых из уравнения политропы расширения:

$$p_{o1} = p_b (V_a / V_1)^{n2}; \quad p_{o2} = p_b (V_a / V_2)^{n2}; \quad p_{o3} = p_b (V_a / V_3)^{n2} \quad \text{и т.д.}$$

Значения давлений p_{y1}, p_{y2}, p_{y3} и т.д. откладываются на соответствующих вертикальных линиях. Полученные точки, а также точки z и b соединяются лекальной кривой.

Теоретическая (нескругленная) индикаторная диаграмма (raczbr) затем округляется в точках c, z, b . Положение точки C^1 определяют углом опереже-

ния зажигания, а положение точки C^{11} ориентировочно может быть найдено из выражения

$$p_{c','} = (1,15 \dots 1,25)p_c.$$

Действительное давление в конце видимого сгорания

$$p_{z'} = 0,85p_z.$$

Положение точки z' должно быть смещено вправо от линии (ВМТ) на 10...15% поворота коленчатого вала. Точка b^1 должна соответствовать моменту открытия выпускного клапана. Точка b^{11} обычно располагается на половине расстояния между точками a и b . Затем проводят линию атмосферного давления (p_0), линию впуска ra и линию выпуска b^1r .

Индикаторная диаграмма цикла дизеля (рис.2.4.б) строится аналогично диаграмме карбюраторного двигателя, за исключением следующих отличий:

- 1) масштабное значение объема V_c принимается равным $V_c = 10$ мм;
- 2) масштаб давления выбирается в пределах $m_p = 0,03 \dots 0,05$ МПа/мм;
- 3) действительное максимальное давление цикла $p_{z'} = p_z$,
- 4) линия политропы расширения строится не из точки z' , а из точки z .

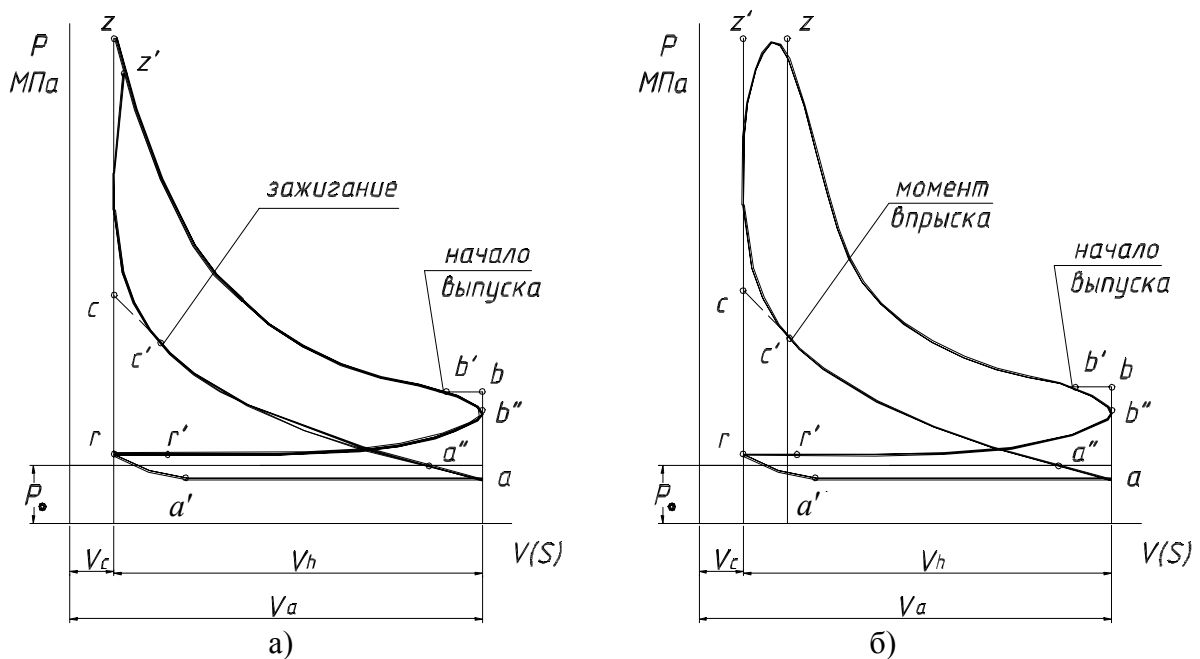


Рис.2.4 Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя:

а - двигатель с искровым зажиганием ; б - дизель; r - начало открытия впускного клапана; a'' - конец закрытия впускного клапана; b' - начало открытия выпускного клапана; a' - конец закрытия выпускного клапана.

Положение точки z на индикаторной диаграмме определяется степенью предварительного расширения ρ :

$$V_z = \rho V_c.$$

Далее находят объемы в промежуточных точках линии расширения:

$$V_1 = 1,2V_z; V_2 = 1,5V_z; V_3 = 2 V_z \text{ и т.д.}$$

Давления для этих объемов находят также из уравнения политропы расширения: $p_{b1} = p_b (V_a/V_1)^{n_2}$; $p_{b2} = p_b (V_a/V_2)^{n_2}$; $p_{b3} = p_b (V_a/V_3)^{n_2}$ и т.д.

При этом отношение V_a / V_i изменяется в пределах от 1 до δ , где δ - степень последующего расширения.

Дальнейшее построение аналогично построениям индикаторной диаграммы для карбюраторных двигателей. Теоретическая (нескругленная) индикаторная диаграмма дизеля скругляется в точках **c**, **z'**, **z** и **b**. Линию $Z'Z$ у дизелей скругляют вблизи точки **Z**.

У двигателей с наддувом линия выпуска может проходить как выше, так и ниже линии впуска, и может в значительной части совпадать с линией впуска.

2.10. Тепловой баланс двигателя

Тепловой баланс оценивает распределение тепла, вносимое в двигатель топливом, идущее на полезную работу и на потери. Точное определение отдельных статей теплового баланса может быть выполнено на основании лабораторных исследований. Однако ориентировочно они могут быть определены на основании теоретических расчетов.

Тепловой баланс подсчитывают в абсолютных единицах теплоты за один час работы двигателя или за время расходования 1 кг или 1 м³ топлива.

В общем виде уравнение внешнего теплового баланса в абсолютных единицах можно представить так:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_{ог} + Q_{н.с} + Q_m + Q_{ост}, \quad (2.88)$$

где Q_o – теплота сгорания израсходованного топлива; Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; $Q_{охл}$ – теплота, отводимая от двигателя охлаждающей средой (жидкостью или газом); $Q_{ог}$ – теплота, отводимая отработавшими газами; $Q_{н.с}$ – теплота, не выделившаяся при сгорании топлива из-за неполноты сгорания; Q_m – теплота, отводимая смазочным маслом (этот член теплового баланса выделяется обычно при наличии на двигателе автономного теплообменника для охлаждения смазочного масла, в большинстве случаев Q_m включается в остаточный член теплового баланса); $Q_{ост}$ – теплота, отводимая в результате лучистого и конвективного теплообмена.

Величину каждой составляющей теплового баланса определяют в кДж/ч или в процентах по отношению ко всему количеству подведенной теплоты.

Теплоту сгорания израсходованного топлива (располагаемую теплоту) определяют по низшей теплоте сгорания топлива $H_u \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$ или $H'_u \left(\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right)$ и часовому расходу жидкого топлива G_T (кг/ч) или газообразного топлива V_T (м³/ч):

$$Q_o = G_T \cdot H_u; \text{ или } Q_o = V_T \cdot H'_u, \text{ кДж/ч} \quad (2.89)$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя (кДж/ч)

$$Q_e = G_T \cdot H_u \cdot \eta_e, \quad (2.90)$$

где η_e – эффективный КПД.

Теплоту, передаваемую охлаждающей среде определяют по эмпирическим формулам (кДж/ч):

для бензинового двигателя:

$$Q_{охл} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m (H_U - \Delta H_U) / (\alpha \cdot H_U), \quad (2.91)$$

для дизеля:

$$Q_{охл} = 3,6 \cdot C \cdot i D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (1/\alpha), \quad (2.92)$$

где C – коэффициент пропорциональности (для четырехтактных двигателей $C = 0,45 \dots 0,53$); i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; m – показатель степени (для четырехтактных двигателей $m = (0,6 \dots 0,7)$; n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; ΔH_U – потеря части теплоты сгорания из-за химической неполноты сгорания топлива при $\alpha < 1$;

$$\Delta H_U = 119950(1 - \alpha) \cdot \alpha_0, \quad \text{кДж} / \text{кг}. \quad (2.93)$$

При воздушном охлаждении (кДж/ч)

$$Q_{охл} = q_{возд} \cdot G_T \cdot H_U, \quad (2.94)$$

где $q_{возд}$ – коэффициент, определяющий долю теплоты, передаваемой поверхностью ребрения; $q_{возд} = 0,28 \dots 0,33$ – для бензиновых двигателей; $q_{возд} = 0,25 \dots 0,3$ – для дизелей.

Теплоту, унесенную отработавшими газами, приближенно определяют как разность энтальпии газа в выпускном трубопроводе и энтальпии поступающего в двигатель воздуха.

Для двигателей, работающих на жидком топливе

$$Q_{ог} = G_T (M_2 \cdot mc''_p \cdot T'_r - M_1 \cdot mc'_p \cdot T_0), \quad (2.95)$$

где mc''_p , mc'_p – мольные теплоемкости при постоянном давлении соответственно продуктов сгорания при температуре T'_r и свежего заряда при температуре T_0 , кДж/(кмоль·К); T'_r – температура отработавших газов за выпускным трубопроводом (турбокомпрессором), К. Её величина берется по экспериментальным данным, при отсутствии таковых, подсчитывается по формуле: $T'_r = T_r - (70 \dots 100)$, T_r – температура остаточных газов в конце процесса выпуска, К; T_0 – температура свежего заряда при поступлении его в впускной патрубок компрессора или при отсутствии наддува во впускной патрубок двигателя, К.

Для газовых двигателей

$$Q_{ог} = \frac{V_T}{22,4} \cdot (M_2 \cdot mc''_p \cdot T'_r - M_1 \cdot mc'_p \cdot T_0). \quad (2.96)$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива (для бензиновых двигателей $\alpha < 1$)

$$Q_{н.с} = \Delta H_U \cdot G_T, \quad (2.97)$$

где $\Delta H_U = 119950(1 - \alpha)L_0$, кДж/кг.

При $\alpha \geq 1$ эта потеря незначительна и включается в остаточный член баланса.

Теплота, отводимая маслом

$$Q_M = G_M \cdot (T_{м.вх} - T_{м.вых}) \cdot c_M, \quad (2.98)$$

где G_m – количество проходящего через охладитель масла, кг/ч; $T_{m.вх}$, $T_{m.вых}$ – температура входящего в охладитель и выходящего из него масла, К; c_m – теплоемкость масла, кДж/(кг·К).

В большинстве случаев Q_m включают в остаточный член теплового баланса $Q_{ост}$. Остаточный член теплового баланса определяют как разность между подведенной теплотой и суммой измеряемых составляющих теплового баланса:

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_m + Q_{ог} + Q_{н.с}). \quad (2.99)$$

Тепловой баланс в процентах по отношению ко всему количеству подведенной теплоты

$$q_e + q_{охл} + q_{ог} + q_{н.с} + q_m + q_{ост} = 100\%, \quad (2.100)$$

где $q_e = \frac{Q_e \cdot 100}{Q_o}$; $q_{охл} = \frac{Q_{охл} \cdot 100}{Q_o}$; $q_{ог} = \frac{Q_{ог} \cdot 100}{Q_o}$; $q_{н.с} = \frac{Q_{н.с} \cdot 100}{Q_o}$;

$$q_m = \frac{Q_m \cdot 100}{Q_o}; \quad q_{ост} = \frac{Q_{ост} \cdot 100}{Q_o}.$$

Средние значения отдельных составляющих внешнего теплового баланса, отнесенные к теплоте, введенной с топливом при работе двигателя на номинальном режиме приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3.

Примерные значения отдельных составляющих внешнего теплового баланса (в процентах)

Двигатели	q_e	$q_{охл}$	$q_{ог}$	$q_{н.с}$	$q_{ост}$
Карбюраторные	22...30	20...35	30...55	0...45	3...10
Газовые	25...32	15...30	30...45	0...5	4...10
Дизели без наддува	29...42	20...35	25...40	0...5	2...7
Комбинированные с наддувом:					
Умеренным	35...45	10...25	25...45	0...5	2...7
Высоким	40...48	10...18	20...40	0...7	2...5

3. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

3.1. Кинематика кривошипно-шатунного механизма

При проведении кинематического исследования кривошипно-шатунного механизма используются уравнения кинематики, полученные для поршневых машин в общем и опубликованные в литературных источниках.

Кинематические исследования проводятся исходя из следующих положений.

1. Рассматривается только центральный (аксиальный, нормальный) кривошипно-шатунный механизм, где ось цилиндра пересекается с осью коленчатого вала (рис. 3.1).

2. Предполагается, что вращение коленчатого вала происходит с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$ на заданном скоростном режиме работы двигателя.

3. Независимой переменной принимается угол поворота первого кривошипа коленчатого вала φ (град.) или φ (рад), отсчитываемый от положения кривошипа первого цилиндра, соответствующего положению поршня в нем в верхней мертвой точке (ВМТ) такта впуска (для четырехтактных двигателей) или ВМТ такта сжатия (для двухтактных двигателей). При этом поворот коленчатого вала (пкв) $\varphi = 0^\circ$ или $\varphi = 0$ рад (ГОСТ ДОО 23550 – 79).

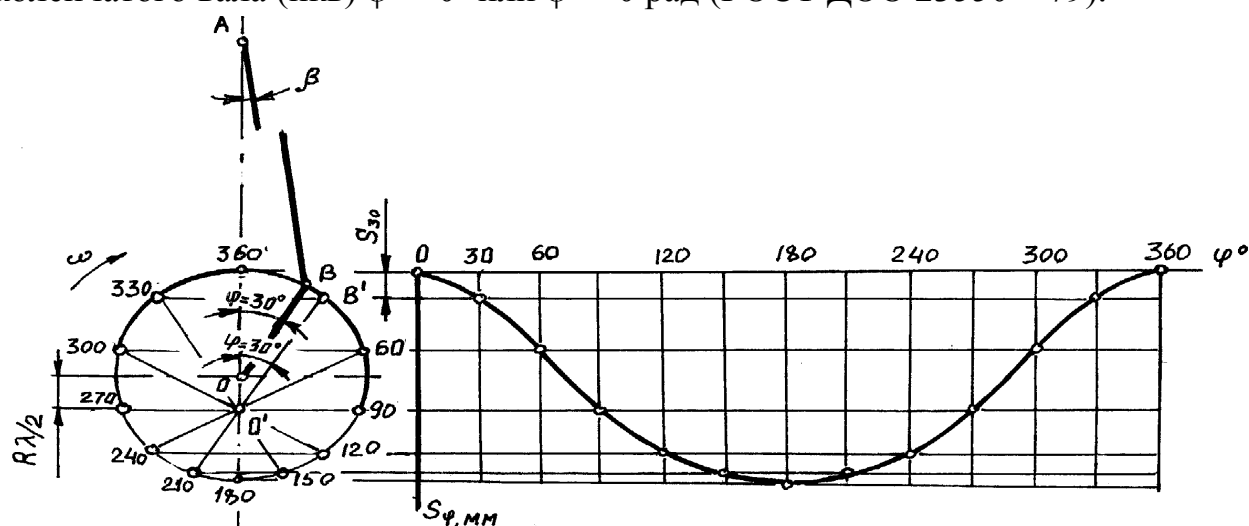


Рис.3.1. Графический способ Брика построения диаграммы перемещения поршня

4. Основными геометрическими размерами кривошипно-шатунного механизма являются: радиус кривошипа R и длина шатуна L .

5. Характеристикой кривошипно-шатунного механизма двигателя является отношение $\lambda = R/L$, которое для современных автотракторных двигателей лежит в пределах: $\lambda = R/L = 0,23...0,31$.

Конкретные значения для некоторых автомобильных и тракторных двигателей приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1.

Значения постоянной кривошипно-шатунного механизма некоторых автотракторных деталей

Модель двигателя	МЗМА-412	ВАЗ-2106	ЗИЛ 130	ЯМЗ-240	КАМАЗ-740	СМД-60
$\lambda = R/L$	0,265	0,295	0,257	0,264	0,267	0,274

При выборе λ для проектируемого двигателя необходимо руководствоваться следующими соображениями: с точки зрения уменьшения нормальных усилий на стенку цилиндра более длинный шатун (т.е. меньшее значение λ) предпочтительнее. Однако с уменьшением значения λ происходит увеличение высоты и массы шатуна, что приводит к росту сил инерции возвратно-

поступательно движущихся масс КШМ. При коротком шатуне возникает опасность задевания шатуна за нижнюю кромку цилиндра, а юбки поршня – за коленчатый вал.

В общих случаях анализа кинематики кривошипно-шатунного механизма принимают $\lambda = 0,25$.

6. Кривошипно-шатунный механизм включает три группы движущихся деталей, различающихся характером своего движения:

- а) детали, совершающие вращательное движение – кривошип коленчатого вала и т.д.;
- б) детали, совершающие прямолинейное движение – поршневая группа;
- в) детали, совершающие сложное плоско-параллельное движение – шатунная группа.

7. В кинематическом исследовании выявляются закономерности изменений по углу поворота кривошипа:

- а) перемещения детали $S_\varphi = f_s(\varphi)$;
- б) скорости детали $V_\varphi = f_v(\varphi)$;
- в) ускорения детали $J_\varphi = f_j(\varphi)$.

Кинематика кривошипа. Кривошип коленчатого вала совершает простое вращательное движение, для которого справедливы следующие уравнения:

- а) угловое перемещение кривошипа φ^0 , п.к.в. или φ , рад

$$\varphi = \omega t, \quad (3.1)$$

где ω – угловая скорость кривошипа, рад/с; t – время поворота кривошипа, с.

- б) угловая скорость кривошипа ω , рад/с

$$\omega = \pi n / 30, \quad (3.2)$$

где n – частота вращения кривошипа, мин⁻¹;

- в) окружная (линейная) скорость вращения кривошипа, м/с

$$V_R = \omega R = \pi n R / 30, \quad (3.3)$$

где R – радиус кривошипа, м;

- г) нормальное центростремительное ускорение кривошипа в м/с²

$$\varepsilon = \omega^2 R. \quad (3.4)$$

Кинематика поршня. Поршень совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение, для которого справедливы нижеприводимые уравнения.

1. *Перемещение (путь, ход) поршня* вычисляют обычно по формуле

$$S_\varphi = R[(1 - \cos\varphi) + \lambda(1 - \cos 2\varphi)/4], \text{ м.} \quad (3.5)$$

Используя данное выражение, аналитическим путем определяют значения перемещения поршня от ВМТ до НМТ для ряда промежуточных значений и строят кривую $S_\varphi = f_s(\varphi)$. В зависимости от необходимой точности можно строить значения S_φ через каждые 10, 15, 20 или 30°.

Перемещение поршня S_φ представляет собой сумму двух гармонических составляющих первого S_φ^I и второго S_φ^{II} порядков:

$$S_\varphi = S_\varphi^I + S_\varphi^{II},$$

где $S_\varphi^I = R(1 - \cos\varphi)$; $S_\varphi^{II} = R\lambda(1 - \cos 2\varphi)/4$.

Анализ зависимости $S_\varphi = f_s(\varphi)$ показывает, что она отличается от простого гармонического движения $S_\varphi^I = R(1 - \cos\varphi)$ вследствие конечной длины шатуна. Физически это объясняется тем, что при изменении угла φ от 0° до 90° шатун одновременно с перемещением к коленчатому валу отклоняется от оси цилиндра, причем оба перемещения шатуна соответствуют движению поршня в одном направлении. Это вызывает увеличение пути поршня на величину $R\lambda/2$, в результате за первую четверть оборота коленчатого вала поршень проходит путь $S_\varphi = R(1 + \lambda/2)$.

При изменении угла φ от 90° до 180° наблюдается обратная картина (шатун приближается к оси цилиндра) и второе перемещение шатуна соответствует уже движению поршня в обратном направлении. Все это вызывает уменьшение пути поршня на величину $R\lambda/2$ и за вторую четверть оборота коленчатого вала поршень проходит путь $S_\varphi = R(1 - \lambda/2)$. Отсюда следует, что при повороте кривошипа от 0° до 90° поршень проходит больший путь, чем при повороте кривошипа от 90° до 180° , т.е. соизмеримость величин R и L в автотранспортных двигателях являются причиной возникновения гармоник перемещения второго порядка.

Наибольшее отклонение S_φ от закона простого гармонического движения будет иметь место при максимальном значении S_φ^{II} , что наблюдается при $\varphi = 90^\circ$ и 270° . В этом случае $S_{\varphi_{\max}}^{II} = R\lambda/2$.

Перемещение поршня S_φ можно определить также графическим путем (способом Брикса). Для этого цент окружности радиуса $R = S/2$ смещают в сторону НМТ на величину $R\lambda/2$ и находят новый центр O' , из которого через определенные значения φ^0 (через 15 град. п.к.в.) проводят радиус – вектор до пересечения с окружностью. Проекция точек пересечения на ось цилиндров (линия ВМТ-НМТ) дают искомые положения поршня при данных значениях угла φ^0 (рис.3.1).

2. *Скорость поршня.* Уравнение текущей скорости поршня $V_{\varphi, м/с^2}$, может быть получено путем дифференцирования уравнения текущего перемещения поршня S_φ по времени:

$$V_\varphi = ds/dt = \left(\frac{dS_\varphi}{d\varphi}\right)\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) = \left[R \sin \varphi + \frac{(R\lambda \sin 2\varphi)}{2}\right] \cdot \omega. \quad (3.6)$$

Текущая скорость поршня V_φ может рассматриваться как алгебраическая сумма гармонических скоростей первого и второго порядка:

$$V_\varphi = V_\varphi^I + V_\varphi^{II} = \omega R \sin \varphi + \frac{\omega R \lambda \sin 2\varphi}{2}, \quad (3.7)$$

где $V_\varphi^I = \omega R \sin \varphi$ – гармонически изменяющаяся скорость поршня первого порядка, с такой скоростью двигался бы поршень, если бы шатун был бесконечно большой длины; $V_\varphi^{II} = \frac{1}{2} \omega R \lambda \sin 2\varphi$ – гармонически изменяющаяся скорость поршня второго порядка, возникающая вследствие наличия шатуна конечной длины.

Средняя скорость поршня V_{cp} (м/с) представляет собой классификационный параметр и положена в основу теории подобия движений. В течение одной минуты вал двигателя делает n оборотов, а поршень проходит путь $2S \cdot n$, потому

$$V_{cp} = \frac{2sn}{60} = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{2}{\pi} R \omega. \quad (3.8)$$

Этот параметр определяет не только быстроходность двигателя, но и характеризует его конструкцию с точки зрения тепловой и динамической напряженности, а также линейного износа цилиндров. Значения V_{cp} для авто-тракторных двигателей изменяется в пределах: для современных автомобильных двигателей $V_{cp} = 8...15$ м/с; для тракторных двигателей $V_{cp} = 4...8$ м/с.

Максимальная скорость поршня, (м/с)

$$V_{max} \approx R \omega \sqrt{1 + \lambda^2}. \quad (3.9)$$

Положения кривошипа в моменты максимального значения скорости поршня могут быть найдены из зависимости

$$\cos \varphi_{V_{max}} = \frac{1}{4\lambda} (\sqrt{1 + 8\lambda^2} - 1) \quad (3.10)$$

Для значений $\lambda = 0,2...0,3$ соответствующие максимальным скоростям поршня углы имеют значения $\varphi_{V_{max1}} = 70...80^\circ$ и $\varphi_{V_{max2}} = 280...287^\circ$.

Кривая изменения скорости в зависимости от угла φ может быть построена аналитическим или графическим методами.

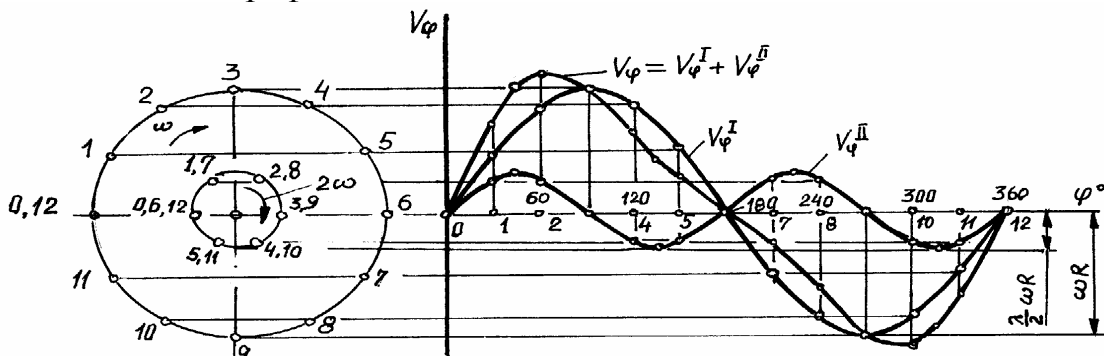


Рис.3.2. Построение кривых скорости поршня

Графическое построение зависимости $V_\varphi = f_v(\varphi)$ может быть произведено путем построения двух синусоид - гармоник первого V_φ^I и второго V_φ^{II} порядка и алгебраического сложения их координат при одних и тех же значениях φ^0 (рис.3.2). В интервалах φ от 0° до 180° скорость положительна, а в интервале φ от 180° до 360° скорость отрицательна. За положительное направление скорости поршня принимают направление от ВМТ к НМТ.

3. *Ускорение поршня.* Уравнение текущего ускорения поршня j_φ может быть получено путем дифференцирования уравнения скорости по времени (или второй производной от уравнения перемещения по времени)

$$j_\varphi = dV_\varphi/dt = (dV_\varphi/d\varphi)(d\varphi/dt) = \omega^2 R(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (3.11)$$

Текущее ускорение поршня j_φ может рассматриваться как алгебраическая сумма гармоник ускорения первого и второго порядков

$$j_\varphi = j_\varphi^I + j_\varphi^{II} = \omega^2 R \cos \varphi + \omega^2 R \lambda \cos 2\varphi, \quad (3.12)$$

где $j_\varphi^I = \omega^2 R \cos \varphi$; $j_\varphi^{II} = \omega^2 R \lambda \cos 2\varphi$.

При этом первая составляющая (j_φ^I) будет выражать ускорение поршня при бесконечно длинном шатуне, а вторая составляющая (j_φ^{II}) – поправку ускорения на конечную длину шатуна.

Пользуясь уравнением (3.11) определяют значения ускорения поршня для ряда значений угла φ в интервале от 0° до 360° и строят кривую $j = f_j(\varphi)$.

Ускорение достигает максимальных значений при положении поршня в ВМТ ($\varphi = 0^\circ$), а минимальные (наибольшие отрицательные) значения его имеют место в НМТ ($\varphi = 180^\circ$) и составляют соответственно: $j_{\max} = R\omega^2(1 + \lambda)$, $j_{\min} = -R\omega^2(1 - \lambda)$. Третье экстремальное (отрицательное) значение ускорения возможно только при $\lambda > 0,25$. Тогда вблизи НТМ при $\varphi' = 180 \pm \arccos(1/4\lambda)$ появляются еще два экстремума ускорения, равных по величине следующему значению

$$j_{\min \varphi'} = -R\omega^2 \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda} \right). \quad (3.12)$$

Графическую зависимость $j_\varphi = f_j(\varphi)$ можно представить, построив косинусоиду гармоник ускорения первого порядка $j_\varphi^I = \omega^2 R \cos \varphi$ и косинусоиду гармоник ускорения второго порядка $j_\varphi^{II} = \omega^2 R \lambda \cos 2\varphi$, а затем алгебраически сложить их ординаты при одних и тех же значениях φ^0 (рис.3.3).

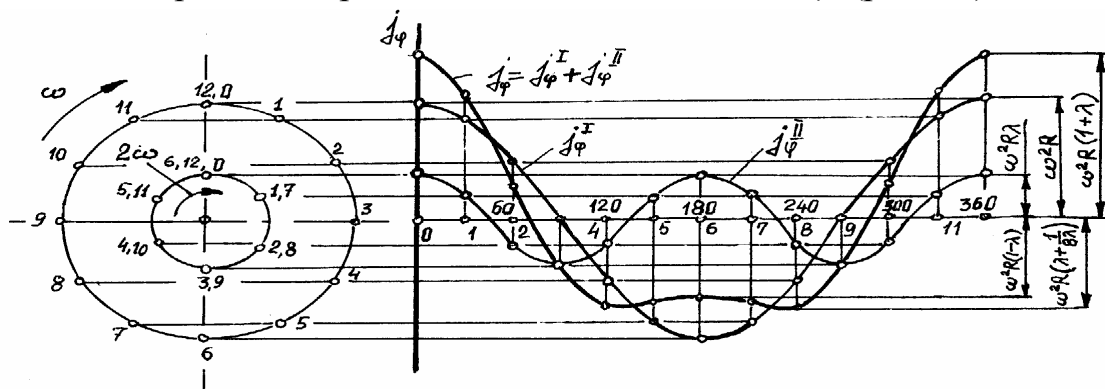


Рис.3.3. Построение кривых ускорения поршня

Значения j_{\max} для транспортных двигателей находятся в пределах $5000 \dots 10000 \text{ м/с}^2$. Для современных легковых автомобилей j_{\max} поршня достигает $22000 \dots 36000 \text{ м/с}^2$ при частоте вращения коленчатого вала до 6000 мин^{-1} .

Диаграмма ускорений $j = f_j(S_x)$ может быть построена и другим графическим способом (способ Толле). Данный способ построения (рис.3.4) кривой ускорения поршня в функции от его перемещения можно использовать только для значений λ от 0 до 0,26.

Определим точки А и В (АВ – ход поршня). На перпендикулярах в точках А и В, восстановленных к отрезку АВ, откладываем в масштабе ускорения поршня в ВМТ $j_{\text{ВМТ}} = R\omega^2(1 + \lambda)$ и НМТ $j_{\text{НМТ}} = -R\omega^2(1 - \lambda)$. Получаем

точки С и D. Прямая соединяющая точки С и D, пересекает АВ в точке Е. На перпендикуляре к отрезку АВ в точке Е откладываем вниз отрезок $EK = 3\lambda R\omega^2$. Отрезки СК и KD делим на равное количество частей, и соответствующие точки деления каждого из отрезков соединяются между собой прямыми 1-1', 2-2', 3-3' и т.д.

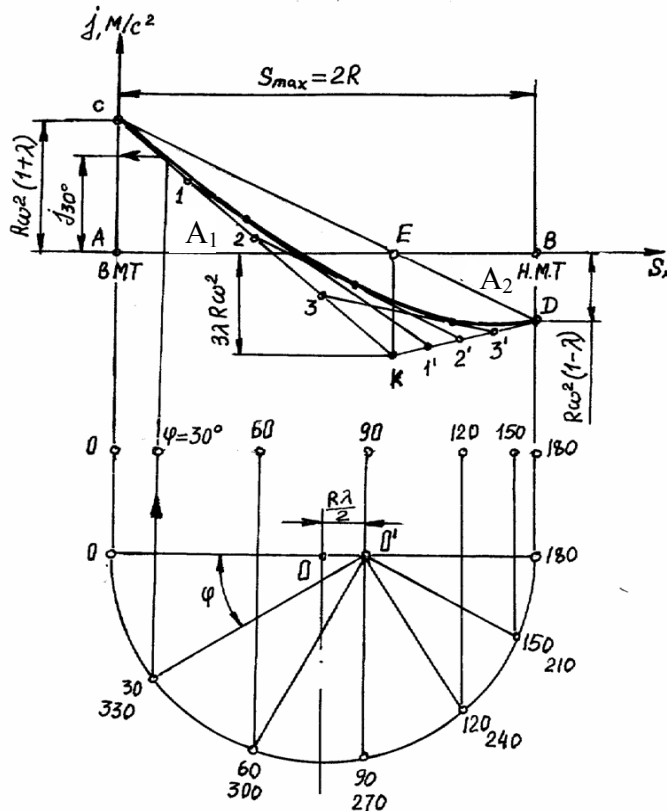


Рис.3.4. Построение кривой ускорения поршня способом Толле

Проводя огибающую кривую касательно к этим прямым, получают кривую ускорения поршня $j = f_j(S_x)$. Равенство площадей $A_1 = A_2$ является показателем правильности построения.

Построив под этой кривой бицентровую диаграмму Брикса можно установить взаимосвязь между углом φ и ускорением j_{φ} .

При определении значения кинематических параметров поршня аналитическим путем результаты расчета для различных углов φ сводят в таблицу 3.2.

таблица 3.2.

Результаты расчёта кинематических параметров поршня

φ^0	$\left[\left(1 - \cos \varphi \right) + \frac{\lambda}{4} \cdot \left(1 - \cos 2\varphi \right) \right]$	$S_{\varphi},$ мм	$\sin \varphi + \frac{\lambda}{4} \sin 2\varphi$	$V_{ср},$ м/с	$\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi$	$j_{\varphi},$ м/с ²
0						
30						
...						
360						

3.2. Кинематика шатуна

Шатун кривошипно-шатунного механизма совершает сложное плоскопараллельное движение: переносное-вместе с поршнем и относительное качение вокруг поршневого пальца. Анализ качательного движения шатуна необходим для последующего определения действующих в нем сил. Угловое перемещение шатуна от оси цилиндра β определяется из соотношения

$$\sin \beta = (R/L) \sin \varphi = \lambda \sin \varphi, \text{ откуда } \beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi). \quad (3.13)$$

Угол β считается положительным, если шатун отклоняется от оси цилиндра в сторону вращения кривошипа коленчатого вала от ВМТ. Наибольшие углы отклонения шатуна от оси цилиндра β_{\max} получаются при $\varphi = 90^0$ и 270^0 :

$$\beta_{(90^0)} = \arcsin \lambda; \quad \beta_{(270^0)} = -\arcsin \lambda.$$

По абсолютной величине $\beta_{(90^0)}$ и $\beta_{(270^0)}$ равны, что объясняется симметричностью механизма по отношению к оси цилиндра.

Для современных автомобильных и тракторных двигателей $\beta_{\max} = 12^\circ \dots 18^\circ$.

Угловая скорость вращения шатуна вокруг пальца находится дифференцированием выражения (3.13)

$$\omega_{ш} = \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cdot \omega \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} = \lambda \cdot \omega \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \approx \lambda \omega \cos \varphi, \quad (3.14)$$

где $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ – угловая скорость вращения коленчатого вала.

При положениях поршня в ВМТ и НМТ, т.е. при значениях угла φ равных 0^0 и 180^0 угловая скорость шатуна принимает экстремальные значения

$$\omega_{ш.(0^0)} = \lambda \omega \text{ и } \omega_{ш.(180^0)} = -\lambda \omega.$$

При наибольших отклонениях шатуна от оси цилиндра, т.е. при значениях угла φ равных 90^0 и 270^0 угловая скорость шатуна становится равной нулю.

$$\omega_{ш.(90^0)} = \omega_{ш.(270^0)} = 0$$

Угловое ускорение шатуна находится дифференцированием выражения (3.14) по времени, предполагая, что угловая скорость вращения коленчатого вала постоянна

$$(\omega = \text{const}) \varepsilon_{ш} = \frac{d\omega_{ш}}{dt} = \omega \frac{d\omega_{ш}}{d\varphi} = - \frac{\lambda(1 - \lambda^2)\omega^2 \sin \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} \approx -\lambda \omega^2 \sin \varphi \quad (3.15)$$

На основании выражения (3.15) можно установить экстремальные (при $\varphi = 90^0$ и 270^0 , т.е. когда $\omega_{ш.} = \omega_{ш. \min} = 0$) и нулевые (при $\varphi = 0^0$ и 180^0 , т.е. когда $\omega_{ш.} = \omega_{ш. \max}$) значения углового ускорения шатуна:

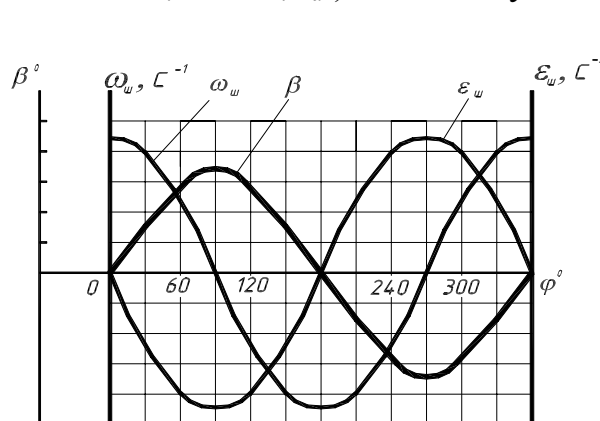


Рис. 3.5. Кривые изменения кинематических параметров шатуна

$$\varepsilon_{ш.(270^0)} = \frac{\lambda \omega^2}{\sqrt{1 - \lambda^2}} \approx \lambda \omega^2 (1 + 0,5 \lambda^2); \quad)$$

$$; \varepsilon_{ш.(90^0)} = -\frac{\lambda \omega^2}{\sqrt{1 - \lambda^2}} \approx -\lambda \omega^2 (1 + 0,5 \lambda^2)$$

Кривые изменения кинематических параметров шатуна по углу поворота коленчатого вала изображены на рис. 3.5.

3.3. Динамика кривошипно-шатунного механизма

При работе двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы от давления газов F_g , силы инерции F_j , центробежные силы $F_{ц}$ и давление на поршень со стороны картера p_0 (приблизительно равное атмосферному давлению).

Все действующие в двигателе силы воспринимаются полезным сопротивлением на коленчатом валу, силами трения и опорами двигателя.

Силы давления газов. Силы давления газов, действующих на площадь поршня, для упрощения динамического расчета заменяются одной силой, направленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца. Определяется эта сила для каждого момента времени (угла φ) по индикаторной диаграмме, построенной на основании теплового расчета (обычно для номинальной мощности и соответствующей ей частоте вращения).

Для динамического расчета двигателя, а также для расчета на прочность его деталей необходимо иметь зависимость $F_r = f(\varphi)$, для чего индикаторную диаграмму (рис.2.4.) перестраивают графически в развернутую диаграмму по углу φ поворота коленчатого вала. Перестроение индикаторной диаграммы в развернутую выполняется графическим путем по методу профессора Ф.А. Брикса. Для этого под индикаторной диаграммой из точки О радиусом $R = S/2$ проводят полуокружность и откладывают в сторону НМТ поправку Брикса $OO_1 = R\lambda/2$. Затем из точки O_1 , как из центра, проводят лучи через принятое число градусов (через 15° или 30° п.к.в.) до пересечения с полуокружностью радиуса R . Проецируя полученные точки пересечения на ось V (ось абсцисс), определяют положение поршня, соответствующее данному углу поворота кривошипа. Если проецирующие лучи продолжить до пересечения с контуром индикаторной диаграммы, то отрезки этих лучей, заключенные между осью абсцисс и линиями индикаторной диаграммы, будут выражать в масштабе индикаторной диаграммы абсолютное давление газов в цилиндре двигателя $p_{\text{ц}}$ при соответствующих углах поворота кривошипа, а отрезок между линией p_o и индикаторной диаграммой – избыточное давление p_r над поршнем двигателя

$$p_r = p_{\text{ц}} - p_o, \quad (3.17)$$

где p_o – давление в картере, принимаемое обычно равным давлению окружающей среды, МПа.

Построение развернутой индикаторной диаграммы обычно начинают от ВМТ в процессе хода впуска. За горизонтальную ось диаграммы принимают продолжение линии атмосферного давления p_o , от которой вертикально откладывают значения p_r . Следовательно, давления в цилиндре двигателя, меньше атмосферных, на развернутой диаграмме будут отрицательными.

Сила давления газов на поршень, действующая по оси цилиндра, МН

$$F_r = (p_{\text{ц}} - p_o)A_{\text{п}}. \quad (3.18)$$

Силы давления газов, направленные к оси коленчатого вала, считаются положительными, а от коленчатого вала – отрицательными.

Для определения газовых сил F_r по развернутой диаграмме давлений p_r необходимо пересчитать масштаб. Если кривая F_r построена в масштабе давления μ_p МПа в мм, то масштаб этой же кривой для газовых сил F_r будет $M_p = \mu_p \times A_{\text{п}}$ МН в мм.

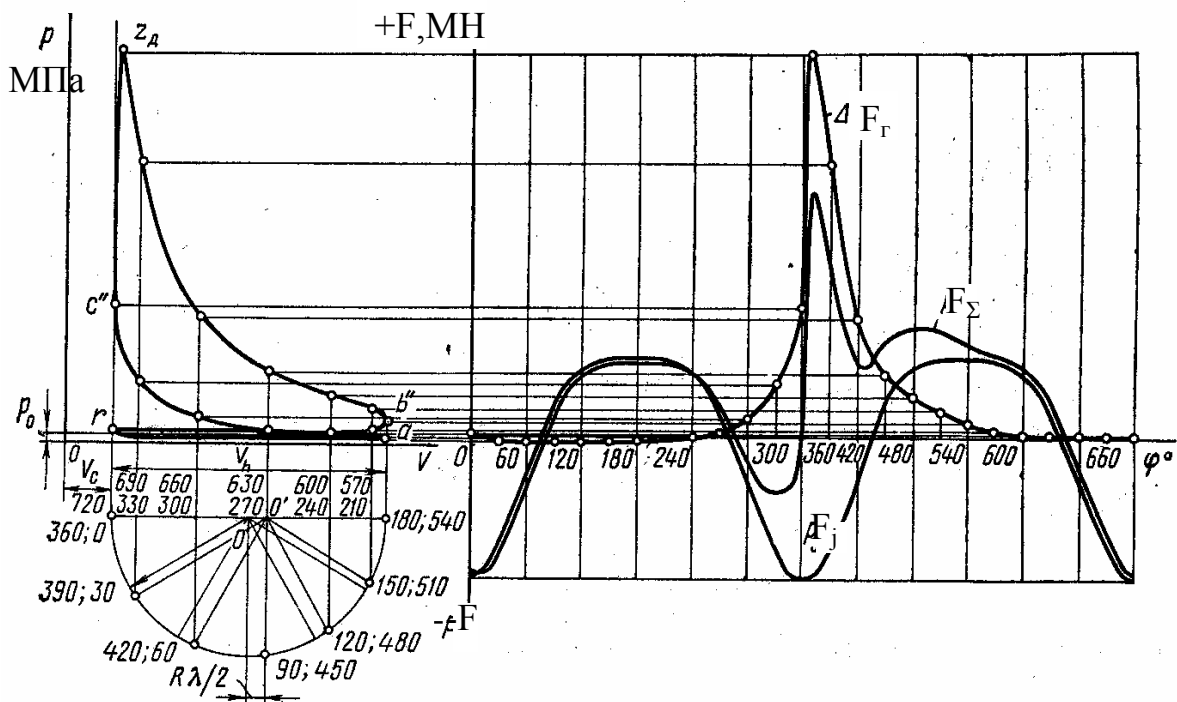


Рис.3.6. Построение развёрнутой индикаторной диаграммы в координатах p - φ

Силы инерции в кривошипно-шатунном механизме. В зависимости от характера движения силы инерции масс кривошипно-шатунного механизма можно разделить на три группы:

- 1) силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно (поршневая группа и верхняя головка шатуна);
- 2) силы инерции вращающихся масс (коленчатый вал и нижняя головка шатуна);
- 3) силы инерции масс, совершающих сложное плоскопараллельное движение (стержень шатуна).

Для определения величины этих сил необходимо предварительно найти соответствующие массы.

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма. Для упрощения динамического расчета действительный кривошипно-шатунный механизм заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс, т.е. действительные массы движущихся деталей КШМ заменяют приведенными массами, сосредоточенными в характерных точках КШМ, законы движения которых известны. Динамическое действие этих масс должно быть эквивалентно действию реальных деталей. За характерные точки КШМ принимают центры поршневого пальца и шатунной шейки и точку на оси коленчатого вала. Условием приведения является равенство центробежных сил инерции действительной неуравновешенной массы и приведенной массы.

Все движущиеся детали КШМ по характеру их движения можно разделить на три группы (рис.3.7).

1. Детали, совершающие прямолинейное возвратно-поступательное движение. К этим деталям относится поршень, поршневые кольца, поршневой палец с деталями крепления, которые все объединяются в одну поршневую

группу с массой m_{π} . Приведенную массу поршневой группы m_{π} считают сосредоточенной на оси поршневого пальца.

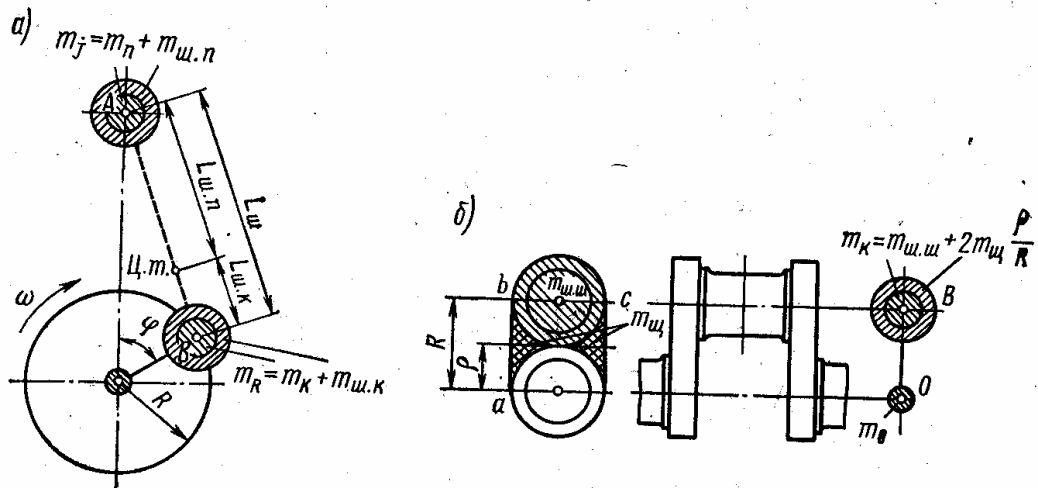


Рис.3.7. Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму а) приведённая система кривошипно-шатунного механизма б) приведение масс кривошипа

2. Детали, совершающие вращательное движение. К ним относится кривошип, состоящий из совокупности двух половин коренной шейки, двух щек и шатунной шейки.

Масса коренной шейки с частью щек $m_{кш}$, расположенных симметрично относительно оси вращения, является уравновешенной, их центробежные силы инерции равны нулю. Центр масс шатунной шейки с прилежащими частями щек $m_{шш}$ расположен на ее оси, отстоящей от оси коленчатого вала на расстоянии $R_{ц}$ приведения этой массы не требуется. Тогда выражение, определяющее центробежную силу: $F_{ц.шш} = -m_{шш} R \omega^2$. Аналогично по известной массе $m_{щ}$ средней части щеки по контуру $abcd$ и расстоянию от оси коленчатого вала до центра ее масс $\rho_{щ}$ определяется центробежная сила щеки $F_{ц.щ} = -m_{щ} \rho_{щ} \omega^2$.

В эквивалентной модели кривошип заменяют приведенной массой m_k , отстоящей от оси вращения вала на расстоянии R . Величину массы m_k определяют из условия равенства центробежной силы $F_{ц}$, создаваемой самой этой массой сумме центробежных сил масс элементов кривошипа:

$$F_{ц} = F_{ц.шш} + 2F_{ц.щ}, \text{ или } m_k R \omega^2 = m_{шш} R \omega^2 + 2m_{щ} \rho_{щ} \omega^2,$$

откуда получим

$$m_k = m_{шш} + 2m_{щ} \rho_{щ} / R, \quad (3.19)$$

где $m_{шш}$ — масса шатунной шейки прилегающими частями щек; $m_{щ}$ — масса средней части щеки по контуру $a b c d$, имеющий центр тяжести на радиусе ρ от оси вала.

В современных короткоходных двигателях величина $m_{щ}$ мала по сравнению с $m_{шш}$ и ею можно в большинстве случаев пренебречь. При расчетах $m_{шш}$ и в необходимых случаях $m_{щ}$ определяют, исходя из размеров кривошипа и плотности материала коленчатого вала.

3. Детали, совершающие сложное плоскопараллельное движение. Сюда относится шатун с вкладышами и болтами нижней головки, и втулкой верхней головки, т.е. вся шатунная группа с массой $m_{ш}$. Массу шатунной группы $m_{ш}$ заменяют двумя массами:

массой $m_{шп}$, сосредоточенной на оси поршневого пальца и совершающей возвратно-поступательное движение совместно с массой $m_{п}$;

массой $m_{шк}$, сосредоточенной на оси шатунной шейки и совершающей вращательное движение совместно с массой $m_{к}$.

Величины этих масс (кг), с учетом условия неизменности положения центра масс составляют:

$$m_{шп} = m_{ш}(l_{шк}/L) ; m_{шк} = m_{ш}(l_{шп}/L) , \quad (3.20)$$

где L – длина шатуна; $l_{шк}$ – расстояние от центра кривошипной головки оси шатунной шейки до центра тяжести шатуна; $l_{шп}$ – расстояние от центра поршневой головки до центра тяжести шатуна.

Для большинства существующих конструкций автомобильных и тракторных двигателей

$$m_{шп} = (1/5 \dots 1/3)m_{ш} , \text{ а } m_{шк} = (4/5 \dots 2/3) m_{ш}.$$

Для карбюраторных быстроходных двигателей обычно принимают меньшую долю массы шатуна, отнесенную к верхней головке, т.е. $m_{шп} = (1/5 \dots 1/4) m_{ш}$, тогда $m_{шк} = (4/5 \dots 3/4) m_{ш}$, а для дизелей – большую, т.е. $m_{шп} = (1/4 \dots 1/3) m_{ш}$ и $m_{шк} = (3/4 \dots 2/3) m_{ш}$.

При расчетах можно принимать средние значения

$$m_{шп} = 0,275 m_{ш} , m_{шк} = 0,725 m_{ш}.$$

Таким образом, весь кривошипно-шатунный механизм приближенно заменяется системой двух сосредоточенных масс, массы, совершающей возвратно-поступательное движение,

$$m_j = m_{п} + m_{ш.п.}, \quad (3.21)$$

и массы, совершающей вращательное движение вокруг оси коленчатого вала

$$m_R = m_{к} + m_{ш.к}. \quad (3.22)$$

В V-образных двигателях со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом $m_R = m_{к} + 2m_{ш.к.}$. При выполнении динамического расчета проектируемого двигателя массы $m_{п}$ и $m_{ш}$ принимают по прототипу или подсчитывают по чертежам. Для приближенного определения значений масс $m_{п}$, $m_{ш}$, $m_{к}$ можно использовать конструктивные массы $m'_{п}$, $m'_{ш}$ и $m'_{к}$, отнесенные к единице площади поршня $A_{п}$ (табл. 3.3).

Таблица 3.3.

Конструктивные массы основных элементов кривошипного механизма

Конструктивные массы			
	Элементы КШМ	Карбюраторные двигатели	Дизели
1.	Поршневая группа ($m'_{п} = m_{п}/A_{п}$): поршень из алюминиевого сплава	80...150	150...300
	чугунный поршень	150...250	250...400
2.	Шатун ($m'_{ш} = m_{ш}/A_{п}$)	100...200	

3.	Неуравновешенные части одного ко-		250...400
	лена вала без противовесов ($m'_к =$		
	$m_к/A_п$):		
	стальной кованный вал со	150...200	
	сплошными щеками		200...400
	чугунный литой вал с полыми щеками	100...200	
			150...300

Примечание: Большие значения m' соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра. V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке соответствуют большие $m'_к$.

Силы инерции движущихся масс КШМ сводятся к силам (см. рис. 3.8).

1. Силе инерции F_j от возвратно-поступательно движущихся масс КШМ;
2. Центробежной силе инерции $F_ц$ от неуравновешенных вращающихся масс КШМ.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс F_j :

$$F_j = -m_j \cdot j_\varphi = -m_j \cdot R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (3.23)$$

Знак минус показывает, что сила инерции направлена в сторону, противоположную ускорению. Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс действует по оси цилиндра и без специальных конструктивных мер часто не уравновешивается и может передаваться непосредственно на опоры двигателя. Сила F_j может быть представлена в виде суммы сил инерции первого и второго порядка, изменяющихся по гармоническому закону:

$$F_j = F_{jI} + F_{jII} = -m_j \cdot R \omega^2 \cos \varphi + (-m_j \cdot R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi) \quad (3.24)$$

Такое искусственное разделение F_j на F_{j1} и F_{j2} необходимо в целях практического уравновешивания двигателя.

Периодом изменения силы F_{j1} является один оборот коленчатого вала, а силы F_{j2} - пол оборота коленчатого вала. Графическое построение зависимости $F_{j\varphi} = f_{Rj}(\varphi)$ может быть произведено путем, аналогичным построению графика ускорения поршня $J_\varphi = f_j(\varphi)$, при этом нужно лишь учесть обратное направление силы инерции по отношению к ускорению поршня.

Правило знаков. При построении графиков обычно пользуются следующим правилом знаков: если силы действуют по направлению к оси коленчатого вала, то она считается положительной, если от оси коленчатого вала – отрицательной.

Это правило знаков применимо вообще для всех сил, действующих вдоль оси цилиндра.

Центробежная сила инерции неуравновешенных вращающихся масс. Центробежная сила инерции $F_{ц.ж}$ всегда действует вдоль радиуса кривошипа от оси вращения, она постоянна по величине (при $\varphi = \text{const}$) и направлена от оси коленчатого вала

$$F_{ц.ж} = -m_R \cdot \varepsilon = -m_R R \omega^2 = \text{const}, \quad (3.25)$$

где $\varepsilon = \omega^2 R$ – центростремительное ускорение.

Сила $F_{ц.ж}$ является результирующей двух сил: сил инерции вращающихся масс шатуна

$$F_{жш} = -m_{ш.к.} R \omega^2, \quad (3.26)$$

и силы инерции приведенной массы колена кривошипа m_k

$$F_{жк} = -m_k R \omega^2. \quad (3.27)$$

Сила $F_{ц.ш}$ приложена к нижней головки шатуна, сила $F_{ж.к}$ – к кривошипу, в связи с этим $F_{ц.ш}$ нагружает как шатунные, так и коренные вкладыши, а $F_{ж.к}$ только коренные.

Правило знаков. Для сил, действующих вдоль радиуса кривошипа, придается положительный знак, если они сжимают щеку, и отрицательный, если растягивают. Следовательно, центробежные силы инерции будут всегда иметь отрицательный знак.

Суммарные силы и моменты действующие в КШМ. На поршень действует суммарная сила F_Σ , представляющая собой векторную сумму сил избыточного давления газов F_r и силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс F_j :

$$\bar{F}_\Sigma = \bar{F}_r + \bar{F}_j. \quad (3.28)$$

Сила F_Σ может быть разложена на две составляющие (рис. 3.7.): силу S , N , направленную по оси шатуна, и силу N (кН), перпендикулярную к оси цилиндра, т.е.

$$\bar{F}_\Sigma = \bar{S} + \bar{N}$$

где $S = \frac{F_\Sigma}{\cos \beta}$, $N = F_\Sigma \cdot \tan \beta$.

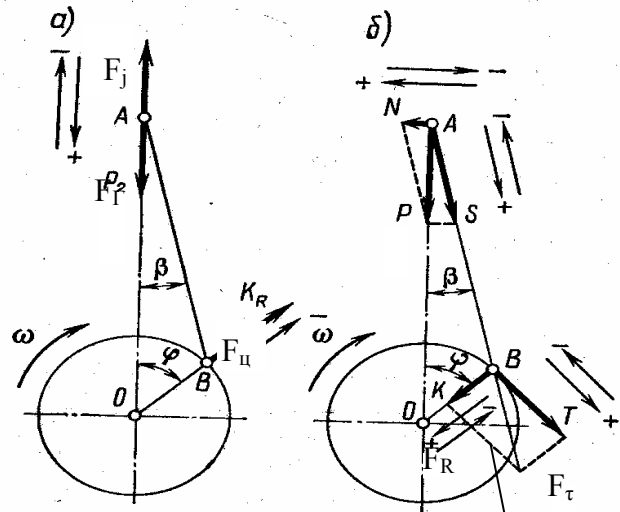
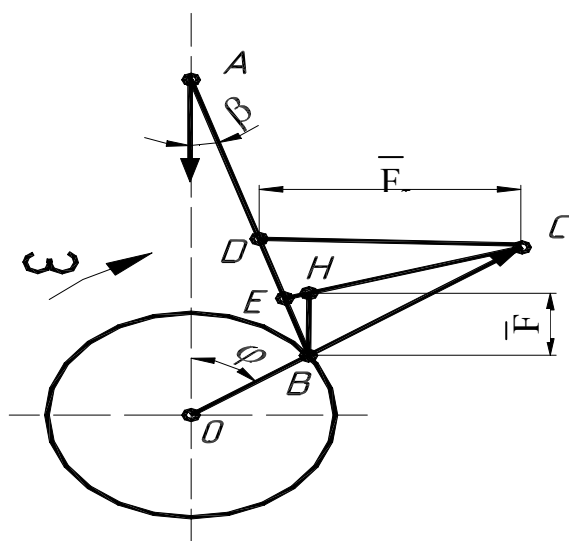


Рис.3.8. Схема сил действующих в КШМ, одноцилиндрового двигателя

Сила N воспринимается боковой поверхностью стенки цилиндра и прижимает поршень к стенке. Она вызывает износ поршня и цилиндра, а также создает так называемый опрокидывающий момент $T_{\text{опр.}}$ противоположного направления вращения коленчатого вала двигателя. Сила N считается положительной, если создаваемый ею момент имеет направление, противоположное направлению вращения коленчатого вала двигателя. Сила S сжимает или растягивает (в зависимости от знака) шатун и далее передается кривошипу коленчатого вала. Силу S принимают положительной, если она сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает.

Эту силу можно перенести по линии ее действия в центр кривошипа шатунной шейки и разложить на две составляющие: радиальную силу F_R , направленную вдоль радиуса кривошипа, и тангенциальную силу F_τ , направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа, т.е.



$$\bar{S} = \bar{F}_R + \bar{F}_\tau, \text{ кН}, \quad (3.30)$$

где $F_R = S \cdot \cos(\varphi + \beta) = F_\Sigma \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$;

$F_\tau = S \cdot \sin(\varphi + \beta) = F_\Sigma \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$.

Силы F_R и F_τ для различных углов поворота кривошипа могут быть определены графическим путем. Графическое определение этих сил производится следующим образом (рис.3.9).

Рис. 3.9. Графическое определение величин радиальной и тангенциальной сил

Из центра В шатунной шейки на продолжении кривошипа откладывается в принятом масштабе сил величина суммарной силы F_Σ , соответствующая данному положению кривошипа. Из конца вектора силы F_Σ (точка С) опускается перпендикуляр на ось цилиндра. Отрезок CD будет выражать в принятом масштабе тангенциальную силу F_τ :

$$|DC| = \frac{|EC|}{\cos \beta} = |BC| \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = F_\Sigma \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = F_\tau.$$

Из конца вектора силы F_Σ опускается перпендикуляр на ось стержня шатуна, а из центра шатунной шейки (точка В) проводится прямая, параллельная оси цилиндра. На пересечении данной прямой с отрезком CE получается точка Н. Отрезок ВН будет выражать в принятом масштабе искомое значение радиальной силы F_R :

$$|BH| = \frac{|EB|}{\cos \beta} = |BC| \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = F_\Sigma \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = F_R.$$

Если двигатель четырехтактный, то силы F_τ и F_R определяются за два оборота коленчатого вала, если двухтактный, то за один. Тангенциальная сила

F_τ является той силой, которая создаёт на валу двигателя индикаторный крутящий момент, выражающий уравнен

$$T_e = F_\tau \cdot R = F_\Sigma \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} R. \quad (3.31)$$

Таким образом, кривая изменения силы $F_\tau = f(\varphi)$ является также кривой изменения T_e одного цилиндра, но в масштабе $\mu_M = \mu_p R$ Нм в мм.

Необходимые для определения сил N, F_R и F_τ значения тригонометрических функций $\operatorname{tg} \beta, \cos(\varphi + \beta)/\cos \beta$ и $\sin(\varphi + \beta)/\cos \beta$ в зависимости от угла φ поворота кривошипа и принятой в ходе компоновки двигателя величины $\lambda = R/L$ определяются по таблицам приводимым в справочной и учебной литературе.

По данным, полученным в результате решения этих уравнений, строят кривые изменения полных сил S, N, F_R и F_τ (рис. 3.10).

Обычно силы F_r и F_j , а также силы N, S, F_R и F_τ относят к единице площади поршня. Это значительно сокращает вычислительную работу и позволяет сравнивать динамическую напряженность двигателей различных типов и размеров. В этом случае удельные суммарные силы p_Σ , МПа определяют путем сложения избыточного давления над поршнем p_Γ , МПа и давление от удельных сил инерции p_j МПа: $p_\Sigma = p_\Gamma + p_j$,

где $p_j = \frac{F_j}{A_n} = -\frac{m_j R \omega^2}{A_n} (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$; $A_n = \frac{\pi D^2}{4}$ – площадь днища поршня, м².

Для значения λ от 0 до 0,26 можно использовать другой способ графического построения силы p_Σ . При этом под свернутой индикаторной диаграммой строят бицентровую диаграмму Брикса (кривая В), рис.3.11. Затем на линии атмосферного давления p_0 , как на нулевой линии, строят по способу Толле кривую удельных сил инерции (кривая б), повернутую вокруг оси на 180°. При этом расстояние по вертикали от линии давления газов в цилиндре p_Γ до линии удельных сил инерции p_j представляет собой суммарную удельную силу p_Σ в масштабе диаграммы. Далее строят развернутую кривую $p_\Sigma = f(\varphi)$.

Суммарная удельная сила p_Σ положительна, если кривая сил давления газов в цилиндре p_Γ выше кривой удельных сил инерции p_j и, наоборот, если

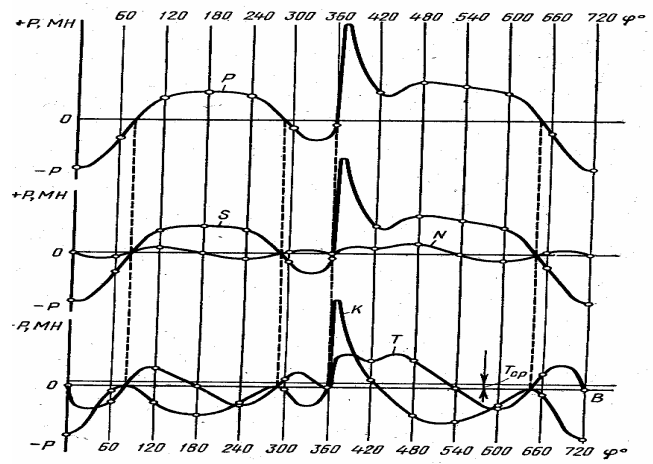


Рис.3.10. Построение сил S, N, F_R и F_τ по углу поворота.

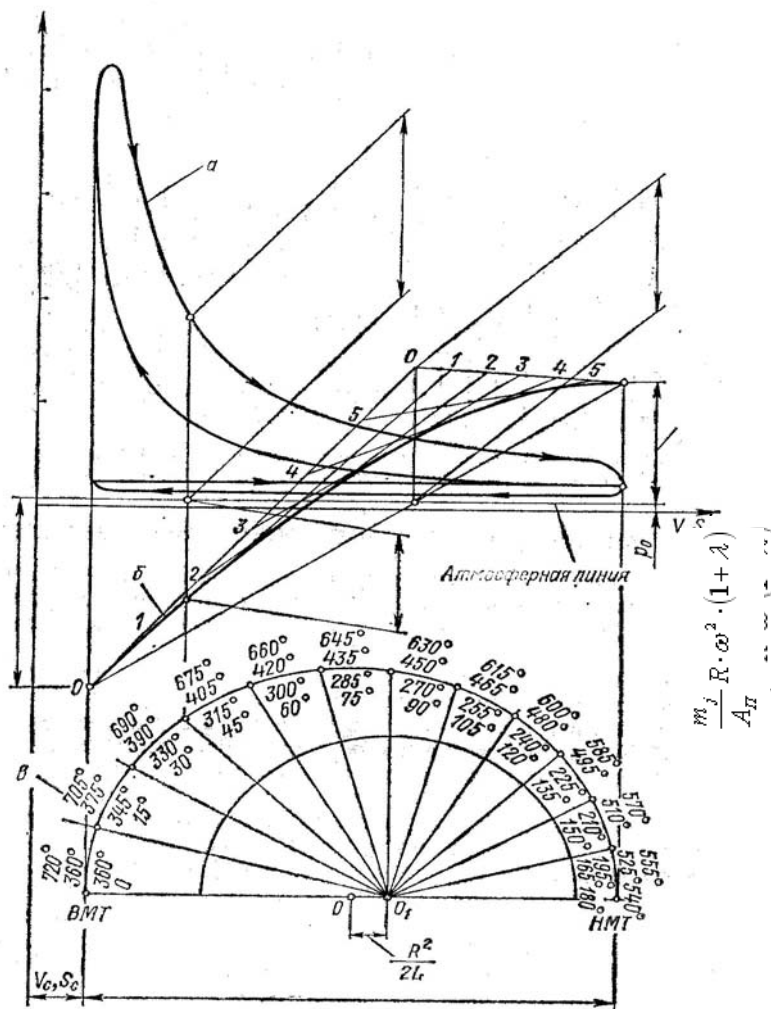


Рис.3.11. Совмещение диаграммы: индикаторная (а), сил инерции F_j (б), и бицентровая диаграмма Брикса (в)

кривая давления p_T ниже кривой удельных сил инерции p_j , то p_Σ отрицательна.

При определении удельных суммарной p_Σ , нормальной p_N , радиальной p_K , тангенциальной p_T и удельной силы p_S аналогичным путем расчет значений этих сил для различных φ сводят в таблицу. 3.4. По данным таблицы 3.4 строят в масштабах давления μ_p МПа в мм и угла μ_φ град. в мм графики изменения удельных сил p_Σ, p_j, p_N, p_K и p_T в зависимости от уг

ла поворота коленчатого вала φ . Определение суммарной удельной тангенциальной силы Σp_T всего двигателя можно произвести следующим образом. Так как величина и характер изменения удельных тангенциальных сил по углу поворота коленчатого вала всех цилиндров двигателя одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам θ^0 между вспышками в отдельных цилиндрах ($\theta^0 = 180 \cdot \tau/i$, где τ – тактность двигателя, i – число цилиндров), то диаграмму суммарной удельной тангенциальной силы Σp_T строят путем графического суммирования кривых p_T для отдельных цилиндров.

Таблица 3.4.

Результаты динамического расчёта двигателя

φ	S	V_φ	J_φ	p_r	p_j	p_Σ	$tg\beta$	p_N	$\frac{1}{\cos\beta}$	p_S	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	p_K	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	p_T	F_τ	T_e
град	м	$\frac{м}{с}$	$\frac{м}{с^2}$	МПа				МПа		МПа		МПа		МПа	кН	Нм

При суммировании кривую силы p_T для одного цилиндра за цикл делят для двигателя с равномерным чередованием вспышек на i частей. Полученные отрезки кривой сдвигаются на участок диаграммы, длина которого равна периоду θ^0 изменения силы $\sum p_T$, где $\theta^0 = 720^\circ / i$ – для четырехтактных и $\theta^0 = 360^\circ / i$ – для двухтактных двигателей, и затем ординаты сдвинутых отрезков кривых складывают. Средняя удельная тангенциальная сила $p_{T.cp}$ находится планиметрированием площадей, расположенных между кривой $\sum p_T$ и осью координат, и делением этих площадей на соответствующие отрезки оси абсцисс (оси φ), т.е. длине ℓ_φ

$$p_{T.cp} = \frac{1}{\theta} \cdot \int_0^\theta \sum p_T(\varphi) \cdot d\varphi = (\sum f_1 - \sum f_2) \cdot \mu_p / \ell_\varphi. \quad (3.32)$$

Правильность расчета значения $p_{T.cp}$ двигателя можно проверить на основании известной зависимости

$$p_{T.cp} = 9550 \cdot \frac{P_i}{A_n \cdot R \cdot n}, \text{ МПа}, \quad (3.33)$$

где P_i – индикаторная мощность двигателя, кВт; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; R – радиус кривошипа, м.

Кроме того, используя баланс работ, легко получить соотношения между средней тангенциальной силой $F_{\tau.cp}$, средним индикаторным давлением p_i в цилиндре двигателя и числом цилиндров i .

Для четырехтактного двигателя с центральным КШМ ($S = 2R$), работа давления газов за цикл ($p_i \cdot A_n \cdot S \cdot i$) приравняется к работе тангенциальной силы за два оборота вала ($4\pi R$), т.е.

$$p_i \cdot A_n \cdot S \cdot i = F_{\tau.cp} \cdot 4 \cdot \pi \cdot R = p_{T.cp} \cdot A_n \cdot 4\pi \cdot R,$$

$$\text{отсюда} \quad p_{T.cp} = \frac{p_i \cdot i}{2\pi}. \quad (3.34)$$

Аналогично для двухтактного двигателя

$$p_{T.cp} = \frac{p_i \cdot i}{\pi}. \quad (3.35)$$

Следует отметить, что кривая изменения p_T в зависимости от φ является также и кривой изменения крутящего момента одного цилиндра $T_{кр.ц}$, но в масштабе $\mu_M = \mu_p \cdot A_n \cdot R$, Нм в мм. В качестве примера на рис.3.12 представлена схема построения кривой суммарного крутящего момента четырехтактного четырехцилиндрового рядного двигателя с порядком работы 1–3–4–2–1. Последовательными одноименными процессами (тактами) составит $\theta^0 = 720 / i = 720 / 4 = 180^\circ$. Тогда с учетом порядка работы угловой сдвиг крутящего момента между первым и третьим цилиндрами составит 180° , между первым и четвертым – 360° , а между первым и вторым – 540° .

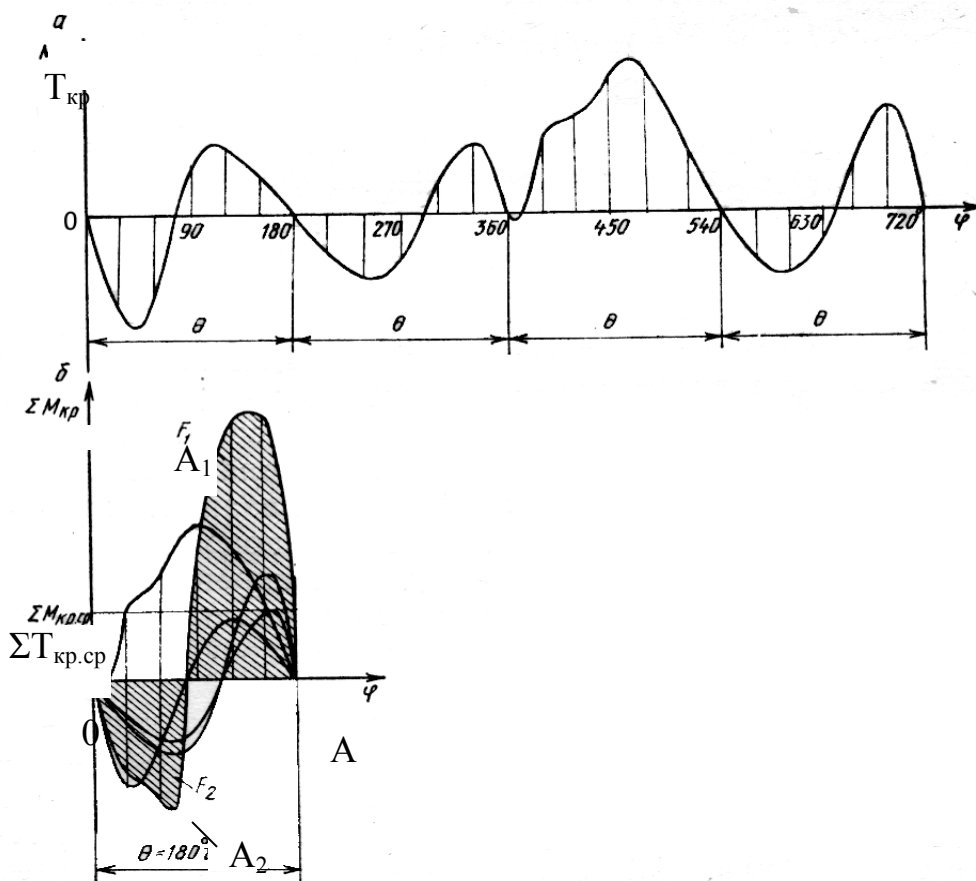


Рис. 3.12. Построение графика суммарного индикаторного момента многоцилиндрового двигателя при равномерном чередовании процессов : а) исходный график крутящего момента, развиваемого одним цилиндром; б) построение графика суммарного момента

Суммируя ординаты полученных кривых T_i каждого цилиндра можно получить диаграмму суммарного крутящего момента.

При неравномерном чередовании вспышек (рис.3.13), что характерно для некоторых автотракторных двигателей (например, V-образный шестицилиндровый двигатель с углом развала цилиндров 90° и тремя кривошипами под углом 120°) методика построения графика суммарного крутящего момента

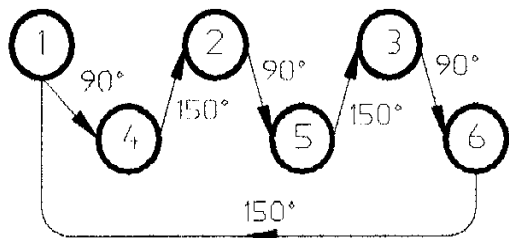


Рис. 3.13. Варианты чередования вспышек (тактов) в шестицилиндровом V-образном двигателе (ЯМЗ-236).

двигателя $\sum_{i=1}^n T_{кр} = f(\varphi)$ несколько иная.

У таких двигателей одноименные процессы (вспышки) в цилиндрах срабатывают один за другими с неравномерным чередованием через угловые интервалы θ_1 и θ_2 , определяемые конструктивной схемой двигателя (у ЯМЗ-236 углы $\theta_1 = 90^\circ$; $\theta_2 = 150^\circ$).

При этом период изменения суммарного крутящего момента двигателя θ_H удлинится вдвое (по сравнению с двигателем, имеющим равномерное чере

дование вспышек) : $\theta_H = 2 \cdot \frac{180 \cdot \tau}{i}$. График суммарного крутящего момента можно построить следующим образом (в качестве примера взят шестицилиндровый V-образный двигатель). Исходный график крутящего момента для одного цилиндра двигателя сначала делится по длине на $i/2$ равных частей, и полученные участки кривой переносятся на новую координатную сетку длиной, равной по оси абсцисс (оси φ) периоду θ_H (рис. 3.14). Перенос производится так же, как это делается, в случае равномерного чередования процессов. Далее, складывая ординаты сдвинутых участков кривых, получают кривую суммарного крутящего момента $i/2$ цилиндров $\sum_{i=1}^3 T_{KP}$, у которых чередования вспышек через θ_H (первый, второй и третий цилиндры). Кривая суммарных крутящих моментов остальных $i/2$ цилиндров $\sum_{i=4}^6 T_{KP}$, (четвертый, пятый и шестой цилиндры) аналогична ранее рассмотренной по построению, форме и периоду. Для определения суммарного крутящего момента двигателя $\sum_{i=1}^6 T_{KP}$ ось ординат (ось T_{KP}) одного из графиков суммарного крутящего момента (например, $\sum_{i=4}^6 T_{KP}$) смещают относительно оси ординат другого графика ($\sum_{i=1}^3 T_{KP}$) вправо на угол θ_1 или влево на угол θ_2 (на рис.3.14 показан перенос оси ординат на угол θ_1 вправо). Отсеченная новой осью ординат начальная часть графика $\sum_{i=1}^3 T_K$ переносится в его конец так, чтобы общая длина преобразованного графика $\sum_{i=1}^3 T_K$ (с новым началом координат) соответствовало периоду θ_H . Затем ординаты преобразованного $\sum_{i=1}^3 T_K$ и измененного $\sum_{i=1}^6 T_K$ графиков суммируются. Суммирование значений крутящих моментов $T_{KP.i}$ многоцилиндрового двигателя с равномерным чередованием одноименных процессов в пределах интервала между вспышками (с неравномерным чередованием – в пределах двух соседних вспышек) производится табличным методом через каждые 10^0 или 15^0 угла поворота коленчатого вала. По полученным данным строят кривую $\sum_{i=1}^n T_{KP.i}$ в масштабе μ_m (Нм в мм) и μ_φ (град. в мм). Среднее значение суммарного крутящего момента $T_{KP.CP}$ для всех цилиндров (рис.3.12) определяется графоаналитическим способом по площади, заключенной между кривой $\sum T_{KP.i}$ и линией ОА:

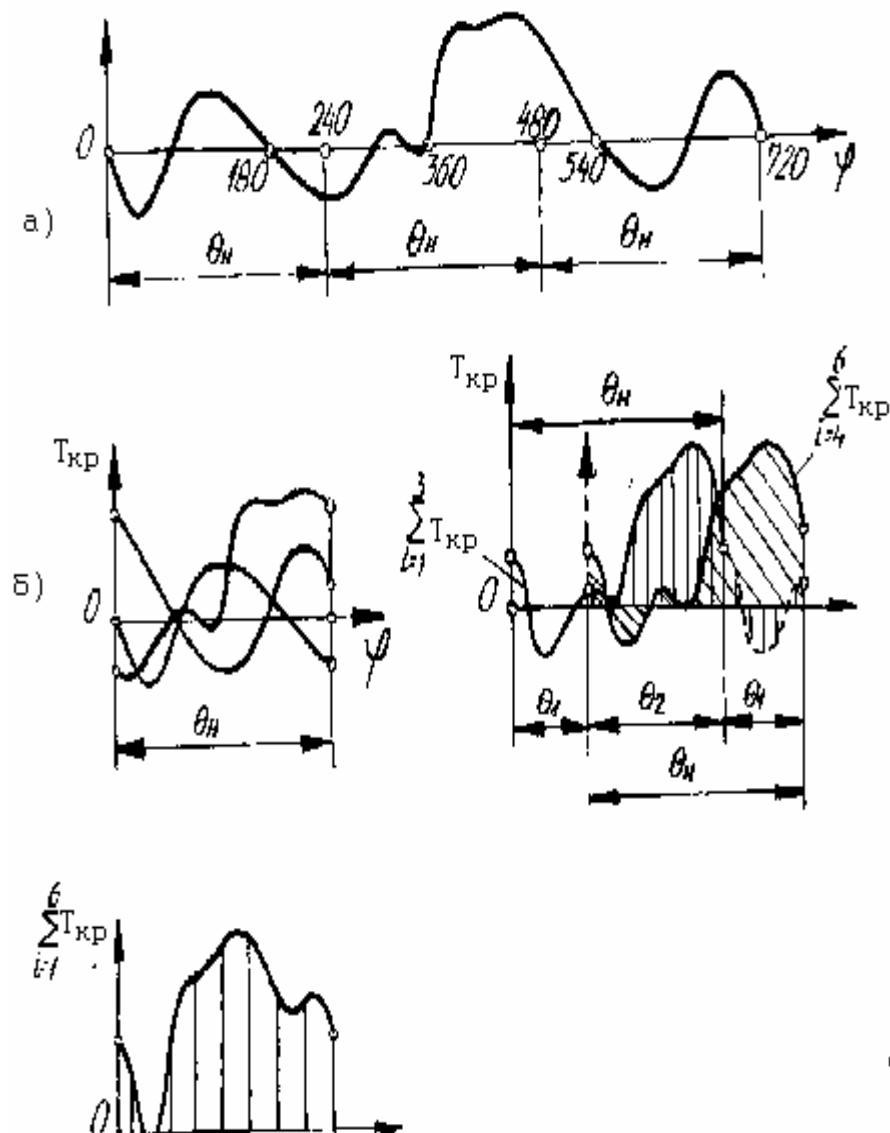


Рис.3.14. Построение графика суммарного индикаторного момента многоцилиндрового двигателя при неравномерном чередовании процессов: *а* - график крутящего момента, развиваемого одним цилиндром; *б* - построение кривых суммарных крутящих моментов $i/2$ цилиндров; *в* - график суммарного крутящего момента.

$$T_{KP,CP} = \frac{1}{\theta} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sum T_{KP,i}(\varphi) \cdot d\varphi = [(A_1 - A_2)/l_i] \cdot \mu_m, \text{ МНм}, \quad (3.36)$$

где A_1 и A_2 — соответственно положительная и отрицательная площади, заключенные между кривой T_{KP} и линией ОА, мм², (при $i \geq 6$ в большинстве случаев $A_2=0$); μ_m — масштаб моментов, МНм в мм; l_i — длина графика суммарного крутящего момента в пределах одного периода (интервала между вспышками), мм.

Ввиду того, что при построении диаграммы крутящего момента двигателя не учитывались трение и затраты на приведение в действие вспомогательных механизмов, действительный эффективный крутящий момент T_e , снимаемый с коленчатого вала, меньше полученного среднего суммарного крутящего момента и определяется уравнением

$$T_e = T_{КР.СР} \cdot \eta_m, \text{ Нм}, \quad (3.37)$$

где η_m – механический КПД двигателя.

Значение среднего эффективного крутящего момента двигателя, определенное изложенным способом, сопоставляется со значением T_e^p полученного из теплового расчета по формуле 2.81. Погрешность определения T_e графоаналитическим методом не должна превышать $\pm 5\%$.

Векторная (полярная) диаграмма нагрузок на шатунную шейку. Векторная диаграмма даёт представление о величине и зонах нагружения шатунных шеек и подшипников по их рабочим поверхностям. Шатунная шейка нагружается силой S , передаваемой шатуном от верхней головки шатуна и центробежной силой $F_{цш}$. Для удобства расчетов в начале определяют значение, составляющих силы S – сил F_τ и F_R (рис.3.15) – в зависимости от угла поворота кривошипа через каждые $20, 30^\circ$ и по данным расчета строят диаграмму в координатах F_τ и F_R . При построении предполагают, что координатные оси будущей диаграммы жестко закреплены на шатунной шейке работающего двигателя, при этом пересечения осей совпадают с центром шейки, плоскость осей перпендикулярна оси шейки. Также считают, что ось шатунной шейки неподвижна, а цилиндр вращается вокруг оси шатунной шейки в обратную сторону со скоростью, равной угловой скорости коленчатого вала ω , поэтому отсчет точек ведут против часовой стрелки. При построении диаграмм принимают, что ось ординат направлена по радиусу кривошипа, а радиальные силы F_R , откладываемые на него в масштабе сил μ_F , считаются положительными, если направлены от оси шатунной шейки к оси коленчатого вала (по оси ординат вниз); ось абсцисс направлена под прямым углом к радиусу кривошипа, а тангенциальные (касательные) силы F_τ , откладываемые на ней в том же масштабе μ_F , считаются положительными, если они создают положительный крутящий момент (по оси абсцисс вправо).

Так как сила $S = \sqrt{F_\tau^2 + F_R^2}$, то откладывая в прямоугольных координатах с полюсом О (рис.3.15) значения слагающих F_τ и F_R для различных углов φ поворота кривошипа, получаем соответствующие им точки конца вектора S_i , рядом с которыми подписывают соответствующие значения φ_i . Полученные точки φ_1, φ_2 и т.д. последовательно, в порядке нарастания углов, соединяют плавной кривой, которая представляет собой полярную диаграмму силы S с полюсом в точке О. Построенная таким образом полярная диаграмма не учитывает нагрузку на шатунную шейку кривошипа центробежной силой от

массы нижней головки шатуна. Для получения полного представления о нагрузке на шатунную шейку в том же масштабе, как и для сил F_τ и F_R , достаточно в полученной полярной диаграмме S полюс O переместить по вертикали вниз на величину вектора $F_{ц.ш} = m_{ц.к.} R \omega^2$ в точку $O_{ш}$ (полюс полярной диаграммы).

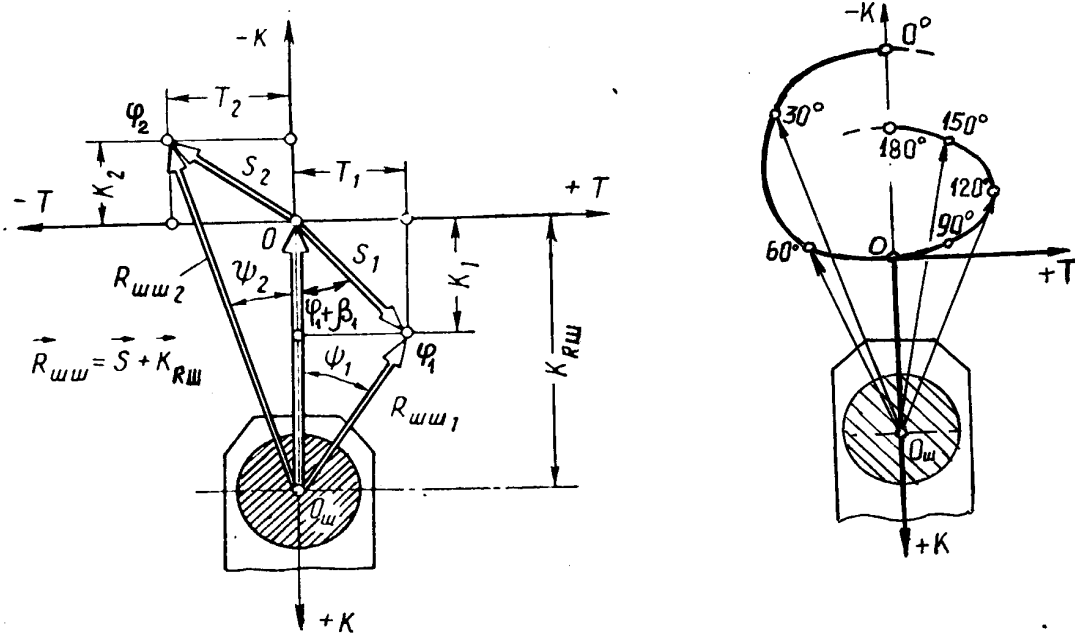


Рис. 3.15. Построение векторной диаграммы нагрузки на шатунную шейку.

Радиус-вектор $R_{ш.ш.}$, взятый из нового начала координат $O_{ш}$ до любой точки на кривой, будет давать в масштабе нагрузку на поверхность шатунной шейки, соответствующей данному углу поворота φ , и определяет результирующую силу, действующую на шатунную шейку.

Проекция на ось ординат любого вектора $R_{ш.ш.}$ полярной диаграммы дает значение силы $F_{ш.ш} = F_R + F_{ц.ш}$, действующей на шатунную шейку и направленной по радиусу кривошипа, а проекция на ось абсцисс соответственно выражает величину силы F_τ .

Аналитически результирующая сила $R_{ш.ш.}$ определяется по формуле:

$$R_{ш.ш.} = \sqrt{F_\tau^2 + (F_R + F_{ц.ш})^2} = \sqrt{F_\tau^2 + F_{ш.ш.}^2}, \text{ кН}, \quad (3.38)$$

а ее направление относительно кривошипа определяется углом

$$\psi = \arctg[F_\tau / (F_R + F_{ц.ш})]. \quad (3.39)$$

Пользуясь полярной диаграммой нагрузки на шатунную шейку, можно найти результирующую силу $R_{к.ш}$, действующую на колено вала и вызывающую изгиб шатунной шейки. Для этого по вертикали от полюса $O_{ш}$ (рис.3.16) вниз откладывают величину центробежной силы $F_{ц.к} = m_k R \omega^2$ (m_k — приведенная масса всего кривошипа) и находят новый полюс O_k , при этом диаграмма превращается в полярную диаграмму результирующей силы, действующей на колено:

$$\bar{R}_{k.w} = \bar{R}_{w.w} + \bar{F}_{ц.к}; \quad (3.40)$$

$$R_{k.w} = \sqrt{F_{\tau}^2 + (F_R + F_{ц.w} + F_{ц.к})^2} = \sqrt{F_{\tau}^2 + F_{\Sigma}^2} \quad (3.41)$$

Если в КШМ имеются противовесы, которые чаще всего применяют для разгрузки коренных шеек коленчатого вала, то они должны быть учтены при определении силы F_{Σ} .

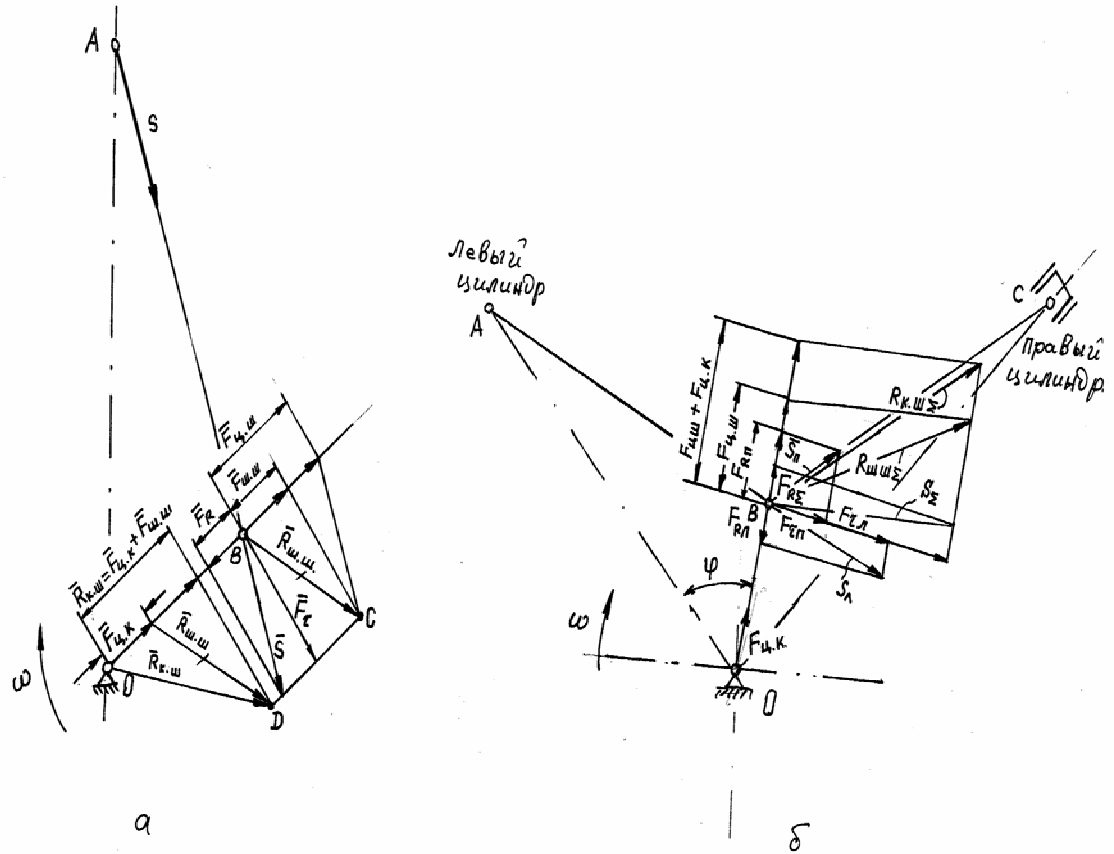


Рис. 3.16. Силы, действующие на шатунную шейку и колено вала: а) рядный двигатель; б) V – образный двигатель

В двухрядных (V-образных) двигателях на каждую шатунную шейку вала передаются силы от двух шатунов. В этом случае, при построении полярной диаграммы, нагрузки на шатунную шейку вала для каждого значения угла поворота коленчатого вала необходимо отложить в масштабе сил в описанных координатных осях, составляющие векторы суммарных величин $F_{\tau\Sigma}$ и $F_{r\Sigma}$, и определить суммарную силу $\bar{S}_{\Sigma} = F_{\tau\Sigma} + F_{r\Sigma}$. При этом суммарные силы $F_{\tau\Sigma}$ и $F_{r\Sigma}$ определяют табличным способом с учетом угла развала, порядка работы цилиндров и формы коленчатого вала двигателя

$$F_{\tau\Sigma} = F_{\tau л} + F_{\tau п};$$

$$F_{r\Sigma} = F_{r л} + F_{r п}, \quad (3.42)$$

где $F_{\tau л}, F_{\tau п}, F_{r л}, F_{r п}$ – тангенциальные и радиальные силы, передающиеся соответственно от левого и правого шатунов, кН.

Далее сложением суммарной силы \bar{S}_Σ с центробежной силой $F_{ц.ш\Sigma}$ определяют условную силу $R_{шш\Sigma}$, действующую на шатунную шейку сдвоенного кривошипного механизма. При этом силу $R_{шш\Sigma}$ определяют без учета смещения шатунов (расстояние между осями шатунов одной шейки). Центробежная сила $F_{цш\Sigma}$ равна:

$$F_{цш\Sigma} = F_{ц.ш.л} + F_{ц.ш.п} = - (m_{ш.к.л} + m_{ш.к.п}) R \omega^2, \quad (3.43)$$

где $F_{жу.л}, F_{жу.п}$ – силы инерции вращающихся масс левого и правого шатунов.

Для V-образных двигателей, у которых два одинаковых шатуна расположены рядом на одной шейке ($m_{ш.к.л} = m_{ш.к.п}$),

$$F_{ц.ш} = -2m_{ш.к} R \omega^2. \quad (3.44)$$

Как и у однорядного двигателя, для получения диаграммы $R_{шш\Sigma}$ необходимо перенести полюс полярной диаграммы сил S_Σ (т.О) по оси ординат (в сторону уменьшения газовых нагрузок) на величину центробежной силы $F_{ц.ш}$ в точку $O_{ш}$.

Результирующая сила $R_{кш\Sigma}$, действующая на колена вала, определяется как геометрическая сумма двух сил: условной силы $R_{шш\Sigma}$ и центробежной силы инерции масс кривошипа $F_{ц.к}$, т.е. $\bar{R}_{кш\Sigma} = \bar{R}_{шш\Sigma} + \bar{F}_{ц.к}$. Эта сила воспринимается двумя коренными опорами. Полярная диаграмма нагрузок на колено вала V-образного двигателя строится также, как и для рядных двигателей.

Развернутая диаграмма нагрузки, действующей на шатунную шейку. Для проведения теплового расчета подшипника, для подбора материала его, а также для суждения о возможности выдавливания смазки и об износостойкости шатунной шейки и подшипника, необходимо знать максимальное и среднее значение равнодействующей всех усилий, нагружающих шейку.

С этой целью перестраивают полярную диаграмму сил $R_{шш}$ в прямоугольные координаты φ и $R_{шш}$, (рис.3.17). При построении диаграммы все значения $R_{шш}$ считаются положительными. По этой диаграмме планиметрированием или иным способом определяют площадь, заключенную между кривой, описывающей характер нагрузки на шейку, и ось φ , а затем – среднее значение силы на шатунную шейку $R_{шш ср}$:

$$R_{шш ср} = A \cdot \mu_R / L, \quad (3.45)$$

где A – площадь диаграммы, ограниченной осью абсцисс, двумя крайними ординатами и кривой $R_{шш} = f(\varphi)$, мм²; L – длина диаграммы, мм; μ_R – масштаб усилия $R_{шш}$ [кН/мм].

для некоторых V-образных двигателей $q_{шш.ш.макс} = 18...28$ МПа; для дизелей $q_{шш.ш.макс} = 20...35$ МПа. Тогда среднее удельное давление на шейку вала $q_{шш.ш.ср}$, МПа:

$$q_{шш.ш.ср} = \frac{R_{шш.ш.ср}}{d_{шш} \cdot l_{шш}}, \quad (3.46)$$

где $d_{шш}$ – диаметр шатунной шейки, мм; $l_{шш}$ – длина рабочей части шатунного подшипника (вкладыша), м.

Наибольшее давление на шатунную шейку

$$q_{ш.ш. \max} = \frac{R_{ш.ш. \max}}{d_{ш.ш} \cdot l'_{ш.ш}}, \text{ МПа} \quad (3.47)$$

Для современных автотракторных двигателей наибольшее давление на шатунную шейку имеет следующие значения:

для карбюраторных двигателей $q_{ш.ш. \max} = 10 \dots 15 \text{ МПа}$;

Диаграмма износа шеек коленчатого вала. Пользуясь полярной диаграммой можно построить диаграмму износа шейки, дающую некоторое представление о характере износа в предположении, что износ шейки пропорционален нагружающим ее силам. Этот способ основан на допущении, что действие силы, нагружающей в данный момент шейку, распространяется по ее поверхности в обе стороны от точки приложения силы на 60° .

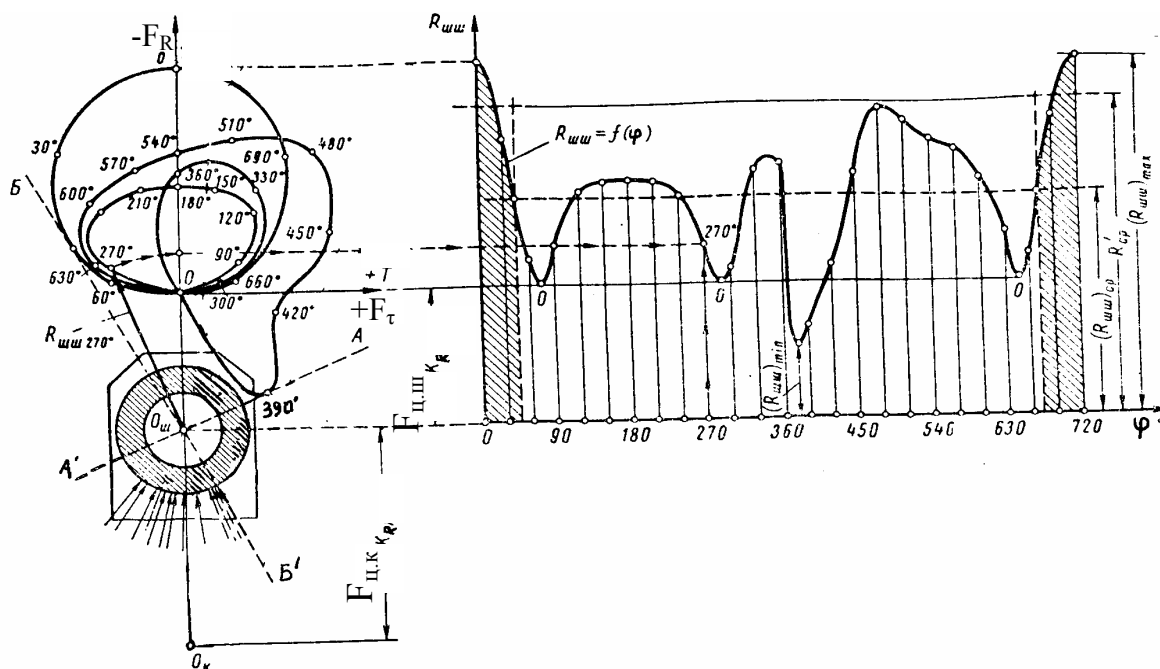


Рис.3.17. Векторная и развернутая диаграммы нагрузки на шатунную шейку кривошипа

Диаграмму износа шатунной шейки строят следующим образом. Из центра $O_{ш}$ (рис.3.18) произвольным радиусом r изображаем окружность, представляющую собой в соответствующем масштабе окружность шейки. К этой окружности прикладывают векторы усилия $R_{шш}$, переносимые с полярной диаграммы в сектор $A'O_{ш}B'$, образуемый предельными касательными AA' и BB' к полярной диаграмме (рис.3.17). Эти касательные, проведенные из полюса $O_{ш}$, определяют на окружности шейки условные границы силового воздействия (рис.3.18.а).

Поочередно под углом 60° к направлению каждого усилия в обе стороны проводят внутри окружности кольцевые полосы, высота которых пропорциональна величине соответствующего усилия. Постепенно нарастающая суммарная площадь этих полос в итоге представит собой диаграмму износа (рис.3.18 б).



Рис.3.18. Диаграмма износа шатунной шейки, построенная дугowymi плоскостями:
а- схема построения; б- диаграмма

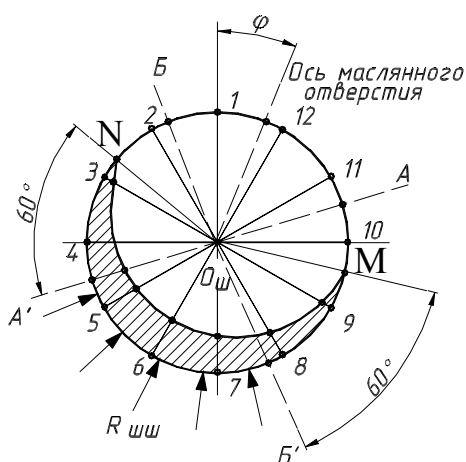


Рис.3.19. Диаграмма износа шатунной шейки, построенная по точкам

находящихся в пределах сектора, ограниченного линиями под углом 60° в обе стороны данного луча.

Определив для каждого луча результирующие силы $R_{ш.ш.} = \sum (R_{ш.ш.})_i$, откладывают их соответственно на каждом луче в выбранном масштабе от окружности к центру. Концы отрезков соединяют плавной кривой характеризующей износ шейки. Переноса на диаграмму износа ограничительные касательные к полярной диаграмме AA' и BB' и проведя от них под углом 60° лучи $O_шN$ и $O_шM$, определяют граничные точки N и M кривой износа шатунной шейки, между которыми обычно располагается место наименьших давлений на нее, где должно находится отверстие для подвода масла к шатунному подшипнику. Диаграмму предполагаемого износа шатунной шейки V-образного двигателя при расположенных рядом шатунах следует строить отдельно для левой и правой половин шатунной шейки. Диаграмма износа коренной шейки строят аналогично.

Уравновешивание двигателей. Силы, возникающие при работе автомобильных и тракторных двигателей, можно разделить на два вида: уравновешенные и неуравновешенные.

Диаграмма износа может быть построена также по точкам (рис.3.19). Для этого окружность, представляющую собой шатунную шейку вала, делят шестью (или девятью) диаметрными лучами на равные 12 (или 18) частей. Вокруг шейки наносят направление векторов $R_{ш.ш.}$, перенесенных параллельно самим себе из полярной диаграммы.

Далее составляют таблицу распределения величины векторов силы $R_{ш.ш.}$ по лучам (табл.3.5), и вписывают в графу каждого луча величины векторов $R_{ш.ш.}$, находящихся в пределах сектора, ограниченного линиями под углом 60° в обе

Значения сил $R_{шш}$ на шатунную шейку

φ^0	Значения $R_{шш}$ для лучей, кН					
	1	2	3	...	i-1	i
0
30
690
$\Sigma (R_{шш \varphi})_i$

Двигатель называется уравновешенным, если при установившемся режиме работы силы и моменты, действующие на опоры, постоянны по величине и направлению.

Полностью поршневой двигатель уравновешенным быть не может вследствие неравномерности крутящего момента, вызывающего периодическое изменение нагрузки на опоры. Поэтому решение вопроса уравновешения двигателя сводится к уравновешиванию лишь наиболее значительных сил и их моментов. Математически условия полной уравновешенности многоцилиндровых двигателей можно записать в следующем виде:

1) результирующие силы инерции первого порядка и их моменты равны нулю;

$$\Sigma F_{jI} = 0 \text{ и } \Sigma T_{jI} = 0; \quad (3.48)$$

2) результирующие силы инерции второго порядка и их моменты равны нулю;

$$\Sigma F_{jII} = 0 \text{ и } \Sigma T_{jII} = 0; \quad (3.49)$$

3) результирующие центробежные силы инерции вращающихся масс и их моменты равны нулю;

$$\Sigma F_R = 0 \text{ и } \Sigma T_R = 0. \quad (3.50)$$

Практически уравновешивание сил инерции первого и второго порядка достигается путем выбора определенного числа цилиндров, их расположением и выбором соответствующей схемы коленчатого вала, а также установкой противовесов. Так, например, в шести и восьми цилиндровых рядных двигателях полностью уравновешены силы F_{jI} и F_{jII} и моменты от них.

Центробежные силы инерции вращающихся масс практически полностью уравновешиваются за счет установки противовесов на коленчатом валу. Анализ уравновешенности различных двигателей рассмотрен в соответствующей литературе.

3.4. Неравномерность хода двигателя и расчет маховика

Крутящий момент двигателя уравновешивается суммарным моментом внешнего сопротивления и моментом сил инерций неравномерно движущихся масс:

$$T_{кр} = M_{сопр} + J_0 \frac{d\omega}{dt}, \quad (3.51)$$

где $M_{сопр}$ – момент сопротивления, учитывающий момент от силы трения в самом двигателе, и момент, затрачиваемый на привод вспомогательных механизмов, Нм; J_0 – момент инерции всех движущихся масс двигателя и потребителя мощности, приведенного к оси вала двигателя, кг·м²; $d\omega/dt$ – угловое ускорение коленчатого вала, рад/с².

При установившемся движении $J_0 \left(\frac{d\omega}{dt} \right) = 0$, тогда $M_{сопр} = T_{кр.ср}$. Из рис.3.20 видно, что линия $T_{кр.ср}$ пересекает кривую крутящего момента $T_{кр.}$, а заштрихованная площадь A_1 , заключенная между кривой крутящего момента и прямой момента сопротивления, и выражает положительную (избыточную) работу $W_{изб}$ крутящего момента за время поворота вала на угол от φ_1 до φ_2 ; при этом увеличивается кинетическая энергия вращающихся масс, подвергающихся разгону.

При последующем повороте вала на угол от φ_2 до φ_3 площадь представляет собой избыточную работу момента сопротивления, которая должна быть совершена за счет кинетической энергии, приобретенной в предыдущий период вращающимися массами, при одновременном уменьшении угловой скорости до значения, соответствующего момента с прямой момента сопротивления.

Величина избыточной работы $W_{изб}$ за время поворота коленчатого вала на угол $\varphi_2 - \varphi_1$ может быть найдена как произведение площади A_1 на масштаб площади $\mu_L = \mu_M \cdot \mu_\varphi$,

$$W_{изб} = A_1 \mu_M \cdot \mu_\varphi, \quad (3.52)$$

где A_1 – площадь над прямой $T_{кр.ср.}$, мм²; μ_M – масштаб момента, Н·м/мм; μ_φ – масштаб угла поворота коленчатого вала, рад/мм.

$$\mu_\varphi = \frac{4\pi}{i \cdot l}, \quad (3.53)$$

где l – длина диаграммы (отрезок 3-5), мм

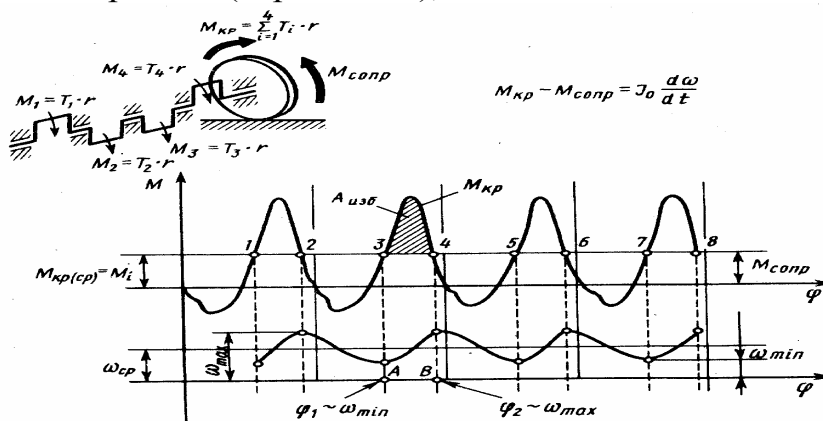


Рис.3.20. Изменение крутящего момента и угловой скорости вращения коленчатого вала при установившемся режиме работы четырехтактного двигателя

Избыточную работу крутящего момента можно выразить следующей формулой:

$$W_{\text{изб}} = J_0 \cdot \delta \cdot \omega^2, \quad (3.54)$$

где ω – средняя угловая скорость,

$$\omega = \omega_{-p} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{\omega_{-p}} = \frac{\pi n}{30}; \quad (3.55)$$

где δ – коэффициент неравномерности хода двигателя

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{-p}}, \quad (3.56)$$

для автомобильных двигателей

$$\delta = 0,02 \dots 0,03;$$

для тракторных двигателей

$$\delta = 0,005 \dots 0,01.$$

При расчете вновь проектируемого двигателя, задаваясь коэффициентом неравномерности δ , можно определить из формулы (3.54) приведенный момент инерции движущихся масс двигателя:

$$J_0 = W_{\text{изб}} / (\delta \cdot \omega^2) = \frac{900 W_{\text{изб}}}{\delta \cdot \pi^2 \cdot n^2}. \quad (3.57)$$

При определении $W_{\text{изб}}$ для многоцилиндрового двигателя необходимо исходить из тангенциальной диаграммы, полученной суммированием диаграмм отдельных цилиндров (рис.3.12).

Для ориентирования при расчете вновь проектируемого ДВС в табл. 3.6 приведены конкретные значения величин приведенного момента инерции J_0 для некоторых автотракторных двигателей:

Для автомобильных двигателей приведенный момент инерции J_0 проверяется на трогание автомобиля с места по формуле:

$$\frac{J_0(\beta - 1)}{J_0(\beta - 1) + \beta \frac{J_a}{U_K^2}} = \frac{n_2}{n_1}, \quad (3.58)$$

где β – коэффициент запаса сцепления $\beta = (1,2 \dots 1,7)$; U_K – передаточное число передачи (в коробке), на которой осуществляется трогание с места; n_1 – частота вращения коленчатого вала до включения сцепления, необходимое для трогания автомобиля с места без остановки двигателя, мин^{-1} ; n_2 – минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала, при котором сцепление включено (буксование сцепления окончилось) и автомобиль движется на первой передаче; J_a – момент инерции, учитывающий влияние всей поступательно движущейся массы автомобиля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Для двигателей легковых автомобилей отношение n_2 / n_1 можно принимать равным $0,05 \dots 0,12$; для двигателей грузовых автомобилей $0,15 \dots 0,40$.

Для приближенных расчетов момент инерции J_a

$$J_a = \frac{m_a r_k^2}{U_0}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3.59)$$

где m_a – полная масса автомобиля, кг; r_k – радиус колеса автомобиля с учетом деформации шины, м; U_0 – передаточное число главной передачи.

Маховик тракторного двигателя рассчитывают для наиболее тяжелого случая – разгона трактора с прицепом, соответствующего работе двигателя с полной нагрузкой, поэтому полученный приведенный момент инерции J_0 всех движущихся масс двигателя желательно проверить на трогание трактора с прицепом с места на высшей передаче по формуле.

$$\frac{n_2}{n_{x.x}} = \frac{J_0(\beta - 1)}{J_0(\beta - 1) + \beta \cdot J_{п. \max}} \cdot \xi, \quad (3.60)$$

где n_2 – частота вращения коленчатого вала в момент окончания буксования муфты сцепления, мин^{-1} ; $n_{x.x}$ – частота вращения коленчатого вала при работе двигателя на холостом ходу, мин^{-1} ; β – коэффициент запаса сцепления; для тракторных двигателей $\beta=1,5 \dots 2,5$; ξ – коэффициент, учитывающий немгновенность включения муфты сцепления; $\xi = 1,1 \dots 1,4$; $J_{п. \max}$ – максимально возможный приведенный момент инерции ведомой части машинно-тракторного агрегата, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Значение $J_{п. \max}$ приближенно можно определить из выражения

$$J_{п. \max} = \frac{(m_T + m_{сх. \max}) r_k^2}{U^2}, \quad (3.61)$$

где m_T – масса трактора, кг ; $m_{сх. \max}$ – максимально возможная масса прицепа (сельскохозяйственного агрегата), кг ; r_k – радиус качения ведущего колеса или ведущей звездочки, м ; U – полное передаточное число трансмиссии при работе трактора на высшей передаче.

Для тракторных двигателей отношение $n_2/n_{x.x}$ принимают равным $0,5 \dots 0,7$. Определив величину J_0 , можно в приближении найти момент инерции маховика J_m , маховой момент $m_m D_{cp}^2$, основные размеры маховика и максимальную окружную скорость V_m на внешнем диаметре D_m .

Таблица 3.6.

Значение приведённого момента инерции

Марка двигателя	МЗМА -408	ЗИЛ - 130	ЯМЗ-236 ЯМЗ-238	Д - 50 Д - 240	СМД - 60
Момент инерции J_0 , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,147	0,61	2,45	2,4	2

Для расчета можно принять, что момент инерции маховика со сцеплением для тракторных двигателей приближенно составляют $75 \dots 90\%$ от момента инерции J_0 двигателя, а автомобильного – $80 \dots 90\%$.

Момент инерции маховика для автомобильных двигателей можно также приближенно определить по формуле:

$$J_m = \Psi \frac{T_e}{\omega^2}, \quad (3.62)$$

где Ψ – безразмерный момент инерции маховика ($\Psi = 200 \dots 350$); T_e – эффективный крутящий момент двигателя на режиме номинальной мощности

при номинальной частоте вращения $n_{\text{ном}}$, которой соответствует угловая скорость коленчатого вала $\omega_{\text{ном}}$.

При слишком малом значении J_m затрудняется трогание автомобиля или трактора с места; при чрезмерно большом J_m ухудшаются приемистость двигателя и разгон автомобиля или машинно-тракторного агрегата. Размеры маховика определяются из уравнения

$$J_m = m_m \left(\frac{D_{\text{ср}}}{2} \right)^2 \quad (3.63)$$

где m_m – масса маховика, кг; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр обода маховика (диаметр окружности, проходящей через центр тяжести половины поперечного сечения маховика), м.

Для приближенных расчетов можно принять

$$D_{\text{ср}} = (2 \dots 3S, \quad (3.64)$$

где S – ход поршня, м.

Задаваясь диаметром обода $D_{\text{ср}}$, можно определить необходимую массу маховика (или задаваясь массой маховика, можно определить $D_{\text{ср}}$), рис.3.21. Внешний диаметр маховика D_m выбирают с учетом возможности размещения механизма сцепления, обеспечения необходимого расстояния между картером маховика и дорогой, расстояния между лонжеронами рамы автомобиля и т.д., а также из допустимой величины окружной скорости на диаметре D_m при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя n_N . Окружная скорость на внешнем ободе маховика

$$V_{\text{в}} = \frac{\pi D_m \cdot n}{60} \text{ м/с.} \quad (3.65)$$

Допустимые значения окружной скорости v , м/с, маховиков (не более):

чугунных	70;
стальных литых	100;
стальных штампованных	110.

Ориентировочные значения диаметра маховиков D_m двигателей, мм:

автомобильных	300...500;
тракторных	350...550.

Ширина обода b обычно составляет (рис.3.18)

$$b = (0,5 \dots 2) h \quad (3.66)$$

где $h = D_m - D_{\text{ср}}$ – высота обода.

Напряжения растяжения в тангенциальном направлении в ободе маховика без учета изгиба определяются по уравнению

$$\sigma = \rho V_{\text{max}}^2 = 0,25 \rho \omega_{\text{max}}^2 D_m \cdot 10^{-6} \text{ МПа,} \quad (3.67)$$

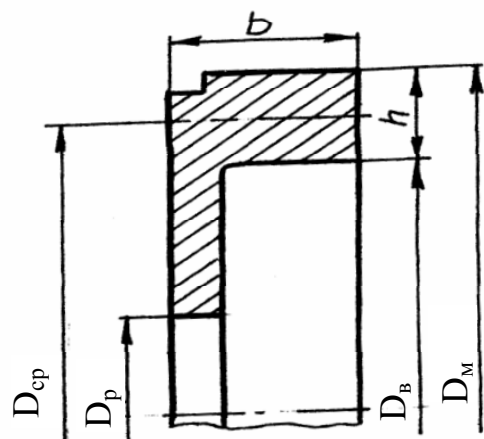


Рис.3.21. Эскиз маховика

где ρ – плотность материала маховика; ω_{\max} – максимальное значение угловой скорости коленчатого вала двигателя в течение рабочего цикла.

Напряжения растяжения в тангенциальном направлении на поверхности диаметра D_p расточки посадочного отверстия

$$\sigma = \frac{\rho \cdot \omega_{\max}^2}{16} \left[D_m^2 (3 + \mu) + D_p^2 (1 - \mu) \right] \cdot 10^{-6} \text{ МПа}, \quad (3.68)$$

где μ – коэффициент Пуассона материала маховика, (для стали $\mu = 0,25 \dots 0,33$, для чугуна $\mu = 0,23 \dots 0,27$; D_p – диаметр расточки посадочного отверстия, мм.

Допустимые напряжения $\sigma_{\text{доп}}$, МПа для маховиков:

чугунных	до 108;
стальных	до 196.

4. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

4.1. Предпосылки к расчету и расчетные режимы

При выполнении курсовой работы и при разработке дипломного проекта производятся расчеты на прочность деталей цилиндрико-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма в связи с изменением параметров рабочего цикла при разных исходных значениях степени сжатия, частоты вращения коленчатого вала, коэффициента избытка воздуха, состава топлива и т.д., вызывающих изменения действующих нагрузок.

Расчету деталей на прочность предшествует тепловой расчет двигателя, на основании которого определяются основные размеры и удельные показатели проектируемого двигателя, а также газовые нагрузки, используемые при расчете деталей на прочность.

Основная методика анализа конструкции и расчета на прочность, износостойкость любой конкретной детали двигателя содержит следующие основные положения:

- назначение детали;
- условия работы;
- требования к материалу и его выбор;
- требования к конструкции детали;
- методы формообразования заготовки детали;
- основные сведения о технических условиях на изготовление (термообработка, твердость, класс точности, класс чистоты поверхности, допуск на овальность, конусность и т.п.);
- расчетный режим, расчетная схема детали, вид деформации, определение расчетной нагрузки, расчетные и допустимые напряжения, запасы прочности, устойчивости, удельные давления;
- методы повышения прочности, надежности и износостойкости.

Приступая к расчету на прочность, рекомендуется сразу же набросать на листе чертежа двигателя в масштабе 1:1 с контурами рассчитываемых деталей, взаимно увязанных в расположении, формах и размерах между собой.

Для этого целесообразно использовать чертежи двигателя, близкого по своему назначению и технической характеристике (так называемого «прототипа»), внося в конструкцию прототипа необходимые изменения и усовершенствования. Размеры деталей выбирают ориентировочно, используя данные прототипа или статические конструктивные соотношения их к диаметру цилиндра D , диаметру горловины впускного клапана $d_{г.в.п.}$ и т.п., приведенные в литературе [4, 17]. В дальнейшем выбранный размер (площадь, момент инерции и т.д.) подвергают расчетной проверке на прочность, устойчивость, износ и т.д. Если выбранные размеры не удовлетворяют заданным условиям, то сразу же изменяют размеры на контуре, добиваясь выполнения необходимых условий в расчете на прочность и т.п.

Чертежи двигателя должны содержать детали кривошипно-шатунного и газораспределительного механизма, систем охлаждения и смазки. В чертежах должны быть также достаточно понятно представлены детали приводов газораспределения, агрегатов топливной, смазочной систем и систем охлаждения и зажигания.

Необходимо произвести конструирование и расчет следующих механизмов и систем.

1. Кривошипно-шатунный механизм.
2. Механизм газораспределения.
3. Системы смазки и охлаждения.

При конструировании деталей двигателя необходимо обосновать выбор и указать в пояснительной записке материал деталей, краткие соображения о способе изготовления и термической обработке, дать расчетную схему детали, привести значения допускаемых напряжений, деформаций и т.п., а также указать рекомендуемые величины зазоров в сопряженных деталях (например, головка поршня - цилиндр, юбка поршня - цилиндр, вкладыш - шейка и т.п.); отметить примененные методы повышения прочности, надежности и износостойкости.

Расчетные режимы работы двигателя. При работе двигателя на его детали действуют силы давления газов в цилиндре и силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс, детали претерпевают также тепловые деформации. Характер изменения упомянутых нагрузок зависит от эксплуатационного режима работы двигателя. Как правило, расчет деталей производится для режимов, соответствующих наиболее тяжелым условиям работы. Для двигателей с искровым зажиганием характерными являются следующие расчетные режимы:

1) максимального крутящего момента $T_{e \max}$ при частоте вращения $n = (0,4...0,6)n_N$, когда давление газов в цилиндре достигает максимальных значений, а силами инерции можно пренебречь;

2) номинальной мощности P_e при частоте вращения n_N в случае необходимости учета совместного влияния сил давления газов и сил инерции;

3) максимальной частоты вращения холостого хода, при которой силы инерции достигают наибольших значений, а давление газов незначительно.

Для двигателей с искровым зажиганием без ограничителя частоты вращения применяется $n_{xx \max} = (1,4 \dots 1,6)n_N$, а с ограничителем частоты вращения $n_{xx \max} = (1,1 \dots 1,5)n_N$.

Для деталей *быстроходных дизелей* в качестве расчетных рекомендуются следующие режимы:

1) номинальной мощности P_e при частоте вращения n_N , когда достигаются наибольшие давления сгорания;

2) максимальной частоты вращения холостого хода $n_{xx \max} = (1,05 \dots 1,07)n_N$, определяемой работой регулятора, при которой максимальные значения достигают силы инерции, давление газов не учитывается.

Для карбюраторных двигателей максимальное давление $p_{z \max}$ определяют из расчета рабочего цикла, выполненного для режима максимального крутящего момента, или приближенно принимают равным максимальному давлению (без учета скругления индикаторной диаграммы), полученному из того же расчета для режима номинальной мощности двигателя. В расчетах, проводимых для режима номинальной мощности, условно принимают, что максимальная сила давления газов $F_{z \max}$ соответствует положению поршня в ВМТ (в действительности она достигает максимального значения позже через 15...20 град п.к.в. после ВМТ).

4.2. Критерии прочности при расчете двигателей

Большинство ответственных деталей двигателей внутреннего сгорания рассчитывают на статическую прочность от действия постоянной максимальной силы. Расчёт ведут по формулам сопротивления материалов, выведенных при условии, что допускаются деформации деталей без изменения их формы, т.е. в пределах упругости металла. За предельные напряжения принимаются пределы прочности σ_B и τ_B при расчете деталей, изготовленных из хрупких материалов, и пределы текучести σ_T и τ_T для деталей из пластических материалов.

При действии циклических нагрузок детали рассчитывают на усталостную прочность; возникающие напряжения при этом изменяются по симметричному и асимметричному циклам. Основными характеристиками их являются максимальное $\sigma_{\max}, \tau_{\max}$ и минимальное $\sigma_{\min}, \tau_{\min}$ напряжения, а также среднее σ_m, τ_m и амплитудное σ_a, τ_a напряжения цикла.

Амплитуды нормальных σ_a и тангенциальных τ_a напряжений определяют как полуразность наибольшего и наименьшего напряжений, а среднее напряжение цикла σ_m или τ_m - как полусумму этих напряжений, т.е.

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2; \quad \tau_a = (\tau_{\max} - \tau_{\min})/2; \quad \sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2; \\ \tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min})/2.$$

При расчете на усталостную прочность за предельные характеристики прочности принимаются пределы выносливости (усталости), которые при

симметричном цикле обозначаются: при деформации изгиба через σ_{-1} , при растяжении – сжатии σ_{-1p} , при кручении τ_{-1} , а при асимметричном цикле – через σ_0 и τ_0 . При этом расчете применяются также характеристики предела текучести материала детали σ_T и τ_T .

Условиями прочности являются расчетные максимальные нормальные и касательные напряжения цикла, не превышающие соответствующих пределов текучести, т.е. $\sigma_{\max} < \sigma_T$ и $\tau_{\max} < \tau_T$.

Для приближенной оценки основных предельных характеристик прочности через известные другие, используют следующие эмпирические зависимости:

для сталей

$$\sigma_{-1} = (0,45 \dots 0,5) \sigma_B; \quad \sigma_{-1p} = 0,28 \cdot \sigma_B; \quad (4.1)$$

$$\tau_{-1} = 0,22 \tau_B; \quad \sigma_{-1} = (0,7 \dots 0,9) \sigma_{-1}; \quad \tau_{-1} = (0,4 \dots 0,65) \sigma_{-1};$$

для стального литья и чугуна

$$\sigma_{-1} = (0,3 \dots 0,5) \sigma_B; \quad \sigma_{-1p} = (0,6 \dots 0,7) \sigma_{-1}; \quad (4.2)$$

$$\tau_{-1} = (0,7 \dots 0,9) \sigma_{-1}; \quad \tau_T = (0,2 \dots 0,6) \sigma_B;$$

для цветных металлов

$$\sigma_{-1} = (0,24 \dots 0,50) \sigma_B. \quad (4.3)$$

Соппротивление усталости зависит не только от того, как изменяются напряжения в детали, но и от ее формы и размеров, состояния поверхности, способа механической и термической обработки. Резкое изменение сечений, наличие в деталях переходов, галтелей, отверстий и канавок, резьбы, ребер и т.п., вызывающих местную концентрацию напряжений, оценивается эффективными коэффициентами концентрации напряжений K_σ и K_τ . Между коэффициентами установлена опытная зависимость (при кручении)

$$K_\tau = (0,4 \dots 0,6) \cdot K_\sigma. \quad (4.4)$$

Значения K_σ может быть определено по приближенной зависимости

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma (K_{\sigma T} - 1), \quad (4.5)$$

где q_σ – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, зависящий в основном от свойств материала и имеет следующие значения: серый чугун – 0; высокопрочный и ковкий чугун – 0,2...0,4; конструкционная сталь – 0,6...0,8; легированная сталь – 1,0; $K_{\sigma T}$ – теоретический коэффициент концентрации, значения которого для наиболее распространенных видов концентраторов приведены в табл.4.1.

С увеличением абсолютных размеров детали возникает структурная неоднородность металла, переходящая при переменных нагрузках в макро- и микротрещины, которые являются концентраторами напряжений. При расчетах, эти явления учитываются масштабными коэффициентами ε_{σ} и ε_{τ} , значения которых для конструктивных сталей и высокопрочных чугунов приведено в табл.4.2.

Таблица 4.1.

Значения коэффициентов $K_{\sigma T}$

Вид концентрации	$K_{\sigma T}$
Полукруглая выточка при отношении ее радиуса к диаметру стержня:	
0,1	2
0,5	1,6
1,0	1,2
Галтель при отношении ее радиуса к диаметру стержня:	
0,0625	1,75
0,125	1,5
0,25	1,25
Переходы от большего диаметра к меньшему под прямым углом	
Острая V – образная выточка (впадины резьбы)	2
Отверстие при отношении его диаметра к диаметру стержня от 0,1...0,33	3...4,5
Риски от резка на поверхности изделия	2...3 1,2...1,4

Таблица 4.2.

Значение коэффициентов $\varepsilon_{\sigma\sigma}$, $\varepsilon_{\sigma\tau}$

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

Для деталей размером меньше 10 мм значения $\varepsilon_{\sigma\sigma}$ и $\varepsilon_{\sigma\tau}$ могут достигать 1,1...1,2. Качество обработки поверхности, которое формируется различными видами механической обработки и поверхностного упрочнения, влияет на пределы выносливости, так как образование на поверхности микронеровностей, участков наклепа и т.п., приводит к возникновению концентрации напряжений. При расчетах эти явления оцениваются коэффициентами поверхностной чувствительности $\varepsilon_{n\sigma}$ и $\varepsilon_{n\tau}$ (технологический фактор), значения которых представлены в табл.4.3.

Таблица 4.3.

Значения коэффициентов $\varepsilon_{n\sigma}$, $\varepsilon_{n\tau}$

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

Влияние концентрации напряжений, размеров и состояния поверхности детали учитывают в выражении для амплитуды напряжений:

$$\sigma_{\max} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{m,\sigma} \cdot \varepsilon_{n,\sigma}} \cdot \sigma_a + \sigma_m = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \sigma_m; \quad (4.6)$$

$$\tau_{\max} = \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{m,\tau} \cdot \varepsilon_{n,\tau}} \cdot \tau_a + \tau_m = \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \tau_m. \quad (4.7)$$

Для сталей с различными пределами прочности σ_B необходимо в расчетах использовать коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла ψ_{σ} , ψ_{τ} , значения которых даются в табл.4.4.

Таблица 4.4.

Значения коэффициентов ψ_{σ} ψ_{τ}

Значения коэффициентов		Предел прочности σ_B , МПа						
		350...450	450...600	600...800	800...1000	1000...1200	1200...1400	1400...1600
ψ_{σ}	Изгиб	0,06...0,10	0,08...0,13	0,12...0,18	0,16...0,22	0,20...0,24	0,22...0,25	0,25...0,30
	Растяжение – сжатие	,06...0,08	0,07...0,10	0,09...0,14	0,12...0,17	0,16...0,20	0,16...0,23	0,23...0,25
ψ_{τ}	Кручение	0	0	0...0,08	0,06...0,10	0,08...0,16	0,10...0,18	0,18...0,20

Запасы прочности с учетом влияния концентраций, размера и качества обработки поверхности детали:

при расчете по пределу усталости

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / [(K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}) \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m]; \quad (4.8)$$

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / [(K_{\tau} / \varepsilon_{\tau}) \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m];$$

при расчете по пределу текучести

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / [(K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}) \cdot \sigma_a \cdot \sigma_m]; \quad (4.9)$$

$$n_{T\tau} = \tau_T / [(K_{\tau} / \varepsilon_{\tau}) \cdot \tau_a \cdot \tau_m].$$

При сложном напряженном состоянии общий запас прочности детали при совместном действии на нее касательных и нормальных напряжений

$$n = n_{\sigma} \cdot n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}, \quad (4.10)$$

где n_{σ} , n_{τ} - частные коэффициенты запаса прочности.

4.3. Блок - картер

У современных автотракторных двигателей в большинстве случаев блок цилиндров выполняется вместе с верхней частью картера и называется блок-картером. К блок-картеру крепят и в нем размещают различные механизмы и детали двигателя.

При работе двигателя элементы блок-картера воспринимают значительные силы давления газов, инерционные и тепловые нагрузки. При этом блок-картер должен обладать высокой прочностью и жесткостью, простой конструкцией и малой массой. Заготовки блок-картера отливаются из серых пер-

литных чугуно: СЧ 24-44; СЧ 21-40; СЧ 15-32; СЧ 32-52 с легирующими присадками Ni, Cr, Mo, W, Ti или из алюминиевых сплавов силуминов, обладающих хорошими литейными качествами АСЛ-4, АЛ-9, СЗ-26. Сухие гильзы обычно изготавливают из специального кислотоупорного высоколегированного чугуна.

Конструкция блок-картера и его габаритные размеры определяются назначением, условиями работы и мощностью двигателя. Толщина стенок водяной рубашки и перегородок чугунного блока составляет 4...7 мм, а толщина стенок и перегородок верхней половины картера 5...8 мм. В алюминиевом блок-картере толщина упомянутых элементов увеличивается примерно на 2 мм.

Основные размеры блока-картера могут быть определены по следующими приближёнными зависимостями (для современных двигателей возможны некоторые отклонения).

Конструктивные соотношения элементов блок-картера:

высота блок-картера Н	(3,0...4,1)S;
высота блок-цилиндров H_1	(1,5...1,95)S;
ширина блок-цилиндров В	(1,6...2,8)D;
толщина стенок блок-цилиндров δ	(0,035...0,062)D;
расстояние между осями шпилек (болтов) крепления крышек коленчатого вала t	(1,0...1,1)D.

Конструктивные соотношения элементов картера

Высота картера H_2	(1,7...2,2)S
Ширина картера в плоскости со-единения с блоком цилиндров B_1	(2,0...2,8)D
Ширина картера в плоскости раз-ема с поддоном B_2	(2,6...3,35)D
Толщина боковых стенок δ_1	(0,036...0,062)D
Толщина поперечных стенок δ_2	(0,042...0,100)D

Расстояние между осями соседних цилиндров L_0

<u>Четырёхтактные двигатели:</u>	карбюраторные	дизели
Однорядный с полноопорным колен-чатым валом и с подшипниками сколь-жения	(1,2...1,28)D	(1,25...1,3)D
V – образный с последовательным расположением шатунов на шейке вала и с подшипниками скольжения	(1,33...1,35)D	(1,47...1,55)D
С подшипниками качения в качестве коренных опор	1,3D	(1,33...1,4)D
С воздушным охлаждением	(1,15...1,36)D	(1,32...1,36)D
Двухтактные двигатели:	(1,6...2,0)D	

Примечание: D - диаметр цилиндра, S - ход поршня.

Цилиндры двигателей с воздушным охлаждением изготавливаются раздельно и крепятся к верхней половине картера. В автотракторных двигателях применяются в основном конструкции с несущими шпильками и литыми цилиндрами с необтачиваемыми ребрами.

На стенках цилиндра выполняется оребрение, площадь которого составляет 25...40% от площади всей поверхности охлаждения цилиндра. Основными параметрами оребрения цилиндра являются: число ребер z_p , средняя высота ребра h_p , шаг оребрения t_p , средняя толщина ребра δ_p , средняя ширина межреберного канала l_k и диаметр цилиндра у основания ребер D_0 (табл.4.5).

Таблица 4.5.

Параметры оребрения цилиндра двигателя

Параметры, мм	Материал			
	Стакан цилиндра		Головка цилиндра	
	чугуна	алюминиевого сплава	чугуна	алюминие- вого сплава
h_p	14...30	15...35	15...20	15...75
t_p	6...12	3,5...8	6...12	3,5...8
l_k	4...8	2...6	4...8	2...6
δ_p	2...4	1,5...2,5	2...4	1,5...2,5

Расчёт гильзы цилиндра. Основные конструктивные размеры и их соотношения для гильз цилиндров (рис.4.1) устанавливают из расчета обеспечения необходимой прочности и жесткости, а также хорошего теплоотвода (табл. 4.6).

Таблица 4.6.

Конструктивные размеры и их соотношения для гильз цилиндра

Элементы гильзы цилиндров	Размеры и их соотношения
1	2
Толщина стенок δ_r , мм: сухой гильзы	1,2...6
мокрой гильзы в верхнем поясе	(0,06...0,10)D
мокрой гильзы в нижнем поясе	(0,03...0,05)D
Наибольший диаметр опорного бурта D_n , мм	(1,25...1,35)D
Диаметр посадочных поясов $D_{п}$, мм	(1,15...1,25)D
Длина мокрой гильзы L_r , мм	(1,7...2,0)S
Толщина опорных фланцев h_δ , мм	(0,06...0,12)D

Ориентировочные размеры элементов ребер приведены в таблице 4.7. Гильза цилиндра подвергается действию сил давления газов, тепловых нагрузок и усилий от затяжки шпилек головки цилиндров.

Таблица 4.7.

Размеры элементов ребер (мм)

Головка	Высота ребра h	Шаг ребра t	Толщина ребра		Сред- няя шири- на щели e
			у основа- ния δ_0	на конце δ_1	
Чугунная литая	15...50	6...12	3...6	1,5...3	4...8
Из алюминиевого сплава: литая, обработанная реза- нием	15...50	6...12	3...6	1,5...3	4...8
	15...70	3,5...10	2...5	1...2	3...6
	60...70	3,5...4	2	1	2...2,5

При этом распределение сил от давления газов по длине гильзы неравномерное: так, в районе опорного фланца и верхнего посадочного пояса давление на стенку достигает максимального значения давления сгорания $p_{z\max}$, а в средней части, между верхним и нижним посадочными поясами, стенка нагружается нормальной силой N и давлением прорываемых газов, с учетом снижения его за счет дросселирования в компрессорных кольцах поршня.

Таким образом, учитывая, что распределение сил от давления газов по длине гильзы трудно поддается расчету и толщина гильзы по длине неодинакова, при расчетах допускают равномерное распределение давления сгорания p_z и принимают постоянную толщину гильзы по длине.

Температурные напряжения рассчитывают из предположения, что тепловой поток установившийся, температура по толщине стенки изменяется симметрично оси цилиндра и постоянна по длине гильзы.

Напряжения изгиба в плоскости приложения силы достигают незначительной величины. При закреплении гильзы цилиндра при помощи опорного фланца в нем возникает сложное нагружение в расчетном сечении I-I (рис.4.3). Необходимые для расчета характеристики материала и размеры гильзы цилиндра представлены в таблице 4.8 и на рисунках 4.2 и 4.3. При этом усилие от затяжки шпилек F_d вызывает деформации изгиба и смятия в опорном фланце, которые достигают значительной величины. Деформации растяжения и скалывания, вызываемые составляющими силы F_d , являются условными и не рассчитываются.

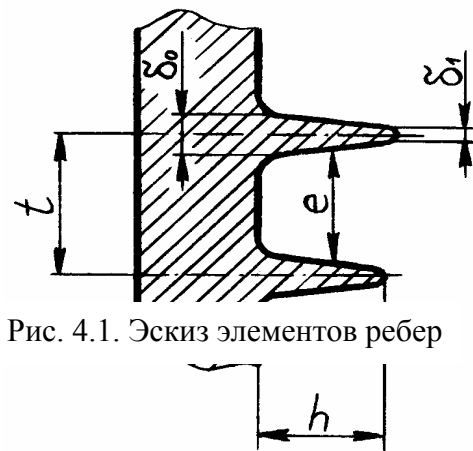


Рис. 4.1. Эскиз элементов ребер

Таблица 4.8.

Характеристики материалов гильзы цилиндра			
Характеристики материалов	Ед. измерения	Численные значения	
		для стали	для чугуна
Модуль упругости, E	МПа	$2,2 \cdot 10^5$	$(0,4...0,8) \cdot 10^5$
Перепад температур в верхней части гильзы, Δt	$^{\circ}\text{C}$	100...150	100...150
Коэффициент затяжки, λ		1,25...2,0	1,25...2,0

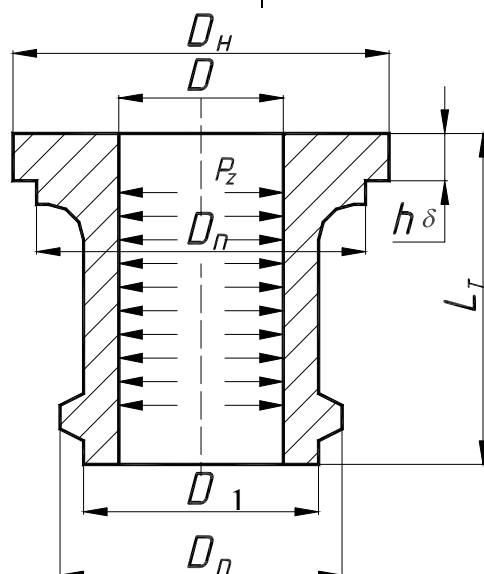


Рис.4.2. Гильзы цилиндра

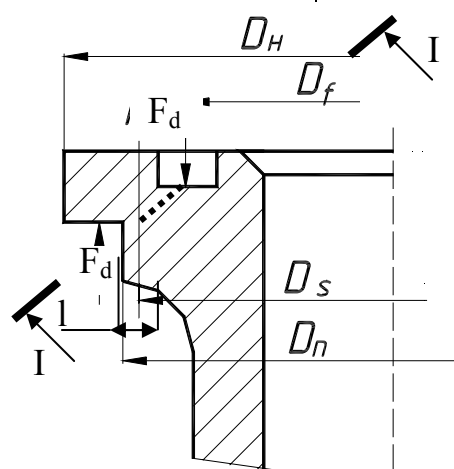


Рис.4.3. Расчетная схема опорного фланца гильзы

Толщина стенки цилиндра (гильзы) $\delta_{\text{ц}}$ выбирается из условий достаточной жесткости и обеспечения достаточного количества ремонтных расточек.

Стенки «несущего» цилиндра (гильзы) двигателя жидкостного охлаждения проверяются на разрыв по образующей от внутреннего давления газов в конце сгорания p_z на режиме максимальной мощности ($P_{\text{емакс}}$, $\omega_{\text{ен}}$) по формуле расчета стенки цилиндрических сосудов, нагруженных внутренним давлением.

$$\delta_{\text{Г}} = 0,5D \left(\sqrt{\frac{\sigma_{\text{р.доп}} + 0,4p_z}{\sigma_{\text{р.доп}} - 1,3p_z}} - 1 \right), \quad (4.11)$$

где D — диаметр цилиндра, мм; $\sigma_{\text{р.доп}}$ — допустимое напряжение на растяжение, МПа: для чугуна составляет 40...60 МПа, для стали 80...100 МПа; p_z — давление газов в конце сгорания (обычно $P_z = P_{\text{зmax}}$) МПа.

При проведении расчета цилиндров и вставных цилиндрических гильз рассматривают лишь основные нагрузки: максимального давления газов, бокового давления поршня и перепада температур на стенки. Наиболее опасной нагрузкой в этом случае является максимальное давление газов $p_{\text{зmax}}$, вызы-

вающее растягивающее напряжение σ_p по образующей цилиндра и σ'_p – по его кольцевому сечению.

Напряжение σ_p определяют по приближенной формуле, не учитывающей характер распределения напряжений по толщине стенки:

$$\sigma_p = \frac{p_{z \max} \cdot D}{2\delta_r}, \text{ МПа}, \quad (4.12)$$

Величина σ'_p определяется в основном для несущих гильз двигателей воздушного охлаждения, у которых разрыв по образующей цилиндра менее возможен за счет усиления стенок ребрами:

$$\sigma' = \frac{p_{z \max} \cdot D}{4\delta_r}, \text{ МПа}. \quad (4.13)$$

Для двигателей с отдельными цилиндрами (воздушным охлаждением) несущую втулку обычно рассчитывают на изгиб от действия нормальной силы N_{\max} для сечения, расположенного близко к основанию цилиндра (фланца, которым он крепится к картеру) (рис.4.4). При этом

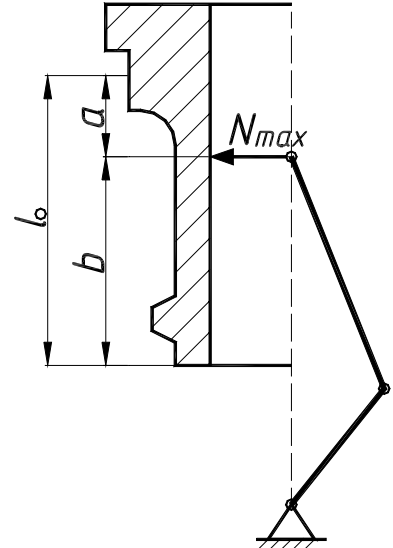


Рис.4.4. Расчетная схема гильзы цилиндра

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из. \max}}{W} \approx \frac{N_{\max} \left(\frac{ab}{l_0} \right)}{0.1 \left(\frac{D_1^4 - D^4}{D_1} \right)} = \frac{N_{\max} \cdot ab \cdot D_1}{0.1(D_1^4 - D^4) \cdot l_0}, \quad (4.14)$$

где N_{\max} – максимальное значение нормальной силы, определяется из динамического расчета, Н; a – расстояние от оси пальца до ВМТ, мм; b – расстояние от оси пальца до НМТ., мм; D_1 и D – наружный и внутренний диаметры гильзы, мм.

Суммарные напряжения от растяжения и изгиба в стенках несущего цилиндра

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma'_p + \sigma_{из}. \quad (4.15)$$

Для стальных цилиндров допускаемое напряжение σ_{Σ} не более 108 МПа, для чугунных σ_{Σ} не более 59 МПа.

Во время работы двигателя между внутренней и наружной поверхностями гильзы возникает значительный перепад температур, вызывающий тепловые напряжения. Температурные напряжения сжатия на внутренней поверхности мокрой гильзы определяют по формуле

$$\sigma_{tr} = - \frac{\alpha E \Delta t}{2(1 - \mu)} \cdot \frac{1}{\ln K} \cdot \left(1 + \frac{2}{1 - K^2} \ln K \right), \text{ МПа}, \quad (4.16)$$

где K – отношение внутреннего диаметра гильзы к наружному (D/D_1).

Температурные напряжения растяжения на наружной поверхности мокрой гильзы

$$\sigma_{tr1} = \frac{\alpha E \Delta t}{2(1-\mu)} \cdot \frac{1}{\ln K} \cdot \left(1 + \frac{2K^2}{1-K^2} \ln K \right), \text{ МПа.} \quad (4.17)$$

Температурные напряжения на наружной и внутренней поверхностях тонкостенной гильзы (при $D_1/D \leq 1,1$)

$$\sigma_t = \pm \frac{\alpha E \Delta t}{2(1-\mu)}, \text{ МПа.} \quad (4.18)$$

Суммарные напряжения от давления газов и перепада температур:
на наружной поверхности гильзы

$$\sigma'_\Sigma = \sigma_p + \sigma_{tr1}, \quad (4.19)$$

на внутренней поверхности

$$\sigma''_\Sigma = \sigma_p - \sigma_{tr}. \quad (4.20)$$

Суммарное напряжение σ'_Σ в чугунной гильзе не должно превышать 100...130 МПа, а в стальной 180...200 МПа.

Расчет опорного фланца. Усилие, передаваемое на опорный фланец от затяжки шпилек головки цилиндра.

$$F_d = \lambda \frac{\pi D_f}{4} \cdot F_z, \quad (4.21)$$

где λ – коэффициент затяжки, $\lambda = 1,25...2,0$; D_f – средний диаметр уплотнительной выточки на гильзе.

Напряжение σ_n изгиба от пары сил F_d (рис.4.3)

$$\sigma_n = \frac{6F_d \cdot l}{\pi D_s \cdot h^2} \leq [\sigma_n], \quad (4.22)$$

где l – плечо изгибающего момента, мм; D_s – диаметр центра расчетного сечения I–I, мм.

Напряжение смятия $\sigma_{см}$ на опорном фланце

$$\sigma_{см} = \frac{4F_d}{\pi(D_H - D_n)} \leq [\sigma_{см}]. \quad (4.23)$$

Допускаемые напряжения для чугунных гильз $[\sigma_n] = 40...50$ МПа, $[\sigma_{см}] = 80...100$ МПа.

Головка блока цилиндров. Конструкция головки блока цилиндров и ее основные размеры зависят в основном от типа и размеров двигателя, формы камеры сгорания, способа охлаждения, вида механизма газораспределения, расположения клапанов, форсунок или свечей.

В двигателях с верхним расположением клапанов высота головки H_g цилиндров определяется площадью и формой поперечного сечения впускного канала и высотой проходов для охлаждающей жидкости впускным каналом, днищем и верхней стенкой головки.

Толщину нижней опорной стенки головки выбирают из условия получения достаточной жесткости, чтобы избежать коробления сёдел клапанов при нагрузке головки силами давления газов, и создания надежного газового стыка.

Основные размеры головки блока цилиндров могут быть определены следующими приближенными зависимостям (мм):

Наружный диаметр D_k цилиндрической крышки (или диаметр окружности, вписанной в контур многогранной крышки)	$(1,4 \dots 1,8) D$
Высота H_r головки двигателя:	
четырехтактного	$(0,4 \dots 1,0) D$
двухтактного	$(0,6 \dots 0,9) D$
Толщина δ_r огненной стенки днища (нижней опорной) головки	$(0,06 \dots 0,09) D$
чугунной	$(0,05 \dots 0,07) D$
стальной	
Толщина δ' верхней горизонтальной стенки	$(0,05 \dots 0,12) D$
Толщина δ'' наружных (боковых) стенок крышки:	$(0,05 \dots 0,08) D$
чугунной	$(0,045 \dots 0,07) D$
стальной	
Толщина δ_p стенок водяной рубашки	$2,2 + 0,03 D$
Минимальная ширина δ_n проходов для охлаждающей жидкости между стенками, мм	$8 \dots 15$

При использовании алюминиевых сплавов толщина стенок головки больше на 2...3 мм, чем чугунных.

В двигателях с воздушным охлаждением индивидуальные головки рассчитывают на разрыв по сечению X-X (рис.4.5).

Напряжение разрыва:

$$\sigma_p = \frac{F_{z \max}}{A_{x-x}} \quad (4.24)$$

где $F_{z \max} = p_{z \max} \cdot \frac{\pi D^2}{4}$ – расчетное разрывное усилие, МН; $A_{x-x} = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4}$ – расчетное сечение, м².

Напряжение разрыва σ_p изменяется в пределах 10...15 МПа. Небольшие значения σ_p объясняются наличием значительных температурных напряжений в элементах головки, а также ухудшением при высоких температурах механических свойств алюминиевых сплавов.

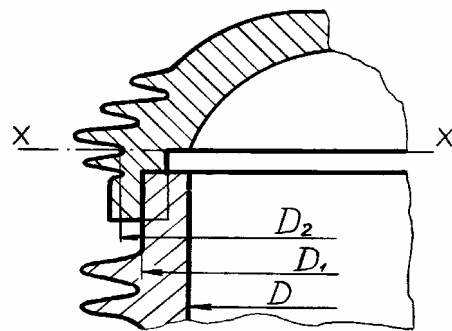


Рис. 4.5. Головка двигателя с воздушным охлаждением

Расчет силовых шпилек головки. Шпильки головки цилиндров подвергаются растяжению от предварительной затяжки $F_{пр}$ и воспринимают пульсирующую силу давления газов F_z , действующую на головку. Для упрощения расчета можно принять, что сила давления газов нагружает только группу шпилек (4-6 штук), непосредственно окружающих данный цилиндр, и равномерно распределяется между ними. Если головка цилиндра и шпильки выполнены из материалов, имеющих различные коэффициенты линейного расширения, то при рабочей температуре двигателя возникает дополнительное усилие F_t , вызванное тепловым расширением головки.

Для подбора размеров шпильки можно воспользоваться статическими данными, в соответствии с которыми отношение номинального диаметра резьбы d_p шпильки к диаметру цилиндра D находится в пределах 0,12...0,13. Следует, однако, иметь в виду, что, исходя из условий эксплуатации применять шпильки диаметром менее 10...12 мм нецелесообразно.

Максимальная расчетная сила, растягивающая каждую шпильку

$$F_{pmax} = F_{пр} + \chi F'_{zmax} + F_t, \text{ МН}, \quad (4.25)$$

где $F_{пр}$ – усилие предварительной затяжки шпильки; χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения, учитывающей уменьшение предварительной затяжки при действии нагрузки вследствие податливости всех элементов соединения; для автотракторных двигателей $\chi = 0,15...0,25$; F'_{zmax} – сила давления газов, приходящаяся на одну шпильку; F_t – дополнительные усилия от термических деформаций деталей, растягивающие силовые связи и уплотняющие стыки.

Сила предварительной затяжки $F_{пр}$ рис. 4.6 и 4.7 определяется по приближенной зависимости

$$F_{пр} = \psi(1 - \chi)F'_{zmax}, \quad (4.26)$$

где ψ – коэффициент затяжки шпильки, учитывающий силу предварительной затяжки болта.

Для автомобильных и тракторных двигателей в зависимости от материалов и жесткости соединяемых деталей принимают $\psi = 1,5...2,0$; для форсированных двигателей $\psi = 3...4$.

Сила давления газа, приходящаяся на каждую шпильку

$$F'_{z \max} = p'_{z \max} \frac{A_K}{z_{шп}}, \quad (4.27)$$

где p_{zmax} – максимальное давление газов в цилиндре, МПа; $z_{шп}$ – число шпилек на один цилиндр (обычно $z_{шп} = 4...6$); A_k – площадь проекции поверхности камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра, м^2 .

При нижнем расположении клапанов $A_k = (1,7...2,2)A_n$, а при верхнем $A_k = (1,1...1,3)A_n$, где A_n – площадь поршня.

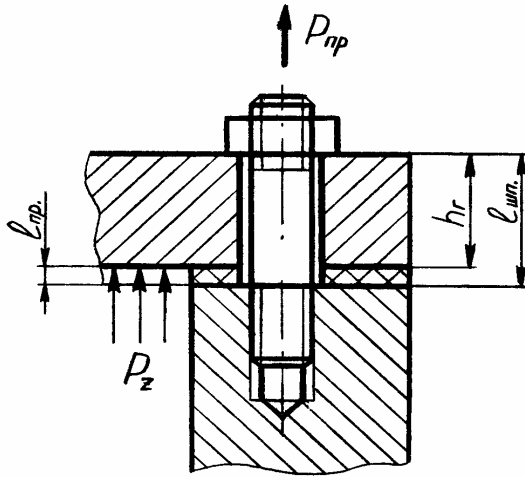


Рис.4.6 Расчетная схема шпильки.

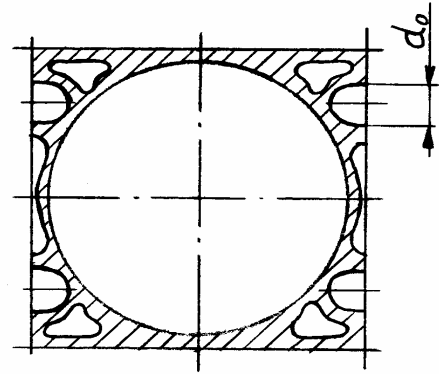


Рис.4.7 Среднее сечение головки, на которое определяется сила затяжки расположенных вокруг цилиндра силовых шпилек

Дополнительные усилия от термических деформаций деталей

$$F_t = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} \alpha_i l_i t_i - \alpha_0 l_0 t_0}{\lambda_0 + \sum_{i=1}^{i=k} \lambda_i}, \quad (4.28)$$

где α_i , l_i , t_i – коэффициент линейного расширения, длина и температура соединяемых деталей; α_0 , l_0 , t_0 – тоже для силовой связи; k – число соединяемых деталей.

Для рассматриваемого случая

$$F_t = \frac{\alpha_g h_g \Delta T_g - \alpha_{шп} \cdot l_{шп} \cdot \Delta T_{шп}}{\lambda_g + \lambda_{шп}}, \quad (4.29)$$

где α_g , $\alpha_{шп}$ – коэффициенты линейного расширения материалов головки и шпильки: для алюминиевых головок $\alpha_g = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$, для стальных шпилек $\alpha_{шп} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$; $\Delta T_g, \Delta T_{шп}$ – повышение температуры головки и шпильки, К (при установившемся тепловом состоянии двигателя с жидкостным охлаждением можно принять $\Delta T_g = \Delta T_{шп} = 70 \dots 80 \text{ K}$); h_g – высота головки, мм; $l_{шп}$ – расчетная длина шпильки (принимается равной расстоянию от нижнего торца гайки до последнего, ввернутого в блок витка резьбы), мм; $\lambda_g, \lambda_{шп}$ – коэффициенты податливости головки шпильки (удлинение шпильки при растяжении под действием силы в 1 Н).

Коэффициенты податливости можно рассчитать по формулам:

$$\lambda_{шп} = \frac{l_{шп}}{E_{шп} \cdot A_{шп}}; \quad (4.30)$$

$$\lambda_g = \frac{h_g}{E_g \cdot A_g}, \quad (4.31)$$

где $E_{шп}$, E_g – модули упругости материалов шпильки и головки: для стали $E = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, для алюминиевых сплавов $E = 7,3 \cdot 10^4 \text{ МПа}$; $A_{шп}$ – площадь минимального сечения стержня шпильки, мм^2 (для шпилек с постоянным по

длине диаметром в качестве $d_{\text{шп}}$ следует принимать по внутреннему диаметру резьбы); A_r – площадь поперечного сечения на середине высоты стягиваемой головки, приходящаяся на одну шпильку, мм^2 .

В случае применения чугунных головок, имеющих практически одинаковое тепловое расширение со шпильками, величину F_t можно не учитывать.

Минимальное значение растягивающей шпильку силы

$$F_{p\min} = F_{np} + F_t = \psi(1 - \chi)F'_{z\max} + F_t. \quad (4.32)$$

Из-за сложности определения коэффициента податливости соединяемых деталей (головки) в предварительных расчетах дополнительная нагрузка F_t на шпильку, как правило, не учитывается.

Максимальное и минимальное напряжения, МПа, пульсирующего цикла в шпильке

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{p\max}}{A_{\text{шп}}}; \quad \sigma_{\min} = \frac{F_{p\min}}{A_{\text{шп}}}. \quad (4.33)$$

Так как при работе двигателя силовые шпильки подвергаются действию переменных нагрузок, запас прочности следует определять по характеристикам переменного цикла: амплитуде напряжений σ_a и среднему напряжению σ_m , где

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (4.34)$$

Запас прочности по амплитуде

$$n_a = \frac{\sigma_{-1} - \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}{K_{\sigma_p} \cdot \sigma_a}. \quad (4.35)$$

Запас прочности по максимальным напряжениям

$$n = \frac{\sigma_{-1} - (1 - \Psi_{\sigma}) \cdot \sigma_m}{K_{\sigma_p} \cdot \sigma_a + \sigma_m}, \quad (4.36)$$

где σ_{-1} – предел выносливости для симметричного цикла; Ψ_{σ} – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла; $K_{\sigma_p} = \frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \varepsilon_{\sigma}}$ – коэффициент кон-

центрации резьбового соединения; K_{σ} – коэффициент концентрации на витках резьбы; ε_{σ} – коэффициент влияния абсолютных размеров резьбового соединения; $\beta = 1,2 \dots 1,6$ – коэффициент конструктивного упрочнения.

Коэффициент концентрации напряжения K_{σ_p} для шпилек из углеродистых сталей 3...4, из легированных – 4...5,5.

Допускаемые запасы прочности изменяются в пределах: $n_a = 2,5 \dots 4,0$ и $n = 1,25 \dots 2,5$.

4.4. Расчет детали поршневой группы

Поршни автотракторных двигателей изготавливают в основном из алюминиевых сплавов и реже из чугуна. Эскиз поршня показан на рис.4.8. Основ-

ные конструктивные соотношения размеров элементов поршня приведены ниже.

При проектировании геометрические параметры поршня принимают на основании приближённых эмпирических зависимостей и статических данных, приведенных (с учетом размеров существующего прототипа) в табл.4.9:

Таблица 4.9.

Геометрические параметры поршня

Наименование размеров	Предел значений размеров	
	карбюраторные двигатели	дизели
1	2	3
1. Толщина днища поршня, δ	$(0,05...0,1)D$	$(0,12...0,20)D$
2. Высота поршня, H	$(0,8...1,4)D$	$(1,25...1,7)D$
3. Высота верхней части поршня, C_1	$(0,45...0,75)D$	$(0,6...1,0)D$
4. Высота юбки поршня, $h_{ю}$	$(0,6...0,8)D$	$(0,6...1,1)D$
5. Диаметр бобышки, d_s	$(0,3...0,5)D$	$(0,3...0,5)D$
7. Толщина стенки юбки поршня, $\delta_{ю}$	$1,5...4,5$	$2,0...5,0$
8. Толщина стенки головки поршня, S	$(0,05...0,1)D$	$(0,05...0,1)D$
9. Расстояние до первой поршневой канавки, e	$(0,06...0,12)D$	$(0,11...0,20)D$
10. Толщина первой кольцевой перемычки, $h_{п}$	$(0,03...0,05)D$	$(0,04...0,07)D$
11. Расстояние от днища до верхней кромки первой кольцевой канавки, c_1	$4...8$	$10...20$
12. Высота кольцевой канавки, $h_k \approx h_{п}$ (равной сумме высоты кольца a и торцевого зазора): $\Delta a = 0,02...0,08$ мм для компрессионных колец для маслосъемных колец	$(0,6...1,05)S$ $(1,1...1,7)S$	$(0,6...1,05)S$ $(1,1...1,7)S$
13. Внутренний диаметр поршня, $d_{вн}$	$(0,66...0,8)D$	$(0,45...0,84)D$
14. Число масляных отверстий в поршне, n_m	$6...12$	$6...12$
15. Диаметр масляного канала, d_m , a – высота кольца, мм	$(0,3...0,5)a$ $2...4$	$(0,3...0,5)a$ $3...5$
16. Наружный диаметр пальца, $d_{п}$	$(0,22...0,28)D$	$(0,30...0,38)D$
17. Смещение оси пальца относительно оси поршня	$e = 0,014...0,025$	

для поршней из алюминиевых сплавов	20...25;
для чугунных поршней	40...50.
При наличии ребер жесткости $[\sigma_{из}]$, МПа:	
для алюминиевых поршней	50...150;
для чугунных	80...200.
Напряжение в центре днища (меньше, чем по контуру):	

$$\sigma_{x_{\text{дб}}} = \sigma_{y_{\text{дб}}} = \frac{3}{8} (1 + \mu) \frac{r_i^2}{\delta^2} \cdot p_z, \text{ МПа.} \quad (4.40)$$

Удельная тепловая нагрузка днища (теплонпряжённость) q_n ,

$$q_n = \frac{a_n \cdot P_{\text{ец}} \cdot g_e \cdot H_u}{A_n \cdot 3,6} \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (4.41)$$

где a_n – доля теплоты, отведенной через головку поршня: при охлаждении маслом $a_n = 0,04...0,10$; при охлаждении водой $a_n = 0,10...0,15$; у неохлаждаемых $a_n = 1$; $P_{\text{ец}}$ – цилиндровая мощность, кВт; g_e – удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч); H_u – низшая теплота сгорания топлива, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; A_n – площадь днища поршня, м^2 .

Теплонпряжённость q_n у двигателей без наддува достигает следующих значений, Вт/м²:

четырехтактные $(8,5...17,5) \cdot 10^4$;

двухтактные $(17,5...35) \cdot 10^4$.

Для двигателей с наддувом значение q_n возрастает в 1,5...2 раза.

Термические напряжения в днище неохлаждаемого поршня:

сжимающие радиальные у края днища

$$\sigma_{r_k}^{\text{неох}} = -\frac{(t_k - t_u)\alpha E}{2(1 - \mu + K)} = \frac{\alpha E}{2(1 - \mu + K)} \cdot \frac{q_n r_i^2}{4\lambda\delta}; \quad (4.42)$$

растягивающие тангенциальные у края днища

$$\sigma_{t_k}^{\text{неох}} = \frac{\alpha E(K - \mu)}{2(1 - \mu + K)} \cdot \frac{q_n r_i^2}{4\lambda\delta}; \quad (4.43)$$

сжимающие радиальные и тангенциальные в центре днища

$$\sigma_{r_u}^{\text{неох}} = \sigma_{t_u}^{\text{неох}} = -\frac{\alpha E(3 - \mu + K)}{4(1 - \mu + K)} \cdot \frac{q_n r_i^2}{4\lambda\delta}, \quad (4.44)$$

где α – коэффициент линейного расширения, $1/\text{К}$; E – модуль упругости, МПа; λ – коэффициент теплопроводности, кВт/(м·К); $(t_k - t_u)$ – перепад температур между центром и периферией днища,

$$t_k - t_u = \frac{q_n r_i^2}{4\lambda\delta}; \quad (4.45)$$

K – коэффициент, характеризующий податливость закрепления наружного края днища,

$$K = \frac{\delta \left(\frac{D^2}{4} + r_i^2 \right)}{e \left(\frac{D^2}{4} - r_i^2 \right)} + \mu, \quad (4.46)$$

где e – расстояние до первой поршневой канавки (выбирают по табл.4.9) или $e = \delta + (D/2) - r_i$.

Термические напряжения по контуру днища охлаждаемого поршня (сжатия на поверхности камеры сгорания и растяжения на охлаждаемой стороне) на периферии и в центре днища

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha \dot{T}}{2(1 - \mu)} \cdot \frac{q \cdot \delta}{\lambda}. \quad (4.47)$$

При отсутствии экспериментальных данных в расчетах рекомендуется использовать следующие средние значения величин, входящих в расчетные формулы:

материал	E , МПа	λ , Вт/м·К	α , 1/К	μ
чугун	$(1,0 \dots 1,2) \cdot 10^5$	45...48	$11,5 \cdot 10^{-6}$	0,3
сталь	$2,2 \cdot 10^5$	45	$12,6 \cdot 10^{-6}$	0,3
алюминиевые сплавы	$0,75 \cdot 10^5$	145	$26,5 \cdot 10^{-6}$	0,25

Суммарные механические и термические напряжения на периферии

$$\sigma_\Sigma = \sigma_x + \sigma_T \leq [\sigma_\Sigma]. \quad (4.48)$$

Допускаемые напряжения для неохлаждаемых и охлаждаемых поршней $[\sigma_\Sigma]$, МПа:

для алюминиевых сплавов	70...100;
для чугуна	100...200;
для стали	200...400.

Юбка поршня. Наибольшее удельное давление K_{\max} от действия нормальной силы N на боковую поверхность

$$K = \frac{N_{\max}}{h_{ю} \cdot D} \leq [K], \quad (4.49)$$

где $N_{\max} = P_{z\max} \operatorname{tg} \beta$ – наибольшая сила нормального давления на стенку цилиндра (из динамического расчета); $h_{ю}$ – высота юбки поршня (направляющей части); D – диаметр рабочего цилиндра.

Допускаемые значения удельного давления $[K]$ для различных типов двигателей, МПа:

карбюраторные двигатели	0,3...0,5;
дизели	0,4...1,0;
высокооборотные двигатели повышенной мощности	0,8...1,5.

Напряжения сжатия $\sigma_{сж}$ в сечении X–X (рис.4.8), ослабленном отверстиями для отвода масла и канавкой под маслосъемное кольцо

$$\sigma_{-c} = \frac{F_{z\max}}{F_{\min}} = \frac{P_z \cdot A_{\pi}}{A_{X-X}} \leq [\sigma_{-c}], \quad (4.50)$$

где p_z – максимальное давление сгорания для расчетного режима, МПа; A_{x-x} – площадь сечения X–X (рассчитывается по принятым конструктивным размерам), m^2

$$A_{x-x} = \frac{\pi}{4}(d_k^2 - d_i^2) - n_M \cdot A_M ; \quad (4.51)$$

Здесь $d_k = D - 2(t + \Delta t)$ – диаметр поршня по дну канавок, m^2 ; $A_M = \frac{(d_k - d_i)}{2} \cdot d_M$ – площадь продольного диаметра сечения масляного канала, m^2 ; d_M – диаметр масляного канала m^2 ; n_M – число масляных каналов; t – радиальная толщина маслосъемного кольца, $t = (0,038 \dots 0,043)D$; Δt – радиальный зазор маслосъемного кольца в канавке поршня, $\Delta t = (0,9 \dots 1,1) \cdot 10^{-4} m$.

Допустимые напряжения сжатия для поршней из алюминиевого сплава $[\sigma_{сж}] = 30 \dots 40$ МПа, а чугунных $[\sigma_{сж}] = 60 \dots 80$ МПа. Напряжение разрыва σ_p в сечении X – X от действия силы инерции поступательно движущихся масс для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе ($T_{кр} = 0$)

$$\sigma_p = \frac{F_{jx-x}}{A_{X-X}}, \text{ МПа}, \quad (4.52)$$

где F_{jx-x} – сила инерции части поршня с кольцами, расположенными выше сечения X – X, МН

$$F_{jx-x} = m_{x-x} \cdot R \omega_{x,x,max}^2 (1 + \lambda), \quad (4.53)$$

m_{x-x} – масса головки поршня с кольцами, расположенной выше сечения X–X (рис.4.8), определяемая по геометрическим размерам, или $m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) m_{п}$, кг; $m_{п}$ – масса поршневой группы, кг; R – радиус кривошипа, м; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, $\lambda = R/L$; $\omega_{x,x,max}$ – угловая скорость коленчатого вала, соответствующая максимальной частоте вращения холостого хода $n_{x,x,max}$ ($N_e = 0$), c^{-1} ,

$$\omega_{x,x,max} = \pi n_{x,x,max} / 30 ,$$

где $n_{x,x,max} = (1,3 \dots 1,5)n_{ен}$ – для карбюраторных двигателей; $n_{x,x,max} = (1,05 \dots 1,08)n_{ен}$ – для дизелей; $n_{ен}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, $мин^{-1}$.

Допускаемые напряжения растяжения $[\sigma_p]$, МПа:

для алюминиевых сплавов 4...10;

для чугуна 8...20.

Напряжение при изгибе и срезе кольцевой перемычки, МПа

$$\sigma_u = 0,0045 p_{zmax}(D/h_{п})^2; \quad (4.54)$$

$$\tau_{ср} = 0,0314 p_{zmax} D/h_{п} , \quad (4.55)$$

где p_{zmax} – максимальное давление сгорания для расчетного режима, МПа; $h_{п}$ – толщина первой (верхней) кольцевой перемычки, мм.

Сложное напряжение по третьей теории прочности

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_{ср}^2} . \quad (4.56)$$

Напряжения σ_{Σ} в первых межкольцевых перемычках не должны превышать, МПа:

для поршней из алюминиевых сплавов 30...40;

для чугунных поршней 60...80.

Давление между пальцем и бобышками поршня, МПа

$$q_6 = F_z / (2l_6 \cdot d), \quad (4.57)$$

где l_6 – длина опорной поверхности поршневого пальца в бобышке поршня;
 d – диаметр поршневого пальца.

Допускаемые значения q_6 для поршней из различных материалов, МПа:

алюминиевые сплавы	35;
чугунные	45.

У высокофорсированных двигателей значение q_6 доходит до 80 МПа.

Монтажные зазоры зависят в основном от разности температур и свойств материалов соприкасающихся деталей.

Теоретические диаметральные зазоры между стенкой цилиндра и головки поршня Δ_r , между стенкой цилиндра и юбкой поршня $\Delta_{ю}$ в холодном состоянии

$$\Delta_r = D - D_r; \quad \Delta_{ю} = D - D_{ю},$$

где D , D_r , $D_{ю}$ – соответственно диаметры цилиндра, головки и юбки поршня.

Допустимые значения относительных диаметральных зазоров в холодном состоянии:

$$[\Delta_r] = (0,002...0,003)D;$$

$$[\Delta_{ю}] = (0,0005...0,001)D;$$

Установив Δ_r и $\Delta_{ю}$, определяют диаметр головки D_r и юбки поршня $D_{ю}$ в холодном состоянии

$$D_r = D - [\Delta_r]; \quad (4.58)$$

$$D_{ю} = D - [\Delta_{ю}]. \quad (4.59)$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии между стенкой цилиндра и головкой поршня Δ'_r :

$$\Delta'_r = D [1 + \alpha_{ц}(T_{ц} - T_0)] - D_r [1 + \alpha_{п}(T_r - T_0)] \leq [\Delta_r]. \quad (4.60)$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии между стенкой цилиндра и юбкой поршня $\Delta'_{ю}$:

$$\Delta'_{ю} = D [1 + \alpha_{ц}(T_{ц} - T_0)] - D_{ю} [1 + \alpha_{п}(T_{ю} - T_0)] \leq [\Delta_{ю}], \quad (4.61)$$

где $\alpha_{ц}$, $\alpha_{п}$ – коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра поршня, $1/K$; $T_{ц}$, T_r , $T_{ю}$ – соответственно температуры стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии.

При жидкостном охлаждении двигателя $T_{ц} = 383...388$ К, $T_r = 473...723$ К; $T_{ю} = 403...473$ К – для поршней из алюминиевых сплавов и $T_r = 523...673$ К; $T_{ю} = 453...513$ К – для чугунных поршней.

Для двигателей с воздушным охлаждением значения температур следующие: $T_{ц} = 443...463$ К; $T_r = 533...873$ К; $T_{ю} = 483...613$ К; T_0 – начальная температура цилиндра и поршня, $T_0 = 293$ К.

При получении отрицательных значений Δ'_r или $\Delta'_{ю}$ (натяг) поршень не пригоден к работе. В этом случае необходимо увеличить Δ_r или $\Delta_{ю}$. При нормальной работе поршня $\Delta'_r = (0,002...0,0025)D$ и $\Delta'_{ю} = (0,0005...0,0015)D$.

Расчет поршневого пальца. Размеры пальца, влияющие на массогабаритные параметры поршня и шатуна, в начале определяют по статическим дан-

ным (табл.4.10), а затем в результате проверочных расчетов.

Таблица 4.10.

Основные размеры поршневого пальца

Параметр пальца	Двигатели	
	карбюраторные	дизельные
Наружный диаметр d_n	$(0,25...0,3)D$	$(0,3...0,4)D$
Внутренний диаметр d_v	$(0,65...0,75) d_n$	$(0,5...0,7) d_n$
Длина пальца ℓ_n		
плавающего	$(0,78...0,88)D$	$(0,8...0,9) d_n$
закрепленного	$(0,88...0,93)D$	$(0,88...0,93)D$

Расчет поршневого пальца включает определения удельных давлений пальца на втулку верхней головки шатуна, на бобышки, а также напряжений от изгиба, среза и овализации.

Максимальные напряжения в пальцах карбюраторных двигателей возникают при работе на режиме максимального крутящего момента $n = n_T$, $T_k = T_{\text{emax}}$, а в пальцах дизелей – при работе на режиме номинальной мощности $P_e = P_{\text{ен}}$, $n = n_n$.

Расчетные силы, действующие на палец во втулке верхней головки шатуна $F_{\text{в.г.}}$ и в бобышках поршня $F_{\text{б.}}$:

$$F_{\text{в.г.}} = F_r + F_{\text{жп.г.}}, \text{ МН}; \quad (4.62)$$

$$F_{\text{б.}} = F_r + K_{\text{п}} F_{\text{жп.г.}}, \text{ МН},$$

где F_r – сила давления газов при вспышке, МН; $F_{\text{жп.г.}}$ – сила инерции от массы поршневой группы $m_{\text{п.г.}}$, действующая на втулку шатуна, МН; $K_{\text{п}}$ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца: для карбюраторных двигателей $K_{\text{п}} = 0,76...0,86$; для дизелей $K_{\text{п}} = 0,68...0,81$.

Для карбюраторных двигателей:

$$F_r = p_{z \text{ max}} \cdot A_{\text{п}}, \text{ МН}; \quad (4.63)$$

$$F_{\text{жп.г.}} = - m_{\text{п.г.}} \omega_T^2 R(1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \text{ МН}, \quad (4.64)$$

где $p_{z \text{ max}}$ – максимальное давление газов на режиме максимального крутящего момента, МПа; $m_{\text{п.г.}}$ – масса поршневой группы, кг; $\omega_T = \frac{\pi \cdot n_T}{30}$, с^{-1} – угловая

скорость коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента при $n_M = (0,4...0,6)n_N$;

для дизелей:

$$F_r = p_{zN} \cdot A_{\text{п}}, \text{ МН}; \quad (4.65)$$

$$F_{\text{жп.г.}} = - m_{\text{п.г.}} \omega_N^2 R(1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \text{ МН},$$

где p_{zN} – максимальное давление газов на номинальном режиме, МПа; ω_N – угловая скорость коленчатого вала на режиме номинальной мощности,

$$\omega_N = \frac{\pi \cdot n_N}{30}, \text{ с}^{-1}.$$

Расчет удельных давлений поршневого пальца:

а) удельное давление пальца на втулку верхней головки шатуна $q_{\text{ш}}$:

$$q_{\text{ш}} = \frac{F_{\text{в.г.}}}{d_n l_{\text{ш}}} \leq [q_{\text{ш}}], \quad (4.66)$$

где d_n – наружный диаметр поршневого пальца; $l_{ш}$ – длина опорной поверхности пальца во втулке верхней головки шатуна, м; $[q_{ш}]$ – допустимые удельные давления поршневого пальца во втулке верхней головки шатуна, МПа;

б) удельные давления пальца на бобышке поршня q_6 :

$$q_6 = \frac{F_6}{d_n(l_n - b)} \leq [q_6], \quad (4.67)$$

где l_n – общая длина пальца, м; b – расстояние между торцами бобышек, м; q_6 – допустимые удельные давления поршневого пальца в бобышках поршня, МПа.

Допустимые значения $[q]$ для поршневых пальцев:

для карбюраторных двигателей – $[q_{ш}] = 25...35$ МПа; $[q_6] = 20...30$ МПа;

для дизелей – $[q_{ш}] = 40...50$ МПа; $[q_6] = 30...35$ МПа.

Наибольшее напряжение изгиба $\sigma_{из}$ в среднем сечении по длине

$$\sigma_{из} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{F_6(l_H + 2b - 1,5l_{ш})}{1,2d_H^3(1 - \gamma^4)} \leq [\sigma_{из}], \quad (4.68)$$

где γ – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному,

$$\gamma = d_B/d_H. \quad (4.69)$$

Допускаемые нормальные напряжения при изгибе $[\sigma_{из}] = 120...250$ МПа.

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышкой поршня и головкой шатуна τ

$$\tau = \frac{0,85F_6}{d_H^2} \left(\frac{1 + \gamma + \gamma^2}{1 - \gamma^4} \right) \leq [\tau]. \quad (4.70)$$

Допускаемые касательные напряжения $[\tau] = 60...250$ МПа.

Наибольшее увеличение горизонтального внешнего диаметра пальца в средней части от овализации Δd_{max} , мм

$$\Delta d_{max} = \frac{0,09F_6}{El_H} \left(\frac{1 + \gamma}{1 - \gamma} \right)^3 K \leq [\Delta d_{max}], \quad (4.71)$$

где E – модуль упругости материала пальца, МПа (для стали $E = (2,0...2,3) \cdot 10^5$ МПа); l_n – длина пальца, мм; K – поправочный коэффициент $K = [1,5 - 15(\gamma - 0,4)^3]$.

Значения Δd_{max} не должны превышать $0,001d_n$ или $\Delta d_{max} = 0,02...0,05$ мм.

Напряжения, возникающие при овализации пальца, на наружной поверхности пальца в горизонтальной плоскости ($\varphi = 0$, точка 1, см. рис 4.11).

$$\sigma_{H1} = \frac{F_6}{l_n d_H} \left[0,19 \frac{(2 + \gamma)(1 + \gamma)}{(1 - \gamma)^2} - \frac{1}{1 - \gamma} \right] K, \quad (4.72)$$

на внутренней поверхности в горизонтальной плоскости ($\varphi = 0$, точка 2)

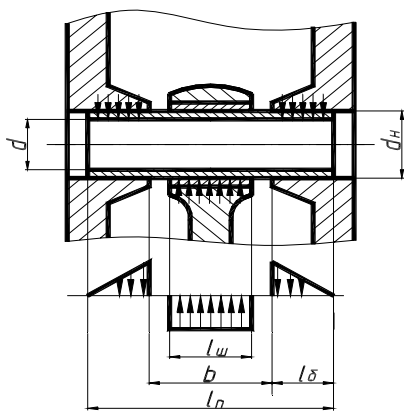


Рис.4. 11. Расчетная схема пальца

$$\sigma_{\sigma 1} = -\frac{F_{\sigma}}{l_n d_n} \left[0,19 \frac{(1+2\gamma)(1+\gamma)}{(1-\gamma)^2 \gamma} + \frac{1}{1-\gamma} \right] K. \quad (4.73)$$

На наружной поверхности в вертикальной плоскости ($\varphi = 90^\circ$, точка 3) см. рис. 4.11.

$$\sigma_{\sigma 3} = -\frac{F_{\sigma}}{l_n d_n} \left[0,174 \frac{(2+\gamma)(1+\gamma)}{(1-\gamma)^2} + \frac{0,636}{1-\gamma} \right] K \quad (4.74)$$

На внутренней поверхности в вертикальной плоскости ($\varphi = 90^\circ$, точка 4, см. рис. 4.11)

$$\sigma_{\sigma 4} = \frac{F_{\sigma}}{l_n d_n} \left[0,174 \frac{(1+2\gamma)(1+\gamma)}{(1-\gamma)^2 \gamma} - \frac{0,636}{1-\gamma} \right] K. \quad (4.75)$$

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости (точка 2 на рис.4.11). Эти напряжения не должны превышать 300...350 МПа.

Монтажный зазор между пальцем и бобышкой поршня в холодном состоянии Δ :

$$\Delta = \Delta' + (\alpha_{п.п.} \Delta t_{п.п.} - \alpha_{\delta} \Delta t_{\delta}) d_n \leq [\Delta], \quad (4.76)$$

где $\alpha_{п.п.}$, α_{δ} – коэффициенты линейного расширения материалов поршневого пальца и бобышки; Δ' – зазор между пальцем и бобышками поршня в горячем состоянии; $\Delta' = (0,05...0,001)d_n$ (для плавающего пальца $\Delta' = 0,001d_n$); $\Delta t_{п.п.}$, Δt_{δ} – разность температур в холодном и горячем состояниях соответственно пальца и бобышек; по экспериментальным данным, $\Delta t_{п.п.} = 100...120^\circ\text{C}$, $\Delta t_{\delta} = 120...140^\circ\text{C}$; $[\Delta]$ – допустимый монтажный зазор: для алюминиевого поршня $[\Delta] = (-0,01)...(+0,02)$ мм; для чугунового поршня $[\Delta] = 0,02...0,04$ мм.

4.5. Расчет поршневого кольца.

Основные конструктивные параметры поршневых колец приведены в табл.4.11 и обозначены на рис.4.12.

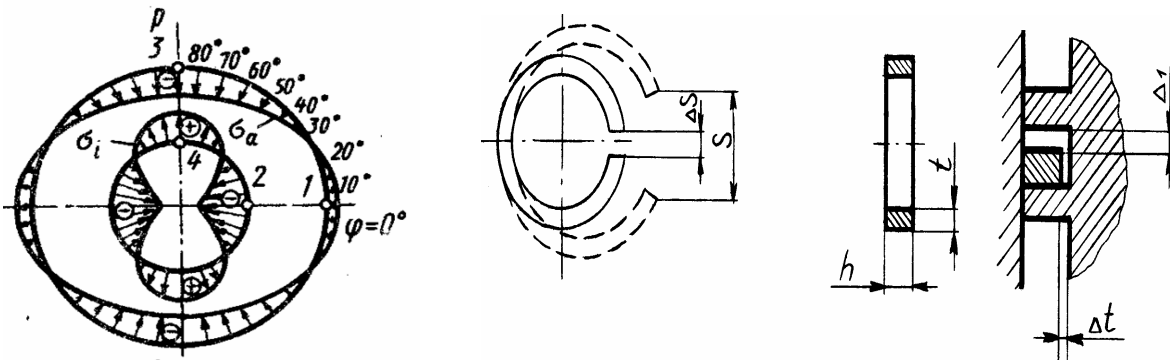


Рис.4.11. Напряжения на кольце Рис.4.12. Основные размеры поршневого кольца

Расчет поршневых компрессионных колец включает:

- определение среднего давления кольца на стенку цилиндра, которое должно обеспечивать достаточную герметичность камеры сгорания и не должно

резко увеличивать потерю мощности двигателя на трение колец о стенки цилиндра, построение эпюры давления кольца по окружности;

- определение напряжений изгиба возникающих в сечении, противоположном замку, при надевании кольца на поршень и в рабочем состоянии;
- установление монтажных зазоров в прямом замке кольца.

1. Среднее давление кольца на стенку цилиндра p_{cp} , МПа

$$p_{cp} = \frac{0,425}{(3 - \mu)} E \frac{S_0/t}{\left(\frac{D}{t}\right) \left[\left(\frac{D}{t}\right) - 1\right]^3}, \quad (4.77)$$

где μ – коэффициент, зависящий от формы эпюры давления и изменяющийся от 0 до 0,25; для грушевидной эпюры $\mu \approx 0,2$; E – модуль упругости материала кольца: для серого чугуна $E = 10^5$ МПа, для легированного чугуна $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа, для стали $E = (2...2,3)10^5$ МПа; S_0 – разность между зазором в замке кольца в свободном и рабочем состояниях (деформация замка в рабочем состоянии), мм; t – радиальная толщина кольца, мм; D – диаметр цилиндра, мм.

Давление кольца p_ϕ на стенку по периметру грушевидной эпюры

$$p_\phi = \xi_k \cdot p_{cp}, \quad (4.78)$$

где ξ_k – коэффициент, зависящий от угла ϕ_k , характеризующего положение данной точки.

Таблица 4.11.

Конструктивные соотношения размеров поршневых колец

Размеры колец	Двигатели		Примечание
	карбюраторные	дизельные	
Радиальная толщина кольца t , мм:			
компрессионного	(0,04...0,045)D	(0,04...0,045)D	
маслосъемного	или 20...25	или 20...25	
Высота кольца h , мм	(0,038...0,043)D	(0,038...0,043)D	
Разность между зазорами в замке кольца	или 23...26	или 23...26	
в свободном (S) и рабочем δ состояниях	(0,6...1,0)t	(0,6...1,0)t	
S_0 , т.е. $S_0 = S - \Delta S$, мм	или 2...4	или 3...5	
Зазор в рабочем состоянии (монтажный зазор) ΔS_i , мм (кольца с прямым замком):			
первое кольцо	(2,5...4,0)t	(3,2...4,0)t	
второе кольцо	0,004D	0,004D	
третье кольцо	0,003D	0,003D	
маслосъемное кольцо	0,002D	0,002D	
Радиальный зазор между кольцом и канавкой поршня Δt , мм	(0,001...0,002)D	(0,001...0,002)D	
для компрессионного кольца	0,70...0,95	0,70...0,95	
для маслосъемного кольца	0,9...1,1	0,9...1,1	
Торцевой зазор между кольцом и плоскостью прилегания в канавке			
Δ_1 , мм:	(0,01...0,03)h	(0,01...0,03)h	
для компрессионного кольца	0,04...0,2	0,04...0,2	
для маслосъемного кольца	0,03...0,08	0,03...0,08	

Среднее радиальное давление p_{cp} , МПа:

для компрессионных колец

0,11...0,37;

для маслосъемных колец

0,2...0,7.

Для грушевидной эпюры (рис.4.12) величину ξ_k можно определить следующим образом:

φ_k°	0	30	60	90	120	150	180
ξ_k	1,051	1,047	1,137	0,896	0,454	0,676	2,861

Угол φ_k отсчитывается от радиуса ОА по часовой стрелке.

2. Максимальные напряжения изгиба в рабочем состоянии, возникающие в сечении кольца, противоположном замку

$$\sigma_{из} = \frac{1,275}{(3-\mu)} E \frac{S_0/t}{\left[\left(\frac{D}{t}\right)-1\right]^2} \leq [\sigma_{из}]. \quad (4.79)$$

Допускаемые напряжения при изгибе кольца $[\sigma_{из}] = 220...450$ МПа. Нижний предел относится к двигателям с цилиндром большего диаметра.

3. Максимальные напряжения в кольце при разведении замка и надевании его на поршень:

$$\sigma_{и.н} \approx \frac{3,9}{m} E \frac{1 - \frac{1}{(3-\mu)\pi} \cdot \frac{S_0}{t}}{\left[\left(\frac{D}{t}\right)-1\right]^2} \leq [\sigma_{и.н}], \quad (4.80)$$

где m – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца на поршень ($m = 1$ – при надевании кольца вручную; $m = 1,57$ – при надевании с помощью распорных пластин; $m = 2$ – при надевании с помощью щипцов). Обычно в проверочном расчете принимают $m = 1,57$. Напряжение $\sigma_{и.н}$ на 10...30% больше напряжений $\sigma_{из}$, а допустимые составляют 400...500 МПа.

4. Монтажный зазор в прямом замке холодного кольца после установки его в цилиндре:

$$\Delta S = \Delta S' + \pi D (\alpha_k \cdot \Delta t_k - \alpha_c \cdot \Delta t_c), \quad (4.81)$$

где $\Delta S'$ – давление кольца p_ϕ на стенку по периметру грушевидной эпюры

$$p_\phi = \xi_k p_{cp}, \quad (4.82)$$

где ξ_k – давление кольца p_ϕ на стенку по периметру грушевидной эпюры

$$p_\phi = \xi_k p_{cp}, \quad (4.83)$$

где ξ_k – коэффициент, зависящий от угла φ_k , характеризующего положение данной точки.

Коэффициент, зависящий от угла φ_k , характеризующего положение данной точки минимально допустимый зазор в горячем состоянии. Зазор $\Delta S'$ выбирают из условия обеспечения несмыкания замка в прогретом двигателе в пределах 0,06...0,1 мм, при этом: для компрессионных колец $\Delta S' = 0,005D$, для маслосъемных колец $\Delta S' = 0,003D$; α_k и α_c – коэффициенты линейного

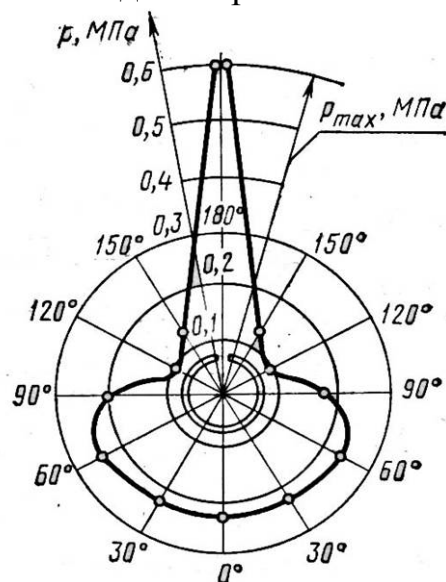


Рис.4.13. Эпюра давлений компрессионного кольца

расширения соответственно материала кольца и цилиндра; Δt_k и $\Delta t_{\text{ц}}$ – перепады температур в кольце и стенке цилиндра при рабочем и холодном состояниях (при жидкостном охлаждении $\Delta t_k = 180...190^\circ$, $\Delta t_{\text{ц}} = 90...95^\circ$; при воздушном охлаждении $\Delta t_k = 230...240^\circ$, $\Delta t_{\text{ц}} = 150...170^\circ$).

5. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ШАТУННОЙ ГРУППЫ

5.1. Расчет шатуна

Шатун двигателя совершает сложное движение и воспринимает различные нагрузки. Для выполнения расчетов необходимо использовать основные конструктивные соотношения размеров элементов шатуна, которые приведены на рис. 5.1 и в табл. 5.1.

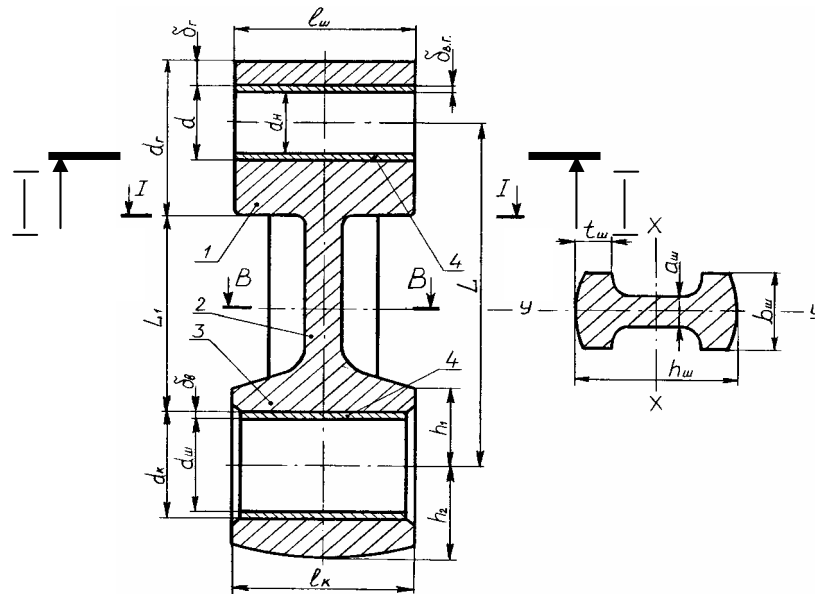


Рис.5.1. Схема конструктивных элементов и соотношений размеров шатуна:

а. поршневая головка, 2 – стержень, 3 - кривошипная головка, 4 - подшипник.

Таблица 5.1.

Основные конструктивные соотношения размеров элементов шатуна

Элементы	Соотношения размеров	
	Двигатели	
	Карбюраторные	Дизельные
шатун	2	3
1. Поршневая головка шатуна		
Внутренний диаметр поршневой головки d :		
без втулки	$d \approx d_H$	$d \approx d_H$
со втулкой	$(1,1...1,25)d_H$	
Минимальная радиальная толщина стенки поршневой головки δ_r	$(0,16...0,27)d_H$, но не менее 4мм	
Наружный диаметр головки d_r	$(1,25...1,65)d_H$	$(1,3...1,7)d_H$

Длина поршневой головки шатуна $l_{ш}$: закрепленный палец	(0,28...0,32)D	
плавающий палец	(0,33...0,45)D	
Радиальная толщина стенки втулки $\delta_{вг}$	(0,055...0,085) d_H	(0,07...0,085) d_H
2. Стержень шатуна		
Минимальная высота двутаврового сечения стержня $h_{ш.мин}$	(0,5...0,55) d_r	
Высота двутаврового сечения стержня, расположенного в центре масс, $h_{ш}$	(1,2...1,4) $h_{ш.мин}$	
Толщина среднего сечения стержня с учетом полок двутавра, $b_{ш}$	(0,5...0,6)L	(0,55...0,75)L
Минимальная толщина сечения стенки стержня $a_{ш} \approx t_{ш}$, мм	2,5...4,0	4,0...7,5
3. Кривошипная головка шатуна		
Диаметр шатунной шейки, $d_{ш}$	(0,5...0,7)D	(0,6...0,85)D
Радиальная толщина стенки вкладыша, $\delta_{в}$:		
тонкостенного	(0,03...0,05) $d_{ш}$	
толстостенного	0,1 $d_{ш.ш.}$	
Диаметральный зазор после сборки, $\Delta_{ш}$	(0,00045...0,0015) $d_{ш}$	
Осевой зазор между головкой и щекой вала, мм	0,18...0,28	
Длина кривошипной головки, ℓ_k	(0,45...0,95) $d_{ш}$ или (0,4...0,5)D	
Ширина головки, h_k	(1,5...1,6) $d_{ш}$	
Высота верхней части кривошипной головки, h_1	(0,85...1,0) $d_{ш}$	
Высота нижней (отъемной) крышки головки, h_2	(0,5...0,6) $d_{ш}$	
Расстояние между шатунными болтами s_6 (принимается равным среднему диаметру головки)	(1,2...1,75) $d_{ш}$ или (0,7...0,93)D	
Диаметр шатунных болтов, d_6	(0,18...0,25) $d_{ш}$	

Примечание: D-диаметр цилиндра, L-длина шатуна

5.2. Расчет на прочность элементов шатуна

Поршневая головка шатуна подвергается растяжению и сжатию от действия переменных сил инерции массы поршневого комплекта и от давления газов на рабочем ходе при положении поршня в ВМТ, нагружается постоянной силой от запрессовки подшипниковой втулки, а также от нагревания втулки и

головки при работе. По опытным данным и расчетам, наиболее напряженным является место перехода головки в стержень (рис.5.1).

Стержень шатуна в процессе работы испытывает напряжение растяжения от сил инерции поступательно движущихся масс, расположенных над расчетным сечением, а также суммарные напряжения сжатия и продольного изгиба.

При этом в плоскости качания шатуна принимается шарнирное закрепление концов шатуна (рис.5.1), а в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания, предполагается, что оба конца стержня заземлены. За расчетное принимается сечение В–В, расположенное посередине между осями поршневой и кривошипной головок. Продольный изгиб происходит под действием сжимающей силы $F_{сж}$.

Наибольшие напряжения в стержне шатуна возникают у двигателей без наддува на режиме максимального крутящего момента, а в двигателях с наддувом – на режиме номинальной мощности.

Кривошипная головка шатуна имеет сложную форму, что не позволяет выполнить точный расчет ее прочности. Поэтому делается приближенный расчет напряжений изгиба и растяжения. В среднем сечении В–В (рис.5.1) кривошипной крышки от сил инерции F_j для режима максимальной частоты вращения холостого хода.

5.2.1. Расчет поршневой головки

Напряжение в поршневой головке от растягивающей силы инерции F_j определяется при положении поршня в ВМТ и на режиме максимальной частоты вращения при холостом ходе $n_{xx \max} (\omega_{xx \max})$

Растягивающая сила F_p , МН

$$F_p = F_{jп} \approx m_{jп} R \cdot \omega_{xx \max}^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \quad (5.1)$$

где $m_{jп}$ – конструктивная масса возвратно-поступательно движущихся частей КШМ, принятая в динамическом расчете

$$m_{jп} = m_{п} + m_{в.г.}, \quad (5.2)$$

где $m_{п}$ – масса поршневой группы (поршень с кольцами и пальцем), кг; $m_{в.г.}$ – масса верхней части головки шатуна, величина $m_{в.г.}$ определяется по геометрическим размерам верхней части головки и удельной массе материала шатуна или принимается в пределах 6...9% от массы. Радиальное давление p от силы F_p , равномерно распределенное по верхней части поршневой головки (рис.5.2.а).

$$p = \frac{F_{jп}}{2r_{ср}}, \quad (5.3)$$

где $r_{ср}$ – средний радиус поршневой головки

$$r_{ср} = \frac{d_r + d}{4}.$$

Напряжения в поршневой группе определяют по уравнениям кривого бруса малой кривизны.

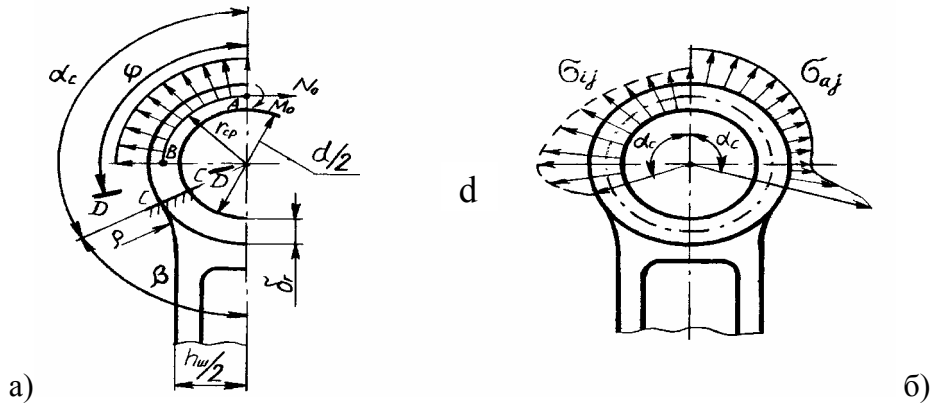


Рис. 5.2. Распределение нагрузок в поршневой головке (а) и эпюры напряжений на её внутренней и внешней поверхностях (б)

Принимают, что брус защемлен в местах перехода головки в стержень (сечение С – С рис.5.2).

При этом условно предполагают, что нижняя часть поршневой головки шатуна, опирающаяся на стержень большой жесткости, не деформируется. Головку рассекают условно по вертикальной оси симметрии, правую часть отбрасывают, а ее действие на оставшуюся часть головки заменяют изгибающим моментом M_0 и нормальной силой N_0 . Значения изгибающего момента M_0 и нормальной силы N_0 в сечении, для которого $\varphi = 0$, определяются из приближенных уравнений:

$$M_0 = F_{jn} \cdot r_{cp}(0,0003 \cdot \alpha_c - 0,0297); \quad (5.4)$$

$$N_0 = F_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \alpha_c), \quad (5.5)$$

где α_c – угол заделки опасного сечения С – С (рис.5.2)

$$\alpha_c = 90^\circ + \arccos \frac{\frac{h_{wy}}{2} + \rho}{r_T + \rho}, \text{ град}, \quad (5.6)$$

где ρ – радиус перехода от наружного диаметра поршневой головки к стержню шатуна.

Изгибающий момент и нормальная сила на участке головки АВ (от $\varphi = 0$ до $\varphi = 90^\circ$)

$$M_1 = M_0 + N_0 \cdot r_{cp}(1 - \cos \varphi) - 0,5 \cdot F_{jn} \cdot r_{cp}(1 - \cos \varphi); \quad (5.7)$$

$$N_1 = N_0 \cdot \cos \varphi + 0,5 F_{jn}(1 - \cos \varphi). \quad (5.8)$$

Соответственно для участка ВС (от $\varphi = 90^\circ$ до угла заделки α_c)

$$M_2 = M_0 + N_0 \cdot r_{cp}(1 - \cos \varphi) - 0,5 \cdot F_{jn} \cdot r_{cp}(\sin \varphi - \cos \varphi); \quad (5.9)$$

$$N_2 = N_0 \cdot \cos \varphi + 0,5 F_{jn}(\sin \varphi - \cos \varphi). \quad (5.10)$$

Изгибающий момент и нормальная сила для расчетного сечения при $\varphi = \alpha_c$.

$$M_\alpha = F_{jn} \cdot r_{cp}(0,542 - 0,0268\alpha_c - 0,072\cos\alpha_c - 0,5\sin\alpha_c + 0,0459\alpha_c \cdot \cos\alpha_c), \quad (5.11)$$

$$N_\alpha = F_{jn} \cdot [(0,072 - 0,0459\alpha_c) \cdot \cos\alpha_c + 0,5\sin\alpha_c], \quad (5.12)$$

где α_c – в градусах.

Расчетная нормальная сила N_r с учетом совместной деформации головки и втулки от запрессовки, составит

$$N_{r\alpha} = k \cdot N_\alpha; \quad N_{r1} = k \cdot N_1; \quad N_{r2} = k \cdot N_2, \quad (5.13)$$

k – коэффициент, учитывающий наличие запрессованной с натягом бронзовой втулки

$$k = \left(1 + \frac{E_{\text{вт}} \cdot A_{\text{вт}}}{E_r \cdot A_r} \right)^{-1}, \quad (5.14)$$

где $E_r, E_{\text{вт}}$ – модули упругости материалов поршневой головки (сталь) и втулки (бронза), МПа, $E_r = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; $E_{\text{вт}} = 1,15 \cdot 10^5$ МПа; $A_r, A_{\text{вт}}$ – площади сечений головки и втулки, мм², $A_r = (d_r - d)l_{\text{ш}}$; $A_{\text{вт}} = (d - d_n)l_{\text{ш}}$.

Для автотракторных двигателей $k = 0,8 \dots 0,85$.

Напряжение от растягивающей силы $F_{\text{пл}}$ на внешней поверхности головки

$$\sigma_{\alpha j} = \left[2M_\varphi \frac{6r_{\text{ср}} + \delta_\delta}{\delta_\delta (2r_{\text{ср}} + \delta_\delta)} + b \cdot N_\varphi \right] \frac{1}{l_{\text{ш}} \cdot \delta_\delta}, \text{ МПа}, \quad (5.15)$$

на внутренней поверхности

$$\sigma_{ij} = \left[-2M_\varphi \frac{6r_{\text{ср}} - \delta_r}{\delta_r (2r_{\text{ср}} - \delta_r)} + b \cdot N_\varphi \right] \frac{1}{l_{\text{ш}} \cdot \delta_r}, \text{ МПа}, \quad (5.16)$$

где $b = 0,8 \dots 0,85$ – коэффициент учитывающий то, что часть действующих усилий воспринимается не материалом головки шатуна, а запрессованной в неё втулкой. В этих формулах значения M_φ и N_φ берутся в зависимости от участка, для которого определяется напряжение.

Максимальное напряжение в поршневой головке возникают на ее внешней

поверхности в местах заделки, т.е. для случая $\varphi = \alpha_c$ (рис.5.3). Уменьшение напряжений $\sigma_{\alpha j}$ может быть достигнуто уменьшением угла α_c до значений $\alpha_c = 90^\circ$ или уменьшением радиуса ρ перехода от головки к стержню шатуна.

Напряжения σ_{ij} на внутренней поверхности головки получаются значительно меньшими, чем напряжения $\sigma_{\alpha j}$ и достигают максимальных значений около горизонтального сечения головки, т.е. для углов $\varphi = 90^\circ$.

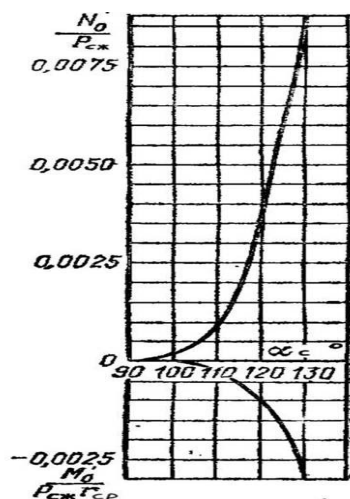


Рис. 5.3. Вспомогательная диаграмма для определения величин M_0 и N_0 в зависимости от угла заделки α_c

5.3. Напряжение от сжимающей силы

С достаточной точностью можно принять, что сжимающая сила $F_{\text{сж}}$ максимальна в момент достижения ВМТ и равна, МН

$$F_{\text{сж}} = F_{z\text{max}} + F_{\text{пл}} = (p_{z0} - p_0)A_{\text{пл}} - (m_{\text{пл}} + m_{\text{вг}})R \cdot \omega_N^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}$$

где p_{z0} – максимальное давление сгорания, определяемое по скруглённой индикаторной диаграмме ($10 \dots 20^\circ$ после ВМТ); $A_{\text{пл}}$ – площадь поршня.

Распределение давления от сжимающей силы $F_{сж}$ на нижнюю часть головки принимается косинусоидальным (рис.5.4). В этом случае удельное давление $p_{сж}$, МПа, на нижнюю часть головки

$$p_{сж} = 2F_{сж} \cdot \cos \gamma / \pi \cdot r_{cp}.$$

Изгибающие моменты и нормальные силы для любого сечения на участке АВ определяются выражениями

$$M'_1 = M'_0 + N'_0 \cdot r_{cp} (1 - \cos \varphi);$$

$$N'_1 = N'_0 \cdot \cos \varphi.$$

Соответственно для участка ВС

$$\left. \begin{aligned} M'_2 &= M'_0 + N'_0 r_{cp} (1 - \cos \varphi) - \frac{F_{сж} \cdot r_{cp}}{\pi} \left(\pi \cdot \frac{\sin \varphi}{2} - \varphi \sin \varphi - \cos \varphi \right); \\ N'_2 &= \frac{F_{сж}}{\pi} \left(\pi \cdot \frac{\sin \varphi}{2} - \varphi \sin \varphi - \cos \varphi \right) + N'_0 \cos \varphi \end{aligned} \right\} \quad (5.18)$$

Угол φ в одночленах $\varphi \sin \varphi$ в уравнениях (5.18) выражены в радианах. Значение момента M'_0 и нормальной силы N'_0 находят из вспомогательной диаграммы (рис.5.4) для известного угла заделки α_c или из уравнений [15].

При наличии запрессованной в головку втулки нормальные силы, действующие на сечения головки, определяют из выражений

$$N'_{Г1} = \kappa \cdot N_1; \quad N'_{Г2} = \kappa \cdot N_2; \quad N'_{\alpha c} = \kappa \cdot N_{\alpha c},$$

где
$$\kappa = \frac{1}{1 + \frac{E_{BT} \cdot A_{BT}}{E_{Г} \cdot A_{Г}}}.$$

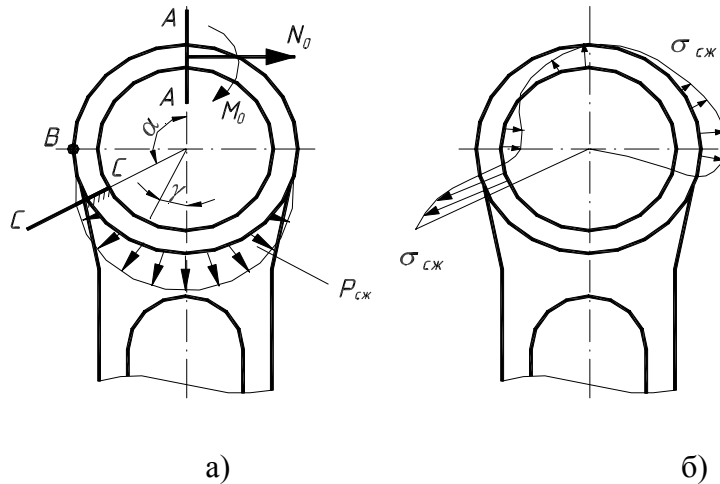


Рис.5.4. Расчетная схема поршневой головки шатуна при сжатии:
а) распределение нагрузок в поршневой головке; б) эпюры напряжений при сжатии

Подсчитывают напряжения от сжимающей силы по формулам на внешней поверхности

$$\sigma_{\alpha-c} = \left[2M' \frac{6r_{cp} + \delta_{\delta}}{\delta_{\delta}(2r_{-p} + \delta_{\delta})} + N' \right] \frac{1}{l_{из} \cdot \delta_{\delta}}, \text{ МПа,} \quad (5.19)$$

на внутренней поверхности

$$\sigma_{icж} = \left[-2M' \frac{6r_{cp} - \delta_r}{\delta_r(2r_{cp} - \delta_r)} + N' \right] \frac{1}{l_{ш} \cdot \delta_r}, \text{ МПа.} \quad (5.20)$$

Диаграмма напряжений в головке от сил, сжимающих шатун, показывает, что максимальные напряжения получаются в местах заделки, т.е. в сечениях, положение которых определяется углом α_c , причем на внешней поверхности головки возникают напряжения $\sigma_{acж}$ сжатия и на внутренней поверхности – напряжения $\sigma_{icж}$ растяжения.

Напряжение от запрессовки и нагрева втулки. Расчетное удельная давление на поверхности между втулкой и головкой от запрессовки и теплового расширения:

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \left[\left(\frac{d_r^2 + d^2}{d_r - d^2} + \mu \right) / E_T + \left(\frac{d^2 + d_H^2}{d^2 - d_H^2} - \mu \right) / E_B \right]}, \text{ МПа,} \quad (5.21)$$

где Δ – натяг при посадке бронзовой втулки в головку, мм ($\Delta = 0,04...0,12$ мм, выбирается в соответствии с применяемой посадкой); Δ_t – температурный натяг, мм; $\Delta_t = d(\alpha_{вт} - \alpha_r)\Delta T$; d – внутренний диаметр поршневой головки под втулку (внешний диаметр втулки); $\alpha_{вт}$, α_r – термические коэффициенты линейного расширения материала втулки (для бронзы $\alpha_{вт} = 1,8 \cdot 10^{-5}$ 1/К) и головки (для стали $\alpha_r = 1 \cdot 10^{-5}$ 1/К); ΔT – повышение температуры в сопряжении при работе двигателя (100...120°C); d_r , d_H – соответственно нагруженный и внутренний диаметр поршневой головки и внутренний диаметр втулки, мм; E_T , E_B – модуль упругости материала головки (для стали $E_T = 2,2 \cdot 10^5$ МПа) и втулки (для бронзы $E_B = 1,15 \cdot 10^5$ МПа).

Напряжение от запрессовки на внешней σ'_a и внутренней σ'_i поверхности (МПа),

$$\sigma'_a = p \frac{2d^2}{d_r^2 - d^2}; \quad \sigma'_i = p \frac{(d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2} \quad (5.22)$$

Значения σ'_a и σ'_i могут достигать 100...150 МПа. Запас прочности в поршневой головке шатуна с учетом действия растягивающей и сжимающей сил, запрессовки и нагрева втулки.

Максимальные и минимальные амплитуды и средние значения напряжений на внешней поверхности головки от суммарного действия нагрузок, σ_{max} , σ_{min} , σ_a , σ_m , (МПа)

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma'_a + \sigma'_i; \\ \sigma_{min} &= \sigma'_a + \sigma_{a.сж}; \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}; \\ \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \end{aligned} \right\} \quad (5.23)$$

Суммарный запас прочности при максимальной частоте вращения коленчатого вала

$$n_{\omega} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \varepsilon_{n\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (5.24)$$

где σ_{-1} – предел усталости материала (при изгибе) при симметричном цикле; ψ_{σ} – коэффициент, учитывающий асимметрию цикла; K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации; $\varepsilon_{m\sigma}$ и $\varepsilon_{n\sigma}$ – соответственно коэффициенты масштабной и поверхностной чувствительности.

Запас прочности для номинального режима работы двигателя n

$$n = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{aj} - \sigma_{acc} + \psi_{\sigma}(\sigma_{aj} + \sigma_{acc} + 2\sigma'_a)}. \quad (5.25)$$

Поскольку напряжение $\sigma_{a\text{ сж}}$ является напряжением сжатием, то подставляют его со знаком минус; если втулка не запрессована $\sigma_{a\text{ сж}} = 0$.

Допустимый запас прочности поршневой головки для автотракторных двигателей $n = 2,5 \dots 5$.

Поперечная диаметральный деформация поршневой головки шатуна с плавающим поршневым пальцем

$$\Delta d_{\max} = \frac{P_{jn} \cdot d_{cp}^3 (\alpha_c - 90^\circ)^2}{10^6 \cdot E_{ш} \cdot J}, \text{ м}, \quad (5.26)$$

где $E_{ш}$ – модуль упругости материала головки шатуна, МПа; J – момент инерции площади поперечного сечения головки, м^4 ,

$$J = \frac{l}{12} \cdot \left(\frac{d_r - d}{2} \right)^3. \quad (5.27)$$

Для обеспечения нормальной работы (без заедания) сочленения пальца с шатуном деформация поршневой головки Δd_{\max} не должно превосходить половины монтажного диаметрального зазора между втулкой и пальцем Δ т.е. $\delta \leq 0,5 \cdot \Delta$) или $\Delta d_{\max}/d_{cp} < 0,001 \dots 0,007$ (для легких двигателей $D \approx 0,04 \dots 0,06$ мм).

5.4. Расчет стержня шатуна

Стержень шатуна работает в условиях знакопеременных нагрузок по асимметричному циклу: растягивается силами инерции поступательно движущихся масс, расположенных над расчетным сечением, и сжимается в момент сгорания силой, равной разности силы газов и силы инерции. Обычно расчет ведется для режима максимальной мощности.

Максимальная сила, сжимающая стержень шатуна

$$F_{сж} = F_z - F_j, \text{ Н}, \quad (5.28)$$

где F_z – максимальная сила давления газов,

$$F_z = (p_{z\max} - p_0) A_{\pi},$$

F_j – сила инерции поступательно-движущихся масс с учетом массы шатуна, расположенной над расчетным сечением.

Максимальная растягивающая сила при положении поршня в ВМТ

$$F_j = - (m_{п.к.} + m_{ш.п.}) \omega^2 R (1 + \lambda),$$

где $m_{п.к.}$ – масса поршневого комплекта (поршневой группы); $m_{ш.п.}$ – часть массы шатуна, расположенная над расчетным сечением, $m_{ш.п.} \approx 0,275 \cdot m_{ш.}$

Суммарные напряжения сжатия и продольного изгиба в плоскости качания шатуна, МПа, (рис. 5.5)

$$\sigma_{\max x} = \frac{F_{сж}}{f_{ср}} \left(1 + \frac{\sigma_6}{\pi^2 E_{ш}} \cdot \frac{L^2 f_{ср}}{J_x} \right) = K_x \frac{F_{сж}}{f_{ср}}, \quad (5.29)$$

и в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания (в предположении, что концы стержня заземлены), МПа

$$\sigma_{\max y} = \frac{F_{сж}}{f_{ср}} \left(1 + \frac{\sigma_6}{\pi^2 E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2 f_{ср}}{4J_y} \right) = K_y \frac{F_{сж}}{f_{ср}}, \quad (5.30)$$

где J_x, J_y – моменты инерции расчетного сечения В-В относительно осей X–X и y–y;

$$J_x = \frac{1}{12} [b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2t_{ш})^3], \text{ м}^4;$$

$$J_y = \frac{1}{12} [b_{ш}^3 \cdot h_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})^3 (h_{ш} - 2t_{ш})], \text{ м}^4,$$

где L – длина шатуна, м; L_1 – длина стержня шатуна между поршневой и кривошипной головками, м; $L_1 = L - \frac{(d + d_k)}{2}$, (d, d_k – соответственно диаметры отверстий в поршневой и кривошипной головках); $f_{ср}$ – площадь среднего сечения шатуна, м^2 $f_{ср} = h_{ш}b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2t_{ш})$; $E_{ш}, \sigma_6$ – модуль и предел упругости материала шатуна, МПа.

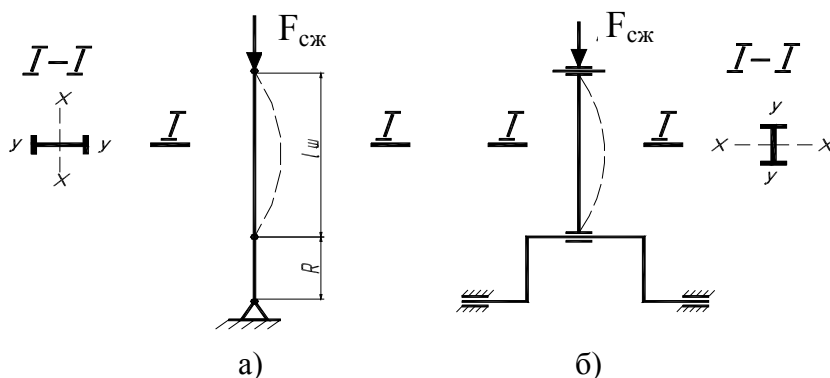


Рис.5.5. Расчетная схема стержня шатуна: а) деформация стержня в плоскости качания шатуна; б) деформация стержня в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна

Для применяемых сортов сталей его характеристика

$$c = \frac{\sigma_6}{\pi^2 E_{ш}} = 0,002...0,0005.$$

Численные значения коэффициентов K_x и K_y для существующих конструкций шатунов изменяются в пределах $K_x \approx K_y \approx 1,1...1,15$.

Допускаемые значения суммарных напряжений $[\sigma_x]$ и $[\sigma_y]$ для автотракторных двигателей не должны превышать, МПа:

для углеродистых сталей
для легированных сталей

160...250
200...350

Минимальное напряжение (напряжение растяжения) стержня в сечении В – В (рис.5.1)

$$\sigma_{\min} = \frac{F_p}{f_{cp}}, \text{ МПа}, \quad (5.31)$$

где F_p – сила, растягивающая шатун (максимального значения достигает в начале впуска в ВМТ),

$$F_p = F_r + F_j = p_r A_{\Pi} - (m_{\Pi K} + 0,275 m_{ш}) R \omega^2 (1 + \lambda), \text{ Н}, \quad (5.32)$$

где p_r – давление остаточных газов.

Напряжение растяжения стержня в минимальном сечении I–I с площадью f_{\min} поршневой головки (рис.5.1)

$$\sigma'_p = \frac{F'_p}{f_{\min}}, \text{ МПа}, \quad (5.33)$$

где $F'_p = F_r + F_{j\Pi} = p_r F_{\Pi} - (m_{\Pi K} + m_{В.Г.}) R \omega^2 (1 + \lambda), \text{ Н}.$

Напряжение сжатия стержня в минимальном сечении I–I у поршневой головки $\sigma_{сж}$.

$$\sigma_{-c} = \frac{F_{сж}}{f_{\min}}, \text{ МПа}, \quad (5.34)$$

где $F_{сж} = F_z + F_{j\Pi} = (p_{zma} - p_0) \cdot F_{\Pi} - (m_{\Pi K} + m_{В.Г.}) R \omega^2 (1 + \lambda), \text{ Н}.$

Амплитуда и среднее значение напряжений в сечении В – В и в минимальном сечении I – I, $\sigma_a, \sigma_m, \text{ МПа}$

$$\text{сечение В – В} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{\max x} - \sigma_p}{2}; \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max x} + \sigma_p}{2};$$

или

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max y} - \sigma_p}{2}; \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max y} + \sigma_p}{2}.$$

В минимальном сечении I-I:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{сж} - \sigma'_p}{2}; \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{сж} + \sigma'_p}{2}.$$

Запас прочности в сечении В – В или в минимальном сечении I – I

$$n = \frac{\sigma_{-1P}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \varepsilon_{n\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \geq [n]. \quad (5.35)$$

Допускаемый запас прочности стержня шатуна $[n]$ должен быть не менее:

для карбюраторных двигателей $2...2,5;$
для дизелей $2,5...3,0.$

5.5. Расчет крышки кривошипной головки шатуна

Крышка шатуна четырехтактного двигателя нагружается в ВМТ в начале такта впуска силой инерции поступательно движущихся и вращающихся

масс шатуна, расположенных над плоскостью разреза кривошипной головки и проверяется в опасном среднем сечении А-А на поперечный изгиб, рис.5.6.

Расчетный режим: холостой ход с максимально допустимой угловой скоростью коленчатого вала ($P_e = 0$, $\omega_{x.x. \max}$).

$$F_{jp} = - [(m_{пк} + m_{ш.п.})(1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] R \omega_{x.x. \max}^2,$$

где $m_{пк}$ – масса поршневой группы, кг; $m_{ш.п.}$ и $m_{ш.к}$ – соответственно массы шатунной группы, совершающие возвратно-поступательное и вращательное

движения, кг; $m_{кр}$ – масса нижней крышки головки шатуна, $m_{кр} = (0,2 \dots 0,28) m_{ш}$, $m_{ш}$ – масса шатунной группы, кг.

Расчёт крышки шатуна основан на следующих допущениях:

1. Головка представляет собой систему, заделанную в месте перехода в стержень (сечение Б-Б, рис.5.6); место заделки считается расположенными под углом $\alpha_0 = 40^\circ$ к горизонтальной оси;

2. Вкладыши, устанавливаемые с натягом, деформируются совместно с кривошипной головкой; при этом изгибающие моменты между вкладышем и крышкой распределяется пропорционально моментам инерции их поперечных сечений;

3. Стык между крышкой и шатунной головкой считается неразъёмной; за расчётное сечение крышки

принимается её среднее сечение А-А, а за радиус кривизны кривой балки – половины расстояния c_6 между осями шатунных болтов;

4. Площадь сечение головки принимают постоянной, равной средней площади сечения крышки;

5. Распределение давления p' от силы F_{jp} принимают косинусоидальным (рис.5.6)

$$p' = \frac{4F_{jp}}{\pi c_6} \cdot \cos \beta, \quad (5.36)$$

где c_6 – расстояние между осями шатунных болтов, м.

Приближённые выражения для изгибающего момента и нормальной силы в среднем сечении головки

$$M_0 = F_{ip} \cdot \frac{c_6}{2} (0,0127 + 0,0083 \alpha_0);$$

$$N_0 = F_{ip} (0,522 - 0,003 \alpha_0).$$

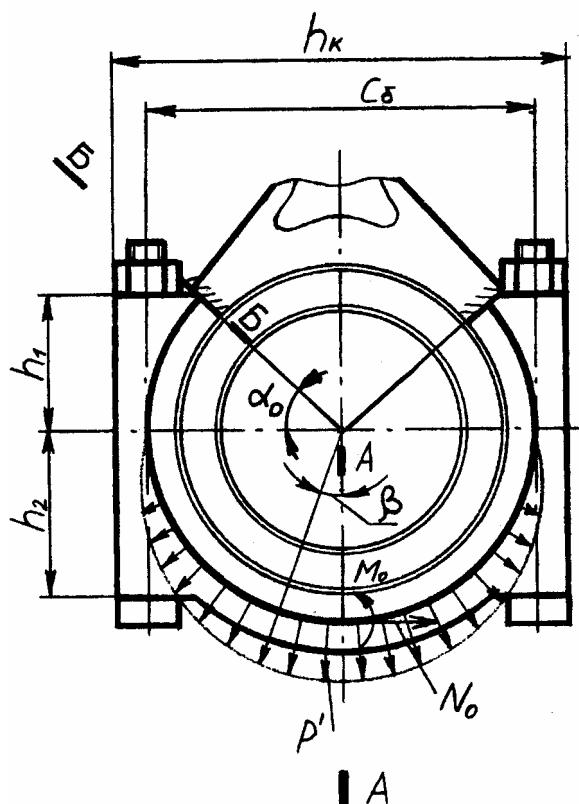


Рис. 5.6. Расчетная схема кривошипной головки шатуна.

При наличии вкладышей изгибающий момент M и нормальная сила N , действующая на крышку кривошипной головки шатуна.

$$M = \frac{M_0}{1 + J_B / J}; \quad N = \frac{N_0}{(1 + A_B / A)},$$

где J и J_B – моменты инерции сечений крышки и вкладыша; A и A_B – площади поперечных сечений крышки и вкладыша.

Напряжение в среднем сечении крышки

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{N}{A},$$

где W – момент сопротивления изгибу расчётного сечения.

Конечная расчётная приближённая формула напряжения в среднем сечении крышки при $\alpha_0 \approx 40^\circ$

$$\sigma_u = F_{jp} \left[\frac{0,023C_{\bar{\sigma}}}{(1 + J_B / J)W} + \frac{0,4}{A_r} \right], \quad (5.37)$$

где J_B , J – моменты инерции расчетного сечения соответственно вкладыша и крышки, m^4 : $J_B = \ell_k \cdot \delta_b^3$, $J = \ell_k(0,5C_{\bar{\sigma}} - r_k)^3$; W – момент сопротивления расчетного сечения крышки, m^3 : $W = \ell_k(0,5C_{\bar{\sigma}} - r_k)^2/6$; r_k – радиус внутренней поверхности кривошипной головки, m : $r_k = 0,5(d_{ш} + 2\delta_b)$; δ_b – толщина стенки вкладыша, m ; A_r – суммарная площадь крышки и вкладыша в расчетном сечении, m^2 : $A_r = 0,5 \ell_k(C_{\bar{\sigma}} - d_{ш})$; ℓ_k – длина кривошипной головки, m .

Допускаемые напряжения в среднем сечении крышки σ_u находятся в пределах:

для углеродистых сталей	100...250 МПа;
для легированных сталей	150...300 МПа.

Уменьшение горизонтального диаметра кривошипной головки за счет ее деформации при работе, δ

$$\delta = \frac{0,0024 \cdot C_{\bar{\sigma}}^3}{E(J + J_{\bar{\sigma}})} \cdot F_{jp} \leq 0,5S_m, \quad (5.38)$$

где S_m – монтажный (масляный) зазор в сопряжении шейка-вкладыш, mm .

Допустимое значение уменьшения диаметра $[\delta]$ для высокооборотных двигателей повышенной мощности составляют 0,06...0,20 mm .

5.6. Расчет шатунных болтов

Шатунные болты рассчитываются на статическую прочность от действия сил предварительной затяжки, которые растягивают болт и сжимают соединяемые части шатуна, а также от действия крутящего момента, возникающего в результате трения поверхностей витков болта и гайки. В форсированных двигателях и в случае особых требований шатунные болты рекомендуется рассчитывать на выносливость. Расчетный режим : холостой ход с максимально допустимой угловой скоростью коленчатого вала ($P_e = 0$, $\omega_{x.x. \max}$).

Расчет на статическую прочность. Усилие предварительной затяжки болтов F_3 с учетом сохранения плотности соединения разъема кривошипной головки

$$F_3 = (2...3) F_p / i_6, \text{ МН},$$

где i_6 – число шатунных болтов.

Максимальная сила, растягивающий болт

$$F_6 = F_3 + \chi F_{jp} / i_6 \approx (2,2...3,2) F_{jp} / i_6, \text{ МН},$$

где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения $\chi = \lambda_{ш} / (\lambda_{ш} + \lambda_6)$; здесь λ_6 и $\lambda_{ш}$ – податливость соответствующего болта и стягиваемых частей кривошипной головки. На основании статистических данных $\chi \approx 0,15...0,30$.

С уменьшением диаметра шатунного болта значение χ также уменьшается. Суммарное напряжение с учетом предварительной затяжки шатунных болтов σ_3 , МПа

$$\sigma_3 = \frac{4F_6}{\pi d_{вн}^2} \leq [\sigma_3],$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр резьбы, $d_{вн} = d - 1,4t$, мм; d – номинальный диаметр болта, мм; t – шаг резьбы, мм.

Допустимое значение напряжения σ_3 находится в пределах 70...80 МПа.

Крутящий момент при затяжке шатунного болта:

$$T_{кб} = \beta \cdot F_3 \cdot d_{ср} / 2, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где β – коэффициент трения в резьбе; при чисто обработанных поверхностях и наличии смазки $\beta \approx 0,06...0,08$; при чисто обработанных поверхностях без смазки и грубо обработанных поверхностях и наличии смазки $\beta \approx 0,11...0,13$; при грубообработанных поверхностях без смазки $\beta \approx 0,15...0,17$; $d_{ср}$ – средний диаметр резьбы, м

Касательные напряжения при кручении

$$\tau_6 = \frac{M_{кб}}{W_p} = \frac{\beta \cdot F_3 \cdot d_{ср}}{2 \cdot W_p},$$

где W_p – полярный момент сопротивления, $W_p = 0,2 \cdot d_{вн}^3$, мм³.

Эквивалентные напряжения в расчётном сечении

$$\sigma_9 = \sqrt{\sigma_3^2 + 4\tau_6^2}.$$

Допускаемые напряжения, МПа, для шатунных болтов из :

углеродистой стали 80...120;

легированной стали 120...180.

Запас статической прочности

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma_9} \leq [n_\sigma] = 1,5...3,0, \quad (5.39)$$

где σ_T – предел текучести болта.

Расчет на выносливость. Амплитуда переменных напряжений σ_a от изменяющейся внешней нагрузки при расчете на усталость

$$\sigma_a = \frac{4\chi \cdot F_{jp}}{i_\sigma \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}, \text{ МПа.} \quad (5.40)$$

Постоянное среднее напряжение σ_m при расчете на усталость

$$\sigma_m = \sigma_3 + \sigma_a, \text{ МПа.}$$

Запас прочности n_a резьбового соединения с учетом переменных напряжений при расчете на усталость

$$n_a = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{m\sigma} \cdot \varepsilon_{n\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [n_a], \quad (5.41)$$

где K_σ – эффективный коэффициент концентрации в резьбе; $\varepsilon_{m\sigma}$ – масштабный коэффициент; $\varepsilon_{n\sigma}$ – коэффициент поверхностной чувствительности; ψ_σ – коэффициент приведения; σ_{-1p} – предел усталости болта при растяжении; Величины $[n_a]$ при расчете на усталость должна быть 2,5...5.

5.7. Коленчатый вал

Основные конструктивные соотношения размеров элементов коленчатого вала в табл.5.2. и обозначены на рис.5.7.

Таблица 5.2

Основные конструктивные соотношения размеров элементов валов авто-тракторных двигателей

Элементы коленчатого вала	Двигатели	
	Карбюраторные	Дизельные
Диаметр шатунной шейки, $d_{\text{ш}}$	(0,5...0,7)D	(0,6...0,85)D
Длина шатунной шейки с галтелями, $l_{\text{ш}}$	(0,4...1,)D	(0,5...1,0)D
Диаметр коренной шейки, $d_{\text{к}}$	(0,6...0,8)D	(0,7...0,90)D
Длины коренной шейки с галтелями, $l_{\text{к}}$	<u>(0,45...0,7)D</u> (0,7...0,88)D	<u>(0,45...0,65)D</u> (0,65...0,85)D
Расстояние между осями цилиндров, $L_{\text{ц}}$	(1,1...1,3)D	(1,2...1,55)D
Диаметр отверстия в шатунной шейке, $\delta_{\text{ш}}$	(0,6...0,7) $d_{\text{ш}}$	(0,45...0,7) $d_{\text{ш}}$
Диаметр отверстия в коренной шейке, $\delta_{\text{к}}$	(0,6...0,7) $d_{\text{к}}$	(0,45...0,7) $d_{\text{к}}$
Толщина щеки, h	(0,1...0,25)D	(0,2...0,3)D
Ширина щеки, b	(1,0...1,25)D	(1,05...1,3)D
Радиус гантели, r	(0,035...0,1) $d_{\text{ш}}$	(0,07...0,1) $d_{\text{ш}}$
Перекрытия шеек, e	0,5($d_{\text{к.ш}} + d_{\text{ш.ш}}$)-R или 5...20 мм	

Примечание: а) большие соотношения рекомендуются для V-образных двигателей; б) для $l_{\text{к}}$ в числителе соотношения приведены для средних шеек, в знаменателе – для коренных шеек; D – диаметр цилиндра; все обозначения приведены на рис.5.6.

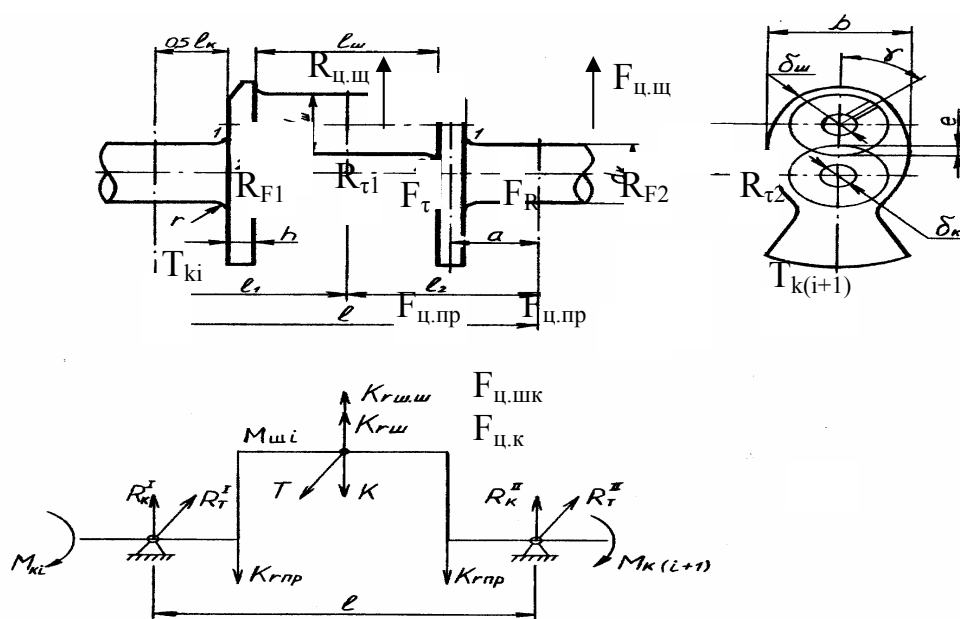


Рис.5.7. Конструктивные соотношения размеров и расчетная схема коленчатого вала

Расчет на прочность элементов коленчатого вала. При расчете коленчатый вал рассматривается как разрезная жесткая балка, из которой выделяется только одно наиболее нагруженное расчетное колено. Считается, что опоры и точки приложения сил проходят через середины шеек и все коренные шейки имеют одинаковую длину, т.е. колено симметричное. За расчетные сечения, где возможна наибольшая концентрация напряжений, применяются галтели шеек со щеками и края маслоподводящих отверстий в шейках.

При расчете вала как разрезной балки расчетные напряжения получаются несколько завышенными, а следовательно и завышены действительные запасы прочности, что дает возможность последующего форсирования режимов работы двигателя.

Расчет проводится для номинального режима ($n = n_N$) с учетом одновременного действия следующих сил и моментов (рис.5.7). Суммарная сила, действующая в плоскости кривошипа:

$$Z_{\Sigma} = F_R + F_{ц,j} + F_{ц} = F_R + F_{ц,шк} + F_{ц,к} + F_{ц,пр} = F_R + F_{ц,шк} + F_{ц,шш} + F_{цш} + F_{ц,пр},$$

где $F_R = F_{\Sigma} \cos(\beta + \phi) / \cos \phi$ – суммарная радиальная сила, направленная по радиусу кривошипа; $F_{ц,j} = -m_R R \omega^2$ – центробежная сила инерции вращающихся масс; $F_{ц,шк} = -m_{ш.к} R \omega^2$ – сила инерции вращающихся масс шатуна; $F_{ц,к} = -m_k R \omega^2$ – сила инерции вращающихся масс кривошипа; $F_{ц,пр} = m_{пр} \rho \omega^2$ – центробежная сила инерции противовеса, расположенного на продолжении щеки; $F_{ц,шш} = -m_{ш.ш} R \omega^2$ – центробежная сила, действующая на шатунную шейку; $F_{цш} = -m_{ш} R \omega^2$ – центробежная сила, действующая на щеку.

При расчете полагают, что линии действия сил F_R и $F_{пр}$ совпадают.

- 1) F_{τ} – тангенциальная сила, приложенная к середине шатунной шейки и действующая перпендикулярно плоскости кривошипа;
- 2) T_{ki} – набегающий крутящий момент, т.е. момент, передаваемый расчетному колону со стороны передней части вала;
- 3) $T_{кр} = T_{ki} + F_{\tau} \cdot R$ – суммарный крутящий момент;

4) T_{ki} , $T_{k(i+1)}$ – крутящий момент, передаваемый соответственно через переднюю опорную шейку i -го колена со стороны свободного конца вала и через заднюю опорную шейку i -го колена со стороны отбора мощности.

Для учета влияния крутильных колебаний на величину напряжений вводится коэффициент динамического усилия λ_d , значения которого зависят от числа коленьев вала n :

$$\lambda_d = 1,07 + 0,07(n-3).$$

5.7.1. Расчет коренных шеек

Коренные шейки рассчитываются только на кручение от набегающих крутящих моментов без учета напряжения изгиба, мало влияющих на запас прочности (в пределах 3...5%). Расчету подвергается наиболее нагруженная коренная шейка, определяемая по данным динамического расчета. Максимальные и минимальные значения скручивающих моментов определяют с помощью построения диаграмм (рис.5.8) или составления таблиц набегающих моментов, последовательно подходящих к отдельным коренным шейкам (см. динамический расчет).

Построение диаграмм набегающих моментов многоцилиндрового двигателя ведут в направлении от первого цилиндра в сторону отбора мощности с учетом порядка работы отдельных цилиндров и угла смещения кривошипов. При этом углы поворота кривошипа отсчитывают по первому цилиндру.

Результаты расчета целесообразно занести в таблицу 5.3.

Таблица 5.3.

Результаты расчёта

φ^0	2-я коренная шейка			3-я коренная шейка			(i+1)-я коренная шейка		
	$F_{\tau 1}$	$F_{\tau 1} \cdot R$	T_{k2}	$F_{\tau 2}$	$F_{\tau 2} \cdot R$	T_{k3}	$F_{\tau i}$	$F_{\tau i} \cdot R$	$T_{k(i+1)}$
0° через 10°...30° 690°									
$\Delta T_{ki} = T_k^{\max} - T_k^{\min}$									

По данным таблиц набегающих моментов T_{ki} (табл.5.3) определяют текущие значения крутящего момента на произвольной i -й коренной шейке. При этом набегающие моменты последующих шеек T_{k2} , T_{k3} и т.д., расположенных за первым, вторым коленами, определяются алгебраическим суммированием набегающего момента, действующих на предшествующую коренную шейку (шейку со стороны свободного конца вала), и крутящего момента, развиваемого на шатунной шейке с меньшим порядковым номером

$$T_{ki} = T_{k(i-1)} + T_{ш(i-1)} = T_{k(i-1)} + F_{i-1} \cdot R, \quad (5.42)$$

где $T_{k(i-1)}$ – крутящий момент, передаваемый через переднюю опорную шейку

(I – 1)-го колена кривошипа; T_{ki} – крутящий момент, передаваемый через заднюю опорную шейку (I – 1)-го колена (шейку со стороны отбора мощности); $T_{ш(i-1)}$ – крутящий момент на (I – 1) – й шатунной шейке.

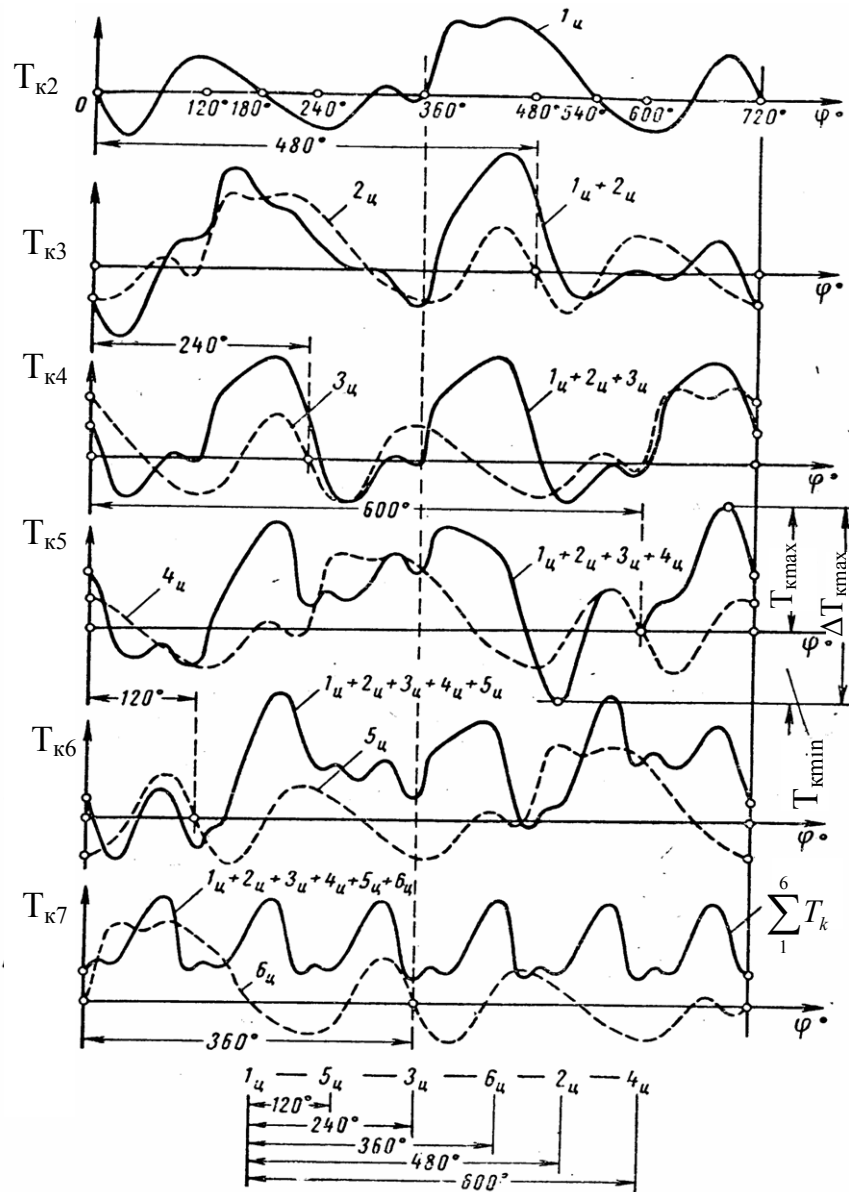


Рис.5.8. Кривые набегающих моментов на коренные шейки вала шестицилиндрового четырёхтактного двигателя (порядок работы 1-5-3-6-2-4)

Следует помнить, что первая коренная шейка (со стороны свободного конца) не нагружена моментом, т.е. $T_{k1} = 0$, тогда $T_{k2} = T_{k1} + F_{\tau 1} \cdot R = F_{\tau 1} \cdot R$; $T_{k3} = T_{k2} + F_{\tau 2} \cdot R$ и т.д. Расчет проводится для той шейки, на которой набегающий крутящий момент имеет наибольшую амплитуду (по рис. 5.8, например, это пятая коренная шейка).

Максимальные и минимальные напряжения, МПа, в наиболее нагруженной шейке

$$\tau_{\max} = \frac{T_{k \max}}{W_k}; \quad \tau_{\min} = \frac{T_{k \min}}{W_k},$$

где W_k – момент сопротивления шейки кручению,

$$W_k = \frac{\pi}{16} d_K^3 (1 - \alpha_K^4), \text{ м}^3,$$

α_K – отношение внутреннего диаметра шейки к наружному; $\alpha_K = d_{k.вн}/d_K$.

Амплитудное и среднее напряжения в цикле, МПа

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

Запас прочности в галтели при кручении

$$n_\tau = \frac{\tau - 1}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_{m\tau} \cdot \varepsilon_{n\tau}} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (5.43)$$

где K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (определяют по формуле 4.4); $\varepsilon_{m\tau}$ – масштабный фактор; $\varepsilon_{n\tau}$ – технологический фактор; ψ_τ – угловой коэффициент, учитывающий характер цикла нагружения; τ_{-1} – предел усталости материала при кручении. Значение масштабных и технологических факторов определяются из курса «Детали машин».

При ориентировочных расчетах $\frac{K_\tau}{\varepsilon_{m\tau} \cdot \varepsilon_{n\tau}} = 2,5$, а произведения $\psi_\tau \cdot \tau_m$ малы и не оказывают существенного влияния на запас прочности.

Запас прочности с учетом влияния крутильных колебаний

$$n_{\tau k} = n_\tau / \lambda_D.$$

Значения $[n_\tau]$ для коренных шеек валов двигателей находятся в пределах:

для карбюраторных	3...4;
для дизелей без наддува	4...5;
для дизелей с наддувом	2...4.

5.7.2. Расчет шатунных шеек

Шатунные шейки подвергаются изгибу от радиальных и тангенциальных сил, а также скручиваются под действием крутящего момента, передаваемого со стороны предыдущего колена (набегающий момент) и собственной тангенциальной реакции опоры (рис.5.7) Так как максимальные значения скручивающего и изгибающих моментов не совпадают по времени, то запасы прочности шатунной шейки от кручения и изгиба определяются независимо друг от друга, а затем подсчитываются по известным соотношениям общий запас прочности.

Запасы прочности шатунной шейки определяют по касательным и нормальным напряжениям для галтели и края отверстия для смазки.

Расчет шейки на кручение. С целью определения значения моментов, скручивающих шатунную шейку полноопорного вала, необходимо сложить набе-

гающий момент, нагружающий коренную шейку, предшествующую рассматриваемой, с половиной крутящего момента, действующего на данную шатунную шейку т.е.:

при симметричном колене

$$T_{шi} = T_{ki} + R_{\tau i} \cdot R = T_{ki} + 0,5 F_{\tau i} \cdot R, \quad (5.44)$$

где $R_{\tau i}$ — реакция от тангенциальной силы $F_{\tau i}$ на левой опоре (коренной шейке) i -го колена;

при несимметричном колене
$$T_{шi} = T_{ki} + \frac{F_{\tau i}}{2} R \frac{l_2}{l}.$$

Для определения максимально нагруженной шейки строят диаграммы (рис 5.9) или составляют таблицу 5.4 набегающих моментов для каждой шатунной шейки.

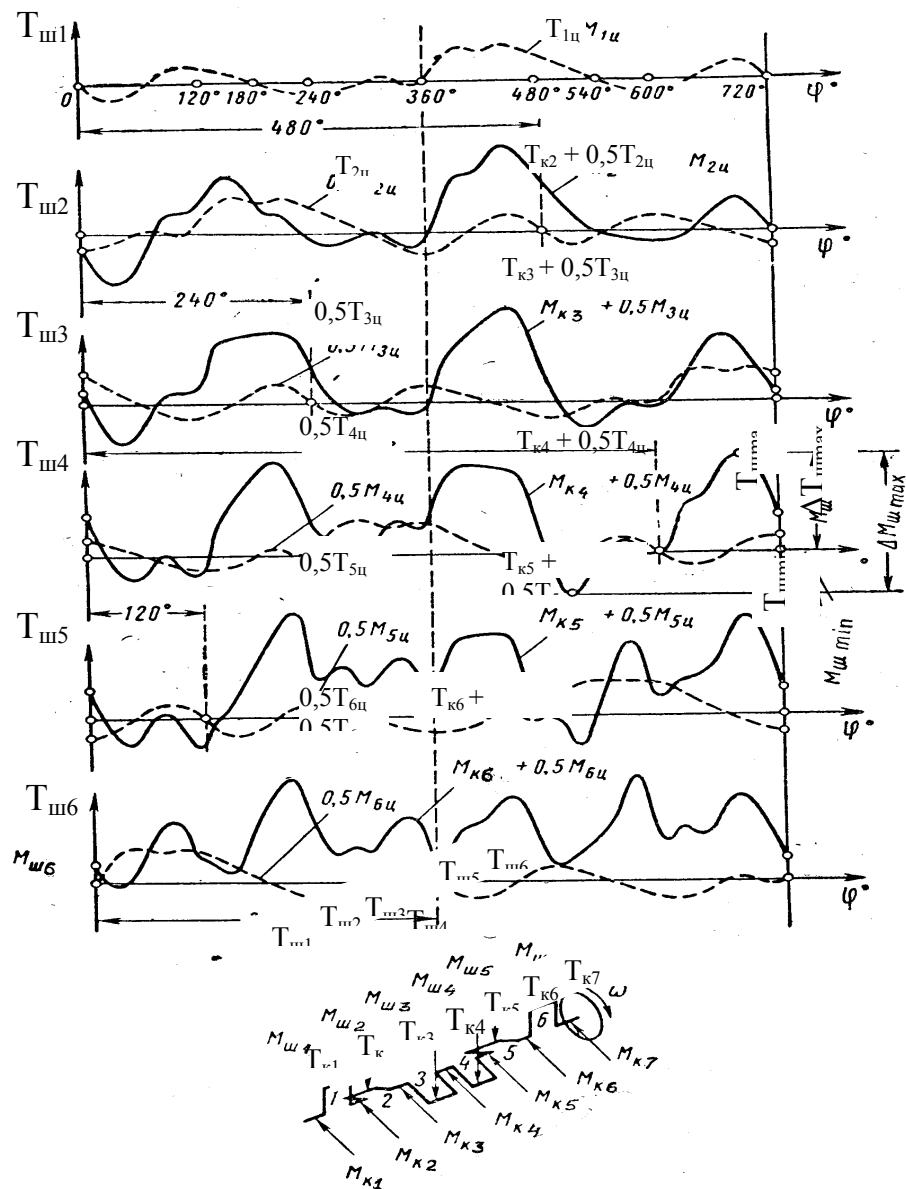


Рис. 5.8. Кривые моментов, скручивающих шатунные шейки коленчатого вала шестицилиндрового четырёхтактного двигателя

Значения крутящих моментов

φ°	1-я коренная шейка	2-я коренная шейка			(i+1)-я коренная шейка		
	$T_{ш1}=0,5F_{\tau1} \cdot R$	T_{k2}	$0,5F_{\tau2} \cdot R$	$T_{ш2}$	T_{ki}	$0,5F_{\tau i} \cdot R$	$T_{ши}$
0°							
690°							
$T_{ши}$	$\Delta T_{ши}^{\max} = T_{ши}^{\max} - T_{ши}^{\min}$						

По выбранным из таблиц максимальным и минимальным значениям $T_{ши}$ для шейки с наибольшей амплитудой их изменения определяют касательные напряжения цикла, МПа:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{ши \max}}{W_{\tau ш}}; \quad \tau_{\min} = \frac{T_{ши \min}}{W_{\tau ш}},$$

где $W_{\tau ш}$ – момент сопротивления кручению

$$W_{\tau ш} = \frac{\pi}{16} d_{ш}^3 \left(1 - \left(\frac{d_{ш.вн}}{d_{ш}} \right)^4 \right), \text{ м}^3,$$

$d_{ш}$, $d_{ш.вн}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры шатунной шейки, м.

Амплитуда и среднее значение касательного напряжения, МПа

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

Запас прочности по касательным напряжениям на краю отверстия для смазки (в плоскости, проходящей через ось данного отверстия).

$$n_{\tau 1} = \frac{\tau - 1}{\frac{K_{\tau 1}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}.$$

где $K_{\tau 1}$, $K_{\tau 2}$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений на краю отверстия для смазки и в галтели.

Запас прочности по касательным напряжениям в галтели при изгибе в плоскости, перпендикулярной к плоскости колена

$$n_{\tau 2} = \frac{\tau - 1}{\frac{K_{\tau 2}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

Расчет шейки на изгиб. Расчет шатунной шейки на изгиб ведется в плоскости кривошипа и в перпендикулярной ей плоскости.

Изгибающий момент в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа (для симметричного колена), Нм

$$M_{\tau} = R_{\tau} \frac{l}{2} = \frac{F_{\tau}}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{1}{4} F_{\tau} l,$$

где $l = l_k + l_{ш} + 2h$ – расстояние между серединами коренных шеек, м; F_τ – тангенциальная сила.

Изгибающий момент, M , действующий на шатунную шейку в плоскости кривошипа

$$M_k = R_F \frac{l}{2} + (F_{цц} - F_{цпр})(\frac{l}{2} - a),$$

где a – половина длины коренной шейки: $a = 0,5(l_{ш} + h)$, м;

$$R_F = \frac{F_R}{2} - \frac{F_{ц.шк} + F_{ц.шш} + 2F_{ц.щ} - 2F_{ц.пр}}{2} = \frac{F_R - F_{ц.ш} - F_{ц.пр}}{2},$$

где F_R – сила, действующая вдоль по кривошипу, $F_R = (F_\Gamma + F_j) \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$; $F_{ц.шк}$ – центробежная сила инерции массы шатуна, отнесенной к кривошипу, $F_{ц.шк} = m_{шк} R \omega^2$; $F_{ц.шш}$ – центробежная сила инерции шатунной шейки, $F_{ц.шш} = m_{шш} R \omega^2$; $F_{ц.щ}$ – центробежная сила инерции щеки, $F_{ц.щ} = m_{щ} R \omega^2$; $F_{ц.пр}$ – центробежная сила инерции противовеса, $F_{ц.пр} = m_{пр} \rho_{пр} \omega^2$; где $\rho_{пр}$ – расстояние центра тяжести противовеса от оси коленчатого вала; $F_{цц}$ – центробежная сила инерции вращающихся масс.

Значения сил F_R и F_τ и их изменения по углу поворота коленчатого вала берутся из таблиц или графиков динамического расчета.

Изгибающий момент в плоскости, проходящей через ось смазочного отверстия шатунной шейки,

$$M_\gamma = M_k \cos \gamma + M_\tau \sin \gamma,$$

где γ – угол между осью шатуна кривошипа и осью масляного отверстия. Угол γ определяют из диаграммы износа, $\gamma = 30^\circ \dots 180^\circ$.

Положительное значение M_γ вызывает у края смазочного отверстия напряжения растяжения, а отрицательные – напряжения сжатия.

Экстремальные значения этого момента могут быть определены двумя способами: с помощью таблицы или полярной диаграммы [16].

Значения изгибающих моментов, действующих на шатунную шейку заносят в табл. 5.5.

Таблица 5.5.

Результаты расчёта

φ°	R_Γ	M_Γ	$M_\tau \sin \gamma$	K	R_K	M_K	$M_k \cos \gamma$	M_γ
0								
30								
и т.д.								

Максимальное и минимальное значения нормальных напряжений изгиба у смазочного отверстия

$$\sigma_u^{\max} = \frac{M_\gamma^{\max}}{W_u}; \sigma_u^{\min} = \frac{M_\gamma^{\min}}{W_u}.$$

Амплитуда $\sigma_{a\gamma}$ и среднее значение напряжений $\sigma_{m\gamma}$

$$\sigma_{a\gamma} = \frac{\sigma_u^{\max} - \sigma_u^{\min}}{2}; \sigma_{m\gamma} = \frac{\sigma_u^{\max} + \sigma_u^{\min}}{2}.$$

Момент, изгибающий шейку в плоскости, проходящей через галтель со щекой, Н м,

$$M_u^{\max} = \frac{M_\gamma^{\max}}{l_2}(l_2 + 0,5l_w), \quad M_u^{\min} = \frac{M_\gamma^{\min}}{l_2}(l_2 + 0,5l_w).$$

Максимальное и минимальное значения нормальных напряжений изгиба в галтели со щекой

$$\sigma_u^{\max} = \frac{M_u^{\max}}{W_u}; \sigma_u^{\min} = \frac{M_u^{\min}}{W_u},$$

где W_u – момент сопротивления изгибу шейки.

Амплитуда и среднее значение напряжений

$$\sigma_a = \frac{\sigma_u^{\max} - \sigma_u^{\min}}{2}; \sigma_m = \frac{\sigma_u^{\max} + \sigma_u^{\min}}{2}.$$

Запасы прочности на щеке от изгиба на краю смазочного отверстия

$$n_{\sigma\gamma} = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_{\sigma 1}}{\varepsilon_{m\sigma 1} \cdot \varepsilon_{n\sigma 1}} \cdot \sigma_{a\gamma} + \psi_{\tau\sigma} \cdot \sigma_{m\gamma}};$$

в галтели шейки со щекой

$$n_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_{\sigma 2}}{\varepsilon_{m\sigma 2} \cdot \varepsilon_{n\sigma 2}} \cdot \sigma_a + \psi_{\tau\sigma} \cdot \sigma_m},$$

где $\varepsilon_{m\sigma}$, $\varepsilon_{n\sigma}$, ψ_σ – коэффициенты (приведены в табл. 4.2...4.4 и принимаются с учетом концентраторов напряжений в галтели и у смазочного отверстия).

Общий запас прочности шатунной шейки n_γ

$$n = \frac{n_{\tau 1} \cdot n_\sigma}{\sqrt{n_{\tau 1}^2 + n_\sigma^2}};$$

в галтели шейки со щекой

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

Минимальный запас прочности в щеке с учетом влияния крутильных колебаний (если $n_\gamma > n$, то рассчитывают $n_{ш1}$, если $n > n_\gamma$, то $n_{ш2}$): $n_{ш1} = n_\gamma / \lambda_\partial$, $n_{ш2} = n / \lambda_\partial$.

Допустимые значения запасов прочности шатунных шеек валов автотракторных двигателей находятся в пределах:

для карбюраторных двигателей	2,5...3;
для тракторных дизелей	3...3,5;
для дизелей с наддувом	2...3.

5.7.3. Расчет щеки коленчатого вала

Щеки коленчатого вала подвергаются действию переменных изгибающего и крутящего моментов, а также сжимающих и растягивающих сил. Наиболее опасными местами являются точки перехода от щеки к коренной (точка 1) и шатунной (точка 2) шейкам (рис.5.6).

Расчет щеки на кручение. Моменты, скручивающие щеку в точке 1, принимаются из динамического расчета наиболее нагруженной коренной шейки (M_{ki}^{max} и M_{ki}^{min}), а в точке 2 – из расчета наиболее нагруженной шатунной шейки ($M_{ши}^{max}$ и $M_{ши}^{min}$). Максимальные и минимальные и среднее значения касательных напряжений;

для точки 1 щеки:

$$\tau_{1\max} = \frac{T_{k\max}}{W_k}; \quad \tau_{1\min} = \frac{T_{k\min}}{W_k};$$

$$\tau_{a1} = \frac{\tau_{1\max} - \tau_{1\min}}{2}; \quad \tau_{m1} = \frac{\tau_{1\max} + \tau_{1\min}}{2},$$

для точки 2 щеки:

$$\tau_{2\max} = \frac{T_{u\max}}{W_k}; \quad \tau_{2\min} = \frac{T_{u\min}}{W_k};$$

$$\tau_{a2} = \frac{\tau_{2\max} - \tau_{2\min}}{2}; \quad \tau_{m2} = \frac{\tau_{2\max} + \tau_{2\min}}{2},$$

где W_k – момент сопротивления кручению прямоугольного сечения щеки

$$W_k = \nu b h^2_x$$

где ν – коэффициент, зависящий от отношения b/h .

С достаточной степенью точности, его можно определить из выражения

$$\nu = 1/(3 + 1,8 \cdot h/b).$$

Запас прочности при кручении в точке 1 щеки

$$n_{\tau 1} = \frac{\tau - 1}{\frac{K_{\tau 1}}{\varepsilon_{m\tau 1} \cdot \varepsilon_{n\tau 1}} \cdot \tau_{a1} + \psi_{\tau 1} \cdot \tau_{m1}}.$$

В точке 2 щеки

$$n_{\tau 2} = \frac{\tau - 1}{\frac{K_{\tau 2}}{\varepsilon_{m\tau 2} \cdot \varepsilon_{n\tau 2}} \cdot \tau_{a2} + \psi_{\tau 2} \cdot \tau_{m2}},$$

где $\frac{K_{\tau 2}}{\varepsilon_{m\tau 2} \cdot \varepsilon_{n\tau 2}}$ – рекомендуется принимать равным 2,0.

Расчет щеки на изгиб. Сила, сжимающая (растягивающая) щеку

$$F_{щ,\max} = 1/2 [F_{R\max} - (2F_{ц,щ} + F_{ц,шк} + F_{ц,шш})];$$

$$F_{щ,\min} = 1/2 [F_{R\min} - (2F_{ц,щ} + F_{ц,к} + F_{ц,шш})],$$

где $F_{ц,щ}$ – центробежная сила инерции щеки; $F_{ц,шк}$ – центробежная сила инерции массы шатуна, отнесенной к кривошипу; $F_{ц,шш}$ – центробежная сила инерции шатунной шейки; F_R – радиальная сила, действующая вдоль по кривошипу.

Значения $F_{ц,щ, \max}$ и $F_{ц,щ, \min}$ определяются в динамическом расчете.

Момент, изгибающий щеку в плоскости кривошипа

$$M_{uz}^{\max} = R_F^{\max} \cdot a = 1/2 R_F^{\max} (l_k + h);$$

$$M_{uz}^{\min} = 1/2 R_F^{\min} (l_k + h) = 1/4 Z_{\max} (l_k + h),$$

где $R_k = Z/2 = -F_R/2 + 1/2(2F_{ц,щ} - 2F_{ц,пп} + F_{ц,шк} + F_{ц,шш})$.

Максимальное и минимальное значения нормальных напряжений при изгибе σ_{\max} , σ_{\min} в расчетном сечении 1 – 2, амплитуда σ_a и среднее значение напряжений σ_m :

нормальные напряжения сжатия в точке 1, МПа

$$\sigma_{1 \max} = -\left(\frac{M_{uz}^{\max}}{W_{щ\sigma}} + \frac{F_{щ \max}}{A_{щ}}\right); \quad \sigma_{1 \min} = -\left(\frac{M_{uz}^{\min}}{W_{щ\sigma}} + \frac{F_{щ \min}}{A_{щ}}\right);$$

$$\sigma_{a1} = \frac{\sigma_{1 \max} - \sigma_{1 \min}}{2}; \quad \sigma_{m1} = \frac{\sigma_{1 \max} + \sigma_{1 \min}}{2},$$

где $W_{щ\sigma} = bh^2/6$ – момент сопротивления щеки изгибу; $A_{щ} = bh$ – площадь расчетного сечения щеки,

нормальные напряжения растяжения в точке 2

$$\sigma_{2 \max} = \left(\frac{M_{uz}^{\max}}{W_{щ\sigma}} - \frac{F_{щ \max}}{A_{щ}}\right); \quad \sigma_{2 \min} = \left(\frac{M_{uz}^{\min}}{W_{щ\sigma}} - \frac{F_{щ \min}}{A_{щ}}\right);$$

$$\sigma_{a2} = \frac{\sigma_{2 \max} - \sigma_{2 \min}}{2}; \quad \sigma_{m2} = \frac{\sigma_{2 \max} + \sigma_{2 \min}}{2}.$$

Запас прочности в щеке при изгибе для точки 1 щеки

$$n_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma 1}}{\varepsilon_{m\sigma 1} \cdot \varepsilon_{n\sigma 1}} \cdot \sigma_{a1} + \psi_{\sigma 1} \cdot \sigma_{m1}};$$

для точки 2 щеки

$$n_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma 2}}{\varepsilon_{m\sigma 2} \cdot \varepsilon_{n\sigma 2}} \cdot \sigma_{a2} + \psi_{\sigma 2} \cdot \sigma_{m2}},$$

где $\varepsilon_{m\sigma}$, $\varepsilon_{n\sigma}$, ψ_{σ} – коэффициенты, которые принимаются с учетом концентраторов напряжения в точках 1, 2 щеки.

Суммарный запас прочности щеки от кручения и изгиба для точки 1 щеки

$$n_1 = \frac{n_{\tau 1} \cdot n_{\sigma 1}}{\sqrt{n_{\tau 1}^2 + n_{\sigma 1}^2}};$$

для точки 2 щеки

$$n_2 = \frac{n_{\tau 2} \cdot n_{\sigma 2}}{\sqrt{n_{\tau 2}^2 + n_{\sigma 2}^2}}.$$

Минимальный запас прочности в щеке с учетом влияния крутильных колебаний: $n_{щ1}=n_1/\lambda_\partial$, $n_{щ2}=n_2/\lambda_\partial$.

Допустимый запас прочности [n]:

для карбюраторных двигателей

2,5...3;

для дизельных двигателей

3...3,5.

6. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

6.1. Проверка пропускной способности клапана

За основной размер механизма газораспределения принимается диаметр горловины впускного клапана $d_{г.вп.}$. Рекомендуют следующие соотношения между диаметром горловины впускных каналов $d_{г.вп.}$ и диаметром поршня D :

при нижнем расположении клапанов

$$d_{г.вп.} = (0,38...0,42)D;$$

при верхнем расположении клапанов

$$d_{г.вп.} = (0,35...0,52)D;$$

для дизелей с раздельной камерой

$$d_{г.вп.} = (0,35...0,40)D;$$

для дизелей с нераздельной камерой

$$d_{г.вп.} = (0,38...0,42)D;$$

для двигателей с клиновидной и плоско-
овальной камерами сгорания

$$d_{г.вп.} = (0,42...0,46)D;$$

для двигателей с полусферическими
камерами сгорания

$$d_{г.вп.} = (0,46...0,52)D.$$

Диаметры горловин выпускных клапанов принимают на 10...20% меньше $d_{г.вп.}$ впускных клапанов. Проверка пропускной способности клапана.

а). Достаточность площади проходного сечения в горловинах проверяют по первой условной средней скорости потока газа ω_Γ , считая газ несжимаемой жидкостью и движение поршня с постоянной средней скоростью $C_{п.ср.}$.

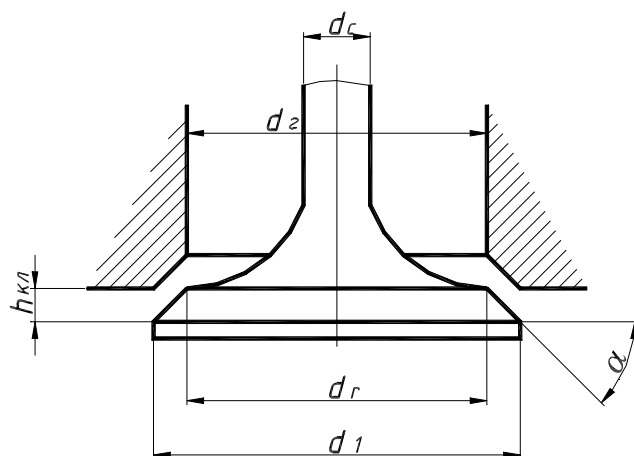


Рис. 6.1. Расчетная схема проходного сечения в клапане

Из условия неразрывности струи газа находим среднюю скорость заряда в горловине:

$$\omega'_\Gamma = C_{п.ср.} \frac{D^2}{i_{кл.} \cdot d_\Gamma^2}, \quad (6.1)$$

где $C_{п.ср.}$ – средняя скорость поршня, м/с; $i_{кл.}$ – число одноименных (впускных или выпускных) клапанов в цилиндре; d_Γ – диаметр горловины клапана.

Для современных автомобильных и тракторных двигателей средняя скорость заряда в горловине впускного клапана на режиме максимальной мощности $\omega_{г.вп.} = 40...80$ м/с. Для карбюраторных двигателей следует выбирать $\omega_{г.вп.} \geq 40$ м/с на режиме максимальной мощности, т.к. при малых скоростях

ухудшаются распыливание и испарение топлива. Допустимые средние скорости $\omega_{г.вып.}$ выпускных газов в горловине выпускного клапана принимают $\omega_{г.вып.} = 70...100 \text{ м/с}$.

Для двигателей с наддувом условные средние скорости воздуха и газов в впускных и выпускных клапанах не должны превосходить 100 м/с:

б) Достаточность максимального проходного сечения клапана $f_{кл.макс}$ проверяется по второй условной средней скорости газа $\omega''_г$ в предположении, что весь период действия клапан (впускной или выпускной) открыт максимально

$$\omega''_г = C_{n.ср} \frac{A_n}{i_{кл} \cdot f_{кл.макс}}, \quad (6.2)$$

где $f_{кл.макс} = \pi h_{кл.макс} (d_{г. \cos \alpha} + h_{кл.макс} \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha)$ – величина проходного сечения клапана (впускного или выпускного) при максимальном его подъёме $h_{кл.макс}$; $h_{кл.макс}$ – максимальная высота подъёма клапана, м; α – угол фаски клапана, в градусах, $\alpha = 45^\circ$ или 30° ; для выпускных клапанов принят только $\alpha = 45^\circ$.

Максимальная высота подъема клапана ограничивается условием равенства площади проходного сечения в клапане при полном его открытии площади проходного сечения горловины ($f_{г} = \pi \cdot d_{г}^2 / 4$). Это условие обеспечивается, если величина подъема клапана составляет:

для автомобильных двигателей $h_{кл.макс} = (0,18...0,30)d_{г.}$

для тракторных двигателей $h_{кл.макс} = (0,16...0,24)d_{г.}$

При угле $\alpha = 45^\circ$ величину $h_{кл.макс}$ берут по верхнему, а при $\alpha = 30^\circ$ – по нижнему пределу.

У современных двигателей допустимая вторая скорость потока газа при $h_{кл.макс}$ в сечении впускного клапана находится в пределах:

для карбюраторных двигателей 70...120 м/с;

для дизелей 50...80 м/с.

Значения скорости $[\omega''_{г.вып.}]$ в проходных сечениях выпускных клапанах карбюраторных двигателей обычно принимают на 40–50 %, а дизелей – на 25–40 % больше, чем для впускных клапанов.

в) достаточность «время-сечения» впускного клапана проверяют по третьей условной средней скорости $\omega'''_{вп}$ с учетом фактической пропускной способности клапана.

$$\omega'''_{вп} = C_{n.ср} \frac{A_u}{i_{вп} \cdot f_{кл}}, \quad (6.3)$$

где A_u – площадь поршня, мм^2 ; $f_{кл.ср}$ – средняя площадь проходного сечения клапана за такт впуска, мм^2 ;

$$f_{кл.ср} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} f_{кл} \cdot dt}{t_2 - t_1}. \quad (6.4)$$

Зависимость величины $f_{кл.ср}$ от времени t можно рассчитать аналитически или графически, используя для этого кривую подъема клапана $h_{кл} = f(\varphi_{кл})$, что практически проще. Рассмотрим последний способ.

Графически «время-сечение» клапана $\int_{t_1}^{t_2} f_{кл} \cdot d\tau$, (мм²·с) за всасывающий ход поршня и средняя площадь $f_{кл.ср}$ (мм²) его проходного сечения за такт впуска определяют по диаграмме подъема клапана (рис. 6.2).

$$\int_{t_1}^{t_2} f_{кл} \cdot dt = \mu_{\tau} \cdot \mu_f \cdot A, \quad (6.5)$$

$$f_{кл.ср} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} f_{кл} \cdot d\tau}{\tau_2 - \tau_1} = \frac{\mu_{\tau} \cdot \mu_f \cdot A}{l \cdot \mu_{\tau}} = \frac{\mu_f}{l} \cdot A,$$

где $\mu_{\tau} = \mu_{\varphi p} / (6 \cdot n_p)$ – масштаб времени по оси абсцисс на диаграмме подъема клапана, с/мм; $\mu_{\varphi p}$ – масштаб угла поворота распределительного вала, ...°/мм; n_p – частота вращения распределительного вала, мин⁻¹; $\mu_f = \mu_h \cdot \pi d_r \cos \alpha$ – масштаб площади проходного сечения клапана по оси ординат, мм²/мм; μ_h – масштаб подъема клапана, мм/мм; d_r – диаметр горловины, мм; α – угол фаски посадочного конуса клапана; (при $\alpha = 30^\circ$ масштаб $\mu_f = \mu_h \cdot 2,72 \cdot d_r$; при $\alpha = 45^\circ$ масштаб $\mu_f = \mu_h \cdot 2,22 \cdot d_r$); t_1 , t_2 – момента начала открытия и конца закрытия клапана; A – площадь под кривой подъема клапана за всасывающий такт впуска, мм²; l – продолжительность такта впуска по диаграмме, мм.

Допустимые значения третьей условной средней скорости потока газа в седле клапана $\omega'''_{г.вп}$ изменяются в пределах (м/с): для карбюраторных двигателей 90...150; для дизелей 80...120.

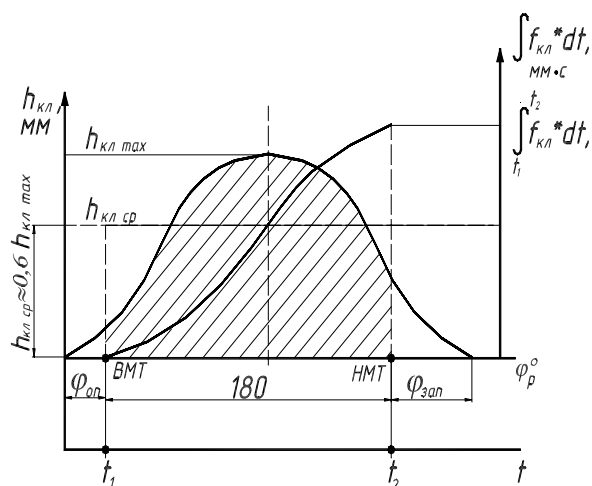


Рис. 6.2. К определению третьей условной средней скорости

6.2. Кинематика и динамика клапанного механизма газораспределения (МГР)

Профилирование и кинематика кулачков. В современных ДВС применяют кулачки с выпускным, тангенциальным и вогнутым профилями, а также так называемые безударные. Выпуклый профиль образован дугами окружностей нескольких радиусов, чаще всего тремя дугами двух радиусов или пятью дугами трех радиусов. Этот профиль сравнительно прост в изготовлении и может работать с толкателями любых типов. Тангенциальный профиль образован двумя прямыми и двумя дугами окружностей. Этот профиль не может быть использован с плоским толкателем.

Вогнутый профиль образован дугами трех окружностей, также может образовываться четырьмя отрезками двух парабол и дугой окружности. Такой кулачок обеспечивает постоянное ускорение толкателя. Вогнутые профили используются только с роликовым толкателем.

Безударный профиль образован сложными кривыми, уравнения которых определяется либо из принятой плавной кривой изменения ускорения клапана с ее последующим интегрированием, либо из уравнения движения клапана с учетом деформирования клапанного привода при работе.

Исходными данными для построения профилей кулачков являются максимальная высота подъема клапана $h_{\text{кmax}}$, продолжительности открытия клапанов (теоретический угол действия кулачка) $\varphi_T^{\text{он}}$ и $\varphi_T^{\text{оф}}$ и тип толкателя.

Профилирование кулачка осуществляют в следующей последовательности:

– определяется теоретический угол действия профиля кулачка

$$\varphi_{\text{к}}^{\text{он}} = \frac{\varphi_{\text{он}}^{\text{он}} + \varphi_{\text{зап}}^{\text{он}} + 180}{2}; \quad (6.6)$$

$$\varphi_{\text{к}}^{\text{оф}} = \frac{\varphi_{\text{он}}^{\text{оф}} + \varphi_{\text{зап}}^{\text{оф}} + 180}{2},$$

где $\varphi_{\text{он}}^{\text{он}}, \varphi_{\text{зап}}^{\text{он}}, \varphi_{\text{он}}^{\text{оф}}, \varphi_{\text{зап}}^{\text{оф}}$ – углы опережения открытия и запаздывания закрытия соответственно впускных и выпускных клапанов. Значения этих углов выбирают в зависимости от фаз газораспределения двигателей, подобных проектируемому или из газодинамического расчета.

– выбирают из условия обеспечения достаточной жесткости механизма газораспределения радиус начальной окружности кулачка $r_0 = (1,5 \dots 2,5)h_{\text{кл. max}}$, (должен превышать радиус распределительного вала на $1 \dots 3,5$ мм); для двигателей с наддувом $r_0 = (3 \dots 4)h_{\text{кл. max}}$.

- на компоновочной схеме механизма газораспределения, ориентируясь на прототип двигателя, определяется передаточное отношение привода

$$i_{\text{к}} = \frac{l_{\text{к}}}{l_{\text{т}}} \cdot \frac{\cos \beta}{\cos \psi},$$

где $l_{\text{к}}, l_{\text{т}}$ – длины плеч рычага (коромысла), связанных с клапаном и штангой (толкателем) соответственно; β – угол между направлениями движения толкателя и штанги; ψ – угол между направлениями движения штанги и опоры на коромысле, связанной со штангой.

В частности, при вертикальной штанге ($\beta = 0$, и $\psi = 0$) передаточное отношение определяется соотношением плеч, т.е. $i = l_{\text{к}}/l_{\text{т}}$. У современных выполненных механизмов $i_{\text{к}} = 1 \dots 1,4$:

– максимальный подъем толкателя определяется с учетом высоты подъема клапана, передаточного числа привода и величин теплового зазора и упругих деформаций деталей механизма привода, распределительного вала и клапана:

$$h_{\text{тmax}} = h_{\text{и}}/i + \Delta S,$$

где ΔS – величина зазора по оси толкателя (высота набегания кулачка), мм.

Величина ΔS с учетом теплового зазора по оси толкателя ΔS_T и упругие деформации механизма газораспределения достигает у впускных кулачков (0,25...0,35) мм и у выпускных – (0,35...0,5) мм;

– величину радиуса затылочной части кулачка r_k для обеспечения зазора в клапанном механизме выполняют меньшим радиуса r_0 на величину зазора ΔS : $r_k = r_0 - \Delta S$. Для уменьшения шума при выборе зазора ΔS сопряжение окружности радиусом r_k с дугами радиуса r_1 (профилирование переходного участка) производится по параболе, по спирали или по дугам определенных радиусов;

– определяется угол, за который кулачек выбирает высоту набегания (зазора) ΔS

$$\beta_S = \Delta S / V_S, \quad (6.7)$$

где β_S – угол зазора; V_S – характеристика кривой переходного участка, определяется величиной средней скорости подъема толкателя по кривой участка при повороте распределительного вала на один градус, мм/град.

Средняя скорость подъема толкателей, отнесенная к одному градусу поворота распределительного вала, в конце участка находится в пределах, мм/град:

при постоянной скорости набегания	0,008...0,012;
при возрастающей скорости	0,012...0,018.

Углы зазора, соответствующие участкам набегания и сбегания кулачка, при плоских толкателях достигают 30 и 40°;

– производится профилирование кулачка и определение параметров кинематики толкателя.

а). Профилирование выпуклого кулачка

Кулачок с выпуклым профилем, действующий на плоский толкатель, обладает самым высоким коэффициентом полноты профиля и дает возможность получения наибольшего «времени – сечения» клапана.

Построение профиля кулачка производят исходя из определенных ранее φ_k , h_{Tmax} , r_0 и ΔS . Далее задаваясь либо величиной r_2 ($r_2 = 2...8$ мм), а из условия сопряжения его с дугой переходной окружности, определяют ее радиус r_1

$$r_1 = \frac{a_1^2 + r_0^2 - r_2^2 - 2a_1 r_0 \cdot \cos \varphi_k}{2(r_0 - r_2 - a \cdot \cos \varphi_k)}, \quad (6.8)$$

либо наоборот: приняв величину $r_1 = (10...18)h_{Tmax}$, рассчитывают радиус при вершине:

$$r_2 = \frac{(r_0 + h_{Tmax})^2 + (r_1 - r_0)^2 - r_1^2 + 2(r_0 + h_{Tmax})(r_1 - r_0) \cdot \cos \varphi_k}{2[r_0 + h_{Tmax} + (r_1 - r_0) \cos \varphi_k - r_1]}, \quad (6.9)$$

где $a = h_{Tmax} + r_0 - r_2$.

Построение кулачка с выпуклым профилем, образованного только тремя дугами двух радиусов, выполняют в следующем порядке:

1. Вычерчивают штриховой линией начальную окружность радиусом r_0 и проводятся вертикальные и горизонтальные оси, рис. 6.3.

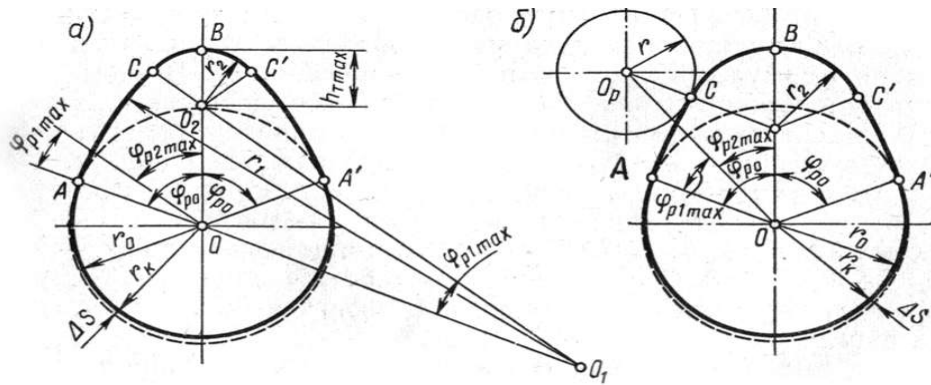


Рис. 6.3. Построение профиля кулачка

2. От вертикальной оси, принимаемой за ось симметрии кулачка, откладываются в обе стороны углы $\varphi_{p0} = \varphi_k/2$ (φ_k – угол действия профиля кулачка); полученные точки А и А' пересечения сторон угла φ_p с начальной окружностью соответствуют началу открытия и концу закрытия клапана.

3. По вертикальной оси от начальной окружности (точка F) откладываются в масштабе значения h_{Tmax} и определяется точка С – вершина кулачка.

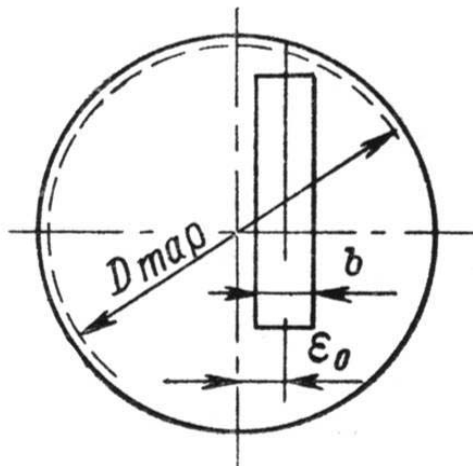


Рис. 6.4. К определению наименьшего диаметра тарелки толкателя.

4. Задаваясь величиной r_1 (или r_2) определяют значения r_2 (или r_1). По известному значению r_1 на продолжении радиуса ОА угла φ_p находят центр O_1 , из которого проводится прямая O_1O_2 и находится точка В – точка сопряжения дуги АВ радиусом r_1 с окружностью радиусом r_2 . Аналогично строится вторая половина профиля.

5. Вычерчивается затылочная часть кулачка. Для этого из центра О проводится окружность радиусом $r_k = r_0 - \Delta S$ и сопрягают ее с дугами радиуса r_1 спиралью или параболой.

Наименьший диаметр тарелки толкателя $D_{тар}$ (рис. 6.4), необходимой для обеспечения ее соприкосновения с кулачком по всей ширине, образующей b его боковой поверхности, определяется из уравнения

$$D_{тар} = 2 \sqrt{\left(\frac{b}{2} + \varepsilon_0\right)^2 + e_1 \cdot \sin \alpha_{max}}, \quad (6.10)$$

где ε_0 – осевое смещение кулачка; $e_1 = r_1 - r_0$ – отстояние центра дуги участка АВ от центра кулачка; b – ширина образующей боковой поверхности кулачка.

б). Профилирование тангенциального кулачка. Построение профиля тангенциального кулачка можно производить в следующем порядке.

1. Радиусом r_0 вычерчивают начальную окружность кулачка (рис. 6.3).
2. Симметрично оси ОВ откладывают угол φ_{p0} действия кулачка.

3. Из точек А и А' – пересечение сторон угла с начальной окружностью – проводят прямые AD и A'D, касательные к этой окружности.

4. Радиусом $(r_0 + h_{\text{Tmax}})$ из центра О проводят дугу, сопрягаемую с касательными AD и A'D дугами радиуса r_1 . В некоторых случаях (при $\varphi_{p_0} < 100^\circ$) касательные AD и A'D соединяют одной дугой CBC' (рис. 6.3) радиусом r_2 .

Для кулачка с тангенциальным профилем $r_1 = \text{ОО}$ и $r_2 = r_0 - h_{\text{Tmax}} \frac{\cos \varphi_{p_0}}{1 - \cos \varphi_{p_0}}$.

Учитывая технологические возможности $r_2 \geq 2,0$ мм.

Кинематика плоского толкателя. При движении плоского толкателя по профилю кулачка расчет параметров движения толкателя (путь h_T , скорость V_T и ускорение j_T) производится для двух участков рабочего угла φ_{p_0} : участков АВ (первый участок) и ВС (второй участок).

Параметры движения толкателя с кулачком выпуклого профиля:

– для первого участка АВ на интервале $0 \leq \varphi_{p_1} \leq \varphi_{p_1 \text{ max}}$ (угол φ_{p_1} отсчитывают от начала рабочего угла) или $0 \leq \alpha \leq \alpha_{\text{max}}$:

$$h_{T_1} = (r_1 - r_0)(1 - \cos \alpha); \quad (6.11)$$

$$V_{T_1} = (r_1 - r_0) \cdot \omega_p \cdot \sin \alpha;$$

$$j_{T_1} = (r_1 - r_0) \cdot \omega_p^2 \cdot \cos \alpha.$$

Ускорение толкателя в начальный момент ($\alpha = 0$): $j_{T_1 \text{ max}} = (r_1 - r_0) \cdot \omega_p^2$,

Максимальный угол α_{max} , при котором толкатель еще находится на дуге радиуса r_1 (в точке В)

$$\alpha_{\text{max}} = \arcsin \left(\frac{a}{r_1 - r_0} \cdot \sin \varphi_{p_0} \right), \quad \alpha_{\text{max}} = 17,5^\circ,$$

где $a = r_0 + h_{\text{Tmax}} - r_2$.

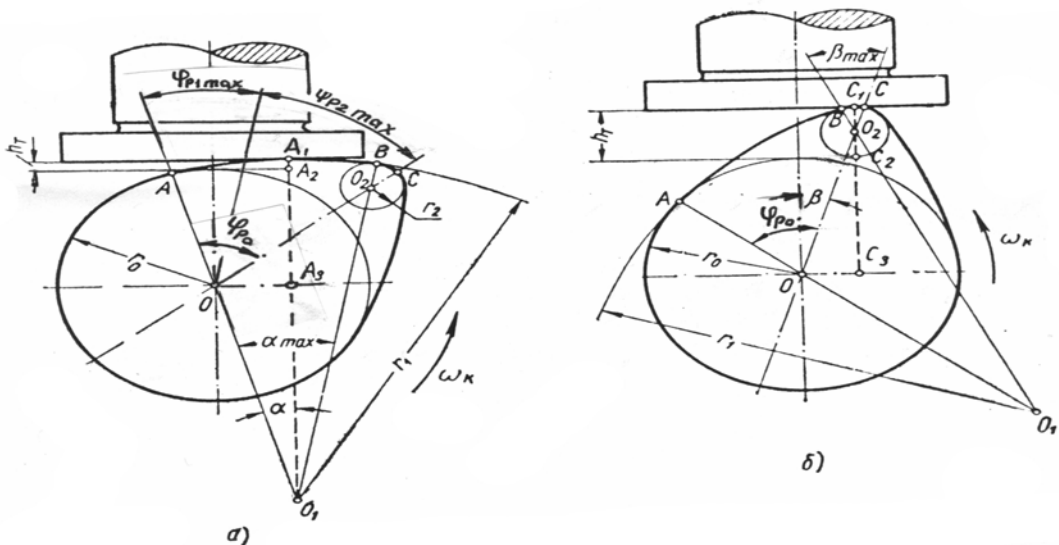


Рис. 6.5. Определение высоты подъема толкателя

– для второго участка ВС на интервале $\varphi_{p2\max} \geq \varphi_{p2} \geq 0$ (угол φ_{p2} отсчитывают от вершины кулачка, условно заменяя его вращение на противоположное) или $\beta_{\max} \geq \beta \geq 0$:

$$\begin{aligned} h_{T2} &= a \cos \beta + r_2 - r_0; \\ h_{T2\max} &= a + r_2 - r_0; \\ V_{T2} &= a \cdot \omega_p \cdot \sin \beta; \\ j_{T2} &= -a \cdot \omega_p^2 \cdot \cos \beta; \\ j_{T2\max} &= -a \cdot \omega_p^2, \text{ (при } \beta = 0). \end{aligned} \quad (6.12)$$

Максимальный угол β_{\max} , при котором толкатель еще находится на дуге радиуса r_2 (в точке С)

$$\beta_{\max} = \varphi_{p0} - \alpha_{\max} \cdot \beta_{\max} = 53^\circ.$$

Для рассматриваемого кулачка с плоским толкателем на рис. 6.6. представлены типичные кривые пути, скорости и ускорения. Параметры движения толкателя с кулачком тангенциального профиля.

Для первого участка, когда ролик толкателя соприкасается с плоской частью профиля кулачка – интервал $0 \leq \varphi_{p2} \leq \varphi_{p2\max}$

$$\begin{aligned} h_{T1} &= (r_0 + r)(1 - \cos \varphi_{p1}) / \cos \varphi_{p1}; \quad j_{T1} = (r_0 + r) \cdot \omega_p^2 \cdot \frac{(1 + \sin^2 \varphi_{p1})}{\cos \varphi_{p1}}; \\ V_{T1} &= (r_0 + r) \omega_p \operatorname{tg} \varphi_{p1} / ; \quad j_{T1} = (r_0 + r) \cdot \omega_p^2 \cdot \frac{(1 + \sin^2 \varphi_{p1})}{\cos \varphi_{p1}}. \end{aligned}$$

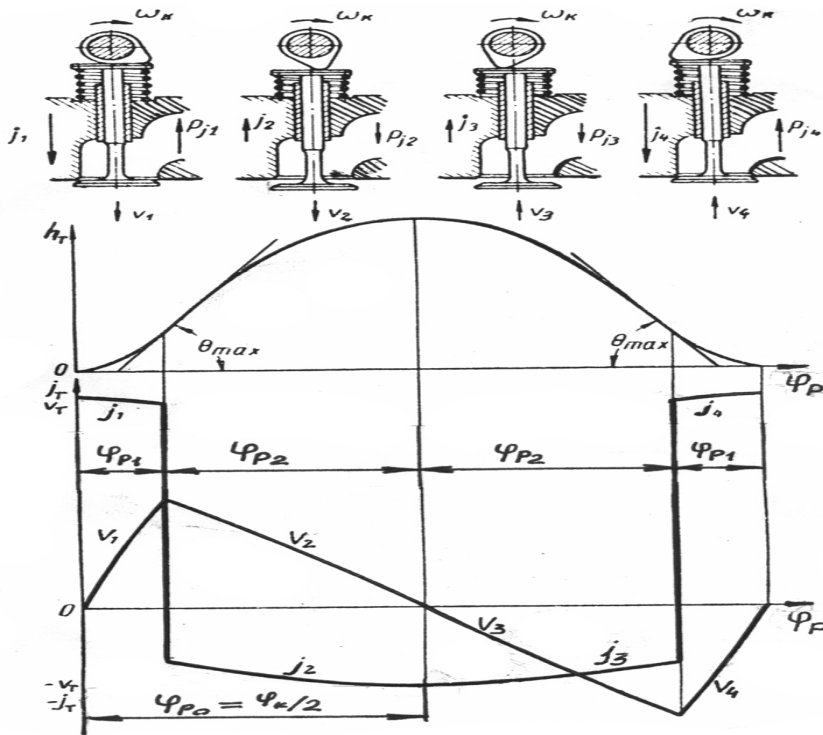


Рис. 6.6. Графики пути h_T , скорости V_T и ускорения j_T толкателя

Для второго участка – при качении ролика толкателя по скруглению в верхней части кулачка (интервал $\varphi_{p2 \max} \geq \varphi_{p2} \geq 0$)

$$\begin{aligned} h_{T2} &= a(\cos \varphi_{p2} + \frac{1}{b} \sqrt{1 - b^2 \sin^2 \varphi_{p2}} - (r_0 + r)); \\ V_{T2} &= a \left(\sin \varphi_{p2} + \frac{b \sin 2\varphi_{p2}}{2\sqrt{1 - b^2 \sin^2 \varphi_{p2}}} \right) \omega_p; \\ j_{T2} &= -a \cdot \omega_p^2 \left[\cos \varphi_{p2} + \frac{b \cdot \cos 2\varphi_{p2} + b^3 \cdot \sin^4 \varphi_{p2}}{(1 - b^2 \cdot \sin^2 \varphi_{p2})^{3/2}} \right], \end{aligned} \quad (6.13)$$

где $b = a/(r + r_2) = (r_0 + h_{T \max} - r_2)/(r - r_2)$.

При проектировании кулачков распределительных валов высокооборотных автомобильных двигателей следует учитывать возможность отклонения действительных характеристик подъема клапана от расчетных, что объясняется повышенными значениями сил инерции масс деталей привода механизма газораспределения и недостаточной жесткости этих деталей. Указанные искажения могут быть существенно уменьшены за счет применения так называемых безударных кулачков. При правильно выбранных исходных параметров кулачки этого типа обеспечивают плавный подъем и опускание клапана, и безударную работу механизма газораспределения. Методика профилирования безударных кулачков (в частности, по методу «Полидайн» и профилей Курца) рассмотрена в литературе.

6.3. Динамика клапанного механизма газораспределения

В клапанном механизме газораспределения (МГР) с замкнутой кинематической цепью клапаны открываются посредством кулачка, а закрываются с помощью пружины. Во время работы двигателя на клапанный механизм действуют следующие силы: от давления газов на тарелку клапана F_g ; инерции движущихся частей МГР F_j ; от клапанных пружин $F_{пр}$; трения R стержня клапана и других деталей; тяжести деталей клапанного механизма G ; со стороны толкателя F_T .

Силами трения R и тяжести деталей G при расчетах пренебрегают ввиду их незначительности по сравнению с основными действующими силами.

В начальный момент движения клапана все указанные выше силы нагружают МГР. При дальнейшем движении клапана, когда давление газов на тарелку со стороны цилиндра и со стороны горловины уравниваются, клапанный механизм будет нагружен только силами инерции, у клапанных пружин и реакцией со стороны толкателя.

Результирующая сила давления F_g газов на тарелку клапана в начальный момент открытия выпускного клапана, H

$$F_{г.вып} = \frac{\pi}{4} (p_b \cdot d_{г.вып}^2 - p_{тр} \cdot d_{1вып}^2),$$

где $p_{b'}$ – давление в цилиндре в момент начала открытия выпускного клапана (точка b' на индикаторной диаграмме), Па; $p_{тр}$ давление газов в выпускном трубопроводе за клапаном (при выпуске в атмосферу $p_{тр} \approx p_0$), Па; $d_{г.вып}$ – диаметр горловины седла выпускного клапана, м; $d_{л.вып}$ – диаметр (наружный) тарелки выпускного клапана, $d_{л.вып} = d_{г.вып} + 2 \cdot h_{кл \max} \cos \alpha \sin \alpha$, м.

Характер изменения давления газов в цилиндре и выпускном коллекторе является очень сложным, однако для прочностных расчетов деталей газораспределения может быть принята линейная зависимость суммарной газовой от угла поворота распределительного вала в предположении, что в НМТ силы давления газов на клапан выравниваются и суммарная сила обращается в нуль, а именно

$$F_{г\beta} = F_{г.вып}(1 - \beta/\beta_{b'}), \quad (6.14)$$

где β – текущее значение угла поворота распределительного вала, отсчитанное от момента начала подъема клапана, град; $\beta_{b'}$ – угол опережения открытия выпускного клапана, определенный по распределительному валу, град.

В карбюраторных двигателях в момент резкого закрытия дроссельной заслонки сила, открывающая выпускной клапан от седла во время такта впуска равна

$$F_{г.вып} = \frac{\pi}{4} (p_{тр} d_{г.вып}^2 - p_a d_{л.вып}^2).$$

В двигателях с наддувом сила, стремящаяся оторвать впускной клапан от седла во время такта выпуска

$$F_{г.вп} = \frac{\pi}{4} (p_k d_{г.вп}^2 - p_r d_{л.вп}^2), \quad (6.15)$$

где p_k – давление наддува при номинальной частоте вращения, МПа.

Для динамического анализа механизм привода обычно представляют системой из двух масс: массы, отнесенной к толкателю M_T и массы, отнесенной к клапану M_k ; толкатель и клапан соединены между собой жесткими невесомыми стержнями. Приведенную массу определяют, исходя из равенства кинетической энергии действительной системы T_d и эквивалентной модели $T_э$: $T_d = T_э$.

При нижнем расположении распределительного вала действительную систему составляют следующие массы: толкателя m_T , штанги $m_{шт}$, деталей крепления пружины $m_{д.к}$, пружины $m_{пр}$, клапана m_k .

Тогда масса привода, приведенная к оси клапана

$$M_k = m_k \cdot m_{д.к} \cdot \frac{1}{3} m_{пр} + (m_T + m_{шт}) u^2 + J_{кор} / \ell_k^2, \quad (6.16)$$

где $J_{кор}$ – момент инерции коромысла относительно оси качания; ℓ_k – плечо коромысла со стороны клапана; u_k – передаточное число привода.

Масса привода, приведенная к оси толкателя,

$$M_T = i_k^2 \cdot M_k = m_T + m_{шт} + \frac{J_{кор}}{\ell_T^2} + \left(m_k + m_{г.к} + \frac{1}{3} m_{пр} \right) \cdot u_k^2, \quad (6.17)$$

где ℓ_T – плечо коромысла со стороны толкателя.

Масса и моменты инерции деталей МГР для некоторых отечественных двигателей автотранспортного назначения приведены в табл. 6.1.

При отсутствии сведений о массе составных элементов суммарную массу, приведенную к оси клапана M_k , можно определить по конструктивной массе МГР, отнесенной к единице площади проходного сечения горловины впускного клапана, т.е. $M'_{k.вп} = M_k / f_{гор.вп}$.

Для автотракторных двигателей масса $M'_{k.вп}$ имеет следующие значения ($кг/м^2$):

при нижнем расположении клапанов	220...250;
при верхнем расположении клапанов и нижнем расположении распределительного вала	230...300;
при верхнем расположении клапанов и распределительного вала	180...230.

При определении конструктивных масс, отнесенных к выпускному клапану, следует учесть, что горловина впускного клапана всегда больше горловины выпускного

$$M'_{k.вып} = M'_{k.вп} \cdot f_{гор.вп} / f_{гор.вып}, \quad (6.18)$$

где $f_{гор.вп}$, $f_{гор.вып}$ – площади проходных сечений впускного и выпускного клапанов.

Сила инерции МГР, приведенная к оси клапана

$$F_{jk} = -M_k \cdot j_k = -M_k \cdot j_T \cdot i_k = -\frac{M_T \cdot j_T}{i_k}, \quad (6.19)$$

где $j_k = i_k \cdot j_T$ – ускорение клапана; j_T – ускорение толкателя.

Сила инерции МГР, приведенная к оси толкателя

$$F_{jT} = -M_T \cdot j_T. \quad (6.20)$$

6.4. Расчет клапанных пружин

Расчет клапанных пружин производится исходя из предъявленных к ним требований:

- клапанная пружина должна обеспечивать плотную посадку клапана в седло в периоды его закрытия;
- клапанная пружина не должна допускать отрыва клапана от толкателя и толкателя от кулачка во время их движения с отрицательным ускорением;
- размеры и формы клапанной пружины должны обеспечивать отсутствие её вибраций на рабочих режимах.

Суммарная сила, действующая в клапанном приводе

$$F_{кл} = F_{пр} \pm F_{jk} + F_{г.вып},$$

где $F_{пр}$ – сила упругости пружины, МН.

На участке положительных ускорений размыкания кинематической цепи клапанного привода произойти не может, так как все силы направлены в одну сторону и суммируются. А на участке отрицательных ускорений, где в большей части случаев сила $F_{г.вып} = 0$, усилия пружины и силы инерции вычитаются, то есть $F_{кл} = F_{пр} - F_{jk}$. Сила пружины на этом участке должна пре-

вышать действующие силы инерции для обеспечения плотной посадки клапана в седло и предотвращения отрыва деталей механизма от кулачка распределительного вала и направлена противоположно силе инерции.

$$F_{\text{пр2}} = k \cdot F_{\text{jk2}},$$

где k – коэффициент запаса, учитывающий отклонения действительного профиля кулачка от расчетного, уменьшения упругости пружин в эксплуатации и других конструктивных и технологических факторов, $k = (1,1 \dots 1,15)k_{\text{и}}$; $k_{\text{и}}$ – коэффициент, учитывающий возможное превышения номинальной частоты вращения двигателя от $n_{\text{ном}}$ до $n_{\text{хх.мах}}$: $k_{\text{и}} = 1,17 \dots 1,32$ – для дизелей при наличии центробежных регуляторов; $k_{\text{и}} = 1,21 \dots 1,44$ – для карбюраторных двигателей; F_{jk2} – приведенная к клапану сила инерции механизма при движении толкателя с отрицательным ускорением, $F_{\text{jk2}} = M_{\text{кл}} \cdot j_{\text{T2}} \cdot i = M_{\text{к}} \cdot j_{\text{k2}}$.

Максимальное и минимальное значения силы упругости пружины на втором участке (участок AF) определяют, используя закон изменения ускорения толкателя

$$F_{\text{пр2.мах}} = k \cdot F_{\text{j2 мах}} = k \cdot M_{\text{к}} \cdot j_{\text{T2 мах}} \cdot i = k \cdot M_{\text{к}} \cdot j_{\text{k2мах}};$$

$$F_{\text{пр2.мин}} = k \cdot F_{\text{j2 мин}} = k \cdot M_{\text{к}} \cdot j_{\text{T2 мин}} \cdot i = k \cdot M_{\text{к}} \cdot j_{\text{k2мин}}.$$

Для выпуклого кулачка с плоским толкателем экстремальные значения ускорения на втором участке

$$j_{\text{k2мах}} = i \cdot j_{\text{T2мах}} = -\omega_p^2 \cdot a \cdot i;$$

$$j_{\text{k2мин}} = i \cdot j_{\text{T2мин}} = -i \cdot \omega_p^2 \cdot a \cdot \cos \beta_{\text{мах}},$$

где $a = r_0 - r_2 + h_{\text{Tмах}}$; ω_p – угловая скорость вращения распределительного вала; $\beta_{\text{мах}}$ – максимальное значение угла при движении толкателя по дуге r_2

$$\beta_{\text{мах}} = \varphi_0 - \alpha_{\text{мах}} = \varphi_{\text{P0}} - \arcsin \left(\frac{a \cdot \sin \varphi_{\text{P0}}}{r_1 - r_2} \right).$$

Методика подбора характеристики пружины показана на рис.6.7. Строят диаграмму подъема клапана в функции φ_p , а под ней - диаграмму сил инерции масс F_{jk} , приведенных к оси клапана. Выбрав коэффициент запаса k , на диаграмму сил наносят требуемую зависимость усилия пружины $F_{\text{пр}} = k \cdot F_{\text{jk}}$ от угла φ_p . Справа от диаграммы перемещений строят диаграмму сил клапанной пружины, на которой по оси ординат откладывают деформацию пружины $f_{\text{пр}}$, а по оси абсцисс – значения усилий $F_{\text{пр}}$ при разных значениях хода клапана. Из нескольких точек ($A' - F'$) кривой $h_x = f(\varphi)$ проводят горизонтали и на продолжении их за ось ординат диаграммы сил пружины откладывают соответствующие значения сил $F_{\text{пр}} = f(\varphi)$. Соединяя эти точки плавной кривой, получают характеристику пружины, соответствующую постоянному коэффициенту k .

Проведя через т.А" и F" прямую до пересечения с вертикальной осью (т.О"), получают характеристику реальной пружины, обеспечивающей заданный коэффициент запаса в точках А' и F' кривой подъема клапана. Отрезок, отсекаемый этой прямой по горизонтальной оси, соответствует силе пружины.

жины при закрытом ($h_x = 0$), то есть сила $F_{\text{пр}0}$ предварительной затяжки ; отрезок, отсекаемый

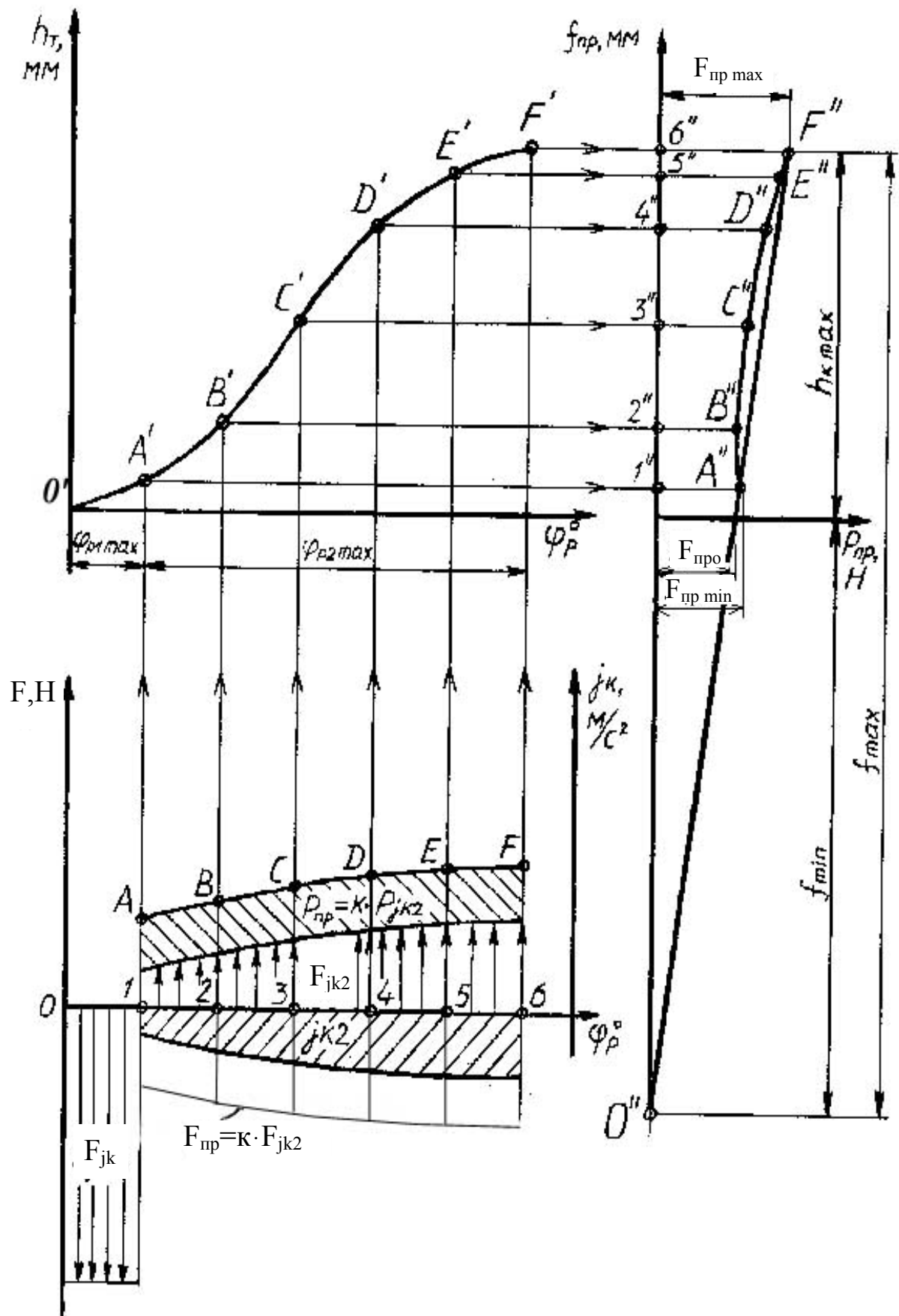


Рис. 6.7. Определение характеристики пружины

на вертикальной оси от точки O'' до оси абсцисс, представляет собой деформацию пружины f_{\min} при закрытом клапане.

Проекция прямой $O''F''$ на вертикальную ось – максимальная деформация пружины $f_{\max} = f_{\min} + h_{k\max}$. Тангенс угла наклона прямой $O''F''$ к ординате в масштабе диаграммы характеризует жесткость пружины C .

Для выпуклого кулачка с плоским толкателем характеристику пружины можно подобрать непосредственно по параметрам кулачка:

$$F_{\text{пр. max}} = k \cdot M_k \cdot i \cdot \omega_p^2 \cdot (r_0 - r_2 + h_{T \max});$$

$$F_{\text{пр. 0}} = k \cdot M_k \cdot \omega_p^2 \cdot (r_0 - r_2) \cdot i,$$

жесткость пружины, Н/м,

$$C = \frac{F_{\text{пр. max}}}{f_{\text{пр. max}}} = \frac{F_{\text{пр. max}} - F_{\text{пр. 0}}}{h_{k \max}},$$

предварительная деформация пружины, м

$$f_{\text{пр. 0}} = F_0 / C = (r_0 - r_2) \cdot i,$$

полная деформация пружины, м

$$f_{\max} = f_{\min} + h_{k \max} = (r_0 - r_2 + h_{T \max}) \cdot i,$$

где $i = l_k / l_T$ – отношение плеч коромысла или рычага (см. рис.6.8).

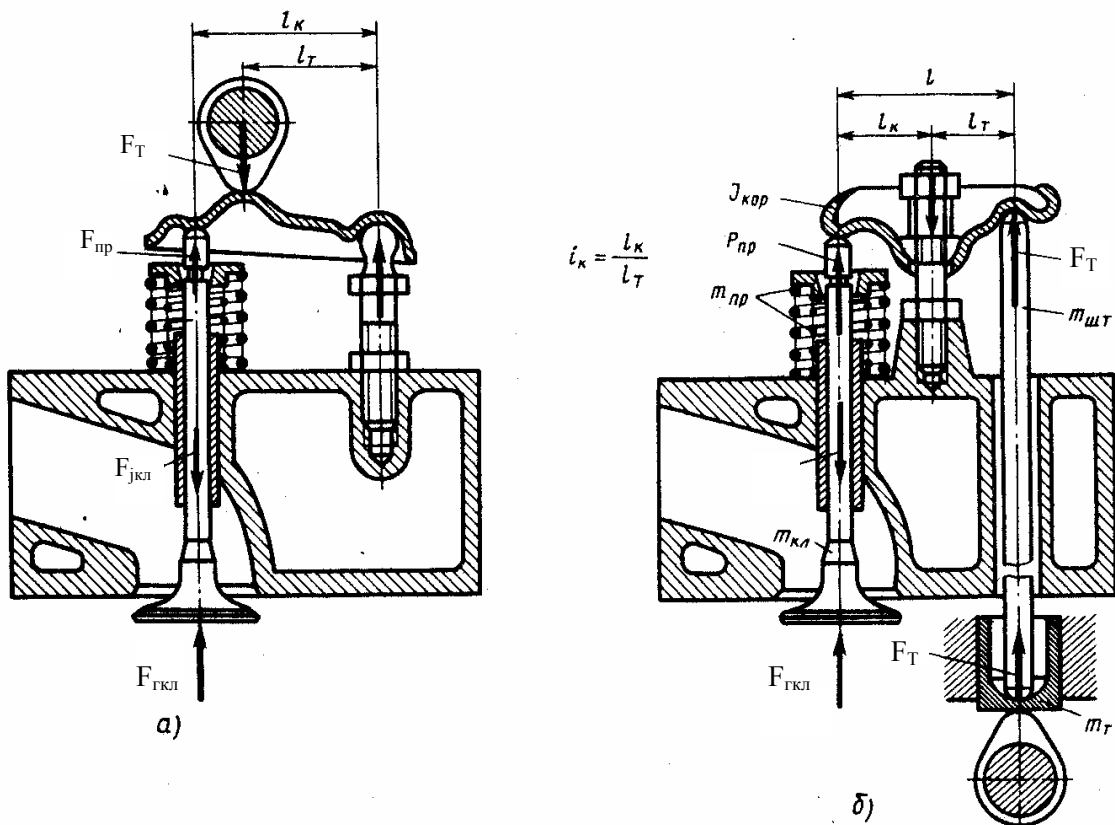


Рис. 6.8. Силы в газораспределительном механизме для следующих схем привода клапанного механизма

а) одноплечий рычаг б) двухплечий рычаг (коромысло)

У автотракторных двигателей $C = 54 \dots 60$ Н/мм. Сила предварительной затяжки должна обеспечивать удержание клапана в закрытом положении в период, когда давление в цилиндре ниже атмосферного. Для выпускного кла-

пана на такте впуска (особенно характерно для карбюраторных двигателей на режиме холостого хода)

$$F_{np0} > F_{з.вып} = \frac{\pi}{4} \cdot (p_{mp} \cdot d_{з.вып}^2 - p_{a \min} \cdot d_{лвып}^2).$$

Для двигателя с наддувом

$$F_{з.вп} = \frac{\pi}{4} (p_{\kappa} \cdot d_{з.вп}^2 - p_r \cdot d_{лвып}^2) < F_{np0}, \quad (6.23)$$

где $d_{г.вып}$ – диаметр горловины выпускного клапана; $d_{г.вп}$ – диаметр горловины впускного клапана; $p_{тр}$, p_a – давление газов соответственно в выпускном трубопроводе и в цилиндре при впуске, МПа; p_{κ} , p_r – давление газов соответственно во впускном трубопроводе (давление наддува) и в цилиндре при впуске, МПа, можно принять $p_{тр} = 0,102 \dots 0,11$ МПа.

Разность давлений ($p_{тр} - p_a$) в карбюраторном двигателе при работе с открытой дроссельной заслонкой достигает $0,05 \dots 0,08$ МПа, а в дизеле $0,02 \dots 0,03$ МПа.

Если выше указанное условие не выполняется, то следует увеличить предварительную затяжку пружины. При этом длина пружины остаётся неизменной, но возрастают усилия в клапанном приводе. Минимальные размеры и массы пружины для заданных расчетом сил $F_{пр \max}$ и $F_{пр \min}$ получаются при отношении $f_{пр \max}/h_{\kappa \max} \approx 2$. Для автотракторных двигателей данное отношение находится в пределах $1,6 \dots 3,2$.

В случае установки двух пружин их суммарные усилия

$$F_{пр} = F_{пр.н} + F_{пр.в},$$

где $F_{пр.в} = (0,35 \dots 0,45)F_{пр}$ – максимальная сила, нагружающая внутреннюю пружину; $F_{пр.н}$ – максимальная сила, нагружающая наружную пружину, $F_{пр.н} = (0,55 \dots 0,65)F_{пр}$.

6.5. Определение размеров пружины клапана

Основными конструктивными размерами пружины являются: средний диаметр пружины, диаметр проволоки, число витков, шаг витка и высота (длина) пружины.

Средний диаметр витка обычно принимают по конструктивным соображениям

$$D_{пр} = (0,7 \dots 0,9)d_{г.} \quad (6.24)$$

В случае установки двух пружин

$$D_{пр}^H = (0,7 \dots 0,9)d_{г.}; D_{пр}^B = (0,71 \dots 0,74)D_{пр}^H,$$

где $d_{г.}$ – диаметр горловины; $D_{пр}^H$, $D_{пр}^B$ – соответственно наружный и внутренний диаметры пружины.

Диаметр проволоки

$$d_{np} = \sqrt[3]{\frac{8\chi \cdot F_{np \max} \cdot D_{п.}}{\pi[\tau_T]}}, \quad (6.25)$$

где $[\tau_T]$ – допустимое напряжение, для пружинных сталей $[\tau_T] = 350 \dots 600 \text{ МПа}$; χ – коэффициент формы пружины.

Для клапанных пружин с малым углом подъема витка коэффициент формы пружины можно определить по формуле

$$\chi = \frac{4m - 1}{4m - 4} + \frac{0,615}{m}, \quad (6.26)$$

где m – индекс пружины (D_{np}/d_{np}), для автотракторных двигателей $m = 4 \dots 12$.

Значения χ находятся в пределах $1,1 \dots 1,3$;

Полученное значение d_{np} округляют до ближайшей большей величины по сортаменту проволоки: 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.

При наличии двух пружин на одном клапане диаметр проволоки внутренней пружины $d_{np} = 2,2 \dots 4,5$ мм.

Число рабочих витков

$$i_p = \frac{G_{np} \cdot d_{np}^4}{8 \cdot F_{np \max} \cdot D_p^3} \cdot f_{p \max},$$

где G_{np} – модуль упругости второго рода материала пружины; $G = (0,80 \dots 0,88) \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Значение числа рабочих витков пружины округляется с точностью до 0,5 витка и находится в пределах $i_p = 5 \dots 12$.

Полное число витков $i_n = i_p + (1,5 \dots 3,0)$.

Шаг витка t_{np}

$$t_{np} = d_{np} + \frac{f_{np \max}}{i_p} + \Delta_{\min}, \text{ мм},$$

где $\Delta_{\min} = (0,10 \dots 0,15)d_{np}$ – минимальный зазор между рабочими витками пружины при полностью открытом клапане, $\Delta_{\min} = 0,5 \dots 0,9$ мм.

Длина пружины при полностью открытом клапане

$$L_{\min} = i_n \cdot d_{np} + i_p \Delta_{\min}. \quad (6.27)$$

Длина пружины при закрытом клапане.

$$L_0 = L_{\min} + h_{k \max}.$$

Длина пружины в недеформированном свободном состоянии:

$$L_{св} = L_{\min} + f_{np \max} = L_0 + f_0,$$

где $f_0 = \frac{F_{np}}{C_{np}}$ – предварительная деформация пружины.

Расчет напряжений от кручений в сечении проволоки пружины.

Максимальные и минимальные напряжения кручения рабочего витка пружины (МПа)

$$\tau_{\max} = \frac{8\chi \cdot F_{np \max} \cdot D_{np}}{\pi \cdot d_{np}^3}; \quad \tau_{\min} = \frac{8\chi \cdot F_{np \min} \cdot D_{np}}{\pi \cdot d_{np}^3}.$$

Амплитудное и среднее напряжения цикла

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

Запасы прочности пружины

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{MT} \cdot \varepsilon_{n\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}.$$

При расчетах запасов прочности можно принимать значения $\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{MT} \cdot \varepsilon_{n\tau}} = 1$; и $\psi_{\tau} = 0,1$; предел выносливости $\tau_{-1} = (340...400)$ МПа.

Для пружин автотракторных двигателей запас прочности не менее 1,2...2,0. Достаточность радиальных зазоров между направляющей втулкой и внутренней пружиной, внутренней и наружной пружинами достигается при выполнении следующих условий:

$$\begin{aligned} (D_{\text{пр.в}} - d_{\text{пр.в}}) - d_{\text{вт}} &\geq 2 \text{ мм}; \\ (D_{\text{пр.н}} - d_{\text{пр.н}}) - (D_{\text{пр.в}} + d_{\text{пр.в}}) &\geq 2 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где $d_{\text{вт}}$ – диаметр втулки клапана; $D_{\text{пр.в}}$ и $D_{\text{пр.н}}$ – средние диаметры соответственно внутренней и наружной пружины; $d_{\text{пр.в}}$ и $d_{\text{пр.н}}$ – диаметры проволоки соответственно внутренней и наружной пружины.

Проверка пружины на резонанс число свободных колебаний клапанной пружины

$$n_c = \frac{30 \cdot d_{\text{пр}} \cdot 10^6}{D_{\text{пр}}^2 \cdot i_p} \sqrt{\frac{G_{\text{пр}}}{2\rho_{\text{пр}}}}, \quad (6.28)$$

где $G_{\text{пр}}$ – модуль упругости второго рода материала пружины, МПа; $\rho_{\text{пр}}$ – плотность материала, $\rho_{\text{пр}} = 7800...7900$ кг/м³. Значение $d_{\text{пр}}$ и $D_{\text{пр}}$ – в мм.

Полученное значение n_c не должно быть кратным частоте вращения распределительного вала n_p . При наличии двух пружин, кроме того, должно соблюдаться неравенство

$$\frac{n_{c.н}}{n_p} \neq \frac{n_{c.в}}{n_p}.$$

Если условие отсутствия резонанса витков не выполняется, то применяются специальные меры:

- устанавливают пружину с переменным шагом или коническую;
- изменяют $d_{\text{пр}}$ или $D_{\text{пр}}$;
- под неподвижную опорную часть пружины устанавливают резиновые шайбы из маслостойкой резины.

6.6. Расчет распределительного вала

Размеры отдельных элементов распределительных валов определяются следующими соотношениями:

- диаметр распределительного вала $d_v = (0,25...0,30)D$;
- диаметр шеек валов при расположении в блоке цилиндров $d_{\text{ш.вmin}} > d_0 + 2h_t$;
- длина шеек распределительного вала $l_{\text{ш.в}} = (0,4...0,9)d_{\text{ш.в}}$;
- ширина кулачков $b_k = (0,4...0,6)d_{\text{г.вп}}$,

где D – диаметр цилиндра; d_0 – диаметр начальной окружности кулачка, $d_0 = 2r_0$; h_T – высота подъёма толкателя; $d_{г.вп}$ – диаметр горловины патрубка впускного канала.

Расположение на распределительном валу кулачков.

– Угол между одноименными кулачками для последовательно работающих цилиндров четырехтактных и двухтактных однорядных двигателей

$$\alpha = 360 / i_{ц};$$

для V – образных двигателей, когда распределительный вал располагается в развале блока цилиндров

$$\alpha = \frac{\varphi_{всп}}{2} \pm \gamma_T,$$

где γ_T – угол между осями толкателей; $\varphi_{всп}$ – угол поворота коленчатого вала между вспышками в двух последовательно работающих цилиндрах.

Знак «+» соответствует случаю, когда следующий по порядку работы цилиндр находится в отстающем по направлению вращения распределительного вала в блоке, а знак «–» в опережающем.

– Угол между осями кулачков в разноименных (впускного и выпускного) клапанов при однорядном расположении толкателей

$$\alpha' = \frac{\theta}{2} = \frac{1}{4}(360 - \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 - \varphi_4),$$

где θ – угол между серединами фаз впуска и выпуска; φ_1 и φ_2 – угол открытия и закрытия впускного клапана (отсчитываются от ВМТ); φ_3 и φ_4 – угол открытия и закрытия выпускного клапана (отсчитываются от НМТ).

Зазор в сопряжении шейки распределительного вала-подшипник

$$\Delta_p = +(0,01...0,08) \text{ мм.}$$

Осевой люфт распределительного вала $\Delta_T = (0,1...0,2) \text{ мм.}$

Сила, действующая на распределительный вал со стороны клапанного привода складывается из приведенных к толкателю силы пружины $F_{пр.т}$, силы инерции деталей МГР F_{jt} и силы давления газов $F_{г.т}$, действующий на головку клапана со стороны цилиндра.

$$F_T = F_{пр.т} + F_{jt} + F_{г.т} = (F_{пр} + F_{г}) \cdot i + M_T \cdot j_T. \quad (6.29)$$

Наибольшая сила $F_{T.max}$ передаётся на кулачок от выпускного клапана в начальный период его открытия ($\varphi_1 = 0$).

$$F_{T.max} = \left(F_{пр.0} + \frac{\pi}{4} \cdot \left(p_{б1} d_1^2 - p_r' d^2 \right) \right) \cdot i + M_T \omega_p^2 (r_1 - r_0), \text{ Н}, \quad (6.30)$$

где $F_{пр.0}$ – сила упругости пружины при закрытом клапане (предварительная затяжка), Н; $p_{б1}$, p_r' – давление газов в цилиндре и выпускном патрубке в момент открытия выпускного клапана, Па; d_1 – диаметр тарелки клапана, м; d_r – диаметр горловины седла клапана, м; ω_p – угловая скорость вращения распределительного вала, с^{-1} ; r_0 , r_1 – соответственно радиусы начальной окружности и первого участка профиля кулачка, м; M_T – масса движущихся деталей МГР, приведенная к толкателю, кг

$$M_T = (m_k + m_{пр}/3) \cdot i^2 + m_T + m_{шт} + m_{кор}',$$

где $m_{\text{кор}}' \approx m_{\text{к}} \cdot (l_{\text{к}} + l_{\text{т}})^2 / (12 \cdot l_{\text{т}}^2)$ – масса коромысла, приведённая к оси толкателя, при двухплечем рычаге с опорной стойкой в виде шпильки, кг; $m_{\text{к}}' \approx m_{\text{к}} \cdot l_{\text{к}}^2 / (3 \cdot l_{\text{т}}^2)$ – масса коромысла, приведённая к оси толкателя, при одноплечем рычаге с опорной стойкой в виде болта, кг; $l_{\text{к}}$ и $l_{\text{т}}$ – плечи коромысла, мм.

Основным расчетом распределительного вала является расчёт на жесткость, который заключается в определении стрелы прогиба f под действием суммарной силы $F_{\text{т max}}$ от одного толкателя (рис. 6.7).

Стрела прогиба под кулачком.

$$f = 6,8 \frac{F_{\text{т max}} \cdot a^2 b^2}{E \cdot l \cdot (d_{\text{в}}^4 - \delta_{\text{р}}^4)}, \quad (6.31)$$

где a и b – расстояния от опор до точки приложения силы $F_{\text{т max}}$, мм; l – расстояние между опорами вала; $d_{\text{в}}$ – наружный диаметр распределительного вала; $\delta_{\text{р}}$ – внутренний диаметр в случае пологого вала, $\delta_{\text{р}} = (0,5 \dots 0,7) \cdot d_{\text{в}}$; E – модуль упругости материала первого рода, МПа.

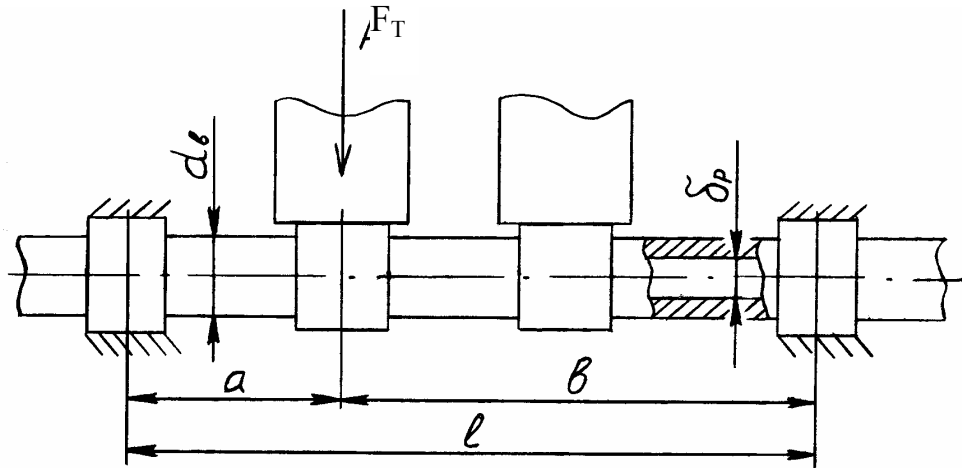


Рис.6.9. Схема нагружения распределительного вала.

Стрела прогиба вала не должна превышать 0,05...0,1 мм. Напряжение смятия $\sigma_{\text{см}}$ в зоне контакта кулачка и толкателя:

для плоского толкателя

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418 \sqrt{\frac{F_{\text{т max}} \cdot E}{b_{\text{к}} \cdot r_1}} \leq [\sigma_{\text{см}}]; \quad (6.32)$$

для роликового толкателя

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{F_{\text{т max}} \cdot E}{b_{\text{к}} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{\rho_{\text{т}}} \right)}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (6.33)$$

где $b_{\text{к}}$ – ширина кулачка; $F_{\text{т max}}$ – максимальная сила, действующая на кулачок; r_1 – радиус кривизны профиля кулачка в точке касания его с толкателем (для выпускного кулачка радиус дуги окружности первого участка); $\rho_{\text{р}}$ – радиус ролика толкателя, $\rho_{\text{р}} = 0,35 \cdot d_{\text{г.вп}}$.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}] = 400...1200$ МПа. Иногда определяют суммарные напряжения σ_{Σ} , возникающие в распределительном валу от совместного действия изгибающего и скручивающего моментов.

Для определения максимального значения изгибающего момента $M_{из.маx}$ необходимо сначала найти по формуле закон изменения силы F_T функции угла поворота распределительного вала φ_p . При этом обычно используют графические построения (рис. 6.10.), выполненные при определении характеристики клапанной пружины.

Только в этом случае на диаграмме сил, силы инерции ГРМ следует строить приведенными к оси толкателя, а сила упругости пружины и суммарная газовая сила должны быть взяты с учетом передаточного числа клапанного привода i . Далее производят графическое сложение рассмотренных сил, в результате чего получают зависимость изменения действующих на толкатель сил от угла поворота распределительного вала (рис. 6.10.). Пользуясь полученным графиком $F_T = f(\varphi_p)$ легко вычислить значение $M_{из.маx}$ и определить напряжение изгиба по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из.маx}}{W_{из}} = 32 \cdot F_{T\max} \cdot b \cdot a / [\pi \cdot d_{\epsilon}^2 (1 - \delta_{\epsilon}^4 / d_{\epsilon}^4) \cdot \ell],$$

где $d_{\epsilon}, \delta_{\epsilon}$ – наружный и внутренний диаметр распределительного вала.

При определении закона изменения крутящего момента на распределительном валу от одного кулачка необходимо по участкам установить закон изменения крутящего момента от угла поворота вала. Для проведения этого расчета необходимо располагать:

- кривой ускорения толкателя в функции φ_p (для определения силы инерции F_{jT});
- характеристикой клапанной пружины для определения закона изменения силы пружины F_{np} в функции подъема клапана h_k , ($h_k = h_T \cdot i$);
- законом подъема клапана в функции угла поворота распределительного вала для того, чтобы определить изменение силы пружины P_{np} в функции угла поворота распределительного вала.

Если рассмотреть выпуклый кулачок с плоским толкателем (рис. 6.8), то на толкатель действует сила F_T , на кулачок F'_T . Прикладывая в точке О две силы F''_T и F'''_T ($F'''_T = F''_T = F'_T$), можем найти крутящие моменты на распределительном валу от кулачка на первом и втором участках соответственно:

$$M_{кpI} = F_T \cdot c = F_T \cdot e_1 \cdot \sin \alpha;$$

$$M_{кpII} = F_T \cdot c = F_T \cdot e_2 \cdot \sin \beta,$$

где $e_1 = r_1 - r_0$ и $e_2 = a = r_0 + h_{T\max} - r_2$.

Аналогично можно определить выражения крутящих моментов для других типов кулачков и толкателей.

Расчет крутящего момента на распределительном валу от одного кулачка можно вести аналитически или графически.

Крутящие моменты от каждого кулачка (выпуклого) обычно достигает максимальной величины в конце первого участка профиля, когда точка касания кулачка с толкателем наиболее удалена от оси вала.

Для кулачка с плоским толкателем следует учитывать закон изменения крутящего момента на распределительном валу от силы трения

$$T_{mp} = F_{mp}(r_0 - h_x) = F_T \cdot f(r_0 - h_x), \quad (6.35)$$

где f – коэффициент трения, для смазанных поверхностей, $f = 0,05$; h_x – текущее значение подъема толкателя.

При избыточных законах изменения силы F_T и подъема толкателя h_x не сложно определить закон изменения момента силы трения.

Результирующий момент от кулачка на распределительном валу

$$T_R = T_{кр} - T_{mp}.$$

По графику $T_R = \psi(\varphi_p)$ можно определить максимальное значение результирующего момента и соответствующий ему угол поворота распределительного вала.

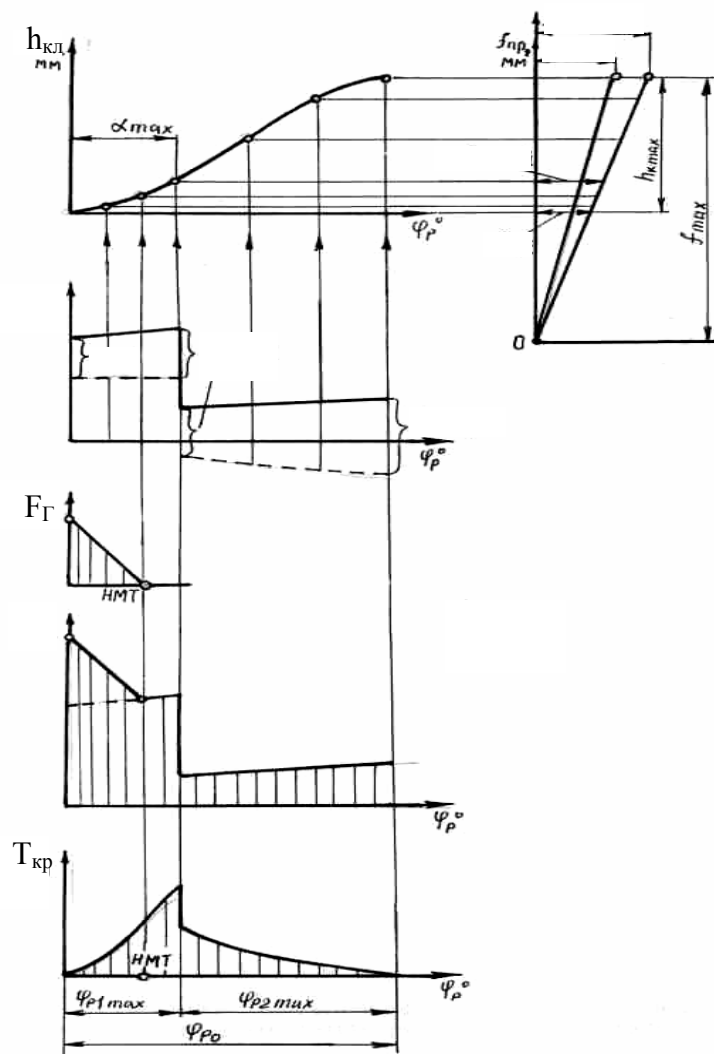


Рис.6.10. Определение суммарной силы F_T и крутящего момента на распределительном валу от одного кулачка

Для определения максимального момента $M_{p.\max}$, скручивающего вал от одновременного действия всех кулачков, необходимо построить кривую набегающих моментов.

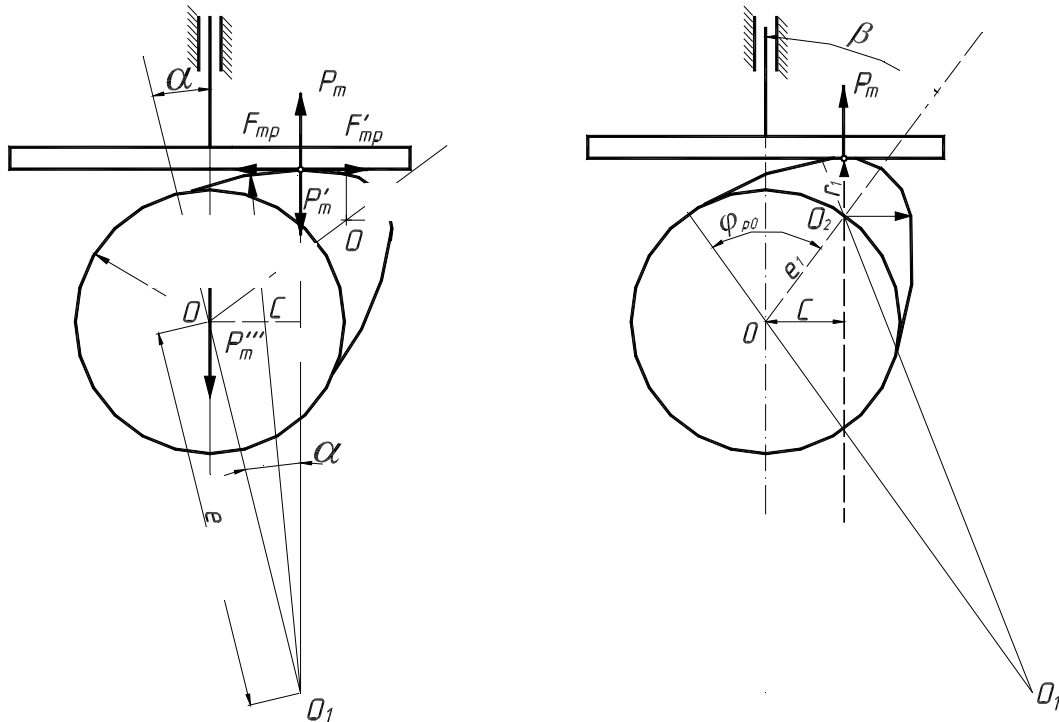


Рис.6.11. Схемы действующих сил для плоского толкателя и кулачка, очерченной дугами окружностей: а – для первого участка ; б – для второго участка;

Касательное напряжение

$$\tau_{\max} = T_{p.\max} / W_{кр} ,$$

где $W_{кр} = 0,5 \cdot W_{из}$ – момент сопротивления кручению расчетного сечения.

Суммарное напряжение

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau_{\max}^2} \leq [\sigma_{\Sigma}] . \quad (6.36)$$

Допустимые значения $[\sigma_{\Sigma}]$ не должно превышать 100...150 МПа.

6.7. Расчет толкателя

Размеры основных элементов цилиндрических толкателей автотракторных двигателей характеризуются следующими соотношениями:

- длина рабочего участка толкателя $l_T = (1,25 \dots 1,90) d_{Г.ВП}$;
- наружный диаметр $d_T = (0,60 \dots 0,85) d_{Г.ВП}$;
- толщина стенки $\delta_T = (1,5 \dots 3) \text{ мм}$;
- диаметр втулки ролика $d_p = 0,7 d_{Г.ВП}$;
- длина ролика $l_p = 0,35 d_{Г.ВП}$.

Плоский толкатель рассчитывают на первом участке (начало подъёма клапана). Рабочая поверхность стержня толкателя нагружается боковыми силами, а износ её оценивается величиной удельного давления.

При плоском толкателе источником боковых сил является момент, возникающий при набегании кулачка на опорную поверхность толкателя и изгибающий его стержень (рис. 6.12. а).

$M_{T \max} = (F_T)_{\alpha \max} \cdot OO' = (F_T)_{\alpha \max} \cdot b = (F_{\text{пр.т}} + F_{j_{\text{т}}})_{\alpha \max} \cdot b = (F_{\text{пр}} + F_{j_i})_{\alpha \max} \cdot i_k \cdot b$,
где $(F_T)_{\alpha \max}$ – максимальная сила, действующая на толкатель в конце первого участка профиля; $(F_{j_{\text{т}}})_{\alpha \max}$ – приведенные к оси толкателя силы инерции МГР в конце первого участка профиля;

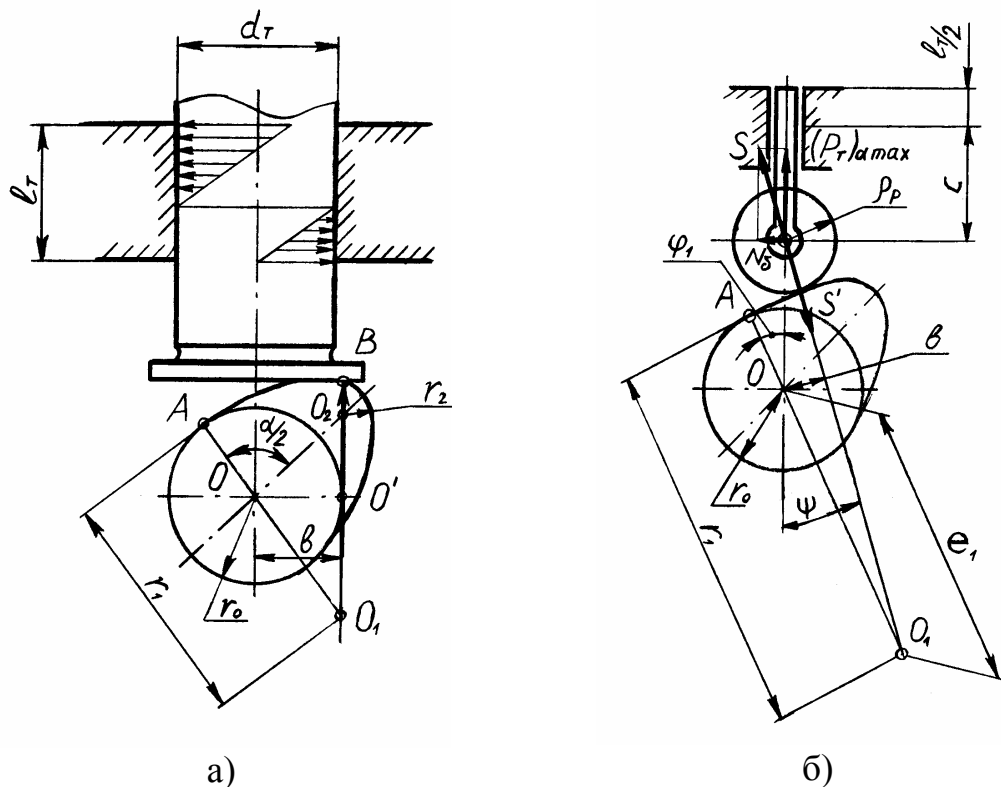


Рис. 6.12. Расчетные схемы толкателей:
а - плоского; б - роликового.

$(F_{\text{пр.т}})_{\alpha \max}$ – приведенная к оси толкателя сила пружины в конце первого участка профиля; b – длина перпендикуляра, опущенного из центра начальной окружности кулачка на направление действия силы:

$$b = \frac{r_1 - r_0}{r_1 - r_2} \cdot a \cdot \sin \alpha/2,$$

где a – величина расстояния между осью вала и центром окружности вершины кулачка:

$$a = r_0 + h_{T \max} - r_2.$$

Максимальная удельная нагрузка (МПа).

$$q_{\max} = \frac{6M_{T\max}}{d_T \cdot l_T^2}, \quad (6.37)$$

где d_T – наружный диаметр стержня толкателя; l_T – длина рабочего участка боковой поверхности толкателя находящегося в направляющей при расчетном положении кулачка.

В толкателе с роликом (рис. 6.12. б) боковая поверхность нагружается силой $N_6 = (F_T)_{\alpha \max} \operatorname{tg} \psi$, приложенной на расстоянии Y от середины направляющей.

Максимальная удельная нагрузка на боковую поверхность толкателя

$$q_{\max} = \frac{2(F_T)_{\alpha \max} \cdot \operatorname{tg} \psi}{d_T l_T} \cdot \left(2 + \frac{3c}{l_T}\right), \quad (6.38)$$

где c – расстояние от точки приложения боковой силы N_6 до середины направляющей втулки; ψ – угол между направлением силы S и осью толкателя; угол ψ можно определить из выражения $\sin \psi = \frac{e_1 \cdot \sin \varphi}{r_1 + \rho_T}$.

Максимальная удельная нагрузка не должна превышать 10 МПа.

Ось роликов рассчитывается на наибольшее удельные нагрузки, напряжения среза и изгиба (рис 6.13).

Удельная нагрузка на опорах сил

$$\kappa_{\text{см}} = \frac{D_T}{(L - l_{\text{см}})d},$$

на втулке ролика

$$\kappa_{\text{см}} = \frac{F_T}{l_{\text{см}} \cdot d}, \quad (6.39)$$

напряжение среза

$$\tau = \frac{F_T}{2A_0} = \frac{2F_T}{\pi(d_p^2 - \delta_p^2)}, \quad (6.40)$$

напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{F_T(L + l_{\text{см}})}{8 \cdot W}, \quad (6.41)$$

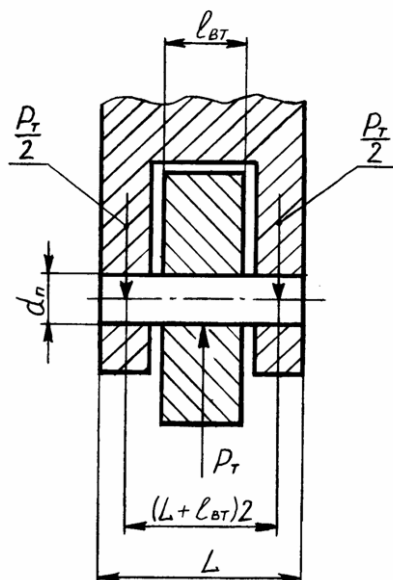


Рис. 6.13. Схема нагружения осей ролика толкателя.

где L – длина оси ролика; $l_{\text{вт}}$ – длина втулки ролика; d_p – нагруженный диаметр оси ролика; δ_p – диаметр внутреннего сверления оси; A_0 и W_n – площадь поперечного сечения и момент сопротивления изгибу оси.

Допускаемые значения напряжения (МПа):

	$K_{\text{оп}}$	$K_{\text{вт}}$	τ	$\sigma_{\text{и}}$
автотракторные двигатели	100	80	60	180
форсированные	180	120	90	350

Наибольшие напряжения смятия по концам направляющего толкателя:

в точке E_1 , рис. 6.14.

$$\kappa_1 = \frac{2N_{\delta}}{d_T \cdot l_T^2} (2l_T + 3c); \quad (6.42)$$

в точке E_2

$$\kappa_2 = \frac{2N_{\delta}}{d_T \cdot l_T^2} (l_T + 3c), \quad (6.43)$$

где c – расстояние от центра ролика до направляющей.

Значения κ составляют 4...10 МПа.

6.8. Расчет штанги

Если штанги взаимозаменяемы, то рассчитывают на первом участке наиболее

нагруженную штангу выпускного клапана. Если необходимо, то штанга выпускного клапана должна рассчитываться на первом и втором участках.

Для стержня штанги оценивают запас устойчивости, а сферические наконечники проверяют по напряжениям смятия.

Коэффициент запас устойчивости штанги

$$n = \frac{F_{кр}}{F_{ум}}, \quad (6.44)$$

где $F_{кр}$ – критическая сила; $F_{шт}$ – максимальная сила, сжимающая штангу в момент открытия выпускного клапана.

Критическая сила определяется по формуле Эйлера

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{ум}}{l_{шт}^2}, \quad (6.45)$$

где $l_{шт}$ – длина штанги; E – модуль упругости материала штанги первого рода (для дюралюминия $E = 0,7 \cdot 10^5$ МПа); $J_{ум}$ – экваториальный момент инерции поперечного сечения штанги; для штанги из прутка

$$J_{ум} = \frac{\pi d_{ум}^4}{64}.$$

Максимальная сила, сжимающая штангу

$$F_{ум} = \frac{F_T - m_T j_{T1 \max}}{\cos \beta} = \frac{M_T \cdot j_{T1 \max} + i_{\kappa} (F_{np0} + F_T) - m_T j_{T1 \max}}{\cos \beta} = \frac{M'_T \cdot j_{T1 \max} + (F_{np0} + F_T) i_{\kappa}}{\cos \beta}, \quad (6.46)$$

где m_T, j_T – масса и ускорение толкателя соответственно; β – угол между осью толкателя и осью штанги, обычно $\psi = 0$.

Коэффициент запаса устойчивости штанги должен находиться в пределах 2...5.

Напряжения смятия в сферических наконечниках, МПа

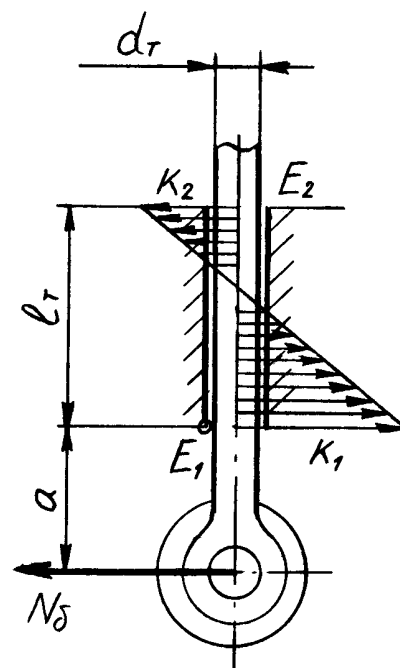


Рис. 6.14. Схема нагружения направляющей толкателя.

$$\sigma_{\text{сж}} = 0,3883 \sqrt{F_{\text{шт}} \cdot E^2 \left(\frac{1}{r_{\text{гол}}} - \frac{1}{r_{\text{гн}}} \right)^2}, \quad (6.47)$$

где $r_{\text{гол}}$ – радиус сферической головки; $r_{\text{гн}}$ – радиус сферического гнезда.

Напряжение $\sigma_{\text{см}}$ не должно превышать 2000 МПа.

Давление в головки штанги

$$q = \frac{F_{\text{шт}}}{f_{\text{гол}}} \leq [q_{\text{доп}}], \quad (6.48)$$

где $f_{\text{гол}}$ – площадь проекции опорной поверхности головки штанги на плоскость, перпендикулярную к оси штанги, $f_{\text{гол}} = \pi \cdot r_{\text{гол}}^2$.

Допустимые значения давления $[q] \leq 80 \dots 100$ МПа.

6.9. Расчёт коромысла

Внутренний диаметр втулки коромысла $d_{\text{вт.к}} = (0,47 \dots 0,60) d_{\text{г.вп.}}$. Коромысло клапана проверяют на изгиб и сжатие (или растяжение). Расчетными сечениями являются сечения А-А со стороны клапана и сечение Б-Б со стороны распределительного вала (рис. 6.15).

Расчет коромысла ведется на первом участке для выпускного и на втором для впускного клапанов.

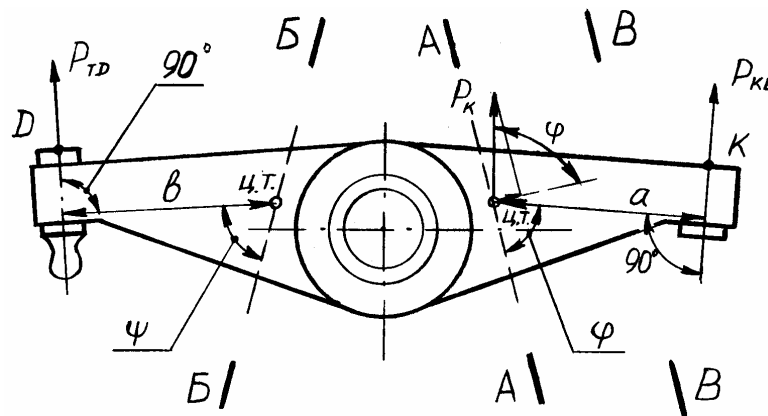


Рис. 6.15. Эскиз к расчету коромысла

При расчете действующих сил в точке L следует учитывать силы инерции только массы клапанного комплекта ($m_k + m_{\text{тар}} + m_{\text{зам}}$) и пружины ($1/3 m_{\text{пр}}$). В точке D учитываются массы клапанного комплекта, пружины и коромысла.

Суммарное напряжение в сечении А – А

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{изг}} + \sigma_{\text{сж}} = \frac{M_x}{W_x} + \frac{F_x}{A_{\text{З-З}}} \approx \frac{F_{\text{жЛ}} \cdot a}{W_{\text{А-А}}} + \frac{F_{\text{КЛ}} \cdot \cos \varphi}{A_{\text{А-А}}}; \quad (6.49)$$

в сечении Б–Б

$$\sigma_{\Sigma} \approx \frac{F_{\text{ТД}} \cdot b}{W_{\text{З-З}}} + \frac{F_{\text{ТД}} \cdot \cos \psi}{A_{\text{З-З}}}, \quad (6.50)$$

где $W_{\text{н}}$ и $A_{\text{З-З}}$ – соответственно момент сопротивления и площадь сечения коромысла клапана; φ и ψ – углы между плоскостями расчетного сечения и перпендикулярами к направлению соответствующей силы; $F_{\text{ТД}}$ и $F_{\text{КЛ}}$ – силы, действующие на концах коромысла,

$$\begin{aligned}
F_{TD} &= F_T - (m_T + m_{um}) \cdot j_{T \max} = M_T \cdot j_{T \max} + (F_{np} + F_T) \cdot i_\kappa - (m_T + m_{um}) \cdot j_{T \max} = \\
&= (F_{np} + F_T) \cdot i_\kappa + \left[\left(m_{\kappa \kappa} + \frac{1}{3} m_{np} \right) \cdot i_\kappa^2 + \frac{J_{кор}}{l_T^2} \right] \cdot j_{T \max}; \\
F_{KL} &= F_K - \left[\frac{m_m - m_{um}}{i_\kappa^2} + \frac{J_{кор}}{l_\kappa^2} \right] \cdot j_{\kappa \max} = \frac{F_T - \left(m_T + m_{um} + \frac{J_\kappa}{l_T^2} \right) \cdot j_{T \max}}{i_\kappa} = \\
&= F_{np} + F_T + m_{\kappa \kappa} \cdot j_{\kappa \max},
\end{aligned} \tag{6.51}$$

где F_κ – сила, приведенная к оси клапана; F_T – сила, приведенная к оси толкателя; $m_{\kappa \kappa} = m_\kappa + m_{\text{тар}} + m_{\text{зам}}$ – масса клапанного комплекта.

Для нахождения опасного сечения обычно приходится наметить и проверить ряд сечений (например В – В).

Допускаемые напряжения σ для коромысел (рычагов) из различных материалов [МПа]:

Литая сталь	40...50
Кованная сталь	60...80
Легированная сталь	100...200
Лёгкие сплавы, чугун	200...250.

Напряжение смятия опорной поверхности коромысла (ударник клапана) и регулировочного болта

для цилиндрического ударника

$$\sigma'_{\text{ц}} = 0,418 \sqrt{\frac{F_{KL} \cdot E}{m \cdot R}}; \tag{6.52}$$

для сферического ударника

$$\sigma'_{\text{см}} = 0,388 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{KL} \cdot E^2}{R}}; \tag{6.53}$$

сферической поверхности регулировочного болта

$$\sigma_{\text{см}} = 0,388 \cdot \sqrt{F_{TD} \cdot E^2 \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2}, \tag{6.54}$$

где E – модуль упругости материала; R – радиус опорной поверхности (ударника) коромысла; m – ширина ударника; r_1 – радиус выпуклой (сферической) части штанги; r_2 – радиус вогнутой части регулировочного болта. Напряжения смятия σ' для ударников клапанов двигателей (МПа):

автотракторных	1000...1500 и более;
форсированных конструкций	до 4000.

Втулки коромысла проверяется на удельное давление, которое должно быть в пределах $[\kappa] \leq 80$ МПа. При этом ось коромысла рассчитывается на срез и изгиб. Напряжения среза допускается не более $[\sigma_{\text{и}}] \leq 150$ МПа. Расчетное усилие для втулки и оси коромысла находится из уравнения моментов действующих на коромысло сил относительно одного из его концов.

В случае использования одной общей оси для всех коромысел или для нескольких из них ось может проверяться на жесткость путем определения

стрелы изгиба. При этом расчет выполняется совершенно аналогично расчету на жесткость распределительного вала.

7. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

7.1. Расчет радиатора

Система охлаждения двигателя рассчитывается для номинального режима ($P_{e\max}, \omega_{en}$). Расчет системы жидкостного охлаждения сводится к определению площади поверхности радиатора, основных размеров водяного насоса и подбору вентилятора. При расчете системы охлаждения воздушного охлаждения определяют площади поверхностей охлаждения ребер цилиндров и головки цилиндра.

Исходными параметрами для расчета системы охлаждения является количество теплоты $Q_{\text{от}}$, которое необходимо отвести от двигателя в охлаждающую среду в единицу времени.

Отводимая теплота включает часть выделяющейся в цилиндрах двигателя теплоты, не преобразующейся в индикаторную работу и не уносимой с отработавшими газами, и теплоту, эквивалентную работе трения, возникающего при движении деталей двигателя. Для проектируемого четырехтактного двигателя жидкостного охлаждения количество отводимой теплоты можно определить по империческим формулам (Дж/с):

для карбюраторного двигателя

$$Q_{\text{охл}} = CiD^{1+2m} n^m \frac{H_U - \Delta H_U}{\alpha H_U};$$

для дизельного двигателя

$$Q_{\text{охл}} = CiD^{1+2m} \cdot n^m \left(\frac{1}{\alpha} \right),$$

где H_U – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; ΔH_U – количество теплоты, теряемой в связи с неполнотой сгорания из-за недостатка кислорода, кДж/кг; i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; $C = 0,45 \dots 0,47$ – коэффициент пропорциональности; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; α – коэффициент избытка воздуха; $m = 0,6 \dots 0,7$ – показатель степени.

При определении расчетного количества теплоты, рассеиваемой радиатором, иногда вводят эксплуатационный коэффициент запаса φ' , связанный с загрязненностью радиатора. Тогда количество теплоты, отводимой от двигателя охлаждающей жидкостью

$$Q_{\text{ж.р}} = \varphi' \cdot Q_{\text{охл}} = (1,1 \dots 1,15) \cdot Q_{\text{охл}}.$$

Вместимость системы жидкостного охлаждения (л) принимают на основе следующих соотношений:

для легковых автомобилей	(0,18...0,33) P_e ;
для грузовых автомобилей	(0,24...0,34) P_e ;
для тракторов	(0,4...0,55) P_e .

Расчет сводится к определению площади поверхности охлаждения выбранного типа решетки радиатора, необходимой для передачи теплоты от охлаждающей жидкости к окружающему воздуху. При этом количество теплоты, отводимой от двигателя охлаждающей жидкостью ($Q_{ж.р}$), принимается равным количеству теплоты, передаваемой охлаждающему воздуху ($Q_{возд}$): $Q_{ж.р} = Q_{возд}$

Расчет жидкостного радиатора ведется в следующей последовательности.

1. Определение количества теплоты $Q_{ж.р}$, отводимой через систему охлаждения двигателя на режиме номинальной мощности (см. ранее).

2. Количество воздуха, проходящего через радиатор, m^3/c

$$V_{возд} = \frac{Q_{возд}}{\rho_{возд} \cdot C_{возд} \cdot (T_{возд.ВЫХ} - T_{возд.ВХ})}, \quad (7.1)$$

где $C_{возд}$ – средняя удельная теплоемкость воздуха; $C_{возд} = 1,005$ Дж/(кг К); $\rho_{возд}$ – плотность воздуха при температуре $40^\circ C$ ($T_{возд} = 313$ К), $\rho_{возд} = 1,13$ кг/ m^3 .

Для конкретного значения $T_{возд}$ при неизменном давлении может быть определено по зависимости $\rho_{возд} = 1,293 \cdot 273 / T_{возд}$; $T_{возд.ВЫХ}$, $T_{возд.ВХ}$ – температура воздуха за и перед радиатором, К. $T_{возд.ВХ}$ принимают равной 313 К.

$\Delta T_{возд} = T_{возд.ВЫХ} - T_{возд.ВХ}$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора, $\Delta T_{возд} = (20...30)$ К.

Количество воздуха (m^3/c), проходящего через радиаторы автотракторных двигателей находится в следующих пределах:

для бензиновых двигателей $(0,03...0,055) P_e$;

для дизелей $(0,015...0,04) P_e$,

3. Циркуляционный расход охлаждающей жидкости (m^3/c), проходящий через радиатор (подача жидкости насосом).

$$V_{ж} = \frac{Q_{ж.р}}{\rho_{ж} \cdot C_{ж} \cdot (T_{ж.ВХ} - T_{ж.ВЫХ})} = \frac{Q_{ж.р}}{\rho_{ж} \cdot C_{ж} \cdot \Delta T_{ж}}, \quad (7.2)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность охлаждающей жидкости: для воды при $t = 20^\circ C$, $\rho_{ж} = 1000$ кг/ m^3 , для тосола А-40, $\rho_{ж} = 1075...1095$ кг/ m^3 ; $C_{ж}$ – удельная теплоемкость жидкости: для воды $C_{ж} = 4,187$ Дж/(кг · К), для этиленгликоля $C_{ж} = 3,84$ Дж/(кг · К); $T_{ж.ВХ}$, $T_{ж.ВЫХ}$ – температура охлаждающей жидкости на входе и выходе радиатора, К. $T_{ж.ВХ}$ принимают 368...365 К; $\Delta T_{ж}$ – перепад температур охлаждающей жидкости в радиаторе, К. При принудительной циркуляции воды в системе температурный перепад $\Delta T_{ж} = 6...12$ К.

Средняя температура жидкости в радиаторе

$$T_{ж.ср} = (T_{ж.ВХ} + T_{ж.ВЫХ})/2 = (T_{ж.ВХ} + (T_{ж.ВХ} - \Delta T_{ж}))/2 = T_{ж.ВХ} - \Delta T_{ж}/2 \quad (7.3)$$

Для автотранспортных двигателей $T_{ж.ср} = 358 ... 365$ К.

Средняя температура воздуха, проходящего через радиатор

$$T_{возд.ср} = \frac{T_{возд.ВХ} + T_{возд.ВЫХ}}{2} = T_{возд.ВХ} + \frac{\Delta T_{возд}}{2}. \quad (7.4)$$

Для автотракторных двигателей $T_{возд.ср} = (323...328)$ К

4. Необходимая площадь поверхности охлаждения радиатора, м^2

$$A_{\text{мАВ}} = \frac{Q_{\text{Ж.Р}}}{K_{\text{Ж}} \cdot (T_{\text{Ж.СР}} - T_{\text{возд.СР}})}, \quad (7.5)$$

где $K_{\text{Ж}}$ – коэффициент теплопередачи от охлаждающей жидкости в стенки радиатора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Для автотракторных двигателей коэффициент теплопередачи принимается по опытным данным $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Для радиаторов легковых автомобилей	140...180
Для радиаторов грузовых автомобилей и тракторов	80....100
Для воздушно-маслянных радиаторов	25....70
Для водомаслянных	115...350

Площадь поверхности охлаждения радиаторов автотракторных двигателей составляет 7....60 м^2 и в зависимости от эффективной мощности автотракторных двигателей приблизительно находится в следующих пределах (м^2):

для легковых автомобилей	(0,13...0,31) P_e ;
для грузовых автомобилей	(0,2...0,41) P_e ;
для тракторов	(0,4...0,54) P_e .

5. Фронтальная (лобовая) поверхность радиатора, м^2

$$A_{\text{Фм}} = \text{НВ} = \frac{V_{\text{возд}}}{g_{\text{ВОД}}}, \quad (7.6)$$

где $g_{\text{ВОД}}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения машины $g_{\text{ВОД}} = 6...24 \text{ м/с}$; Н, В – высота и ширина радиатора, м

Фронтальную поверхность радиатора выполняют в виде квадрата, обеспечивая при этом равенство площадей: ометаемой вентилятором и фронтальной площади радиатора

6. Глубина сердцевин радиатора (м).

$$l_p = A_{\text{мАВ}} / (A_{\text{Фм}} \cdot \varphi_p),$$

где $\varphi_p = A_{\text{мАВ}} / V_{\text{РАД}}$ – коэффициент компактности радиатора; $V_{\text{РАД}}$ – геометрический объем радиатора

Для современных радиаторов $\varphi_p = 600....1800 \text{ м}^{-1}$.

Глубина сердцевин радиаторов (мм):

автомобильных	60....150;
тракторных	80....135.

7. Выбор конструкции охлаждающей решетки радиатора и установление основных размеров охлаждающего элемента.

7.2. Расчет жидкостного насоса

Жидкостной насос должен обеспечить расход жидкости через радиатор системы охлаждения. Расчетная производительность насоса ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется с учетом утечек жидкости из нагнетательной полости в всасывающую.

Исходные данные для расчета: подача насоса $V_{ж}$ м³/с, создаваемый насосом напор $H_{ж}$ и частота вращения крыльчатки $n_{кр}$ (мин⁻¹).

Расчетная подача насоса (м³/с)

$$V_{ж.р} = V_{ж} / \eta_H, \quad (7.7)$$

где η_H – коэффициент подачи, учитывающий утечки жидкости из нагнетательной полости во всасывающую, $\eta_H = 0,8 \dots 0,9$.

По необходимой подаче, $V_{ж.р}$, задаваясь скоростью жидкости на входе в насос C_1 , определяют радиус входного отверстия крыльчатки

$$r_1 = \sqrt{\frac{V_{ж.р} + C_1 \cdot \pi \cdot r_0^2}{C_1 \cdot \pi}}, \quad (7.8)$$

где r_0 – радиус ступицы крыльчатки, определяемый из конструктивных соображений в соответствии с креплением колеса на валу диаметра d , м. Значение $r_0 = 0,012 \dots 0,03$ м, большие значения r_0 относятся к двигателям с большим литражом; C_1 – скорость жидкости на входе в насос, м/с, $C_1 = 1 \dots 2,5$ м/с;

Диаметр входного отверстия крыльчатки у существующих конструкций изменяется в пределах $d_1 = 34 \dots 66,5$ мм.

Необходимая для создания давления жидкости окружная скорость, м/с, выхода жидкости с рабочего колеса (на внешнем диаметре)

$$U_2 = \sqrt{1 + \tan \alpha_2 \cdot \tan \beta_2} \cdot \sqrt{H_{ж} / (\eta_r \cdot \rho_{ж})}, \quad (7.9)$$

где α_2, β_2 – углы между направлениями скоростей жидкости на выходе из колеса и окружной скорости т.е. углы между направлениями скоростей соответственно C_2 и U_2 , W_2 и U_2 ; $H_{ж}$ – расчетный напор насоса, определяют из условия преодоления всех сопротивлений системы и получения кавитационного запаса. Давление создаваемое насосами, находится в пределах (5...10)Па; η_r – гидравлический КПД насоса, $\eta_r = 0,6 \dots 0,7$.

Для обеспечения $\eta_r = 0,6 \dots 0,7$ принимают $\alpha_2 = 8 \dots 12^\circ$, и $\beta_2 = 12 \dots 50^\circ$.

С увеличением β_2 возрастает напор создаваемый насосом, поэтому достаточно часто этот угол доводят до 90° (радиальные лопасти). Однако с увеличением β_2 КПД насоса снижается, поэтому большим значениям β_2 соответствуют меньшие значения η_r .

Наружный радиус крыльчатки, м

$$r_2 = 30 \cdot U_2 / (\pi \cdot n_{кр}),$$

где $n_{кр}$ – частота вращения крыльчатки, выбирается близкой к вращению коленчатого вала $n_{кв}$ с учетом расположения насоса и конструкции привода,

$$n_{кр} = (0,98 \dots 1,5) n_{кв}.$$

Окружная скорость (м/с) потока жидкости на входе (на радиусе r_1)

$$U_1 = U_2 \cdot r_1 / r_2.$$

Угол β_1 между относительной скоростью W_1 и отрицательным направлением окружной входной скорости U_1 (на входе жидкости в рабочее колесо) определяется исходя из того, что угол α_1 между векторами скоростей C_1 и U_1 равен 90° (входная скорость U_1 направлена вдоль оси вала) $\tan \beta_1 = C_1 / U_1$.

В существующих конструкциях $b_1 = 10...35$ мм, $b_2 = 4...25$ мм.

Мощность, затрачиваемая на привод насоса, кВт

$$P_n = \frac{V_{жр} \cdot H_{жс}}{10^3 \cdot \eta_M}, \quad (7.13)$$

где η_M – механический КПД водяного насоса; $\eta_M = 0,7...0,9$.

Значения P_M составляет $0,5...1,5$ % от номинальной мощности двигателя P_E .

7.3. Расчёт вентилятора

Вентилятор необходим для создания направленного воздушного потока, отводящего теплоту от радиатора. Привод вентилятора осуществляется от коленчатого вала клиноременной передачей. Окружные скорости ремней не должны превышать $30...35$ м/с.

Передаточные числа привода вентилятора достигают $0,88...1,5$. В системах охлаждения автотранспортных средств применяются как центробежные так и осевые вентиляторы. Центробежные вентиляторы часто применяются в системах воздушного охлаждения, а осевые вентиляторы (преимущественно пропеллерного типа) – в системах жидкостного охлаждения.

Тип вентилятора можно определить по условному коэффициенту быстроходности

$$n_{yc} = n_{\epsilon} \cdot V_{возд}^{0,5} / H_{\epsilon}^{0,75},$$

где H_{ϵ} – напор, развиваемый вентилятором, Па; $V_{возд}$ – количество воздуха, проходящего через радиатор (порога вентилятора), м/с; n_{ϵ} – частота вращения вентилятора, мин⁻¹.

При $n_{yc} = 15...100$ используют центробежные вентиляторы, при $n_{yc} = 80...300$ – осевые одноступенчатые.

Напор, развиваемый вентилятором, расходуется на преодоление сопротивлений всей воздушной сети с, Па

$$H_{\epsilon} = \Delta p_c = \xi_c \frac{\rho_{\epsilon} \cdot \omega_{\epsilon}^2}{2} = (\xi_p + \xi_T) \frac{\rho_{\epsilon} \cdot \omega_{\epsilon}^2}{2}, \quad (7.14)$$

где Δp_c и ξ_c – аэродинамические потери и коэффициент аэродинамического сопротивления всей воздушной сети; ξ_p и ξ_T – коэффициент аэродинамического сопротивления соответственно радиатора и воздушного тракта. Обычно $\xi_p / \xi_c \approx 0,45...0,50$; ω_{ϵ} – скорость воздуха, проходящего через радиатор с учетом скорости движения автомобиля, м/с; $\omega_{\epsilon} = (1...1,2) \cdot V_{авт} / 3,6$, где $V_{авт}$ – скорость движения автомобиля, км/ч.

Скорость воздуха перед фронтом радиатора, создаваемая вентилятором без учета обдува двигателя встречным потоком воздуха, не учитывают при расчете вентиляторов двигателей сельскохозяйственных тракторов вследствие малой скорости их движения.

Величину H_v можно определить на основании эмпирических выражений, графических зависимостей или статических данных. Для автотракторных двигателей $H_v = 600 \dots 1000$ Па.

Подача вентилятора, м/с

$$V_{возд} = \frac{Q_{возд}}{(\rho_{возд} \cdot C_{возд} \cdot \Delta T_{возд})}, \quad (7.15)$$

где $Q_{возд}$ – количество теплоты, отводимое от радиатора охлаждающим воздухом, Дж/с; $\rho_{возд}$ – плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе, кг/м³; $C_{возд}$ – теплоемкость воздуха при $T = 323 \dots 328$, Дж/(кг·К); $\Delta T_{возд}$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора, $\Delta T_{возд} = 20 \dots 30$ К.

При определении основных конструктивных параметров радиатора коэффициент обдува K_L стремятся сохранить равным единице. При этом условии фронтальная площадь решетки будет равна площади, ометаемой лопастями вентилятора, м

$$D_L = 2 \cdot \sqrt{A_{фр} / \pi} = 1,3 \cdot \sqrt{V_{возд} / \omega_g}, \quad (7.16)$$

где $A_{фр}$ – фронтальная площадь решетки радиатора, м².

Полученное значение D_L округляется до ближайшего в размерном ряду по ГОСТ 10616-73 (...0,25; 0,265; 0,280; 0,300; 0,315; 0,335; 0,355; 0,375; 0,400; 0,425; 0,450; 0,475; 0,500; 0,530; 0,560; 0,600; 0,630; 0,670...). В двигателях существующих конструкций используются вентиляторы диаметром 0,25...0,67 мм.

Окружная скорость лопасти вентилятора на ее внешнем диаметре, м/с

$$U_g = \psi_L \sqrt{H_g / \rho_g}, \quad (7.17)$$

где ψ_L – коэффициент, зависящий от формы лопастей.

Для плоских лопастей $\psi_L = 2,8 \dots 3,5$; для криволинейных $\psi_L = 2,2 \dots 2,9$.

По соображениям акустического характера величина скорости U_v должна находиться в пределах 70...110 м/с.

Частота вращения вала вентилятора, мин⁻¹

$$n_v = 60 \cdot U_v / (\pi \cdot D_L).$$

Наивыгоднейший угол α наклона лопасти к направлению воздушного потока изменяется пределах: у плоских лопастей $\alpha = 40 \dots 45^\circ$; у выпуклых лопастей $\alpha = 35 \dots 40^\circ$.

С увеличением угла наклона лопастей значительно возрастает мощность, необходимая на привод вентилятора. Ширина лопастей по хорде b в среднем равна 0,02...0,03 м; в отдельных случаях она достигает 0,08...0,12 м. При меньших числах лопастей вентилятора целесообразно принимать верхние значения из указанных пределов.

Число лопастей вентилятора z целесообразно выбирать минимальным, насколько позволяют габариты вентилятора, обеспечивающего необходимую подачу. Обычно число лопастей z принимают равным 4...7.

Диаметр ступицы $D_{ст}$ определяют из соответствующей формулы

$$D_{ст} = (0,3 \dots 0,6) D_L.$$

Зная $V_{возд}$ и принимая, исходя из сказанного выше и конструктивных соображений, внешний R_L и внутренний r радиусы лопастей, ширину b , число z и

угол наклона лопастей по отношению к направлению воздушного потока α проверяют соблюдение условия:

$$V_{\text{воз}} \leq V_{\text{возд.ф}}, \quad (7.18)$$

где $V_{\text{возд.ф}}$ – фактическая подача вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_{\text{воз.оп}} = \pi(R_{\text{л}}^2 - r^2)n_{\text{в}} \cdot b \cdot z_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \sqrt{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}, \quad (7.19)$$

где величины $R_{\text{л}}$, r , b в метрах; $\eta_{\text{в}}$ – коэффициент, учитывающий сопротивление потоку воздуха при выходе его из-под капота.

Этот коэффициент почти линейно зависит от отношения площади $f_{\text{к}}$ выходных щелей капота к площади ометаемой лопастями вентилятора (равной $\pi \cdot R_{\text{л}}^2$), и выбирается в пределах $0,35 \dots 0,7$ при $f_{\text{к}}/(\pi \cdot R_{\text{л}}^2) = 0,25 \dots 1,0$.

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, кВт

$$P_e = 0,735 \cdot \frac{z_{\text{в}} \cdot n_{\text{в}} \cdot b \cdot (R_{\text{л}}^4 - r^4) \cdot \sin \alpha}{2090000}, \quad (7.20)$$

через подачу и напора вентилятора

$$P_e = \frac{V_{\text{возд}} H_{\text{в}}}{1000 \cdot \eta_{\text{в}}}, \quad (7.21)$$

где $\eta_{\text{в}}$ – КПД вентилятора; для осевых клепанных вентиляторов, $\eta_{\text{в}} = 0,32 \dots 0,40$, а для литых $\eta_{\text{в}} = 0,55 \dots 0,65$.

Мощность $P_{\text{в}}$, затрачиваемая на привод вентилятора составляет $5 \dots 8\%$ номинальной мощности двигателя P_e .

8. РАСЧЕТ СМАЗОЧНОЙ И ПУСКОВОЙ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

8.1. Расчёт смазочной системы

Расчет включает определение вместимости смазочной системы, конструктивных параметров масляного насоса, радиатора и расчета подшипников скольжения. Исходной величиной для расчета элементов смазочной системы является количество масла, прокачиваемого через систему в единицу времени – циркуляционный расход.

Вместимость смазочной системы (л). из условия обеспечения эксплуатационной надежности автотракторного двигателя

$$V_{\text{м}} = q \cdot P_e, \quad (8.1)$$

где: P_e – эффективная мощность двигателя, кВт; q – удельная емкость смазочной системы, $\frac{\text{л}}{\text{кДж}}$, значения q изменяется в пределах:

для бензиновых двигателей легковых автомобилей	0,04 ... 0,09;
для бензиновых двигателей грузовых автомобилей и дизелей легковых автомобилей	0,07 ... 0,1;
для дизелей грузовых автомобилей	0,11 ... 0,16;
для дизелей тракторных	0,18 ... 0,6;

Вместимость смазочных систем некоторых отечественных автотракторных двигателей приведены в таблице 8.1.

Таблица. 8.1

Заправочная вместимость автотракторных двигателей

Двигатель	$V_M, \text{л}$	Двигатель	$V_M, \text{л}$	Двигатель	$V_M, \text{л}$
МеМЗ – 969А	3,5	ЗИЛ – 130	9	Д – 144	11
УЗАМ – 412Э	5,2	ЯМЗ – 236	25	Д – 240	15
ВАЗ 2121	3,75	ЯМЗ – 238	32	Д – 245	15
УМЗ – 451М	6,2	ЯМЗ – 240	43	СМД – 60	20
ЗМЗ – 53 - 11	8	КамАЗ – 740	26	СМД - 66	18

Циркуляционный расход масла определяется с учетом количества теплоты Q_M , которая должна быть перенесена маслом от деталей двигателя в охладитель, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_M = \frac{Q_M}{(C_M \cdot \rho_M \cdot \Delta T_M)}, \quad (8.2)$$

где: ρ_M – плотность масла, $\rho_M = 900 \dots 920 \text{ кг}/\text{м}^3$; C_M – удельная теплоемкость масла, $C_M = 1,88 \dots 2,094 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; ΔT_M – степень подогрева масла в двигателе: для бензиновых двигателях $\Delta T_M = 10 \dots 15 \text{ К}$; для дизелей. $\Delta T_M = 20 \dots 25 \text{ К}$; Q_M – количество отводимой от двигателя теплоты, $\text{кДж}/\text{с}$.

$$Q_M = \frac{1}{3600} q_M \cdot P_e \cdot q_e \cdot 10^{-3} \cdot H_u = \frac{1}{3600} \cdot H_u \cdot G_T \cdot q_M,$$

где: G_T – часовой расход топлива, $\text{кг}/\text{ч}$; H_u – низшая теплота сгорания топлива, $\text{кДж}/\text{кг}$; q_M – относительный теплоотвод через смазочную систему;

для карбюраторных двигателей $q_M = 0.015 \dots 0.02$;

для дизелей $q_M = 0.02 \dots 0.025$;

для дизелей с охлаждаемыми поршнями $q_M = 0.04 \dots 0.06$.

8.2. Расчет масляного насоса

Производительность масляного насоса определяют на основании потребного циркуляционного расхода масла. В связи с необходимостью обеспечения требуемого давления масла в магистрали при работе двигателя при различных скоростных диапазонах с разной температурой масла и при износе трущихся пар двигателя и насоса действительную подачу V_d насоса принимают несколько большей, чем циркуляционный расход

$$V_d = (2,0 \dots 3,5) \cdot V_{ц}, \quad (\text{м}^3/\text{с}). \quad (8.3)$$

Расчетная подача насоса $(\text{м}^3/\text{с})$

$$V_p = \frac{V_d}{\eta_H}, \quad (8.4)$$

где η_H – объемный коэффициент подачи насоса, учитывающий утечки масла через неплотности и влияние других факторов; $\eta_H = 0,6 \dots 0,8$.

Основные размеры зубчатого масляного насоса определяют из условия, что объем впадин между зубьями шестерен насоса равен объему зуба. Тогда расчетная подача насоса ($\frac{m^3}{c}$) через размеры шестерен

$$V_p = \pi D_0 \cdot h \cdot b \cdot n_H / 60, \quad (8.5)$$

где D_0 – диаметр начальной окружности шестерни, м; h – высота зуба, м; b – длина зуба, м; n_H – частота вращения насоса, мин^{-1} .

Принимается допустимая окружная скорость шестерни на внешнем диаметре $V_{ш}$, которая не должна превышать $8 \dots 10$ м/с, и выбирается частота вращения вала насоса n_H (мин^{-1}) с учетом отношения частот вращения колленчатого вала и ведущей шестерни насоса в пределах $0,7 \dots 1$ (дизели) или $1,5 \dots 2$ (карбюраторные двигатели).

Тогда наружный диаметр шестерни насоса (мм)

$$D_{ш} = 10^3 \cdot 60 \cdot V_{ш} / (\pi \cdot n_H). \quad (8.6)$$

Приняв стандартный модуль зацепления ($m = 3 \dots 6$ мм) и число зубьев z ($z = 7 \dots 12$), уточняют наружный диаметр шестерен (мм)

$$D_{ш} = m(z + 2). \quad (8.7)$$

Значение $D_{ш}$ находится в пределах $25 \dots 60$ мм.

Требуемая длина зубьев (ширина шестерни) определяется из выражения, принимая значения $h = 2m$ b, $D_0 = z \cdot m$

$$b = 10^9 \cdot 60 \cdot V_m / (2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_H), \text{ мм.}$$

Значение b изменяется в пределах $20 \dots 50$ мм.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод масляного насоса

$$P_n = p_n \cdot V_m / (10^3 \cdot \eta_{M.H}), \quad (8.8)$$

где $\eta_{M.H}$ – механический КПД масляного насоса: $\eta_{M.H} = 0.85 \dots 0.9$; p_H – рабочее давление масла в системе, МПа:

в карбюраторных двигателях	0,3 ... 0,5 ;
в дизелях	0,3 ... 0,7 .

В автотракторных двигателях существующих конструкций $P_n = 0.4 \dots 2$ кВт.

8.3. Расчет масляного радиатора

Расчет заключается в определении площади охлаждающей поверхности радиатора, необходимой для передачи теплоты, отводимой маслом от двигателя, к охлаждающему телу. Требуемая охлаждающая поверхность масляного радиатора, m^2

$$A_{рад} = \frac{Q_{M.P}}{K_M \cdot (T_{M.CP} - T_{вых..CP})}, \quad (8.9)$$

где $Q_{M.P}$ – количество теплоты, отдаваемой радиатором, Дж/с:

$$Q_{M.P} = (0.5 \dots 0.75) \cdot Q_M,$$

где K_M – полный коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающему телу $Bm/(m^2 \cdot K)$; $T_{M.CP}$, $T_{охл..CP}$ – средняя температура соответственно масла в радиаторе, К,

$$T_{M.CP} = (T_{p.вх} + T_{p.вых})/2,$$

где $T_{p.вых}$ – температура масла на выходе из радиатора (т.е. температура масла, поступающего в двигатель или находящегося в поддоне), $T_{p.вых} = 343 \dots 363$ К; $T_{p.вх}$ – температура на входе в радиатор, К;

$$T_{p.вх} = T_{p.вых} + \Delta T_M, \quad (8.10)$$

где ΔT_M – степень подогрева масла в двигателе, ориентировочно в карбюраторных двигателях $\Delta T_M = 10 \dots 15$ град. и в дизелях $\Delta T_M = 293 \dots 298$ К. Средняя температура масла в радиаторе находится в пределах $348 \dots 363$ К. Средняя температура охладителя, проходящего через радиатор (воздуха или воды), проходящего через радиатор, К.

$$T_{охл..CP} = T_{охл..вх} + \Delta T_{охл}/2,$$

где $T_{охл..вх}$ – температура охладителя на входе в радиатор, К (для воздушно – масляных радиаторов $T_{охл..вх} = 313$ К; $\Delta T_{охл}$ – степень подогрева охладителя (для воздуха при прохождении через решетку масляного радиатора $\Delta T_{охл} = 3 \dots 5$ град).

Для водомасляных радиаторов среднюю температуру охлаждающей жидкости, омывающей радиатор, принимают равной температуре воды, входящей в двигатель, т.е. $T_{охл..CP} = 348 \dots 358$ К.

Коэффициент теплопередачи K_M ($Bm/(m^2 \cdot K)$)

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (8.11)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам радиатора, $Bm/(m^2 \cdot K)$; δ – толщина стенки радиатора, м ($\delta = (2 \dots 4) \cdot 10^{-4}$ м); λ_T – коэффициент теплопроводности стенок, $Bm/(m \cdot K)$; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к охладителю, $Bm/(m^2 \cdot K)$.

Значения α_1 , λ_T , и α_2 принимают по опытным данным. Величина α_1 в зависимости от скорости движения масла ω_M $Bm/(m^2 \cdot K)$:

для гладких трубок при $\omega_M = 0,1 \dots 0,5$ м/с 100 ... 500;

для трубок с завихрителями и $\omega_M = 0,5 \dots 1,0$ м/с 800 ... 1400.

Значение λ_T зависит от материала радиатора и составляет, $Bm/(m \cdot K)$

для латуни и алюминиевых сплавов 80 ... 125;

для нержавеющей стали 10 ... 20.

Величина α_2 в зависимости от вида охлаждающего тела, $Bm/(m^2 \cdot K)$.

воздух 70 ... 140;

вода

2300 ... 4100.

Полный коэффициент теплопередачи $K_M, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

для прямых гладких трубок

115 ... 350;

для трубок с завихрителями

815 ... 1160.

В существующих конструкциях площадь поверхности охлаждения воздушно-масляного радиатора находится в пределах $1 \dots 3 \text{ м}^2$.

8.4. Расчет подшипника скольжения

Расчет подшипников скольжения шатунных и коренных шеек коленчатого вала проводится на основе гидродинамической теории смазки и состоит из определения минимально допустимого зазора между валом и подшипником, при котором сохраняется жидкостное трение (рис. 8.1).

Последовательность расчета.

1. Задается величина диаметрального зазора. При расчете подшипников скольжения автотракторных двигателей значения диаметральных зазоров могут быть определены из формул (мм);

минимальный зазор:

для карбюраторных двигателей

$$\Delta_{\text{мин}} = 0.004 \cdot \sqrt{d_{\text{ш}}};$$

для дизелей

$$\Delta_{\text{мин}} = 0.007 \cdot \sqrt{d_{\text{ш}}};$$

максимальный зазор

$$\Delta_{\text{макс}} = (2.2 \dots 2.5) \cdot \Delta_{\text{мин}},$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шатунной или коренной шейки, мм.

Для автотракторных двигателей с диаметром шеек 50 ... 100 мм ориентировочно диаметральный зазор находится в пределах:

для подшипников, залитых баббитом

$$\Delta = (0.5 \dots 0.7) 10^{-3} \cdot d_{\text{ш}};$$

для подшипников, залитых свинцовистой

бронзой

$$\Delta = (0.7 \dots 1.0) 10^{-3} \cdot d_{\text{ш}}.$$

Для некоторых отечественных двигателей предельные диаметральные зазоры приведены в табл. 8.1. 2. Условное давление на единицу площади диаметральной проекции (МПа)

$$K = \frac{R_{\text{ш}}}{(l_{\text{ш}} \cdot d_{\text{ш}})},$$

где $R_{\text{ш}}$ – нагрузка на подшипник за рабочий цикл (определяется из динамического расчета двигателя по развернутой полярной диаграмме нагрузок на шейку); $l_{\text{ш}}$ – длина опорной поверхности вкладыша.

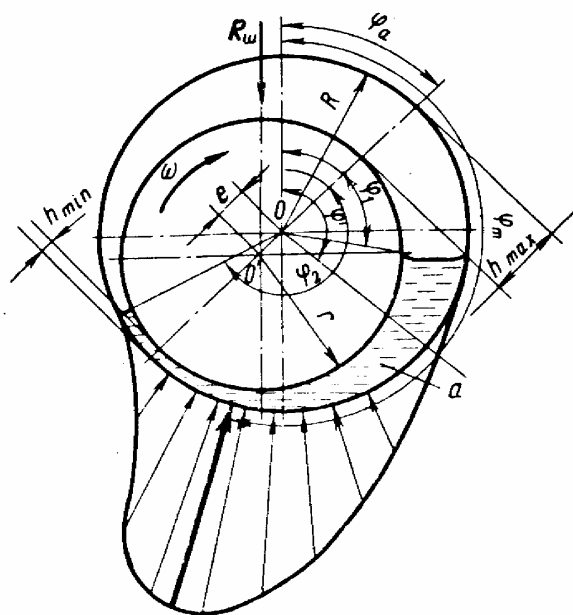


Рис. 8.1. К расчету подшипника скольжения

Диаметральные зазоры в шатунных и коренных подшипниках

Двигатель	Диаметральный зазор(мм) в подшипнике		Двигатель	Диаметральный зазор(мм) в подшипнике	
	шатунном	коренном		шатунном	коренном
АЗЛК - 412	0.02...0.064	0.014...0.057	ЯМЗ - 238	0.056...0.184	0.076... 0.126
ВАЗ – 2121	0.036...0.086	0.05...0.095	КамАЗ - 740	0.0895...0.1295	0.144...0.196
ЗМЗ - 24	0.024...0.063	0.036...0.079	D – 240	0.065...0.123	0.07...0.134
ЗМЗ - 53	0.030...0.067	0.026...0.071	D – 260T	0.035...0.103	0.045...0.122
ЗИЛ-130	0.026...0.072	0.026...0.085	CMD - 60	0.09...0.106	0.1...0.156

Для гидродинамического расчета подшипника рассчитываются следующие значения удельных давлений:

среднее за рабочий цикл

$$K_{cp} = R_{ш.ср} / (l_{ш} \cdot d_{ш});$$

среднее в петле максимальных нагрузок

$$K'_{cp} = R'_{ш.ср} / (l_{ш} \cdot d_{ш});$$

максимальное

$$K_{max} = R_{ш.макс} / (l_{ш} \cdot d_{ш}).$$

По K_{cp} производят тепловой расчет подшипника, по K'_{cp} определяют минимальную толщину масляного слоя и по K_{max} выбирают антифрикционный материал, усталостная прочность которого обеспечит необходимую долговечность работы узла.

3. Задаются давление и температурой масла на входе в подшипник:

для бензиновых двигателей $p_{нас} = 0,3 \dots 0,4$ МПа; $T_{BX} = 343 \dots 348$ К;

для дизелей $p_{нас} = 0,4 \dots 0,6$ МПа; $T_{BX} = 348 \dots 353$ К.

4. Подбирается сорт моторного масла, соответствующий условиям работы подшипника, соответствующие условия работы, моторное масло. При этом следует ориентироваться на существующие конструкции двигателей, аналогичных проектируемому.

Для ориентировочного выбора группы масла можно рекомендовать:

для бензиновых двигателей:

– при $\varepsilon = 6,5 \dots 7,5$ и $n = 3000 \dots 4000$ мин⁻¹ – масла группы В₁;

– при $\varepsilon = 8 \dots 9$ и $n = 5000 \dots 6000$ мин⁻¹ – масла группы Г₁;

для дизелей предложен условный показатель W напряженности работы масла в двигателе [19]:

$$W = \frac{G_T}{F_{\Sigma} \cdot i} \cdot \frac{P_e}{G_m} \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\beta} \cdot \frac{1}{n}, \quad (8.12)$$

где G_T – часовой расход топлива, кг/ч; F_{Σ} – суммарная площадь рабочих поверхностей зеркала цилиндра, днища поршня, головки цилиндра, м²; i – число цилиндров; G_m – емкость системы смазки, кг; $K_{\alpha} = 1,0$ – для бзнаддувных двигателей; $K = 1,3$ для двигателей с наддувом; $K_{\beta} = 1,7$ – для двигателей

воздушного охлаждения; $K_\beta = 1,0$ – для двигателей жидкостного охлаждения.

Тогда для тракторных дизелей по величине W выбирают:

$W = \text{до } 150$ – масла группы B_2 ; $W = 197 \dots 223$ – масла группы B_2 ; $W = 358 \dots 648$ – масла группы Γ_2 .

5. Задаваясь одновременно тремя предполагаемыми значениями температур масла на выходе $T_{\text{вых}}$, определяют средние температуры T_{CP} масла в масляном слое

$$T_{CP} = (T_{\text{вых}} + T_{BX}) / 2,$$

где $T_{\text{вых}} = 353 \dots 383$ К

По полученным значениям средних температур масла в слое находят по графику (рис.8.2) соответствующие им значения динамической вязкости μ .

б) определяют коэффициент нагруженности Φ подшипника, как функцию от условного давления, относительного зазора, динамической вязкости масла и частоты вращения вала.

$$\Phi = 30 \cdot 10^6 \cdot \frac{K_{CP} \cdot \psi^2}{\mu \cdot \tilde{n} \cdot n}, \quad (8.13)$$

где K_{CP} – среднее условное давление за рабочий цикл, МПа; $\psi = \Delta / d_{ш}$ – относительный зазор; μ – динамическая вязкость масла, Па·с. n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; Δ – диаметральный зазор, мм.

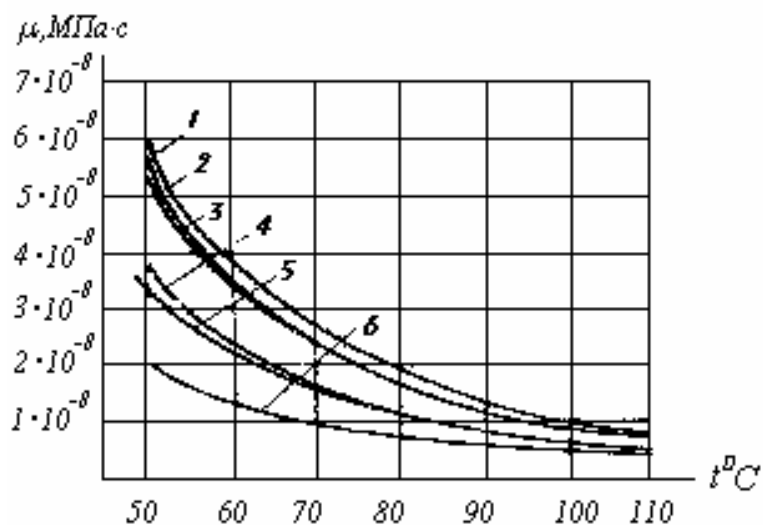


Рис. 8.2. Вязкостно – температурные кривые моторных масел:
1 – М – 12Г₁; 2 – М – 10В₂; 3 – М – 10ГФЛ; 4 – М – 8В₂; 5 – М – 8Г₁; 6 – М – 6В.

Зная коэффициент нагруженности при различных T_{CP} , по графику (рис. 8.2) находят относительный эксцентриситет χ .

6. Производят тепловой расчет подшипника (для всех значений χ). При этом для расчета теплового баланса необходимо раздельное определение количество выделяющейся в подшипнике и отводимой от него теплоты.

а). Количество теплоты, выделяющейся в подшипнике в результате трения, кДж/с

$$Q_{тр} = 5 \cdot 10^{-8} \cdot K_{CP} \cdot d_{ш}^2 \cdot l_{ш} \cdot \omega \cdot f,$$

где K_{cp} – в МПа; $d_{ш}$ и $l_{ш}$ – в мм; ω – угловая скорость вращения шейки, мин^{-1} ; f – коэффициент трения, $f = 0,002 \dots 0,008$.

Коэффициент f при жидкостном трении определяют с помощью вспомогательной функции β , зависящей от отношения длины подшипника к диаметру и эксцентриситета χ , по формуле

$$f = \beta \cdot \psi = \beta \cdot \frac{\Delta}{d}, \quad (8.14)$$

где Δ и d измеряют в одинаковых размерах.

Функция β на основании экспериментальных данных может быть найдена из рис. 8.3, а и б.

Для применяемых масел произведение $C_M \cdot \rho_M$ примерно постоянно и равно $1800 \dots 1900 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

Количество масла, циркулирующего через подшипник $\text{кг}/\text{м}^3$,

$$M = (q_T + q_H) \cdot \frac{\psi}{2} \cdot l_{ш} \cdot d_{ш}^2 \cdot \omega, \quad (8.15)$$

где q_T – коэффициент, учитывающий масло, выходящее из нагруженной части подшипника (зона, в которой развивается гидродинамическое давление);

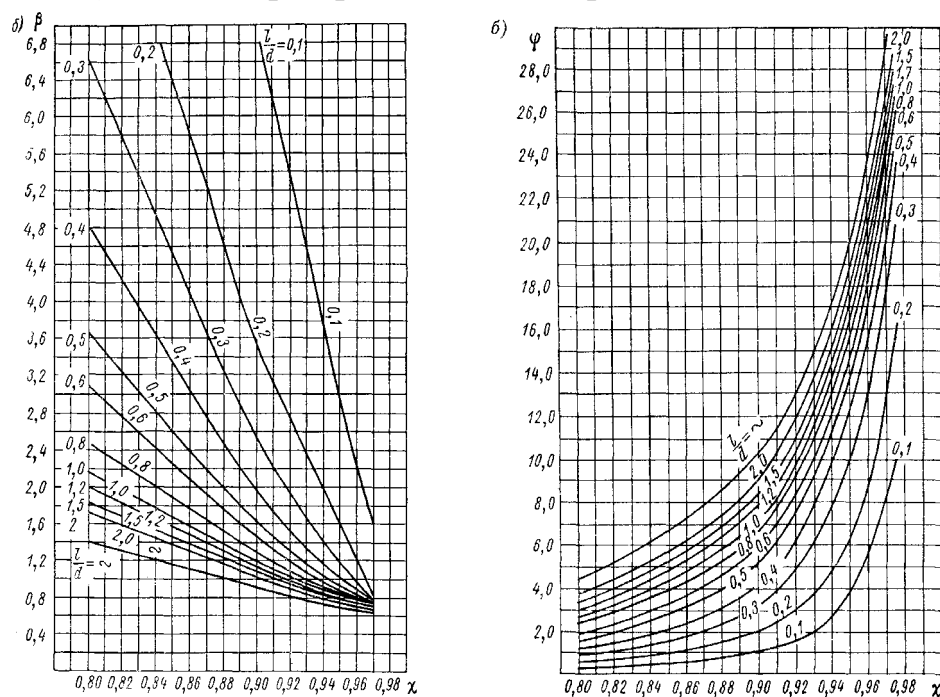


Рис.8.3. Зависимость относительного эксцентриситета χ от коэффициента нагруженности : а - $\Phi = 0 \dots 3$; б - $\Phi = 1 \dots 28$

q_T определяется по графикам, (рис. 8.4) от l/d и χ ; q_H – коэффициент, учитывающий масло, циркулирующее через ненагруженную зону подшипника, рис 8.5.

$$q_T q_H = \beta' \cdot \frac{P_{нас} \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} \cdot \left(\frac{d_{ш}}{l_{ш}}\right)^2, \quad (8.16)$$

где β' – коэффициент пропорциональности, определяют по диаграмме (рис. 8.6.) в зависимости от относительного эксцентриситета χ .

Температура среды T_0 для коренных подшипников можно брать равной температуре окружающего воздуха, а для шатунных подшипников – температуры среды в картере.

В ряде случаев величину $Q_{ш}$ из-за ее малости по сравнению с величиной $Q_{тр}$ в расчетах не учитывают ($Q_{ш} = (0,1 \dots 0,15) Q_{тр}$).

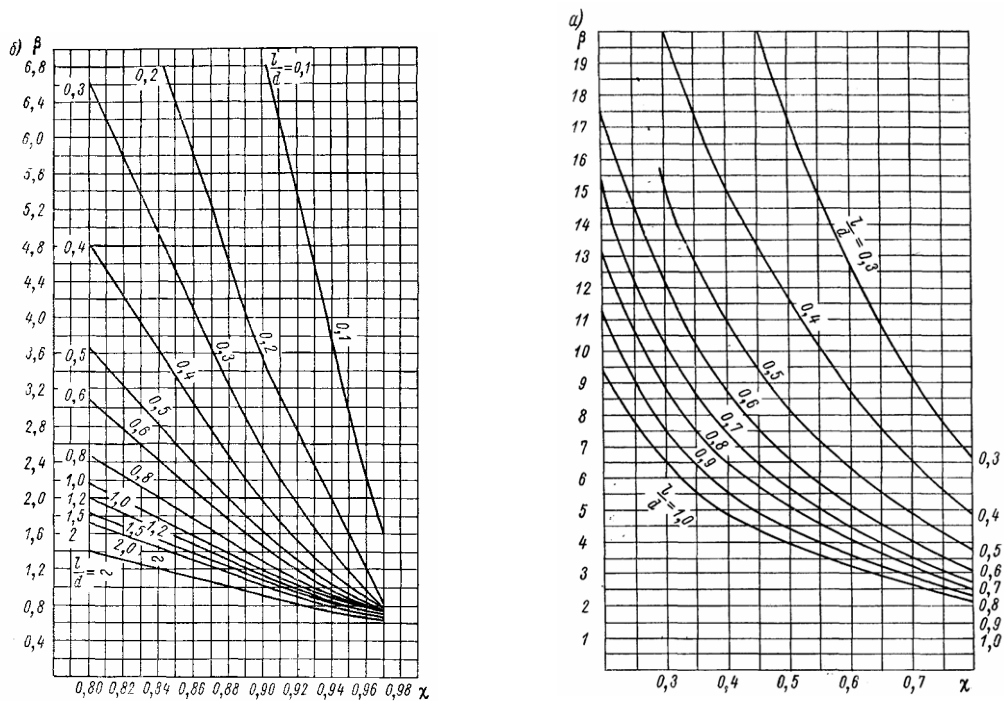


Рис. 8.4. Величина β в функции от эксцентриситета χ при различных l/d :

а - $\chi = 0,2 \dots 0,8$ б - $\chi = 0,8 \dots 0,96$

7. Уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_{тр} = Q_M + Q_{ш}.$$

Решение уравнения позволит получить величину наибольшей температуры смазки в несущем слое подшипника, создающейся в зоне минимальной его толщины.

Это решение наиболее целесообразно искать графически, а результаты расчета сводить в таблицу 8.3.

В итоге для каждого значения средней температуры будет известно количество теплоты, выделяющейся в подшипнике $Q_{тр}$ и отводимой от него ($Q_M + Q_{ш}$). По этим данным строят графики зависимостей количества выделяющейся (отводимой) теплоты от средней температуры масла (рис.8.7). Точка пересечения кривых, в которой $Q_{тр} = Q_M + Q_{ш}$, и определяет фактическую среднюю температуру масла в слое (соответственно для Δ_{MIN} , Δ_{MAX}).

Имея значения средней температуры несущего слоя, по графику находят действительную для данного режима работы вязкость принятого масла, и пользуясь формулой 8.13. рассчитывают коэффициент нагруженности подшипника Φ по значениям среднего удельного давления в петле максимальных нагрузок K'_{cp} .

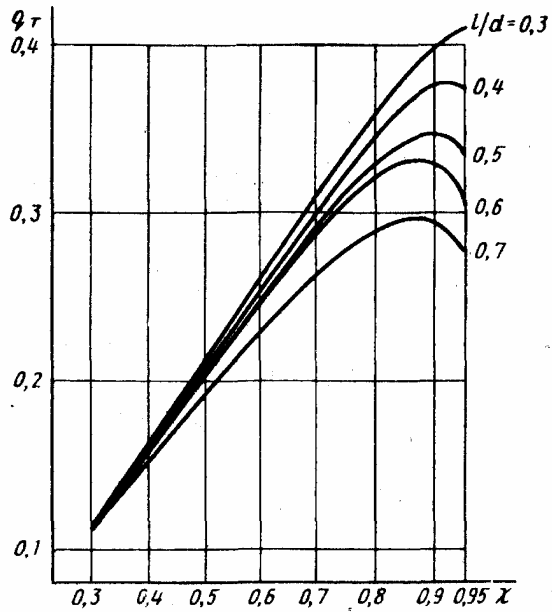


Рис.8.5. Зависимость коэффициента расхода через нагруженную часть от эксцентриситета

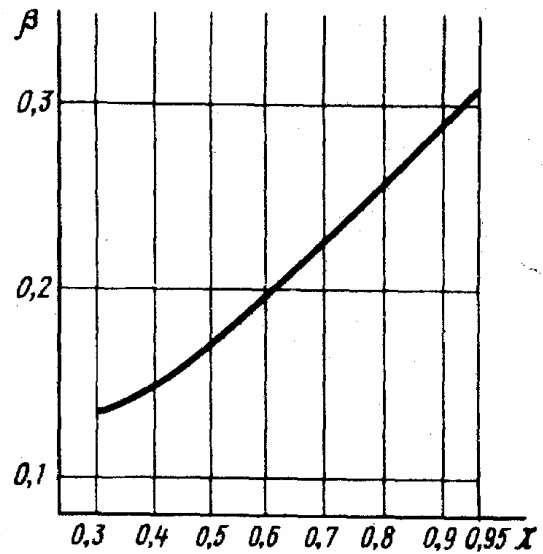


Рис.8.6. Зависимость коэффициента β от эксцентриситета

Таблица 8.3

Результаты расчета подшипника

Δ	$T_{ср1},$ К	$\mu,$ Па·с	Φ	χ	β	f	q_T	q_H	$M,$ м ³ /с	$Q_{TP},$ кДж/с	$Q_M,$ кДж/с	$Q_{Ш},$ кДж/с	$Q_M + Q_{Ш},$ кДж/с	$T_{ср.ф1},$ К
Δ_{min}	$T_{ср1}$ $T_{ср2}$ $T_{ср3}$													$T_{ср.ф1}$
Δ_{max}	$T_{ср1}$ $T_{ср2}$ $T_{ср3}$													$T_{ср.ф2}$

8. По графику (рис.8.6) находят относительные эксцентриситеты χ , соответствующие полученным коэффициентам нагруженности Φ .

9. Определяют минимальную толщину масляного слоя, соответствующих Δ_{MIN} и Δ_{MAX} .

$$h_{min} = \delta(1 - \delta) = \frac{\Delta}{2}(1 - \chi). \quad (6.21)$$

10. Определяют коэффициент запаса надежности подшипника.

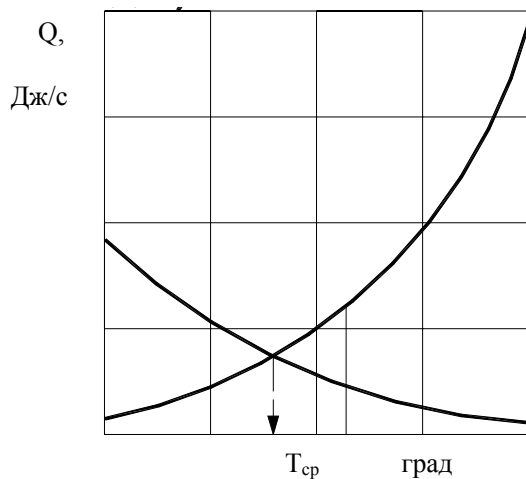


Рис. 8.7. График теплового баланса.

$$K = h_{MIN} / h_{KP}, \quad (6.22)$$

где h_{KP} — толщина критического слоя масла в подшипнике, при котором возможен переход жидкостного трения в сухое, $h_{KP} = 3 \dots 4$ мкм.

Если $K > 1.5$ и температура масла $T_{cp} < 383$ К, расчет заканчивают. В противном случае надо задать другие диаметральные зазоры или принять другой сорт масла (более вязкое) и повторить расчет.

8.5. Расчет системы пуска

Для пуска двигателя необходимо, чтобы частота вращения его вала обеспечивала условия возникновения и нормальное протекание рабочих циклов в цилиндре.

Минимальная скорость проворачивания коленчатого вала, при котором осуществляется надёжный пуск двигателя, называется пусковой частотой вращения. Она зависит от способа смесеобразования и зажигания, от температуры всасываемого воздуха и температуры двигателя, от его типа и конструктивных особенностей, степени изношенности деталей и т.п.

Основные условия для начала самостоятельной работы двигателя является превышение среднего индикаторного момента, развиваемого им в процессе пуска, над средним моментом сопротивления ДВС. Момент сопротивления T_{cp} проворачиваемого вала двигателя зависит от температуры окружающей среды, степени сжатия, частоты вращения, вязкости масла, числа и расположения цилиндров. Мощность пускового устройства определяется моментом T_{cp} и пусковой частотой конкретного двигателя.

Расчёт системы пуска двигателя выполняется в следующей последовательности:

1. С учётом типа двигателя принимают (рассчитывают) марку масла (см. смазочную систему) и определяют его кинематическую вязкость. В соответствии с требованиями ГОСТ 20000-82 предельная температура холодного запуска автотракторных дизелей со штатной пусковой системой считают -10^0 С при обычных зимних маслах и -20^0 С при применении загущённых масел.

Расчётная вязкость данной марки масла для заданной температуры окружающего воздуха определяется по вязкостно-температурным характеристикам смазочных масел рис. 8.8.

2. Выбирают пусковую частоту вращения коленчатого вала двигателя $n_{п.}$

3. Определяют расчётный средний момент сопротивления проворачиванию коленчатого вала двигателя $T_{C.CP}$, Н·м, по формуле

$$T_{C.CP} = \frac{p_T \cdot V_h}{\tau \cdot \pi}, \quad (8.19)$$

где p_T – среднее давление трения, Па; τ – количество тактов рабочего цикла двигателя; V_h – рабочий объём двигателя, л;

Для бензиновых двигателей при $n_{II} = 50 \dots 150 \text{ мин}^{-1}$;

$\nu = 1 \dots 20 \text{ тыс. мм}^2/\text{с}$; при $i \leq 6$ $p_T = (4.9 + 0.04 \cdot n_{II}) \cdot \nu^{0.5}$; при $i = 8$
 $p_T = (3.5 + 0.027 \cdot n_{II}) \cdot \nu^{0.5}$;

Для дизелей при $n_{II} = 50 \dots 200 \text{ мин}^{-1}$; $\nu = 1 \dots 20 \text{ тыс. мм}^2/\text{с}$; при $i \leq 4$
 $p_T = (24 + 0.032 \cdot n_{II}) \cdot \nu^{0.37}$; при $i \geq 6$ $p_T = (10 + 0.032 \cdot n_{II}) \cdot \nu^{0.41}$;

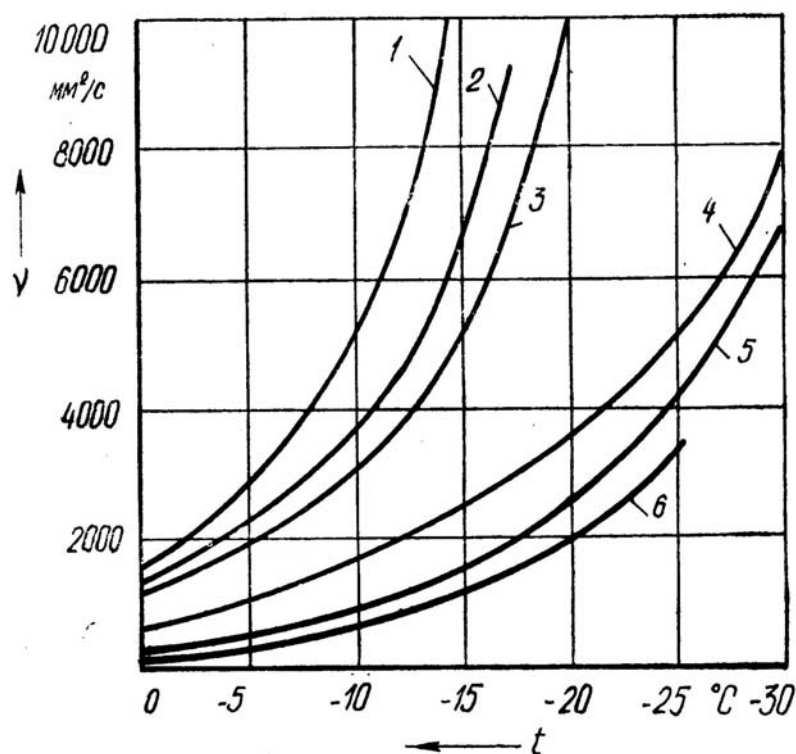


Рис. 8.8. Вязкостно-температурные характеристики смазочных масел:
 1- М-10Г₂; 2-М-8В; 3-М-8ДМ; 4-М-В₃; 5-М-6Г_{ФС}; 6-М-4₃/8В₂

4. Требуемая мощность пусковой системы, кВт

$$P_{II} = \frac{T_{C.CP} \cdot \pi \cdot n_{II} \cdot k}{3 \cdot 10^4 \cdot \eta_{пер}},$$

где k – коэффициент, учитывающий возможное снижение мощности пускового устройства в процессе эксплуатации: $k = 1,1 \dots 1,5$; $\eta_{пер}$ – КПД зубчатой передачи в приводе пускового устройства, зависящий от числа зубчатых пар; для передачи с одной парой шестерён $\eta_{пер} = 0,85$.

Заключение

Представленное учебное пособие составлено на основе государственного стандарта и отвечает тем требованиям, с какой степенью детализации следует освоить эту дисциплину. Прежде всего, полученные знания должны быть достаточными для того, чтобы правильно понять технические возможности автомобиля с целью совершенствования тягово-скоростных и топливно-экономических свойств в условиях эксплуатации.

При проектировании двигателей внутреннего сгорания следует учитывать, что уже сейчас многие заводы-изготовители переходят на современную технологию с использованием средств вычислительной техники, оснащения двигателей электронной системой впрыска топлива, управления газораспределения, охлаждения, степенью сжатия, управления оптимальными режимами движения и торможения. В дальнейшем развитии механизации и автоматизации производства двигателей эти тенденции будут углубляться. Этим предопределяются высокие требования к изучению конструкции и выполнению точных расчетов двигателей.

Вторая особенность изучения этой дисциплины заключается в том, что автомобилестроение представляет собой весьма динамичную систему и при изложении этого материала необходимо знать те проблемы, которые стоят в будущем перед проектировщиком.

Особого внимания заслуживают вопросы правильного и последовательного выполнения теплового и динамического расчетов, которые изложены в данном учебном пособии достаточно полно, даны сравнительные результаты расчета различных двигателей, приведены схемы механизмов, справочный материал для проектирования. Более полно эти вопросы освещаются в специальной литературе.

На основе представленного материала можно перейти к оптимальному проектированию. В этой области ведутся исследования по алгоритмам оптимизации и имеется опыт работы кафедры «Основы проектирования машин» Ульяновского госуниверситета по теории нелинейного программирования, которая в будущем приведет к численным методам оптимизации.

Авторы надеются, что данное учебное пособие поможет студентам, инженерам-конструкторам в улучшении свойств двигателей для автотранспортных средств.

Основные данные карбюраторных четырехтактных двигателей

Параметры	МеМЗ-968	УМЗ-451	ГАЗ-52-04	ВАЗ-2103	ГАЗ-24-01
Номинальная мощность N_e , кВт (л. с.)	29,4 (40)	52,8 (72)	55,0 (75)	56,5 (77)	62,3 (85)
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности n_N , мин ⁻¹	4200-4400	4000	2600	5600	4500
Число и расположение цилиндров	4 - V	4 - P	6 - P	4 - P	4 - P
Степень сжатия ε	7,2	6,7	6,7	8,5	6,7
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D	0868	1	1,341	1,053	1
Диаметр цилиндра D, мм	76	92	82	76	92
Ход поршня S, мм	66	92	110	80	92
Рабочий объем цилиндра двигателя $V_{л}$, дм ³ /л	1,197	2,445	3,484	1,451	2,445
Удельная мощность на 1 дм ² $N_{л}$, кВт/дм ³ , (л. с./л)	24,6 (33,4)	21,6 (29,4)	15,8 (21,5)	38,9 (53,1)	25,5 (34,8)
Скорость поршня $v_{п.ср.}$ при n_N , м/с	9,24 - 9,68	12,27	9,53	14,93	13,80
Максимальный крутящий момент $M_{емax}$, Н· м (кГ· м)	74,6 (7,6)	166,8 (17,0)	206,0 (21,0)	105,9 (10,8)	171,7 (17,5)
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте n_m , об/мин	2700 – 2900	2000	1400-1600	3500	2200-2400
Среднее эффективное давление при номинальной мощности P_e , МПа (Н/см ²)	0,67 – 0,70 (6,8 – 7,1)	0,65 (6,6)	0,73 (7,4)	0,83 (8,5)	068 (6,9)
Среднее эффективное давление при максимальном крутящем моменте $P_{ем}$, МПа (Н/см ²)	0,78 (8,0)	0,86 (8,8)	0,74 (7,5)	0,92 (9,4)	0,88 (9,0)
Минимальный удельный расход топлива g_{emin} , г/кВт · ч (г/л.с. · ч)	333 (245)	341 (250)	341 (250)	307 (225)	307 (225)
Расположение клапанов	верхнее		ниж- нее	верхнее	
Охлаждение	Воз- душ- ное	жидкостное			

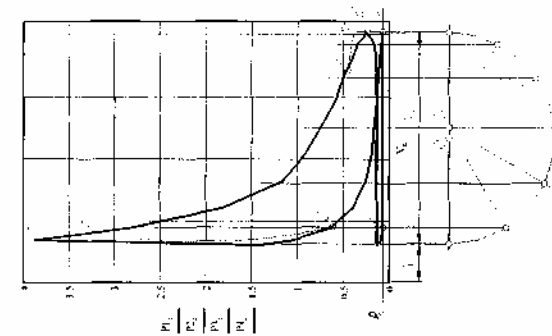
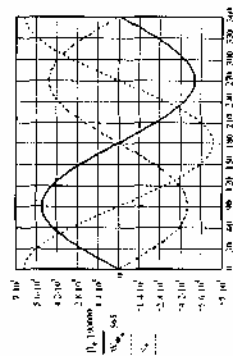
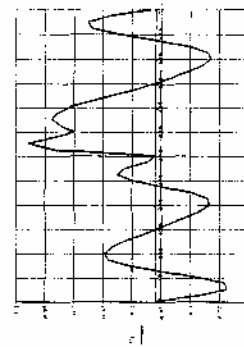


Fig. 1. Heterologous and cross-reaction.



Derivanti funzionali in numero di 5 mg



1914-15-16-17-18-19-20-21-22-23-24-25-26-27-28-29-30-31-32-33-34-35-36-37-38-39-40-41-42-43-44-45-46-47-48-49-50-51-52-53-54-55-56-57-58-59-60-61-62-63-64-65-66-67-68-69-70-71-72-73-74-75-76-77-78-79-80-81-82-83-84-85-86-87-88-89-90-91-92-93-94-95-96-97-98-99-100-101-102-103-104-105-106-107-108-109-110-111-112-113-114-115-116-117-118-119-120-121-122-123-124-125-126-127-128-129-130-131-132-133-134-135-136-137-138-139-140-141-142-143-144-145-146-147-148-149-150-151-152-153-154-155-156-157-158-159-160-161-162-163-164-165-166-167-168-169-170-171-172-173-174-175-176-177-178-179-180-181-182-183-184-185-186-187-188-189-190-191-192-193-194-195-196-197-198-199-200-201-202-203-204-205-206-207-208-209-210-211-212-213-214-215-216-217-218-219-220-221-222-223-224-225-226-227-228-229-230-231-232-233-234-235-236-237-238-239-240-241-242-243-244-245-246-247-248-249-250-251-252-253-254-255-256-257-258-259-260-261-262-263-264-265-266-267-268-269-270-271-272-273-274-275-276-277-278-279-280-281-282-283-284-285-286-287-288-289-290-291-292-293-294-295-296-297-298-299-300-301-302-303-304-305-306-307-308-309-310-311-312-313-314-315-316-317-318-319-320-321-322-323-324-325-326-327-328-329-330-331-332-333-334-335-336-337-338-339-340-341-342-343-344-345-346-347-348-349-350-351-352-353-354-355-356-357-358-359-360-361-362-363-364-365-366-367-368-369-370-371-372-373-374-375-376-377-378-379-380-381-382-383-384-385-386-387-388-389-390-391-392-393-394-395-396-397-398-399-400-401-402-403-404-405-406-407-408-409-410-411-412-413-414-415-416-417-418-419-420-421-422-423-424-425-426-427-428-429-430-431-432-433-434-435-436-437-438-439-440-441-442-443-444-445-446-447-448-449-450-451-452-453-454-455-456-457-458-459-460-461-462-463-464-465-466-467-468-469-470-471-472-473-474-475-476-477-478-479-480-481-482-483-484-485-486-487-488-489-490-491-492-493-494-495-496-497-498-499-500-501-502-503-504-505-506-507-508-509-510-511-512-513-514-515-516-517-518-519-520-521-522-523-524-525-526-527-528-529-530-531-532-533-534-535-536-537-538-539-540-541-542-543-544-545-546-547-548-549-550-551-552-553-554-555-556-557-558-559-560-561-562-563-564-565-566-567-568-569-570-571-572-573-574-575-576-577-578-579-580-581-582-583-584-585-586-587-588-589-590-591-592-593-594-595-596-597-598-599-600-601-602-603-604-605-606-607-608-609-610-611-612-613-614-615-616-617-618-619-620-621-622-623-624-625-626-627-628-629-630-631-632-633-634-635-636-637-638-639-640-641-642-643-644-645-646-647-648-649-650-651-652-653-654-655-656-657-658-659-660-661-662-663-664-665-666-667-668-669-670-671-672-673-674-675-676-677-678-679-680-681-682-683-684-685-686-687-688-689-690-691-692-693-694-695-696-697-698-699-700-701-702-703-704-705-706-707-708-709-710-711-712-713-714-715-716-717-718-719-720-721-722-723-724-725-726-727-728-729-730-731-732-733-734-735-736-737-738-739-740-741-742-743-744-745-746-747-748-749-750-751-752-753-754-755-756-757-758-759-760-761-762-763-764-765-766-767-768-769-770-771-772-773-774-775-776-777-778-779-780-781-782-783-784-785-786-787-788-789-790-791-792-793-794-795-796-797-798-799-800-801-802-803-804-805-806-807-808-809-810-811-812-813-814-815-816-817-818-819-820-821-822-823-824-825-826-827-828-829-830-831-832-833-834-835-836-837-838-839-840-841-842-843-844-845-846-847-848-849-850-851-852-853-854-855-856-857-858-859-860-861-862-863-864-865-866-867-868-869-870-871-872-873-874-875-876-877-878-879-880-881-882-883-884-885-886-887-888-889-890-891-892-893-894-895-896-897-898-899-900-901-902-903-904-905-906-907-908-909-910-911-912-913-914-915-916-917-918-919-920-921-922-923-924-925-926-927-928-929-930-931-932-933-934-935-936-937-938-939-940-941-942-943-944-945-946-947-948-949-950-951-952-953-954-955-956-957-958-959-960-961-962-963-964-965-966-967-968-969-970-971-972-973-974-975-976-977-978-979-980-981-982-983-984-985-986-987-988-989-990-991-992-993-994-995-996-997-998-999-1000-1001-1002-1003-1004-1005-1006-1007-1008-1009-1010-1011-1012-1013-1014-1015-1016-1017-1018-1019-1020-1021-1022-1023-1024-1025-1026-1027-1028-1029-1030-1031-1032-1033-1034-1035-1036-1037-1038-1039-1040-1041-1042-1043-1044-1045-1046

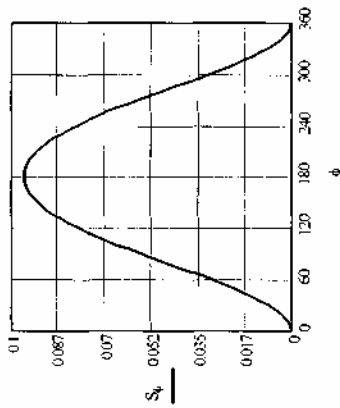


Fig. 2. Dependence of the rate of polymerization on the concentration of the initiator.

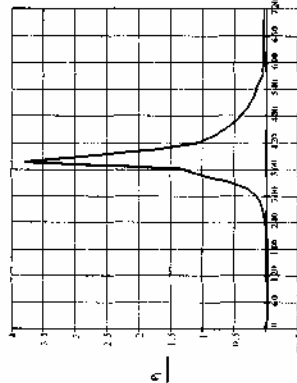
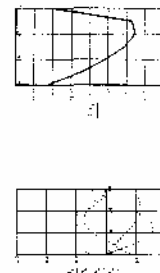
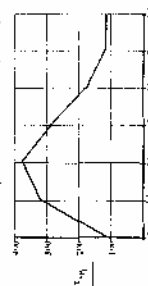


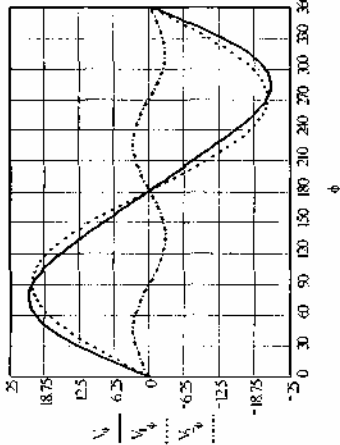
Рис. 6. Расчеты по уравнению Навье-Стокса



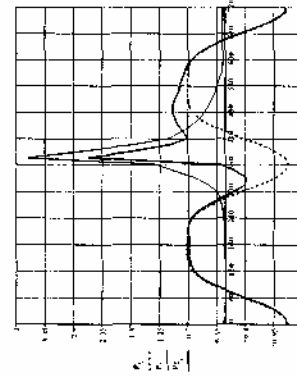
Id n'out ponchonnizhous mon
-dounid ponchonnizhous 11 m'd
d'ur id ponchonnizhous 01 m'd



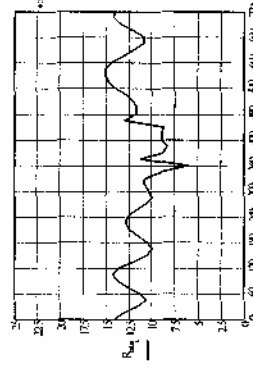
புலி 17 ருத்திர: சூரியதேவர சூரியதேவர
கருணாநாதர் கருணாநாதர்



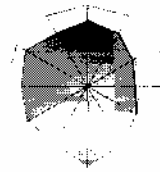
Page 3 of 20



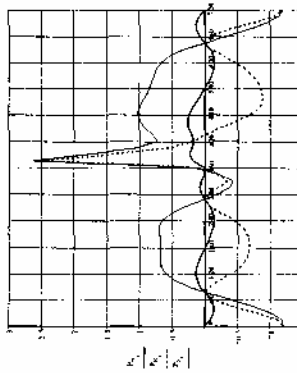
Wie? Besserung und Besserung?



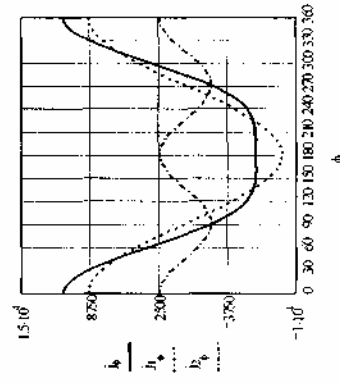
၂၀၁၆ ခု၊ ဧပြီလ ၁၀ ရက်နေ့၊ နံနက် ၈ နာရီ ၀၀ မိနစ်၊
 နေပြည်တော်၊ မြန်မာနိုင်ငံတော်



Για να διευκολυνθεί ο έλεγχος των δεδομένων μετρήσεων
 (δημιουργώντας με Microsoft Excel)

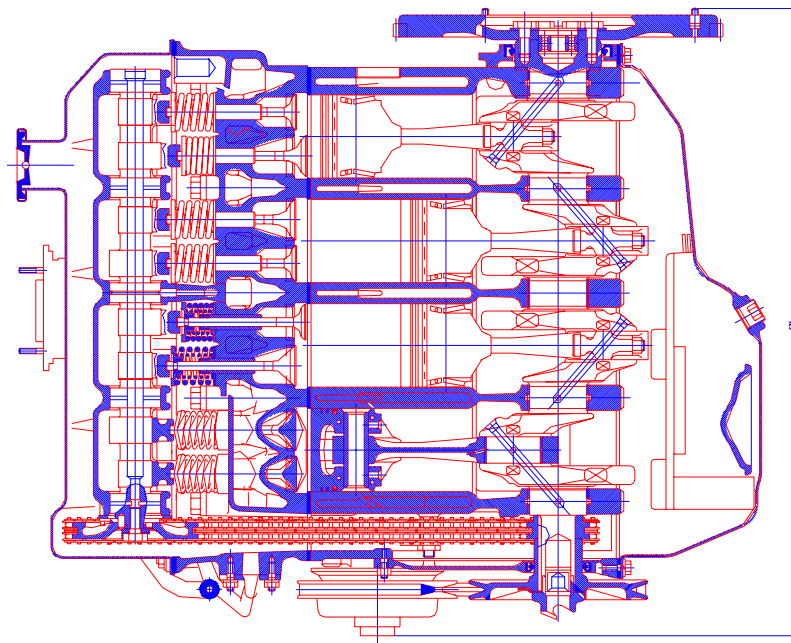
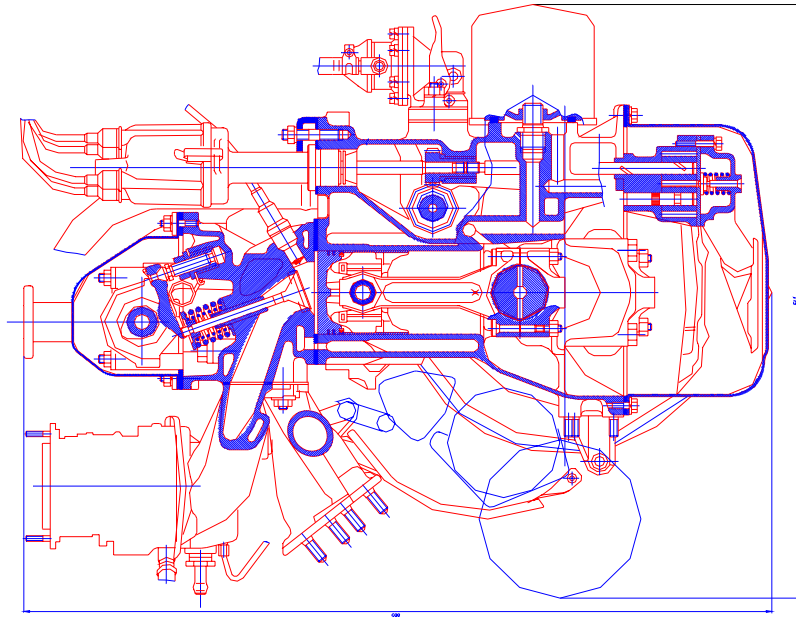


Per 8 August 1964



சென்னை மாநகராட்சி, 2016

[illegible]

[illegible]

Библиографический список

1. Автомобильные двигатели / Аргангельский В.М., Вихерт М.М., Войнов А.Н. и др. Под ред. Проф. Ховаха М.С.- М: Машиностроение, 1977. – 591 с.
2. Артамонов М.Д., Марин М.М. Основы теории конструирования автотракторных двигателей. Ч. 1. Теория автомобильных и тракторных двигателей. Учебник для вузов. – М: Высшая школа, 1973. – 206 с.
3. Белов П.М., Бурячко В.Р. Двигатели армейских машин. Часть первая. Теория.- М: Воениздат, 1971. – 512 с.
4. Белов П.М., Бурячко В.Р. Двигатели армейских машин. Часть вторая. Конструкция и расчет.- М: Воениздат, 1971. – 512 с.
5. Болтинский В.Н. Теория. Конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей.- М.: Сельхозиздат, 1962. – 391 с.
6. Ваншейд В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. –Л.: Судостроение, 1977.–391 с.
7. Вихерт М.М., Доброгаев Р.П. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей./ Под ред. Проф. Степанова Ю.А.- М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.
8. Гаврилов А.К. Системы жидкостного охлаждения автотракторных двигателей. - М.: Машиностроение, 1966. – 240 с.
9. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. 4-е издание/ Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983. –372 с.
10. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. 4-е издание/ Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
11. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. 4-е издание./ Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М: Машиностроение, 1985. –465 с.
12. Дизели. Справочное пособие конструктора./ Под ред. проф. Ваншейдта В.А. и др.- Л.: Машиностроение 1977. – 480 с.
13. Дмитриев В.А. Детали машин.- Л.: Судостроение, 1970. – 792 с.
14. Дьяченко Н.Х., Костин А.К. и др. Теория двигателей внутреннего сгорания./ Под ред. Н.Х.Дьяченко.- Л.: Машиностроение, 1974. – 551 с.
15. Дьяченко Н.Х., Харитонов Б.А. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания./ Под ред. проф. Дьяченко Н.Х. –Л.: Машиностроение, 1979. – 332 с.
16. Железко Б.Е. и др. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов.- М.: Машиностроение, 1987.– 247 с.
17. Колчин А.И., Демидов А.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей.- М.: Высш. школа, 1980. – 400 с.
18. Луканин В.Н., Морозов К.А. и др. Двигатели внутреннего сгорания Кн. 1. Теория рабочих процессов./ Под ред. проф. Луканина В.Н.- М.: Высш. школа, 1995. – 368 с.
19. Луканин В.Н., Морозов К.А. и др. Двигатели внутреннего сгорания Кн. 2. Динамика и конструирование./ Под ред. проф. Луканина В.Н.- М.: Высш. школа, 1995. – 319 с.
20. Мамедова М.Д., Васильев Ю.Н. Транспортные двигатели на газе.- М.: Машиностроение, 1994. – 224 с.
21. Микутенок Ю.А. и др. Смазочные системы дизелей.- Л: Машиностроение, 1986. –125 с.
22. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей.- М.: Колос, 1992. – 414 с.
23. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей.- М: Машиностроение, 1970. – 328 с.
24. Танатар Д.Б. Компонировка и расчёт быстроходных двигателей. – М: Морской транспорт, 1952. – 368 с.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ	
1.1. Общие сведения	4
1.2. Методика проведения теплового расчета	5
2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ	
2.1. Процесс наполнения	9
2.2. Процесс сжатия	12
2.3. Процесс сгорания	14
2.4. Процесс расширения и выпуска	19
2.5. Индикаторные показатели цикла	22
2.6. Эффективные показатели двигателя	23
2.7. Основные размеры цилиндра двигателя	15
2.8. Показатели напряженности двигателя	26
2.9. Построение индикаторной диаграммы	27
2.10. Тепловой баланс двигателя	30
3. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ	
3.1. Кинематика кривошипно-шатунного механизма	32
3.2. Кинематика шатуна	38
3.3. Динамика кривошипно-шатунного механизма	39
3.4. Неравномерность хода двигателя и расчет маховика	59
4. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ	
4.1. Предпосылки к расчету и расчетные режимы	64
4.2. Критерии прочности при расчете двигателей	66
4.3. Блок-картер	69
4.4. Расчет деталей поршневой группы	79
4.5. Расчет поршневого кольца	88
5. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ШАТУННОЙ ГРУППЫ	
5.1. Расчет шатуна	91
5.2. Расчет на прочность элементов шатуна	92
5.2.1. Расчет поршневой головки	93
5.3. Напряжение от сжимающей силы	95
5.4. Расчет стержня шатуна	98
5.5. Расчет крышки кривошипной головки шатуна	100
5.6. Расчет шатунных болтов	102
5.7. Коленчатый вал	104
5.7.1. Расчет коренных шеек	106
5.7.2. Расчет шатунных шеек	108
5.7.3. Расчет щеки коленчатого вала	113
6. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ	
6.1. Проверка пропускной способности клапана	115
6.2. Кинематика и динамика клапанного механизма газораспределения	117
6.3. Динамика клапанного механизма газораспределения	123

6.4. Расчет клапанных пружин	125
6.5. Определение размеров пружины клапана	129
6.6. Расчет распределительного вала	131
6.7. Расчет толкателя	136
6.8. Расчет штанги	139
6.9. Расчет коромысла	140
7. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ	
7.1. Расчет радиатора	142
7.2. Расчет жидкостного насоса	144
7.3. Расчет вентилятора	147
8. РАСЧЕТ СМАЗОЧНОЙ И ПУСКОВОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ	
8.1. Расчет смазочной системы	149
8.2. Расчет масляного насоса	150
8.3. Расчет масляного радиатора	151
8.4. Расчет подшипника скольжения	153
8.5. Расчет системы пуска	159
Заключение	161
Приложение 1	162
Приложение 2	163
Библиографический список	165

Учебное издание

Зейнетдинов Рахимулла Ариффулович

Дьяков Иван Фёдорович

Ярыгин Сергей Владимирович

Проектированию автотракторных двигателей. Учебное пособие

Редактор В.П. Родин

Подписано в печать 30.11.2003

Печать трафаретная. Формат 60х84/16. Бумага писчая. Усл. п.л. 9,765 Уч. –изд. л. 10,41

Тираж 200 экз. Заказ

Ульяновский государственный технический университет,
432027, Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32.
Типография УлГТУ, 432027, Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32