

Тепловой и динамический расчет автомобильных двигателей

Методические указания для выполнения курсового проекта по дисциплине «Автомобильные двигатели» для специальности 190601.65 ААХ и курсовой работы по дисциплине «Рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергетических установок» для специальности 190603 СЭМ

Автор: доцент кафедры ДВС ТОГУ Скотта А. В.

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по дисциплине «Автомобильные двигатели» является одним из видов промежуточной аттестации студента.

Цель курсового проекта – проверить студента на конкретном этапе обучения на соответствие требованиям ГОС ВПО в части умений решать задачи профессиональной деятельности, п 1.4.3, а также требованиям к профессиональной подготовленности, п 7.1.

В соответствии с целью курсового проекта при его выполнении студент должен проявить:

– знания рабочих процессов, принципов и особенностей работы автомобильного двигателя, его конструкции и элементной базы, материалов, используемых в конструкции и при эксплуатации, основных свойств характеризующих качество двигателя, основных принципов выбора двигателя для конкретного типа автомобиля, основных научно-технических проблем и перспектив развития автомобильных двигателей;

– знание и умение применять методы выполнения технических расчетов и оценки надежности деталей, узлов, механизмов и систем двигателя, действующие стандарты, технические условия, положения и инструкции по оформлению технической документации;

– навыки самостоятельной работы, активного и логического мышления, творческой инициативы, пользования учебной и научной литературой.

Структура курсового проекта. Курсовой проект состоит из:

- текстового документа (ТД);
- графического или иллюстрационного материала.

1) Текстовый документ (пояснительная записка) – документ, содержащий систематизированные данные о выполненной студентом проектной работе, описывающий последовательность её выполнения и полученные результаты в виде текста и необходимых иллюстраций (графиков, диаграмм, схем, эскизов). Объем расчетно-пояснительной записки – не менее 40 страниц рукописного текста.

2) графическая часть:

а) Тепловой расчет и динамика двигателя - I лист формата А1 на миллиметровой бумаге;

б) Конструктивный чертеж поперечного разреза двигателя в масштабе 1:1 -

1 лист формата А1;

в) Эскизный чертеж детали, узла или системы двигателя - 1 лист формата А3.

Ориентировочное время на выполнение проекта – 51 час

Процесс проектирования ДВС представлен в виде алгоритма проектирования, носящего линейный характер, и разделен на отдельные компоненты. В качестве компонентов алгоритма проектирования выделены проектные процедуры, модули и операции.

В качестве проектных процедур приняты: формирование технического задания, разработка рабочего процесса, оценка динамики кривошипно-шатунного механизма (КШМ), расчет на прочность деталей КШМ и систем двигателя.

Некоторые процедуры включают в себя модули. Например, в процедуре «Разработка рабочего процесса» последовательно реализуются четыре расчетных модуля: тепловой расчет, расчет индикаторной диаграммы, расчет теплового баланса, расчет внешней скоростной характеристики.

Проектные процедуры или модули состоят из последовательности проектных операций. Например, в модуле «Тепловой расчет» реализуются последовательно такие операции: расчет параметров процесса впуска, расчет параметров процесса сжатия, расчет параметров рабочего тела, расчет параметров процесса сгорания, расчет параметров процесса расширения, расчет индикаторных параметров рабочего цикла и двигателя, расчет эффективных параметров рабочего цикла и двигателя.

Проектная операция начинается с обозначения перечня исходных данных, необходимых для выполнения операции, и выбора их численных значений.

Процесс проектирования при выполнении курсового проекта не автоматизирован, а это значит, что это процесс с высоким начальным уровнем энтропии, со случайным сочетанием творческих и нетворческих операций, с малой предсказуемостью конечного результата и носит итерационный характер.

Единственными управляющими воздействиями являются действия проектировщика, а они в значительной степени определяются субъективными факторами: опытом, интуицией, степенью ответственности за конечный результат и т. д.

1. ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

1.1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Алгоритм расчета данного модуля проектирования базируется на модели В. И. Гриневецкого и Е. К. Мазинга.

1.1.1. Расчет параметров процесса впуска

1.1.1.1. Исходные данные необходимые для расчета параметров процесса впуска:

p_0 – атмосферное давление.....	[МПа];
T_0 – температура окружающего воздуха.....	[К];
p_k – давление на впуске.....	[МПа];
$(\beta^2 + \xi_{en})$ – обобщенный коэффициент гашения скорости и сопротивления системы впуска	[-];
V_{en} – средняя скорость заряда в сечении клапана.....	[м/с];
p_r – давление остаточных газов	[МПа];
T_r – температура остаточных газов	[К];
ΔT – степень подогрева	[К];
φ_l – коэффициент дозарядки	[-];
R_B – удельная газовая постоянная воздуха.....	[-];
$\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки	[-];
ε – степень сжатия	[-]

1.1.1.2. Выбор исходных данных необходимых для расчета параметров процесса впуска

Атмосферное давление

Для нормальных условий эксплуатации $p_0 = 0,1$ МПа

Температура_окружающего воздуха

Для нормальных условий эксплуатации $T_0 = 293$ К

Давление на впуске (p_k)

Для двигателей без наддува $p_k = p_0$.

Для дизельных двигателей с наддувом значение p_k зависит от степени наддува:

- при низкой степени наддува $p_k \leq 1,5 p_0$;
- при среднем наддуве $p_k = (1,5 \div 2,2) p_0$;
- при высоком наддуве $p_k = (2,2 \div 2,5) p_0$.

Для двигателей с искровым зажиганием с целью недопущения детонации

$p_k \leq 1,5 p_0$.

Средняя скорость движения воздушного заряда v_{en} в наименьшем сечении впускного тракта (в районе впускного клапана). По опытным данным находится в пределах $v_{en} = 50 \div 20$ м/с.

Обобщенный коэффициент гашения скорости и сопротивления системы впуска ($\beta^2 + \xi_{en}$). По опытным данным находится в пределах $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \div 4,0$

Средняя скорость движения воздушного заряда (v_{en}) и обобщенный коэффициент ($\beta^2 + \xi_{en}$) зависят от совершенства конструкции отдельных элементов системы впуска (воздушный фильтр, впускной трубопровод, холодильник воздуха) и соотношения площадей поршня и площади проходного сечения впускных клапанов.

При выборе данных параметров следует руководствоваться следующими соображениями. Чем больше число впускных клапанов на один цилиндр двигателя или чем больше их диаметр, тем меньше сопротивление движению свежего заряда в самом узком месте впускного тракта, тем меньше степень расширения заряда в цилиндре двигателя, тем меньше скорость движения заряда и тем ближе следует выбирать значение обобщенного коэффициента и средней скорости ближе к нижней границе указанных диапазонов их изменения.

Чем меньше по всей длине впускного тракта резких поворотов, внезапных уменьшений или увеличений проходного сечения, дополнительных дросселирующих устройств, а также отсутствие холодильника воздуха у двигателей с наддувом, тем ниже гидравлическое сопротивление впускного тракта и тем ближе к нижней границе диапазона изменения следует выбирать значение обобщенного коэффициента.

Степень подогрева воздушного заряда (ΔT)

В процессе впуска свежего заряда в цилиндр двигателя он соприкасается с нагретыми поверхностями элементов впускного тракта и со стенками цилиндра, в результате чего температура несколько возрастает относительно температуры атмосферного воздуха. Согласно опытным данным в зависимости от типа двигателя значение температуры подогрева находится в пределах:

- для двигателей с искровым зажиганием $\Delta T = 0 \div 25^{\circ}$;
- для дизелей без наддува $\Delta T = 20 \div 40^{\circ}$;
- для дизелей с наддувом $\Delta T = (-5) \div (+100)^{\circ}$, где меньшие значения характерны для двигателей имеющих холодильник воздуха.

Для двигателей с искровым зажиганием и карбюраторной системой смесеобразования принимают значения ΔT ближе к нижней границе указанных диа-

пазонов. Это объясняется большим количеством теплоты затрачиваемой на испарение топлива на протяжении всего впускного трубопровода и в самом цилиндре. Для двигателей с центральным или распределенным впрыском бензина под клапан значения ΔT находятся в середине рекомендуемого диапазона. Двигатели с искровым зажиганием, но с впрыском бензина непосредственно в цилиндр имеют значение ΔT ближе к верхней границе диапазона так как у них как и в дизеле отсутствует испарение топлива во впускном трубопроводе на такте впуска.

Наличие в проектируемом дизеле разделенной камеры сгорания предполагает увеличение поверхности соприкосновения свежего заряда со стенками камеры сгорания и соответственно необходимо принимать значения ΔT ближе к верхнему пределу.

Температура и давление остаточных газов.

В цилиндре двигателя перед началом процесса впуска всегда содержится некоторое количество продуктов сгорания от предыдущего рабочего цикла.

По опытным данным для автомобильных двигателей с искровым зажиганием значение температуры остаточных газов $T_r = 900 \div 1100$ К, а давление остаточных газов $p_r = (1,05 \div 1,2)p_0$ МПа.

Для дизелей без наддува, а также с наддувом и выпуском отработавших газов в атмосферу по опытным данным значение температуры остаточных газов $T_r = 600 \div 900$ К, а давление остаточных газов $p_r = (1,1 \div 1,2)p_0$ МПа

Для дизелей с наддувом и наличием газовой турбины на выпуске давления остаточных газов $p_r = (0,75 \div 0,98)p_k$, МПа

Значения T_r и p_r при проектировании выбираются исходя из следующих соображений.

Независимо от типа двигателя, чем выше степень сжатия или номинальные обороты двигателя, тем ближе значения T_r и p_r к нижнему пределу указанного для них диапазона. Чем больше гидравлическое сопротивление впускного и выпускного трактов, а это может быть связано, например, с установкой во впускном тракте холодильника воздушного заряда или с установкой на выпуске нейтрализатора отработавших газов, тем ближе к верхнему пределу диапазона значения T_r и p_r .

Среди дизелей большие значения p_r характерны для дизелей с разделенными камерами сгорания или с камерой в поршне, так как у них качество очистки камеры сгорания от продуктов сгорания хуже, чем в дизелях с неразделенными камерами сгорания.

Коэффициент дозарядки $\varphi_{доз}$. В действительном рабочем цикле двигателя в отличие от расчетного цикла, окончание процесса впуска может не совпадать с тактом впуска. Например, закрытие впускного клапана после прохождения поршнем нижней мертвой точки (НМТ), т. е. после окончания такта впуска, в некоторых случаях способствует поступлению в цилиндры дополнительного количества свежего заряда. Это возможно за счет использования скоростного напора движущегося свежего заряда или за счет использования инерционных и волновых явлений во впускном трубопроводе. Этот процесс называется процессом дозарядки и оценивается коэффициентом дозарядки. По опытным данным для автомобильных двигателей этот коэффициент находится в пределах $\varphi_{доз} = 1,05 \div 1,25$.

При выборе данного коэффициента следует руководствоваться следующими соображениями.

При наличии в системе газораспределения механизмов позволяющих изменять фазы газораспределения во время работы двигателя во всем диапазоне скоростных режимов, или позволяющих изменять длины впускных трубопроводов, то значение $\varphi_{доз}$ выбирают ближе к верхнему значению указанного для него диапазона изменения.

Коэффициент очистки (продувки) цилиндра $\varphi_{оч}$. Опыт эксплуатации двигателей поршневого типа показывает, что в двигателях без наддува для лучшего газообмена необходимо впускной клапан начинать открывать за $10 \div 30$ градусов поворота коленчатого вала (град п.к.в.) до прихода поршня в верхнюю мертвую точку (ВМТ), а выпускной клапан закрывать спустя $10 \div 50$ град п.к.в. после ВМТ. При применении наддува эти углы возрастают более чем в два раза.

Период, когда одновременно открыты и впускной и выпускной клапаны называется периодом перекрытия клапанов. В определенных случаях в этот период через впускной клапан в цилиндр поступает свежий заряд, а через выпускной удаляются отработавшие газы. Такой процесс называется продувкой (очисткой) цилиндра и оценивается коэффициентом очистки. Значения коэффициента очистки может находится в пределах $\varphi_{оч} = 1,0 \div 0,0$. Если эффекта продувки нет, то $\varphi_{оч} = 1,0$, если цилиндр полностью очищается от продуктов сгорания, то $\varphi_{оч} = 0,0$. При выборе значения коэффициента очистки следует руководствоваться следующими соображениями.

Если в проектируемом двигателе без наддува используют так называемые «настраиваемые» системы впуска и выпуска, то значение $\varphi_{оч}$ можно принять около 0,5. Если в проектируемом двигателе используется наддув, то при малой

степени наддува значение $\varphi_{оч}$ выбирается ближе к 1,0, при средней степени наддува - $\varphi_{оч}$ ближе к 0,5, а при высокой степени наддува можно принимать $\varphi_{оч}$ равном 0,0.

1.1.1.3. Последовательность расчета основных параметров процесса впуска

Определяется температура воздуха после компрессора T_k , К. Только для двигателей с наддувом

$$T_k = T_0 (p_k / p_0)^{(nk - 1) / nk},$$

где n_k – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре, для центробежных нагнетателей можно принять равным 1,65.

При сжатии в компрессоре увеличение температуры воздуха может составлять от 70^0 при невысокой степени наддува до 180^0 . Поэтому в некоторых случаях применяют охлаждение надувочного воздуха. Если принимается решение о применении охлаждения, то необходимо указать на сколько будет снижена температура после холодильника ΔT_{nx} и в дальнейших расчетах использовать значение температуры после холодильника $T_{k_{nx}} = T_k - \Delta T_{nx}$.

Определяется удельная газовая постоянная воздуха R_B , Дж/(кг·град)

$$R_B = R / \mu_B = 8315 / 28,96 = 287,$$

где $R = 8315$ – универсальная газовая постоянная, μ_B – молярная масса воздуха.

Определяется плотность воздушного заряда на впуске ρ_k , кг/м³:

- для двигателя с наддувом

$$\rho_k = p_k 10^6 / (R_B T_k)$$

- для двигателя без наддува

$$\rho_0 = p_0 10^6 / (R_B T_0).$$

Определяются потери давления на впуске p_a , МПа

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) v_{вп}^2 \rho_k \cdot 10^{-6} / 2$$

Определяется давление в цилиндре в конце такта впуска p_a , МПа

$$p_a = p_k - \Delta p_a.$$

По опытным данным значение давления в н.м.т. составляет:

- для двигателей с зажиганием от искры $p_a = 0,085 \div 0,09$;

- для дизелей $p_a = 0,085 \div 0,095$.

Полученные в результате расчета значения давления в конце впуска должны находиться в указанных выше пределах, если они выходят за эти пределы, то необходимо пересмотреть ранее выбранное значение параметра $(\beta^2 + \xi_{вп})$ и средней скорости $v_{вп}$.

Определяется коэффициент остаточных газов γ_r

Коэффициент остаточных газов это один из параметров, с помощью которого оцениваю качество газообмена и в частности качество очистки цилиндра двигателя от продуктов сгорания после завершения предыдущего рабочего цикла.

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_{\text{доз}} p_a - p_r} .$$

По опытным данным значение коэффициента остаточных газов на номинальных режимах работы двигателя находится в пределах:

- для двигателей с зажиганием от искры $\gamma_r = 0,04 \div 0,08$, меньшие значения характерны для двигателей с впрыском топлива, с большими степенями сжатия и совершенными конструкциями впускных и выпускных трубопроводов, а большие характерны для карбюраторных двигателей, у которых повышенные потери на впуске и меньше степени сжатия;

- для дизелей $\gamma_r = 0,03 \div 0,06$, меньшие значения характерны для дизелей с наддувом, поскольку у них имеет место процесс принудительной продувки цилиндра.

Полученные в результате расчета значения коэффициента остаточных газов должны находиться в указанных выше пределах, если они выходят за эти пределы, то необходимо пересмотреть ранее выбранные значения для параметров, входящих в формулу для γ_r .

Определяется температура в конце впуска T_a , К

С достаточной точностью температура в конце такта впуска определяется на основании уравнения баланса теплоты за процесс впуска

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) .$$

По опытным данным значение температуры в н.м.т. составляет, К:

- для двигателей с зажиганием от искры $T_a = 320 \div 370$;
- для дизелей $T_a = 310 \div 350$.

Полученные в результате расчета значения температуры в конце впуска должны находиться в указанных выше пределах, если они выходят за эти пределы, то необходимо пересмотреть ранее выбранные значения таких параметров как ΔT и T_r .

Определяется коэффициент наполнения η_v

Коэффициент наполнения это один из параметров, с помощью которого оцениваю качество газообмена и в частности степень заполнения цилиндра

двигателя свежим зарядом

$$\eta_v = T_K (\varepsilon p_{доз} p_a - p_r) / [(T_K + \Delta T)(\varepsilon - 1) p_K].$$

По опытным данным значение коэффициента наполнения на номинальных режимах работы двигателя находится в пределах:

- для двигателей с зажиганием от искры $\eta_v = 0,75 \div 0,95$, большие значения характерны для двигателей с впрыском топлива, с большими степенями сжатия и совершенными конструкциями впускных и выпускных трубопроводов. Меньшие значения характерны для карбюраторных двигателей, у которых повышенные потери на впуске, меньше степени сжатия, повышенный подогрев свежего заряда, большой коэффициент остаточных газов.

- для дизелей $\eta_v = 0,8 \div 0,9$, большие значения характерны для дизелей с наддувом, поскольку у них имеет место процесс принудительной продувки цилиндра.

Полученные в результате расчета значения коэффициента наполнения должны находиться в указанных выше пределах, если они выходят за эти пределы, то необходимо пересмотреть ранее выбранные значения для параметров, входящих в формулу для η_v .

1.1.2. Расчет параметров процесса сжатия

Расчет процесса сжатия сводится к определению давления и температуры свежего заряда в цилиндре двигателя на момент окончания такта сжатия.

1.1.2.1. Исходные данные необходимые для расчета параметров процесса сжатия:

p_a – давление в цилиндре в конце такта впуска.....[МПа];

ε – степень сжатия [-]

n_1 – средний показатель политропы сжатия [-];

1.1.2.2. Выбор исходных данных необходимых для расчета параметров процесса сжатия

Степень сжатия ε задана в исходных данных в целом на весь проект.

Давление в цилиндре в конце такта впуска p_a определено в процессе впуска.

По опытным данным значение показателя политропы сжатия n_1 находятся в пределах:

- для автомобильных двигателей с воспламенением смеси от искры $n_1 =$

1,35÷1,38;

- для автомобильных дизелей без наддува $n_1 = 1,35 \div 1,38$;
- для дизелей с наддувом $n_1 = 1,33 \div 1,37$.

Выбор значения показателя политропы сжатия осуществляется исходя из следующих соображений. Прежде всего, следует учитывать, что значение n_1 зависит от интенсивности теплообмена рабочего тела со стенками деталей, образующих полость цилиндра. Причем связь такова, что при уменьшении количества теплоты уходящей из цилиндра через стенки цилиндра, показатель политропы расширения увеличивается. Поэтому, общее правило выбора n_2 можно сформулировать следующим образом. Все конструктивные особенности двигателя или режимные параметры, способствующие снижению потере теплоты из цилиндра в окружающую среду в процессе сжатия свежего заряда, приводят к увеличению показателя политропы сжатия. В общем случае количество теплоты проходящей через какую-то поверхность зависит от времени, в течение которого происходит переход тепла, от площади поверхности, через которую проходит тепло, от теплопроводности материала поверхности теплоотвода, от перепада температур между горячей и холодной сторонами поверхности теплоотвода.

Например, при расчете двигателей с воздушным охлаждением значение n_1 принимается ближе к верхней границе диапазона не зависимо от типа двигателя. Двигатель с наддувом имеет показатель n_1 больше, чем двигатель без наддува. И в том и другом случае имеет место меньший перепад температур между внутренней и внешней стенками деталей образующих камеру сгорания.

При прочих равных условиях, для двигателя с большей номинальной частотой вращения коленчатого вала следует принимать значение n_1 больше, чем для двигателя с меньшими оборотами, так как у быстроходного двигателя меньше время отвода теплоты.

При прочих равных условиях, для дизельных двигателей с поршнями и головками цилиндров, изготовленными из алюминиевого сплава значение, n_2 следует выбирать меньше, чем для дизелей с чугунными или стальными деталями, так как у алюминиевого сплава больше коэффициент теплопроводности и больше отводится тепла.

Если дизельный двигатель имеет разделенную камеру сгорания, т. е. большую поверхность теплоотвода, очевидно, следует принимать меньшее значение n_1 .

1.1.2.3. Последовательность расчета основных параметров процесса сжатия
Определяется давление в конце сжатия p_c , МПа

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}.$$

По опытным данным значение p_c в в.м.т. составляет:

- для двигателей с зажиганием от искры $p_c = 1,4 \div 2,2$;
- для дизелей $p_c = 2,9 \div 6,0$;
- для дизелей с наддувом $p_c = 8,0 - 10,0$.

Полученные в результате расчета значения давления в конце сжатия должны находиться в указанных выше пределах, если они выходят за эти пределы, то необходимо пересмотреть ранее выбранное значение n_1 .

Определяется температура в конце сжатия T_c , К

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}.$$

По опытным данным значение T_c в в.м.т. составляет:

- для двигателей с зажиганием от искры $T_c = 600 \div 900$;
- для дизелей без наддува $T_c = 700 \div 900$;
- для дизелей с наддувом $T_c = 900 \div 1000$.

Полученные в результате расчета значения температуры в конце сжатия должны находиться в указанных выше пределах, если они выходят за эти пределы, то необходимо пересмотреть ранее выбранные значения таких параметров как n_1 и ε , а в связи с этим может быть внести изменения в конструкцию двигателя с целью снижения потерь тепла через стенки деталей образующих камеру сгорания.

1.1.3. Расчет параметров рабочего тела

Настоящий этап теплового расчета является подготовительным этапом перед расчетом процесса сгорания.

1.1.3.1. Исходные данные необходимые для расчета параметров рабочего тела:

Элементарный состав топлива:

- С – массовая доля углерода [мас.доля]
 - Н – массовая доля водорода [мас.доля]
 - О – массовая доля кислорода..... [мас.доля]
 - К – отношение продуктов сгорания [M_{H2}/M_{CO}]
- (только для двигателей с искровым зажиганием)

m_T – молярная масса топлива [кг/кмоль]

α – коэффициент избытка воздуха.....[-]

1.1.3.2. Выбор исходных данных необходимых для расчета параметров рабочего тела

Элементарный состав топлива

Выбор сорта топлива для двигателей с искровым зажиганием определяется, прежде всего, требованиями к его детонационной стойкости, а требования к детонационной стойкости топлива в свою очередь зависят от таких конструктивных параметров как степень сжатия и диаметр цилиндра. Поэтому принимается соглашение, что при принятой степени сжатия:

- до $\epsilon \leq 8,5$ применяется бензин марки АИ-93;
- $8,5 < \epsilon \leq 10$ применяется бензин марки АИ-95;
- $\epsilon > 10$ и выше применяется бензин марки АИ-98;

Используя это соглашение по таблице 1 можно определить элементарный состав топлива и его молярную массу

Таблица 1

Показатели топлива	Тип топлива				
	бензин		дизельное		
	АИ-93	АИ-95	АИ-98	Летнее	Зимнее
Молярная масса, кг/кмоль	110	110	115	230	235
Элементарный состав					
С – доля углерода	0,865	0,864	0,87	0,873	0,869
Н – доля водорода	0,135	0,133	0,13	0,127	0,131
О – доля кислорода	-	0,0133	-		

Выбор сорта топлива для дизельных двигателей определяется, прежде всего, требованиями надежного пуска в реальных условиях эксплуатации. Поэтому при выборе сорта дизельного топлива необходимо учитывать условия эксплуатации автомобиля, которые оговорены в задании на курсовой проект. Выбрав сорт дизельного топлива по табл. 1, определяют его элементарный состав и молярную массу.

Элементарный состав воздуха

Стандартный состав сухого атмосферного воздуха принят в РФ следующим, % (объемный): азот – 78,08, кислород – 20,95, благородные газы – 0,94, диоксид углерода – 0,03. Молярная масса $\mu_v = 28,95$ кг/м³. Для расчетов при-

нимают следующий состав воздуха, %:

- по объему $O_2 = 0,232$, $N_2 = 0,768$;
- по массе $O_2 = 0,21$, $N_2 = 0,79$.

Коэффициент избытка воздуха α . Формально коэффициент избытка воздуха это отношение количества воздуха, фактически поступившего в цилиндры двигателя к тому количеству воздуха, которое теоретически необходимо для полного сгорания, поступившего в цилиндры двигателя топлива. Как правило, при этом подразумевают среднее значение коэффициента избытка воздуха, например, для двигателя в целом или для отдельных цилиндров.

В теории двигателей коэффициент избытка воздуха используется, с одной стороны, для оценки соотношения количеств топлива и воздуха в рабочей смеси, с другой для расчета количества свежего заряда, отдельных составляющих продуктов сгорания в целом по двигателю.

Выбор значения коэффициента избытка воздуха для двигателей с искровым зажиганием определяется расчетным режимом работы двигателя (максимальной мощности, частичных нагрузок или минимальной частоты вращения коленчатого вала) и способом смесеобразования, используемом в проектируемом двигателе (карбюрация, электронный впрыск и в том числе - центральный, распределенный или непосредственно в цилиндр).

По теоретическим и опытным данным на режимах номинальной (максимальной) мощности независимо от способа смесеобразования должен быть обеспечен состав смеси с $\alpha = 0,8 \div 0,9$). Именно при этих значениях коэффициента избытка воздуха достигается наибольшая скорость сгорания, а в конечном итоге наибольшая работа цикла. В случае если в задании на курсовой проект в качестве расчетного задан режим частичной нагрузки (меньше 90 % от номинальной), то должен быть обеспечен состав смеси с $\alpha = 1,0 \div 1,05$ при наличии в системе выпуска двух нейтрализаторов (СО и NO_x) или $\alpha = 1,0 \div 1,15$ при наличии одного нейтрализатора (СО).

При выборе значений коэффициента избытка воздуха внутри указанных выше диапазонов следует руководствоваться следующим. Для двигателей с карбюраторной системой смесеобразования характерны повышенные значения коэффициента остаточных газов γ_r и пониженные значения коэффициента наполнения η_v , поэтому для этих двигателей следует принимать значение α ближе к нижним границам диапазонов. Для двигателей с электронным впрыском имеющих в системе выпуска нейтрализаторы следует принимать значения α в середине диапазона, Для двигателей с электронным впрыском, в которых за

счет каких-то мероприятий достигнуты максимальные значения коэффициента наполнения $\eta_v = 0,9$ и выше следует принимать значение α ближе к верхним границам их диапазонов.

Выбор значения коэффициента избытка воздуха для автомобильных дизельных двигателей определяется расчетным режимом работы двигателя (максимальной мощности, частичных нагрузок или минимальной частоты вращения коленчатого вала) и способом смесеобразования, используемом в проектируемом двигателе (объемное, объемно-пленочное и др.).

По теоретическим и опытным данным на режимах номинальной (максимальной) мощности значение коэффициента избытка воздуха в зависимости от способа смесеобразования может меняться в широком диапазоне от $\alpha = 1,25$ до $\alpha = 2,2$.

При выборе значений коэффициента избытка воздуха внутри указанного выше диапазона следует руководствоваться следующим. Для дизелей с разделенными камерами сгорания (вихре- и предкамеры) следует принимать значение α ближе к нижней границе диапазонов. Для дизелей с открытыми камерами сгорания следует принимать значения α в середине диапазона $\alpha = 1,7$. Для дизелей с открытыми камерами сгорания и наддувом следует принимать значения α ближе к верхней границе диапазона. По мере возрастания номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя значение α смещается к верхней границе соответствующего диапазона.

Подводя итог выше сказанному относительно дизельных двигателей можно также отметить, что коэффициент избытка воздуха характеризует степень совершенства процесса смесеобразования в дизельных двигателях. Чем лучше организован процесс смесеобразования и сгорания, тем меньше среднее значение α при прочих равных условиях.

1.1.3.3. Последовательность расчета основных параметров рабочего тела

Определяется низшая теплота сгорания топлива H_u , кДж/кг.

Согласно известной формуле Д. И. Менделеева при отсутствии в топливе серы и воды:

$$H_u = (34,013 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,9 \cdot O - 2,5 \cdot (9H)) \cdot 10^3.$$

Определяется объемное, теоретически необходимое количества воздуха для сгорания 1 кг топлива L_0 , кМоль возд/кг топл.

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right).$$

Определяется массовое теоретически необходимое количества воздуха для сгорания 1 кг топлива l_0 , кг возд./кг топл.

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right).$$

Определяется количество свежего заряда M_1 , кМоль/кг топл.

Свежий заряд в двигателях с воспламенением от искры в отличие от дизелей состоит из воздуха и паров испарившегося топлива и определяется

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_m.$$

Определяется состав продуктов сгорания

Состав и количество продуктов сгорания зависит от полноты сгорания топлива. Для дизельного двигателя на любом режиме работы характерно избыточное количество воздуха в цилиндре по сравнению с тем, которое необходимо для сгорания топлива, поступившего в цилиндр топлива. Поэтому в дизеле имеет место теоретически полное сгорание и продукты сгорания должны состоять из CO_2 , H_2O , N_2 и избыточного кислорода O_2 .

Для двигателей с искровым зажиганием состав продуктов сгорания зависит от того, какое соотношение топлива и воздуха в свежем заряде имеет место на расчетном режиме. Если в свежем заряде количество воздуха содержится в избытке в сравнении с тем, которое требуется для сгорания топлива, т. е. коэффициент избытка воздуха $\alpha > 1$, то состав продуктов сгорания будет тем же что и в случае с дизелем. Если же имеет место недостаток воздуха в сравнении с необходимым для сгорания топлива $\alpha < 1$, то продукты сгорания должны состоять из CO_2 , CO , H_2O , H_2 , N_2 .

Определяется количество отдельных компонентов продуктов сгорания, кМоль/кг топлива

Для дизельного двигателя

- углекислого газа, CO_2

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12};$$

- воды, H_2O ;

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2};$$

- азота, N_2

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0;$$

- избыточного кислорода, O

$$M_{O_2} = 0,208 (\alpha - 1) L_0;.$$

- общее количество продуктов сгорания - M_2 , кмоль /кг топлива

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}.$$

Для двигателей с искровым зажиганием при $\alpha < 1$

Опытные данные показывают, что величину K приближенно можно выразить как функцию отношения массовой доли водорода к массовой доле углерода в топливе (H/C):

$$K = 1.12 \sqrt{\frac{H}{C}}$$

- оксида углерода, CO

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208L_0;$$

- углекислого газа – CO₂

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO};$$

- свободного водорода, H₂,

$$M_{H_2} = 2K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208L_0;$$

- паров воды, H₂O.

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2};$$

- азота, N₂

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0.$$

- общее количество продуктов сгорания - M_2 , кмоль /кг топлива

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}.$$

Определяется химический коэффициент молекулярного изменения свежей смеси μ_0

$$\mu_0 = M_2 / M_1.$$

Определяется мольная теплоемкость воздуха при температуре конца процесса сжатия $(m c_V)_{t_0}^{t_c}$, кДж/кМоль·град

$$(m c_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c.$$

Определяются мольные теплоемкости отдельных компонентов остаточных газов (продуктов сгорания) при температуре в конце процесса сжатия, кДж/кМоль·град:

Для дизельных двигателей

- кислорода, O₂

$$\left(mc_{vO_2}'' \right)_{t_0}^{t_c} = 20,930 + 0,00464t_c - 0,00000084t_c^2;$$

- азота, N_2

$$\left(mc_{vN_2}'' \right)_{t_0}^{t_c} = 20,398 + 0,0025t_c;$$

- углекислого газа, CO_2

$$\left(mc_{vOCO_2}'' \right)_{t_0}^{t_c} = 27,941 + 0,019t_c - 0,000005487t_c^2;$$

- водяного пара

$$\left(mc_{vY_2O}'' \right)_{t_0}^{t_c} = 24,953 + 0,005359t_c,$$

где $t_c = (T_c - 273) ^\circ C$.

Для двигателей с искровым зажиганием

- азота, N_2

$$\left(mc_{vN_2}'' \right)_{t_0}^{t_c} = 20,398 + 0,0025t_c ;$$

Водорода, H_2

$$\left(mc_{vH_2}'' \right)_{t_0}^{t_c} = 20,684 + 0,000206t_c + 0,000000588t_c^2;$$

- оксида углерода, CO

$$\left(mc_{vCO}'' \right)_{t_0}^{t_c} = 20,597 + 0,00267t_c;$$

- углекислого газа, CO_2

$$\left(mc_{vOCO_2}'' \right)_{t_0}^{t_c} = 27,941 + 0,019t_c - 0,000005487t_c^2;$$

- водяного пара, H_2O

$$\left(mc_{vY_2O}'' \right)_{t_0}^{t_c} = 24,953 + 0,005359t_c,$$

Определяется средняя молярная теплоемкость остаточных газов (продукты сгорания) при температуре в конце процесса сжатия t_c , кДж/кМоль·град

- для двигателей с искровым зажиганием при $\alpha < 1$

$$\begin{aligned} (mc_v)_{t_0}^{t_c} = & (1 / M_2) [M_{CO_2} (mc_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_c} + M_{CO} (mc_{vCO}'')_{t_0}^{t_c} + M_{H_2O} (mc_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_c} + \\ & + M_{H_2} (mc_{vH_2}'')_{t_0}^{t_c} + M_{N_2} (mc_{vN_2}'')_{t_0}^{t_c}]. \end{aligned}$$

- для дизельных двигателей

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_c} = (1/M_2)[M_{CO_2}(mc_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_c} + M_{H_2O}(mc_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_c} + M_{O_2}(mc_{vO_2}'')_{t_0}^{t_c} + M_{N_2}(mc_{vN_2}'')_{t_0}^{t_c}].$$

Определяется средняя молярная теплоемкость рабочей смеси (воздух + остаточные газы) при температуре в конце процесса сжатия

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = [1/(1 + \gamma_r)][(mc_v'')_{t_0}^{t_c} + \gamma_r(mc_v'')_{t_0}^{t_c}]$$

1.1.4. Расчет параметров процесса сгорания

Целью расчета процесса сгорания является определение температуры T_z и давления p_z в конце видимого сгорания, а для двигателей с искровым зажиганием и степени предварительного расширения $\lambda = p_z / p_c$. С целью упрощения термодинамических расчетов принимают:

- процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием протекает при постоянном объеме,

- в дизелях - частично при $V = \text{const}$, и частично при $p = \text{const}$.

Температура газов в цилиндре в конце сгорания определяется путем решения расчетного уравнения сгорания.

- для дизельных двигателей

$$\xi_z H_{\text{раб.см.}} + [(mc_v')_{t_0}^{t_c} + 8,315\lambda]t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu(mc_p'')_{t_0}^{t_z} t_z;$$

- для двигателей с искровым зажиганием смеси

$$\xi_z H_{\text{раб.см.}} + (mc_v')_{t_0}^{t_c} t_c = \mu(mc_v'')_{t_0}^{t_z} t_z.$$

Исходные данные необходимые для расчета параметров процесса сгорания:

$\lambda = p_z / p_c$ - степень повышения давления (только для дизелей)

ξ_z - Коэффициент использования теплоты

Выбор исходных данных для расчета параметров процесса сгорания

Степень повышения давления для дизельных двигателей λ

Степень повышения давления устанавливают, исходя из необходимости не допустить превышения механических нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма на режимах номинальной мощности. По опытным данным для дизельных двигателей максимальное давление сгорания не должно быть выше $P_z = (11 \div 12)$ МПа. Исходя из этого рекомендуется принимать значения λ

- для дизелей без наддува не более 2,0,

- для дизелей с наддувом не более 1,5.

Коэффициент использования теплоты ξ_{z_2}

Под коэффициентом использования теплоты (иногда его называют коэффициентом активного тепловыделения) понимается отношение количества теплоты пошедшей только на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение полезной работы цикла к количеству теплоты введенной за цикл с топливом $N_{\text{раб.см.}}$. Из определения понятно, что чем меньше теплоты будет потеряно в окружающую среду за процесс сгорания тем больше будет работа цикла, а значит и мощность, и на оборот.

По опытным данным величина ξ_z при работе двигателя с полной нагрузкой (при номинальной мощности):

- для двигателей с искровым зажиганием $\xi_z = (0,8 - 0,92)$;
- для дизельных двигателей $\xi_z = (0,7 - 0,88)$.

Последовательность расчета основных параметров процесса сгорания

Определяется действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r).$$

Определяется химическая неполнота сгорания топлива (только для двигателей с искровым зажиганием), кДж / кмоль:

$$\Delta H_u = 119,95(1-\alpha)L_0 1000.$$

Определяется теплота сгорания рабочей смеси, кДж / кмоль раб. см:

$$N_{\text{раб.см.}} = \frac{H_u - \Delta H}{M_1(1 + \gamma_r)}.$$

Определяется левая часть расчетного уравнения сгорания Q_l

- для двигателей с искровым зажиганием

$$Q_l = \xi_z N_{\text{раб.см.}} + (mc'_V)_{t_0}^{t_c} t_c;$$

- для дизельных двигателей

$$Q_l = \xi_z N_{\text{раб.см.}} + [(mc'_V)_{t_0}^{t_c} + 8,315\lambda]t_c + 2270(\lambda - \mu)$$

Определяется температура конца сгорания T_z .

В правую часть уравнения сгорания входят две величины: температура в конце видимого сгорания t_z и теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме или при постоянном давлении для дизелей $(mc''_P)_{t_0}^{t_z}$ при той же температуре. Чтобы преодолеть возникающее при этом затруднение в определении t_z используем для решения уравнения сгорания методом последовательных приближений (подбора значений t_z).

Исходя из экспериментальных данных, максимальные температуры сгора-

ния находятся в пределах:

- для двигателе с *искровым зажиганием*

$$T_z = (2400 - 3100) \text{ }^0\text{K} \text{ или } t_z = T_z - 273 \text{ }^0\text{C};$$

- для дизельных двигателей

$$T_z = (1800 - 2300) \text{ }^0\text{K} \text{ или } t_z = T_z - 273 \text{ }^0\text{C}.$$

Первый этап.

Рассчитывается численное значение правой части уравнения сгорания

Принимается в качестве первого пробного значения температуры T_z (t_z)

около нижнего предела опытных данных, например:

- для дизеля, $T_{z \text{ min}} = 1850 \text{ }^0\text{K}$ и $t_{z \text{ min}} = 1850 - 273 = 1577 \text{ }^0\text{C}$,

- для двигателя с искровым зажиганием $T_{z \text{ min}} = 2500 \text{ }^0\text{K}$ и $t_{z \text{ min}} = 2500 - 273 = 2227 \text{ }^0\text{C}$.

Определяются средние молярные теплоемкости отдельных компонентов продуктов сгорания при принятой температуре в конце процесса сгорания $t_{z \text{ min}}$, КДж/кмоль·град.

Состав продуктов сгорания зависит от типа двигателя. Для двигателей с *искровым зажиганием* отсутствует свободный кислород, а для *дизельных двигателей* – водород и оксид углерода:

- кислорода

$$\left(mc_{vO_2} \right)_{t_0}^{t_z} = 23,723 + 0,001550 t_z;$$

- азота

$$\left(mc_{vN_2} \right)_{t_0}^{t_z} = 21,951 + 0,001457 t_z;$$

- водорода

$$\left(mc_{vH_2} \right)_{t_0}^{t_z} = 19,678 + 0,001758 t_z;$$

- оксида углерода

$$\left(mc_{vCO} \right)_{t_0}^{t_z} = 22,490 + 0,001430 t_z;$$

- углекислого газа

$$\left(mc_{vCO_2} \right)_{t_0}^{t_z} = 39,123 + 0,003349 t_z;$$

- водяного пара

$$\left(mc_{vH_2O}'' \right)_{t_0}^{t_z} = 26,670 + 0,004438t_z.$$

Определяется средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при температуре в конце процесса сгорания t_z , КДж/кмоль·град

- для двигателей с искровым зажиганием

$$\begin{aligned} (mc_v'')_{t_0}^{t_z} = & (1/M_2)[M_{CO_2}(mc_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{CO}(mc_{vCO}'')_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O}(mc_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_z} + \\ & + M_{H_2}(mc_{vH_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{N_2}(mc_{vN_2}'')_{t_0}^{t_z}]; \end{aligned}$$

- для дизельных двигателей

$$\begin{aligned} (mc_v'')_{t_0}^{t_z} = & (1/M_2)[M_{CO_2}(mc_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O}(mc_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_z} + \\ & + M_{O_2}(mc_{vO_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{N_2}(mc_{vN_2}'')_{t_0}^{t_z}]. \end{aligned}$$

$$(mc_p'')_{t_0}^{t_z} = (mc_v'')_{t_0}^{t_z} + 8,315.$$

Определяется численное значение правой части расчетного уравнения сгорания, $Q_{п}$:

- для двигателя с искровым зажиганием

$$Q_{п} = \mu(mc_v'')_{t_0}^{t_z} t_z;$$

- для дизельного двигателя

$$Q_{п} = \mu(mc_p'')_{t_0}^{t_z} t_z.$$

Как правило, по результатам первого этапа правая часть уравнения сгорания получается меньше левой, в ином случае, необходимо снизить $t_{z \min}$ и повторить первый этап нахождения значения t_z .

Второй этап.

Принимается в качестве второго пробного значения температуры T_z (t_z) около верхнего предела опытных данных, например:

- для дизеля, $T_{z \max} = 2300$ °К и $t_{z \max} = 2300 - 273 = 2027$ °С,

- для двигателя с искровым зажиганием $T_{z \max} = 3000$ °К и $t_{z \max} = 3000 - 273 = 2727$ °С.

Повторяются все действия первого этапа

Как правило, по результатам второго этапа правая часть уравнения сгорания получается больше левой, в ином случае, необходимо повысить $t_{z \max}$ и повторить второй этап нахождения значения t_z .

Третий этап.

На миллиметровой бумаге строится график, на котором по вертикальной оси откладывается значение температуры от минимальной до максимальной, а

по горизонтальной оси численные значения правой части уравнения, от минимального до максимального значения.

С помощью построенного графика определяем действительную температуру сгорания по ранее рассчитанному действительному значению левой части уравнения.

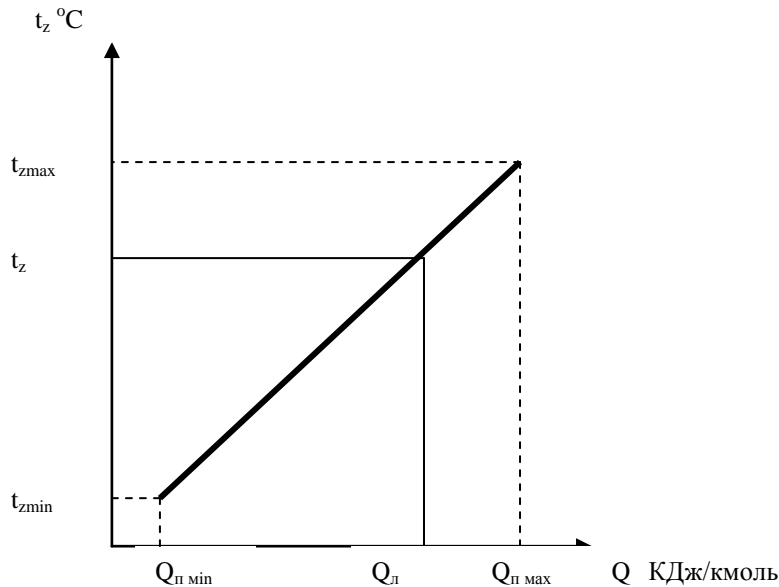


Рис. 1. График для определения температуры сгорания t_z

Определяется максимальное теоретическое давление сгорания для двигателя с искровым зажиганием, МПа:

$$p'_z = \frac{p_c \mu \Gamma_z}{T_c}.$$

Определяется действительное максимальное давление сгорания для двигателя с искровым зажиганием, МПа:

$$p_z = 0,85 p'_z$$

Определяется степень повышения давления λ для двигателя с искровым зажиганием

$$\lambda = \frac{p'_z}{p_c}.$$

По опытным данным для бензиновых двигателей $\lambda = (3,2 \div 4,2)$.

Определяется максимальное теоретическое давление сгорания для дизельного двигателя с учетом ранее выбранного значения λ , МПа

$$p_z = \lambda p_c.$$

Исходя из опытных данных, максимальные давления сгорания находятся в

пределах:

- для двигателей с искровым зажиганием $p_z = (3,5 \div 7.5)$ МПа;
- для дизельных двигателей $p_z = (5 \div 12)$ МПа.

Определяется степень предварительного расширения для дизелей

$$\rho = \mu T_z / (\lambda T_c).$$

Определение степени последующего расширения для дизелей

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Полученные в результате расчета значения температуры и максимального давления в конце сгорания должны находиться в указанных выше пределах, если они выходят за эти пределы, то необходимо пересмотреть ранее выбранные или рассчитанные значения параметров, влияющих на результаты расчета T_z и p_z , а расчеты повторить.

1.1.5. Расчет параметров процесса расширения

Исходные данные для расчета параметров процесса расширения:

n_2 - показатель политропы расширения.

Выбор исходных данных для расчета параметров процесса расширения

По опытным данным для номинальных режимов работы

- для двигателей с *искровым зажиганием* $n_2 = (1,23 - 1,30)$
- для *дизельных двигателей* $n_2 = (1,18 - 1,28)$.

Выбор значения показателя политропы расширения осуществляется исходя из следующих соображений. Прежде всего, следует учитывать, что значение n_2 зависит от интенсивности теплообмена рабочего тела со стенками деталей, образующих полость цилиндра. Причем связь такова, что при уменьшении количества теплоты уходящей из цилиндра через стенки цилиндра, уменьшается и показатель политропы расширения. Поэтому, общее правило выбора n_2 можно сформулировать следующим образом. Все конструктивные особенности двигателя или режимные параметры, способствующие снижению потере теплоты из цилиндра в окружающую среду, приводят к снижению показателя политропы расширения. В общем случае количество теплоты проходящей через какую-то поверхность зависит от времени, в течение которого происходит переход тепла, от площади поверхности, через которую проходит тепло, от теплопроводности материала поверхности теплоотвода, от перепада температур между горячей и холодной сторонами поверхности теплоотвода.

При прочих равных условиях, для двигателя с большей номинальной ча-

стотой вращения коленчатого вала следует принимать значение n_2 меньше, чем для двигателя с меньшими оборотами, так как у быстроходного двигателя меньше время отвода теплоты.

При прочих равных условиях, для дизельных двигателей с поршнями и головками цилиндров, изготовленными из алюминиевого сплава значение n_2 следует выбирать большие, чем для дизелей с чугунными или стальными деталями, так как у алюминиевого сплава больше коэффициент теплопроводности и больше отводится тепла.

Если дизельный двигатель имеет разделенную камеру сгорания, т. е. большую поверхность теплоотвода, очевидно, следует принимать большее значение n_2 .

Последовательность расчета основных параметров процесса расширения
Определяется давление в конце процесса расширения, МПа:

- для двигателей с *искровым зажиганием*

$$p_b = p'_z \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{n_2} ;$$

- для *дизельных двигателей*

$$p_b = p_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{n_2} .$$

По опытным данным для номинальных режимов работы

- для двигателей с *искровым зажиганием* $p_b = (0,35 - 0,5)$ МПа

- для *дизельных двигателей* $p_b = (0,2 - 0,4)$ МПа.

Определяется температура в конце расширения, °К:

- для двигателей с *искровым зажиганием*

$$T_b = T_z \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} ;$$

- для *дизельных двигателей*

$$T_b = T_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{n_2 - 1} .$$

По опытным данным для номинальных режимов работы

- для двигателей с *искровым зажиганием* $T_b = (1200 - 1700)$ °К

- для *дизеля* $T_b = (1000 - 1200)$ °К

Проверка правильности выбора температуры остаточных газов:

$$T_{rp} = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r} ;$$

$$\Delta T_r = 100(T_{rp} - T_r) / T_r \% .$$

ΔT_r не должно превышать 5 %.

1.1.6. Расчет индикаторных параметров рабочего цикла и двигателя.

Определяется теоретическое среднее индикаторное давление, МПа

В термодинамике в качестве показателя работоспособности теоретического цикла используется работа цикла L_i . Для анализа совершенства реальных двигателей необходимо оценивать не только совершенство организации рабочих циклов, но и эффективность использования рабочего объема двигателей. Для оценки эффективности использования рабочего объема двигателей используется удельный показатель названный средним индикаторным давлением p_i , имеющий размерность давления МПа и представляющий собой индикаторную работу цикла, снимаемую с единицы рабочего объема,:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}$$

На индикаторной диаграмме (смотри рис . 2 и 3) среднее индикаторное давление p_i представляет собой высоту заштрихованного прямоугольника, который по площади равен площади самой индикаторной диаграммы.

Конкретную величину p_i можно определить либо расчетным путем, либо путем построения индикаторной диаграммы. В нашем случае необходимо воспользоваться и тем и другим способом. Это с одной стороны позволяет проверить правильность расчетного и графического способов путем сравнения p_i полученного разными способами, а с другой, индикаторная диаграмма в дальнейшем потребуется для динамического расчета двигателя.

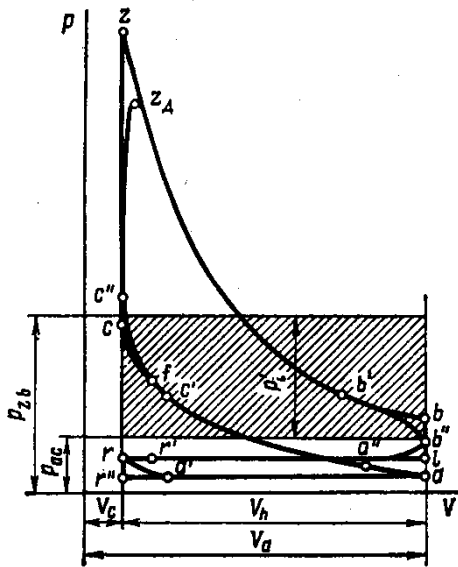


Рис. 2. Индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием

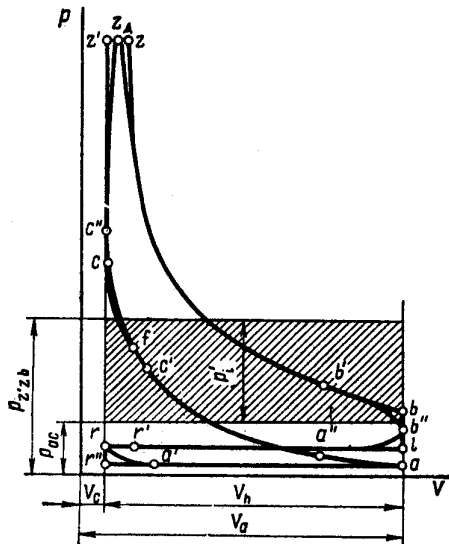


Рис. 3. Индикаторная диаграмма дизеля

Определяется среднее расчетное индикаторное давление p_i' :

- для дизельных двигателей

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

- для двигателей с **искровым зажиганием**, т. е. при $\rho = 1$ и $\delta = \varepsilon$

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

Действительное среднее индикаторное давление будет несколько меньше расчетного:

$$p_i = \varphi_u p_i',$$

где φ_u коэффициент полноты диаграммы, учитывающий скругление теоретической индикаторной диаграммы. Коэффициент полноты диаграммы принимаем в соответствии с рекомендациями, основанными на опытных данных:

- для дизельных двигателей $\varphi_u = 0,95$;
- для двигателей с искровым зажиганием $\varphi_u = 0,97$

Определяется индикаторный КПД двигателя

$$\eta_i = p_i l_0 \alpha / (H_u \rho_k \eta_V).$$

Определяется индикаторный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i).$$

1.1.7. Расчет эффективных параметров рабочего цикла и двигателя.

Определяется средняя скорость поршня c_n , м/с. Для предварительного определения средней скорости поршня используют значение хода поршня S двигателя-прототипа

$$c_n = S n / (3 \cdot 10^4),$$

где S – ход поршня двигателя-прототипа, мм; n – обороты двигателя проектируемого двигателя, об/мин.

Определяется среднее давление механических потерь p_{mn} , МПа.

Наибольшую долю механических потерь составляют потери на трение

$$p_{mn} = a + b c_n$$

где a и b – опытные коэффициенты, значения которых приведены в табл. 3.

В случае отсутствия данных о ходе поршня двигателя-прототипа можно использовать опытные данные. В зависимости от быстроходности двигателя c_n находится в диапазоне 12,5 – 17,5 м/с.

Таблица 3

Типы двигателя	a , МПа	b , МПа·с/м
Дизели	0,08...0,1	0,01...0,012
Двигатели с искровым зажиганием	0,05	0,01...0,012

Меньшие значения коэффициента a принимаются для двигателей с меньшими значениями максимального давления сгорания. Меньшие значения коэффициента b принимаются для двигателей со сниженными потерями на насосные хода (повышенное число клапанов, изменяемые фазы газораспределения и др.)

Для дизельных двигателей с разделенными камерами сгорания имеют повышенные потери на газообмен, поэтому необходимо принимать значение коэффициента b ближе к верхнему значению.

Определяется среднее эффективное давления, МПа

$$P_e = P_i - P_M \cdot$$

Определяется механический КПД двигателя

$$\eta_M = P_e / P_i \cdot$$

Определяется эффективный КПД двигателя.

$$\eta_e = \eta_i \eta_M =$$

Определяется эффективный удельный расход топлива, г/(кВт · ч)

$$g_e = 3600 / (H_u \eta_e) \cdot$$

Определяется суммарный рабочий объем двигателя, л

$$V_n = 30 \tau N_e / p_e n.$$

Откуда рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = V_n / i \cdot$$

Для снижения объема работ при вычерчивании поперечного разреза двигателя рекомендуется принимать ход поршня проектируемого дизеля, равным ходу поршня двигателя-прототипа. Тогда для определения предварительного значения диаметра цилиндра в мм можно использовать формулу

$$D_{np} = 2 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{V_h}{\pi S}},$$

где - V_h в литрах (дм³), S в мм.

Если данных о размерах цилиндра двигателя-прототипа нет, то для получения предварительного значения диаметра цилиндра использовать формулу:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_h}{0.785K}}$$

где $K = S/D$ - отношение хода поршня к его диаметру, для бензиновых двигателей находится в диапазоне 0,8 – 1,0, для дизелей 1,0 1,25.

Полученное предварительное значение диаметра округляют только в сторону увеличения и до целого числа.

По окончательно принятому значению D уточняются основные параметры и показатели двигателя:

$$V_L = \pi D^2 S \cdot i / (4 \cdot 10^6) \quad \text{л};$$

$$F_{II} = \pi D^2 / 4 \quad \text{м}^2;$$

$$N_e = p_e V_L n / (30\tau) \quad \text{кВт};$$

$$M_e = 3 \cdot 10^4 \cdot N_e / (\pi n) \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$G_T = N_e g_e \quad \text{кг/ч}$$

$$N_L = N_e / V_L \quad \text{кВт/л.}$$

В таблице 4 приведены эффективные показатели современных автотракторных двигателей.

Таблица 4

Тип двигателя	η_M	η_e	g_e г/кВт·ч	p_e , МПа	N_L , кВт/л
Четырехтактные двигатели с искровым зажиганием:					
	0,8...0,85	0,27...0,38	303...215	1,1...1,3	40...60
без наддува					
с наддувом	0,8...0,9	0,25...0,32	327...256	1,4...1,6	70...80
Четырехтактные дизели:					
	0,7...0,8	0,36...0,42	235...202	0,65...0,8	12...20
без наддува					
с наддувом	0,78...0,88	0,38...0,45	223...188	до 1,8	20...50

В завершение данной процедуры необходимо сравнить полученные значения параметров двигателя с эффективными параметрами современных двигателей. Если имеют место явные отклонения полученных расчетным путем результатов от реальных, тепловой расчет повторить.

1.2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА

Рассматривая итоги теплового расчета можно сделать вывод, что энергия, принесенная в двигатель с топливом только частично используется на совершение полезной работы. Доля энергии, пошедшая на совершение полезной работы оценивается эффективным КПД. Распределение химической энергии топлива при его сгорании принято иллюстрировать с помощью теплового баланса двигателя. В общем виде тепловой баланс можно представить в виде следующих составляющих:

$$Q_0 = Q_e + Q_r + Q_v + Q_{nc} + Q_{ост} = H_u G_m / 3,6,$$

где Q_0 - общее количество энергии, введенной в двигатель с топливом,

Дж/с; Q_e - энергия пошедшая на совершение полезной работы, Дж/с; Q_r - энергия потерянная с отработавшими газами, Дж/с; $Q_{\text{в}}$ - энергия потерянная через систему охлаждения двигателя, Дж/с; $Q_{\text{нс}}$ - энергия потерянная в связи с неполнотой сгорания топлива, Дж/с; $Q_{\text{ост}}$ - неучтенные потери энергии.

Знание абсолютных значений составляющих теплового баланса позволяет осуществлять количественную оценку распределения энергии в двигателе. При сравнении же различных типов двигателей или степени эффективности использования энергии топлива в двигателе, то составляющие теплового баланса лучше представлять в относительных величинах:

$$q_0 = q_e + q_r + q_{\text{в}} + q_{\text{нс}} + q_{\text{ост}} = 1,$$

где $q_x = Q_x / Q_0$.

В нашем случае необходимо определить составляющие внешнего теплового баланса, т. е. только для номинального режима работы двигателя.

Исходные данные необходимые для расчета составляющих теплового баланса:

C - коэффициент пропорциональности, используемый в формуле для расчета количества энергии $Q_{\text{в}}$;

m - показатель степени используемый в формуле для расчета энергии $Q_{\text{в}}$.

Остальные исходные данные определены в тепловом расчете.

Выбор исходных данных необходимых для расчета составляющих теплового баланса

Выбирают значения коэффициента пропорциональности C и показателя степени m по опытным данным.

- для автомобильных четырехтактных двигателей

$$C = (0,45 \div 0,53);$$

$$m = (0,65 - 0,75).$$

При выборе конкретных значений C и m следует учитывать, что оба они в конечном итоге зависят от степени форсировки двигателя. Исходя из ранее указанных диапазонов изменения p_e следует, что для двигателей со значениями p_e близкими к нижней границе диапазона следует выбирать значение C и m ближе к нижним границам их диапазонов, а для двигателей со значениями p_e близкими к верхней границе диапазона следует выбирать значение C и m ближе к верхней границе их диапазонов. Это правило не зависит от типа двигателя.

Последовательность расчета составляющих теплового баланса

Определяется общее количество энергии, введенной в двигатель с топли-

вом, Дж/с.

$$Q_0 = H_u G_T / 3,6.$$

Определяется энергия, пошедшая на совершение полезной работы, Дж/с.

$$Q_e = 1000 N_e .$$

Определяется энергия потерянная через систему охлаждения двигателя,

Дж/с.

$$Q_B = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \frac{H_u - \Delta H_u}{\alpha H_u},$$

Определяется энергия потерянная с отработавшими газами, Дж/с.

$$Q_r = (G_T / 3,6) [M_2 (mc_p)_{t_0}^{t_r} t_r - M_1 (mc_p)_{t_0}^{t_k} t_k];$$

$$\text{где } (mc_p)_{t_0}^{t_r} = (mc_V)_{t_0}^{t_r} + 8,315 .$$

$(mc_V)_{t_0}^{t_r}$ - определяется для t_r аналогично $(mc_V)_{t_0}^{t_z}$ для t_z

$$(mc_p)_{t_0}^{t_k} = (mc_V)_{t_0}^{t_k} + 8,315;$$

$(mc_V)_{t_0}^{t_k}$ - определяется для $t_k = T_K - 273 = 293 - 273 = 20^\circ\text{C}$.

Определяется энергия потерянная в связи с неполнотой сгорания топлива (для дизельных двигателей равна нулю), Дж/с

$$Q_{nc} = \Delta H_u G_T / 3,6.$$

Определяются неучтенные потери энергии, Дж/с;

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{nc}).$$

Определяются относительные составляющие теплового баланса, %

$$q_0 = q_e + q_b + q_r + q_{nc} + q_{ост} = \frac{Q_e}{Q_0} + \frac{Q_b}{Q_0} + \frac{Q_r}{Q_0} + \frac{Q_{nc}}{Q_0} + \frac{Q_{ост}}{Q_0}$$

Результаты расчета составляющих теплового баланса представляются в таблице 7.

Таблица 7

Двигатель	q _e	q _b	q _r	q _{nc}	q _{ост}
Для сравнения опытные данные					

ДсИЗ	0,21-0,28	0,12-0,27	0,30-0,55	0,0 -0,30	0,3– 0,10
Дизель	0,29-0,42	0,15-0,35	0,25-0,45	0,0 – 0,5	0,2 – 0,5

Полученные в результате расчета значения составляющих теплового баланса необходимо сравнить со значениями, основанными на опытных данных и если они значительно отличаются, то необходимо прежде всего устранить возможную ошибку в расчетах. Если ошибок в расчетах нет, то необходимо пересмотреть ранее выбранные или рассчитанные значения параметров, влияющих на результаты расчета, а расчет повторить.

1.3. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Диаграмма строится аналитическим методом на листе миллиметровой бумаги форматом А4. Общий вид диаграммы представлен на рис.4.

Исходные данные для расчета параметров процесса расширения

Основная часть исходных параметров необходимых для построения индикаторной диаграммы берется из теплового расчета

Выбираются масштабы по давлению и ходу поршня

Масштабы по давлению и ходу поршня рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту диаграммы (давления) равной 1,5 - 1,7 её основания (хода поршня), см рис 4.

На оси абсцисс откладывается отрезок АВ по величине равный рабочему ходу поршня в масштабе M_s .

Устанавливаются ординаты для характерных точек диаграммы по давлению, мм:

$$P_0/M_P ; P_r/M_P ; P_a/M_P ; P_c/M_P ; P'_z/M_P ; P_b/M_P .$$

При аналитическом методе построения индикаторной диаграммы определение ординат промежуточных расчетных точек политроп сжатия и расширения производится в табличной форме (таблица 5)

Отношение (OB/OX) меняется в пределах от 1 до ε для двигателей с *искровым зажиганием* и от 1 до δ для *дизельных двигателей*. Определяется не более 10 значений.

где ε – степень сжатия; δ – степень последующего расширения для дизеля.

Интервал значений (OB/OX) желательно выбирать таким образом, чтобы он был не равномерным, меньший ближе к верхней мертвой точке. Вычисленные значения точек политроп сжатия и расширения заносятся в таблицу 5.

Рассчитывается политропа сжатия

$$P_x = P_a (V_a / V_x)^{n_1}$$

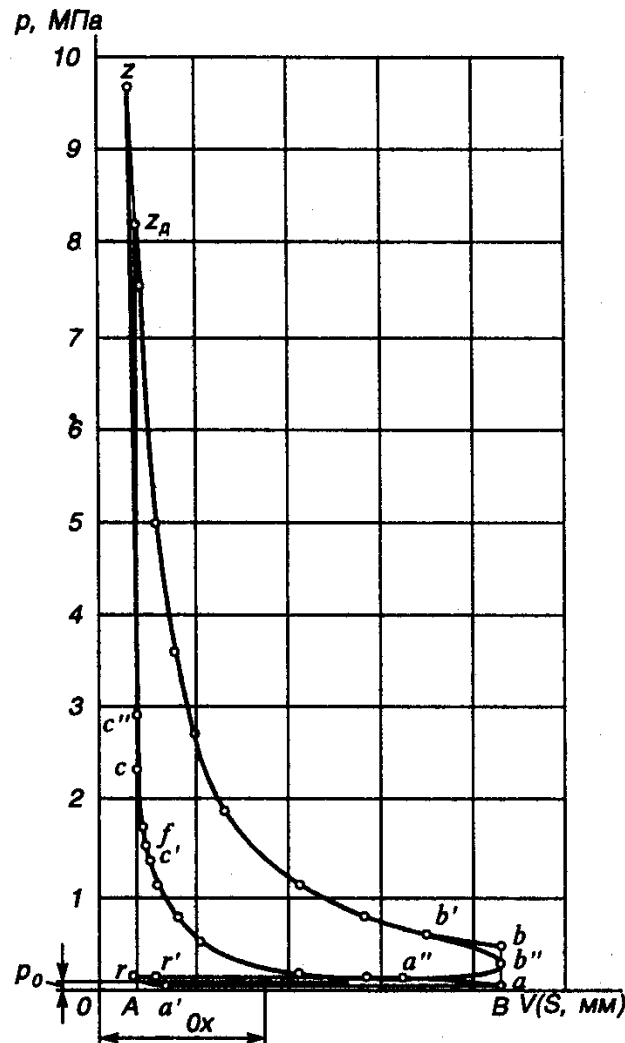


Рис. 4. Индикаторная диаграмма двигателя

Из этой формулы следует

$$P_x / M_p = (P_a / M_p) (OB / OX)^{n_1},$$

где $OB = OA + AB$ мм.

Таблица 5

№ точек	OX, мм	$\left(\frac{OB}{OX}\right)$	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_1}$	P_x / M_p , мм	P_x , МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_2}$	P_x / M_p , мм	P_x , МПа
1								
2								
3								
...								
9								
10								

Рассчитывается политропа расширения

$$P_x = P_b (V_b / V_x)^{n_2}.$$

Из этой формулы следует

$$P_x / M_p = (P_b / M_p) (OB / OX)^{n_2},$$

Строится расчетная индикаторная диаграмма

Вычисленные значения точек политроп сжатия и расширения из таблицы 5, наносятся на поле диаграммы и соединяются плавными кривыми. Следует учитывать при построении политропы расширения, что положение точки z у двигателя с искровым зажиганием и у дизеля различно, т. к. у дизеля на диаграмме есть участок предварительного расширения ($z' - z$) и участок последующего расширения ($z - b$).

Для окончательного построения расчетной индикаторной диаграммы (см. рис 2 и 3):

- соединяются прямыми линиями точки $c - z$ для двигателя с искровым зажиганием или точки $c - z'$ и $z' - z$ для дизеля;
- соединяются прямой линией точки $b - a$;
- принимаем процессы впуска и выпуска протекающими при $p = \text{const}$ и $V = \text{const}$ (кривые bl , lr , rr'' , $r''a$).

Строится действительная индикаторная диаграмма

Для приближения расчетной индикаторной диаграммы к действительной индикаторной диаграмме необходимо скруглить:

- выбрать фазы газораспределения и углы опережения зажигания или опережения впрыска топлива;
- произвести расчет положения точек r' , a' , a'' , c' , f и b' на диаграмме.

Для выбора фаз газораспределения можно воспользоваться фазами газо-

распределения двигателя - прототипа. Если прототипа нет, следует воспользоваться опытными данными:

- начало открытие выпускного клапана до НМТ (точка b') $(30 - 75)^{\circ}$ п.к.в.;
- начало закрытие выпускного клапана после ВМТ (точка a') $-(10 - 50)^{\circ}$ п.к.в.;
- начало открытия впускного клапана до ВМТ (точка r') $-(10 - 30)^{\circ}$ п.к.в.
- начало закрытия впускного клапана (точка a'') $-(30 - 75)^{\circ}$ п.к.в..
- угол опережения зажигания у двигателей с искровым зажиганием (точка c') $-(30 - 40)^{\circ}$ п.к.в.
- угол опережения впрыска топлива у дизелей (точка c') $-(25 - 30)^{\circ}$ п.к.в.
- угол начала видимого сгорания (точка отрыва линии сгорания от линии сжатия f) $- 5^{\circ}$ п.к.в после точки c' .

При выборе значений выше перечисленных углов следует руководствоваться следующим правилом. Чем больше номинальные обороты двигателя – тем большие значения угла и наоборот. Примем верхнюю границу по оборотам современных автомобильных двигателей на уровне 8000 об/мин, а нижнюю на уровне 4000 об/мин.

Расчет положения точек r' , a' , a'' , c' , f и b'

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания или впрыска топлива в дизеле расчет положения точек r' , a' , a'' , c' , f и b' осуществляется по формуле для перемещения поршня:

$$AX = \left(\frac{AB}{2} \right) \left[(1 - \cos \varphi) + \left(\frac{\lambda}{4} \right) (1 - \cos 2\varphi) \right];$$

где λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; при построении индикаторной диаграммы ориентировочно принимается $\lambda = 0,280$;

Значение квадратной скобки, в зависимости от λ и φ° (см. табл. Приложения 1). Расчетные данные сводятся в таблицу по форме похожую на табл. 6 и наносятся на поле индикаторной диаграммы.

Соединяя плавной линией точки r с a' , c с c' и далее с z_d и политропой расширения, b' с b'' и линией выпуска $b'' r' r$, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму $ra'ac'fc''z_db'b''r$

Обозначение точек	Положение точек	φ°	$(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние точек от в.м.т. (АХ), мм
r'	18° до в.м.т.	18	0,0655	2,6
d'	25° после в.м.т.	25	0,1223	4,8
a'	60° после н.м.т.	120	1,6069	62,5
c'	35° до в.м.т.	35	0,2313	9,0
f'	30° до в.м.т.	30	0,1697	6,6
b'	55° до н.м.т.	125	1,6667	65,0

Производится планиметрирование построенной индикаторной диаграммы и определяется её площадь. Исходя из принятых масштабов определяется значение p_i и сравнивается со значением полученным ранее расчетным путем. Ошибка в определении p_i графическим путем не более 5%.

4 РАСЧЕТ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Скоростные характеристики и в том числе внешняя скоростная характеристика позволяют проводить анализ и оценку мощностных, экономических и эксплуатационных показателей двигателя оборотов двигателя.

Обычно эти характеристики получают экспериментальным путем при испытаниях двигателей. При проектировании новых двигателей возможно построение этих характеристик расчетным путем. В этом случае значения ряда параметров двигателя определяют по эмпирическим зависимостям, полученным в результате обработки опытных данных.

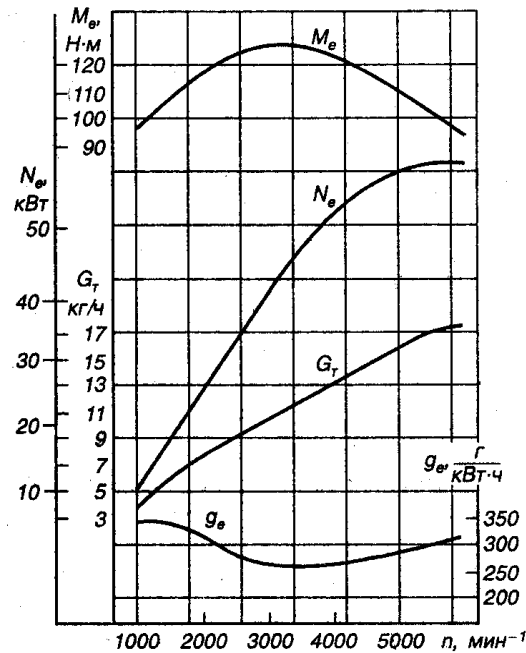


Рис. 5. Скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием
Исходные данные необходимые для расчета внешней скоростной характе-

ристики:

Для расчета внешней скоростной характеристики необходимы следующие параметры двигателя:

- N_e - номинальная мощность[кВт]
- n_N - номинальная частота вращения коленчатого вала...[мин⁻¹]
- n_{\min} - минимальная частота вращения коленчатого вала.[мин⁻¹]
- n_{\max} - максимальная частота вращения коленчатого вала.[мин⁻¹]
- g_{eN} - удельный эффективный расход топлива при N_e[г/кВт·ч]

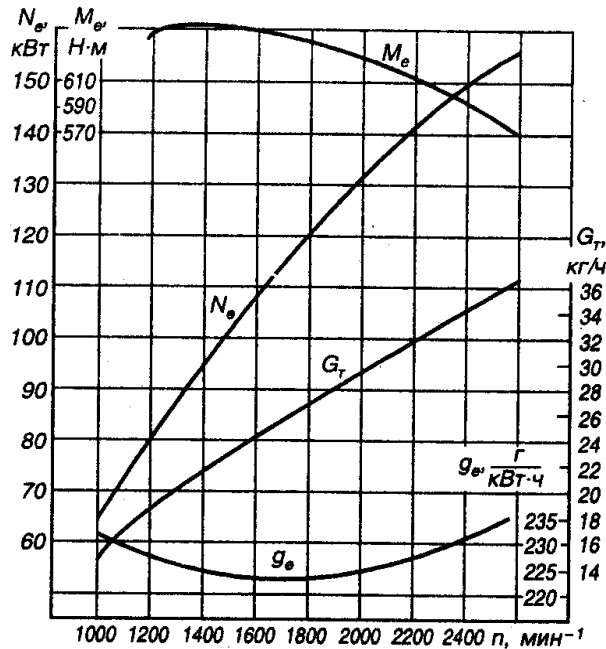


Рис. 6. Скоростная характеристика дизельного двигателя

Выбор исходных данных необходимых для расчета внешней скоростной характеристики

Исходные данные кроме минимальной n_{\min} и максимальной n_{\max} частот вращения коленчатого вала определены в тепловом расчете.

Используя опытные данные

- минимальная частота вращения коленчатого вала $n_{\min} = 0,2 n_N$ не зависимо от типа двигателя

- максимальная частота вращения коленчатого вала для двигателей с искровым зажиганием $n_{\max} = 1,1 n_N$, а для дизельных двигателей $n_{\max} = n_N$.

Последовательность расчета внешне скоростной характеристики

Определяются расчетные точки кривой эффективной мощности

Через каждые 1000 мин⁻¹ для двигателей с искровым зажиганием и через

каждые 500 мин⁻¹ для дизельных двигателей:

- для двигателей с **искровым зажиганием**

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[1 + \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right];$$

- для **дизелей с неразделенными камерами** сгорания

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right];$$

- для **дизелей с предкамерами**

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0,6 + 1,4 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right];$$

- для **дизелей с вихревыми камерами**

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0,7 + 1,3 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right].$$

По рассчитанным точкам в масштабе M_N строят кривую мощности.

Определяются расчетные точки кривой эффективного крутящего момента (Н·м)

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot 10^4 N_{ex}}{\pi n_x}.$$

По рассчитанным точкам в масштабе M_M строят кривую момента.

Определяются расчетные точки кривой удельного эффективного расхода топлива (г/кВт·ч) ведется по следующей эмпирической формуле

- для двигателей с искровым зажиганием

$$g_{ex} = g_{eN} \frac{n_x}{n_N} \left[1,2 - 1,2 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right];$$

- для дизельных двигателей

$$g_{ex} = g_{eN} \frac{n_x}{n_N} \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right].$$

По рассчитанным точкам в масштабе M_g строят кривую удельного эффективного расхода топлива.

Определяются расчетные точки кривой часового расхода топлива (кг/ч) ведется по следующей эмпирической формуле

$$G_{Tx} = g_{ex} N_{ex} \cdot 10^{-3}.$$

По рассчитанным точкам в масштабе M_G строят кривую часового расхода. Результаты расчетов заносятся в таблицу подобную таблице 7

Таблица 7

Частота мин ⁻¹	N_{ex} кВт	M_{ex} Нм	g_{ex} г/кВт ч	G_T кг/ч
1000				
2000				
3000				
4000				
5000				

Определяются расчетные значения коэффициента приспособляемости

Коэффициент приспособляемости для дизеля:

$$K = M_{e_{max}} / M_{eN} ,$$

где $M_{e_{max}}$ и M_{eN} определены по скоростным характеристикам.

2. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Динамика кривошипно-шатунного механизма

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов в цилиндре и сил инерции движущихся деталей двигателя. По этим силам рассчитывают основные детали на прочность и износ.

Расчет газовых сил

Исходные данные необходимые для расчета газовых сил:

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.....[-];

Выбор остальных параметров произведен на этапах теплового расчета и в задании на КП.

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (λ).

При выборе значения λ следует учитывать, что с уменьшением значения $R/L_{ш}$ (за счет увеличения длины шатуна) происходит снижение инерционных и нормальных сил, но при этом увеличивается высота двигателя и его масса. У современных двигателей с искровым зажиганием шатуны, как правило, длиннее чем у дизелей. Что связано с повышенной быстроходностью первых и преобладающим влиянием инерционных сил второго порядка P_{jII} . В дизелях из-за

более высоких максимальных газовых нагрузок поперечное сечение шатуна больше, что приводит к увеличению его массы и сил инерции первого порядка P_{jl} . В связи с этим в автомобильных двигателях λ принимают в пределах $\lambda = 0,25 - 0,29$. При известном значении λ для двигателя прототипа можно принять это значение и для проектируемого двигателя.

Последовательность расчета газовых сил

Давление газов, действующие на днище поршня, для упрощения расчетов заменяют одной силой P_z , направленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца.

Чтобы силу от давления газов можно было в дальнейшем сложить с силами инерции необходимо вначале развернуть по углу поворота кривошипа коленчатого вала индикаторную диаграмму, полученную в тепловом расчете. Обычно для этих целей используется метод Брикса. Разворачивание индикаторной диаграммы и дальнейшее определение суммарных сил действующих в КШМ осуществляют на листе миллиметровой бумаги формата А1, рис 7. Последовательность развертки следующая.

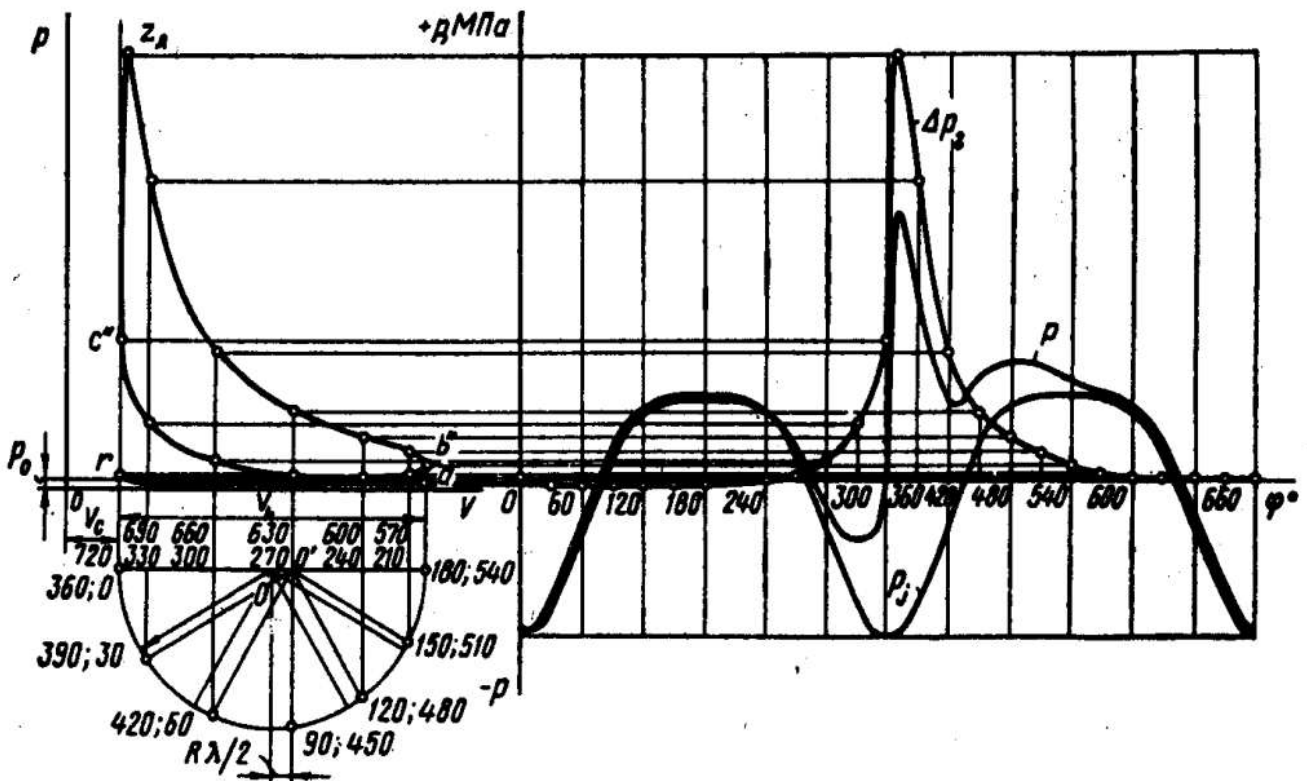


Рис. 7. Перестроение (развертка) индикаторной диаграммы

Переносят построенную в тепловом расчете свернутую индикаторную диа-

грамму на формат А1 в верхний левый угол. Под свернутой индикаторной диаграммой строят вспомогательную полуокружность радиусом $R = S/2$.

От центра полуокружности (точка 0) в сторону н.м.т. откладывают поправку Брикса, (точка 0')

$$R\lambda/(2M_s),$$

где M_s - масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Полученную окружность из центра 0 делят лучами на 6 частей. Из центра Брикса 0' проводят линии, параллельные лучам, проведенным из центра 0. Точки полученные на пересечении полуокружности с лучами, проведенными из центра 0', соответствуют определенным углам φ (через 30^0).

Из полученных точек пересечения проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Полученные значения давлений откладывают на вертикалях соответствующих углов на развернутой диаграмме.

Развертку индикаторной диаграммы начинают от в.м.т. в процессе хода впуска (0^0 п.к.в.). При этом следует учесть, что на свернутой индикаторной диаграмме давление отсчитывают от абсолютного нуля, а на развернутой показывают избыточное давление над поршнем $\Delta p_z = p_z - p_0$. Следовательно, давления в цилиндре двигателя, которые меньше атмосферного, будут отрицательным. Значение Δp_z через каждые 30^0 п.к.в. заносятся во вторую колонку сводной таблицы сил, табл 9.

Поскольку в дальнейшем при анализе нагрузок действующих в механизмах двигателя речь будет идти о силах, необходим пересчитать масштаб для развернутой диаграммы. Если кривая Δp_r построена в масштабе M_p (МПа в мм), то масштаб для P_z будет $M_P = M_p F_n$. (кН в мм). После этого нанести на шкалу газовых сил деления в новом масштабе.

$$p_z - V(S) \text{ в координаты } P_z - \varphi$$

Масштабы развернутой диаграммы:

$$\text{- полных сил } M_P = M_p F_n, \text{ МН в мм};$$

$$\text{- угла поворота кривошипа } M_\varphi = 2^0 \text{ в мм};$$

$$\text{- длина развернутой индикаторной диаграммы, мм}$$

$$OB = 720 / M_\varphi = 720 / 2 = 360.$$

Сила, действующая на поршень от давления газов, кН

$$P_z = (p_z - p_0)F_n,$$

где F_n – площадь поршня, m^2 ; p_z и p_0 – давление газов на любом угле поворота

коленчатого вала и атмосферное давление, МПа.

Изменение масштаба на развернутой диаграмме не изменяет характер кривой газовых сил в сравнении с линией давлений

Значения Δp_z и P_z через каждые 30° угла поворота кривошипа заносят соответственно в гр. 2 и 3 сводной таблицы (см. Приложение 8) динамического расчета. В районе $330 - 390^\circ$ п.к.в. значения должны, заносится в таблицу через 10° п.к.в.

Расчет масс движущихся деталей двигателя

Исходные данные для расчета масс движущихся деталей двигателя:

$m'_п$ - удельная конструктивная масса поршневой группы (поршня, поршневых колец и поршневого пальца);

$m'_ш$ - удельная конструктивная масса шатунной группы.

Выбор исходных данных для расчета масс движущихся деталей двигателя

Ориентировочные значения удельных конструктивных масс для автомобильных двигателей приведены в таблице 8.

где D – диаметр цилиндра двигателя, мм

Таблица 8

Тип двигателя	Частота вращения вала, мин ⁻¹	Конструктивная масса m' , кг/м ³	
		Поршневой группы	Шатунной группы
Двигатели с искровым зажиганием	$n < 4500$	$(1,2 \dots 1,25)D$	$(1,7 \dots 2,0)D$
	$n > 4500$	$(1,08 \dots 1,2)D$	$(1,35 \dots 1,45)D$
Дизели автомобильные	$n < 3000$	$(1,8 \dots 2,0)D$	$(2,1 \dots 2,25)D$
	$n > 3000$	$(1,5 \dots 1,7)D$	$(1,6 \dots 1,9)D$

Определяются значения масс деталей.

- масса поршневого комплекта, кг

$$m_{п} = m'_{п} F_{п};$$

- масса шатунной группы

$$m_{ш} = m'_{ш} F_{п};$$

- масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов

$$m_K = m'_K \cdot F_{II}.$$

Разносятся массы деталей КШМ

Для упрощения динамического расчета действительный кривошипно-шатунный механизм заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс (см. рис.8). Масса поршневой группы, сосредоточенная на оси поршневого пальца

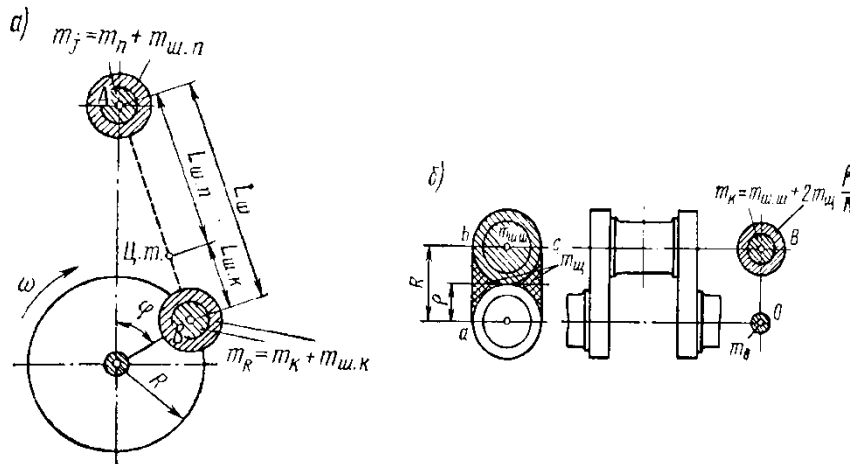


Рис.8. Система разнесения масс КШМ

Массу шатунной группы делят на две части, одна сосредоточена на оси поршневого пальца, а вторая на оси шатунной шейки кривошипа коленвала.

- масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, кг:

$$m_{ш.п} = 0,275m_{ш};$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа коленчатого вала, кг:

$$m_{ш.к} = 0,725m_{ш};$$

- массы совершающие возвратно-поступательное движение, кг:

$$m_j = m_{II} + m_{ш.п};$$

- массы, совершающие вращательное движение, кг:

$$m_R = m_K + m_{ш.к}$$

Определяются силы, действующие в КШМ, кН.

Схема кривошипно-шатунного механизма с указанием места приложения сил показан на рис. 9

Угловая скорость вращения кривошипа коленчатого вала $\omega = \pi \frac{n}{30}$.

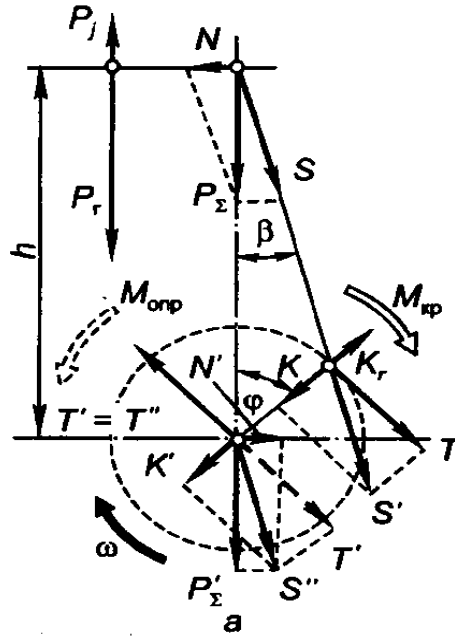


Рис. 9. Расчетная схема КШМ с приложением сил

Ускорение поршня определяется производной от скорости по:

$$j = R\omega^2(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -jm_j .$$

Суммарная сила сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$P = P_r + P_j .$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R R\omega^2 .$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{Ru} = -m_{u.k} R\omega^2 .$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k R\omega^2 .$$

Нормальная сила

$$N = P \operatorname{tg} \beta .$$

где $\operatorname{tg} \beta$ - определяют по таблице Приложения 1.

Сила, действующая вдоль шатуна:

$$S = P(1 / \cos \beta) ,$$

где $(1 - \cos \beta)$ - определяют по таблице Приложения 1.

Сила, действующая по радиусу кривошипа:

$$K = P(\cos(\varphi + \beta) / \cos \beta),$$

Тангенциальная сила, создающая крутящий момент на кривошипе

$$T = P((\sin(\varphi + \beta) / \cos \beta)),$$

где $(\sin(\varphi + \beta) / \cos \beta)$ - определяют для соответствующего значения λ по таблице Приложения 1.

Все перечисленные выше значения сил, так же как и газовые силы и силы инерции заносятся в таблицу 9, а сами силы строятся на листе динамического расчета, фрагмент которого представлен на рис. 10.

φ^0	Δp_r МПа	P_r кН	J м/с ²	P_j кН	P кН	$\text{tg } \beta$	N кН	$1 / \cos \beta$	S кН	$\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$	K кН	$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$	T кН	$M_{\text{кр.ц}}$ Н·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0														
30														
.....														
.....														
720														

Таблица 9

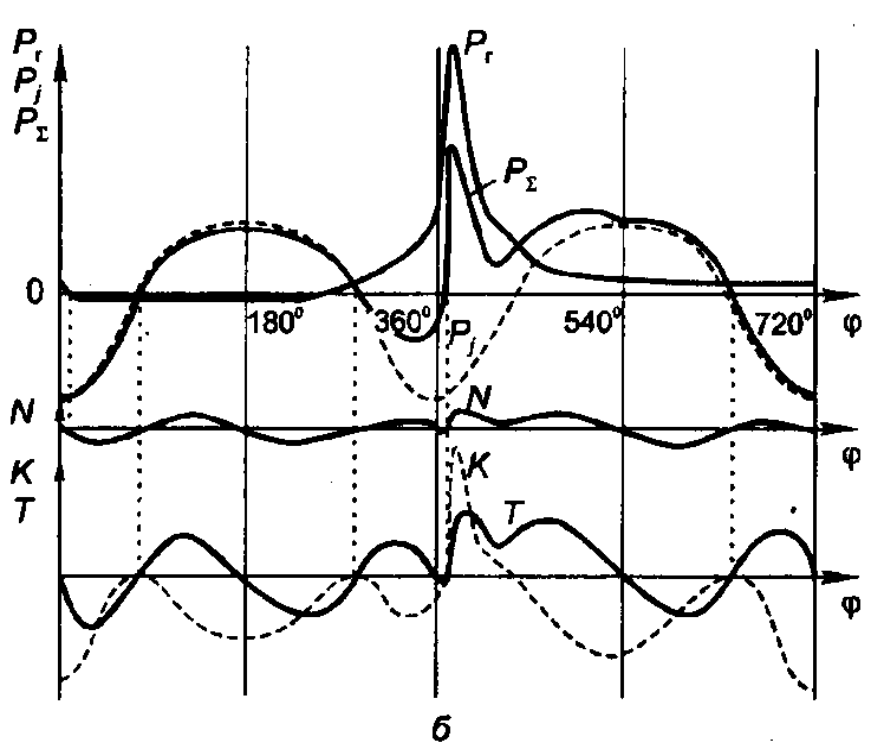


Рис. 10. Зависимость изменения сил в КШМ от угла поворота коленчатого вала

Определяется крутящий момент двигателя, кНм

Построение кривых крутящих моментов отдельных цилиндров и двигателя в целом производится на отдельном графике (рис. 11), который расположен на общем листе формата А1. Период изменения крутящего момента двигателя с равными интервалами между вспышками, ° п.к.в.:

$$\theta = 720 / i,$$

где i – число цилиндров в двигателе.

$$M_{кр.ц} = P_T R .$$

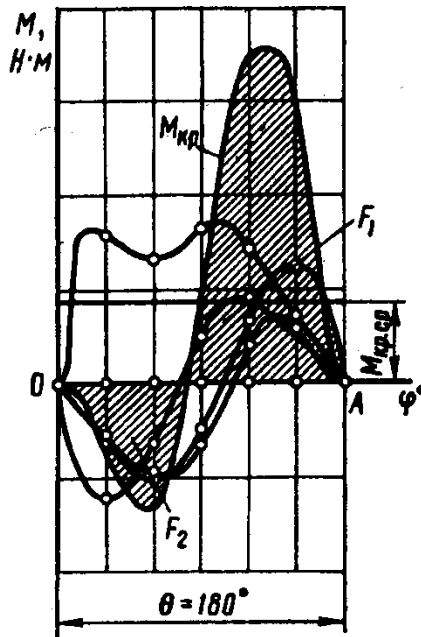


Рис. 11 Построение кривой крутящих моментов

Суммирование значений крутящих моментов всех четырех цилиндров двигателя осуществляется табличным методом (таблица 10) через каждые 10^0 угла поворота коленчатого вала. По полученным данным строятся графики для отдельных цилиндров и для суммарного крутящего момента $M_{кр}$ в масштабе M_M , кНм в мм.

Средний крутящий момент двигателя, Нм:

- по данным теплового расчета:

$$M_{кр.ср} = M_i = M_e / \eta_M$$

- по площади, заключенной под кривой $M_{кр}$:

$$M_{кр.ср} = \frac{F_1 - F_2}{OA} M_M . \text{Ошибка} \quad \%$$

Таблица 10

φ^0 П.К.В.	Цилиндры								$M_{кр}$, кНм
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	φ^0 р	$M_{кр.ц}$, Нм	φ^0 кр	$M_{кр.ц}$, Нм	φ^0 кр	$M_{кр.ц}$, Нм	кр	$M_{кр.ц}$, Нм	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0
10	10		190		370		550	-120	
20	20		200		380		560	-238	
.....
150	150		330		510		690	762	
160	160		340		520		700	607	
170	170		350		530		710	336	
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0

Определяется сила, действующая на поверхность шатунной шейки

На шатунную шейку кривошипа действуют сила S , направленная по оси шатуна, а также центробежная сила $K_{ш}$, действующая по радиусу кривошипа (рис. 12).

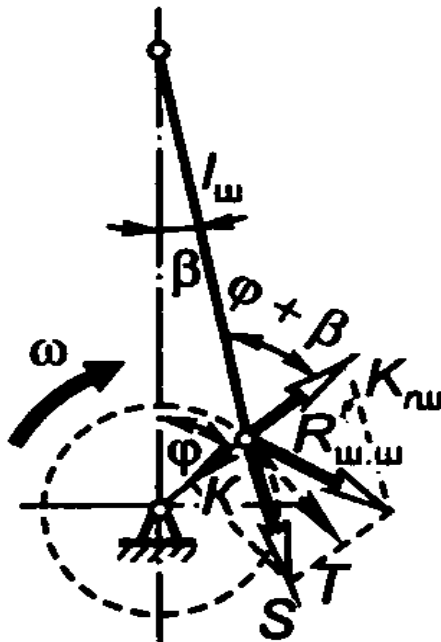


Рис. 12. Расчетная схема сил действующих на шатунную шейку

Результирующая сила $R_{ш.ш.}$, нагружающая шатунную шейку, может быть определена либо путем геометрического сложения силы S и центробежной силы $K_{гш}$, либо путем геометрического сложения тангенциальной силы T и суммарной силы $P_K = K + K_{гш}$

$$R_{ш.ш.} = \sqrt{P_K^2 + T^2}.$$

Первый путь предполагает двойное геометрическое сложение вначале сил T и K затем S и $K_{гш}$, а второй путь предполагает одно алгебраическое сложение сил K и $K_{гш}$ и одно геометрическое сложение сил P_K и T .

Принимаем решение использовать при определении значения $R_{ш.ш.}$ более простой геометрический метод сложения тангенциальной силы T и суммарной силы $P_K = K + K_{гш}$.

Зависимость $R_{ш.ш.}$ от угла поворота коленчатого вала φ представляется в виде полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку с полюсом в точке $O_{ш}$ (рис. 13).

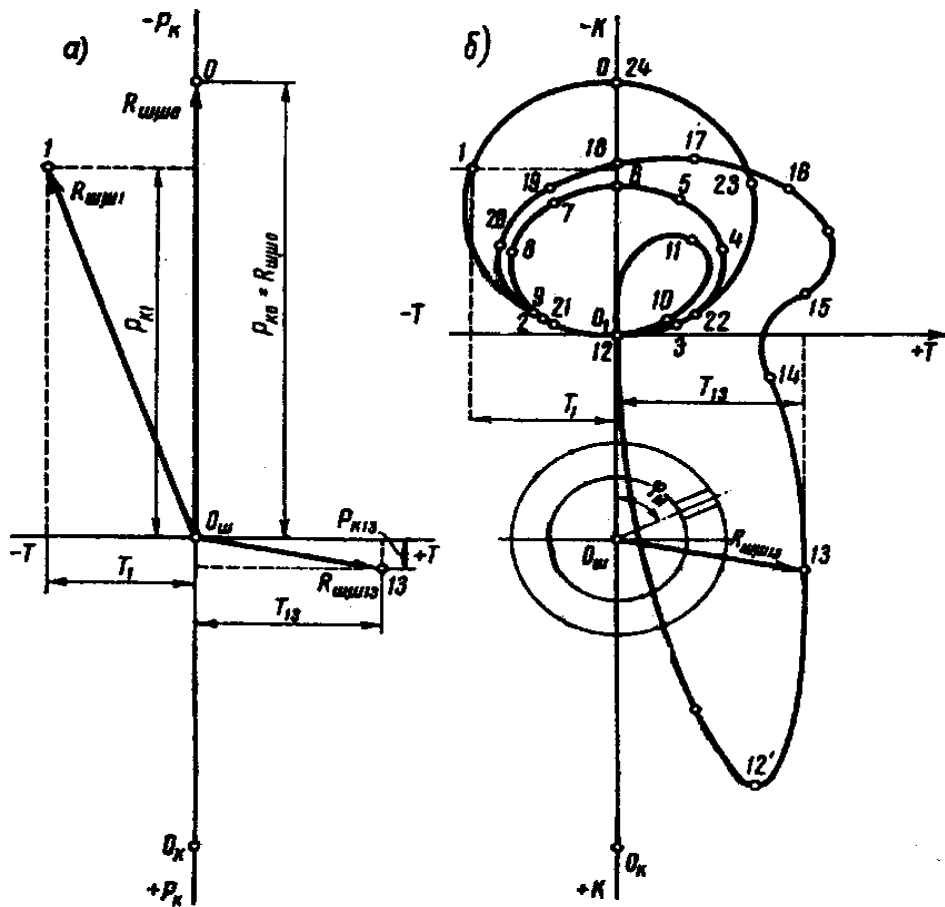


Рис. 13. Полярная диаграмма сил, нагружающих шатунную шейку

При рассмотрении силы $R_{шш}$ как суммы сил T и P_k построение полярной диаграммы производится в следующей последовательности (рис. 13а).

Из точки $O_{ш}$ – полюса диаграммы по оси абсцисс вправо откладываются положительные значения сил T , ординат вверх – отрицательные силы P_k . Результирующая сила $R_{шш}$ для соответствующего угла поворота коленчатого вала определяется графически как геометрическая сумма T и P_k . На рис. 13а приведен пример построения сил $R_{шш}$ для углов $\varphi_0 = 0^\circ$, $\varphi_1 = 30^\circ$ и $\varphi_{13} = 390^\circ$. Аналогично строятся силы и для других положений коленчатого вала. Масштаб полярной диаграммы $M_P = 0,5$ кН.

Полярная диаграмма строится на листе динамического расчета справа от графика суммарных сил (в правом верхнем углу листа).

Для получения полярной диаграммы концы результирующих сил $R_{шш}$ последовательно в порядке нарастания углов соединяют плавной кривой.

Численные значения сил $R_{шш}$ снятые с полярной диаграммы заносятся в таблицу 11.

Таблица 11

φ°	Полные силы, кН			
	T	K	P_k	$R_{шш}$
1	2	3	4	5
0				
10				
.....				
.....				
710				
720				

Для V-образного двигателя вид диаграммы определяется типом соединения шатунов с коленчатым валом.

Для двигателя с шатунами, расположенными последовательно на одной шатунной шейке, результирующие силы, нагружающие соответствующие участки шейки для каждого из шатунов, определяются отдельно, аналогично тому, как это выполнялось в случае линейного двигателя.

Для V-образного двигателя с сочлененными шатунами результирующая сила $R_{шш}$, нагружающая шатунную шейку, определяется геометрическим суммированием векторов $R_{шш}$ (л) и $R_{шш}$ (п), одновременно действующих на шейку

со стороны цилиндров левого и правого рядов.

Для определения средней результирующей силы $R_{шш.ср}$, а также её максимального $R_{шш.мах}$ и минимального $R_{шш.мин}$ значений полярную диаграмму перестраивают в прямоугольные координаты в функции угла поворота коленчатого вала (рис. 14)

Перестроение полярной диаграммы в прямоугольные координаты производят следующим образом. На оси абсцисс откладывают для каждого положения коленчатого вала углы поворота кривошипа. На оси ординат откладывают значения силы $R_{шш}$, взятые из таблицы 11 или непосредственно с полярной диаграммы.

При построении полярной диаграммы в прямоугольных координатах значения $R_{шш}$ считаются положительными. Среднюю силу $R_{шш.ср}$ находят планиметрированием площади под кривой $R_{шш} = f(\varphi)$.

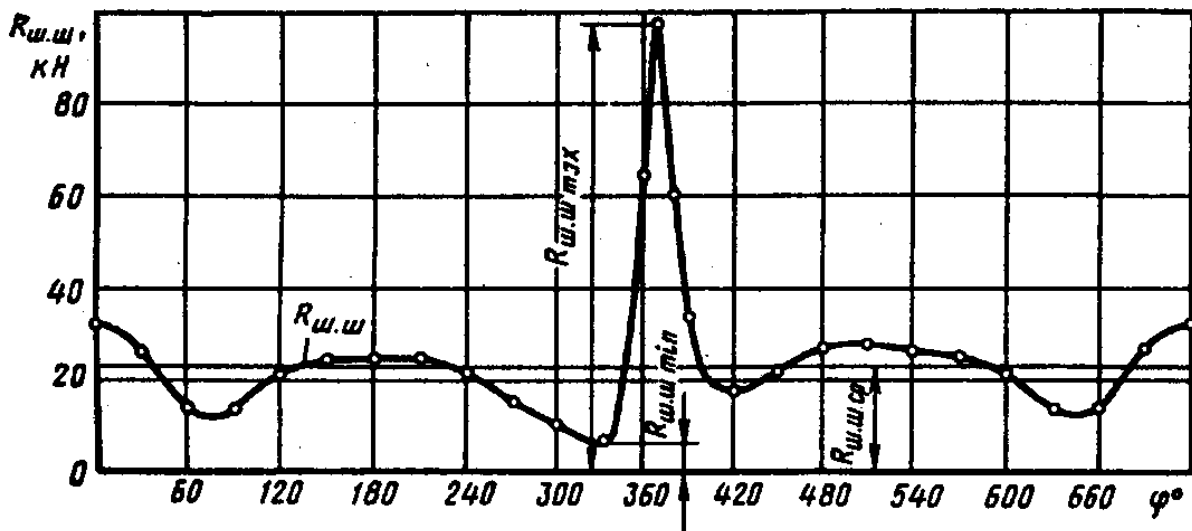


Рис. 14 Развернутая полярная диаграмма

Строится диаграмма износа шатунной шейки.

По диаграмме износа шатунной шейки можно получить наглядное представление о характере износа шатунной шейки по всей окружности, а также правильно установить местоположение масляного отверстия на шатунной шейке.

Диаграмму износа шатунной шейки строят по ранее построенной полярной диаграмме следующим образом.

Из точки $O_{ш}$ (рис. 15 и 16) проводят окружность, изображающую в произвольном масштабе шатунную шейку; делят её на 12 участков лучами $O_{ш}1$, $O_{ш}2$, ...

$O_{ш1}$ и т.д.

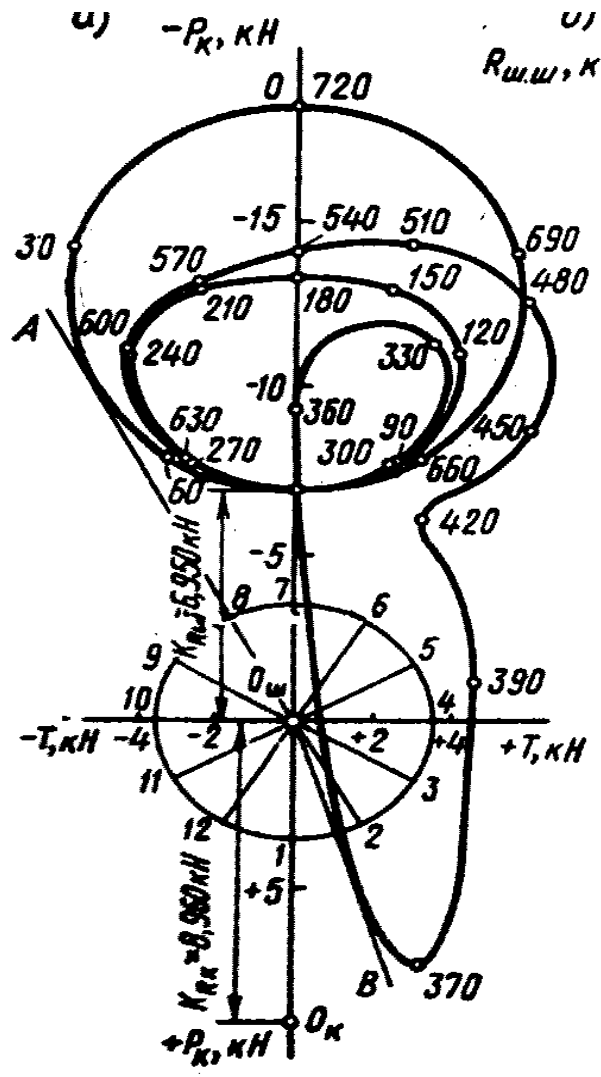


Рис. 15. Силы действующие на шатунную шейку

Примем, что действие каждого вектора силы $R_{шшi}$ распространяется на 60° по окружности шейки в обе стороны от точки приложения силы.

Таким образом, для определения величины усилия (износа), действующего по каждому лучу (например, по лучу $O_{ш11}$), необходимо:

а) перенести луч с диаграммы износа параллельно самому себе на полярную диаграмму;

б) определить по полярной диаграмме сектор на шатунной шейке (по 60° в каждую сторону от луча $O_{ш11}$), в котором действующие силы $R_{шшi}$ создают нагрузку (износ) по направлению луча $O_{ш11}$;

в) определить величину каждой силы $R_{шшi}$ действующей в секторе луча

O_{T11} (в секторе луча $O_{ш11}$ действуют всего три силы: $R_{шш13}$, $R_{шш14}$, $R_{шш15}$), и подсчитать результирующую величину $R_{шш\Sigma i} = R_{шш13} + R_{шш14} + R_{шш15}$ для луча $O_{ш11}$; Для расчетов сил $R_{шш\Sigma i}$ значения заносят в таблицу подобную таблице 12.

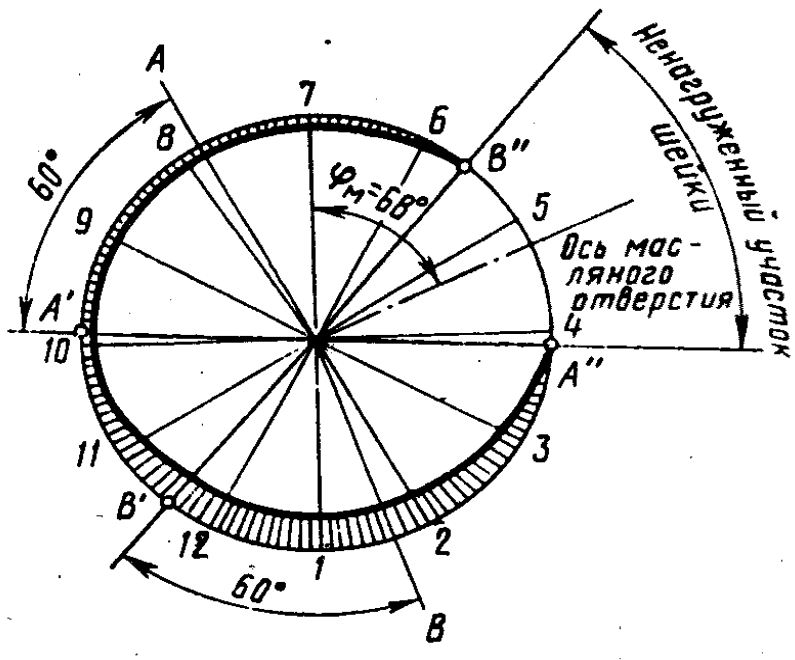


Рис. 16. Диаграмма износа шатунной шейки.

г) отложить результирующую величину $R_{шш\Sigma}$ в выбранном масштабе на диаграмме износа по лучу $O_{ш11}$ от окружности к центру;

д) таким же образом определить результирующие величины сил, действующих в секторах каждого луча (например, в секторе луча O_{T1} действуют все силы $R_{шш i}$ кроме одной $R_{шш13}$, а в секторах лучей O_{T4} и O_{T5} нет ни одной действующей силы);

е) отложить на каждом луче отрезки, соответствующие в выбранном масштабе результирующим величинам сил $R_{шш\Sigma i}$, а концы отрезков соединить плавной кривой характеризующей износ шейки.

Определить область минимальных давлений и провести ось масляного отверстия.

По диаграмме износа определяем положение оси масляного отверстия.

φ°	Значения $R_{ш.ш.ш}$ кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	32,0	32,0	32,0	—	—	—	—	—	—	—	32,0	32,0
30	26,1	26,1	26,1	—	—	—	—	—	—	—	—	26,1
60	13,8	13,8	13,8	—	—	—	—	—	—	—	—	13,8
90	13,5	13,5	—	—	—	—	—	—	—	—	13,5	13,5
120	21,0	21,0	—	—	—	—	—	—	—	—	21,0	21,0
150	23,9	23,9	—	—	—	—	—	—	—	—	23,9	23,9
180	24,1	24,1	24,1	—	—	—	—	—	—	—	24,1	24,1
210	24,3	24,3	24,3	—	—	—	—	—	—	—	—	24,3
240	21,7	21,7	21,7	—	—	—	—	—	—	—	—	21,7
270	15,0	15,0	15,0	15,0	—	—	—	—	—	—	—	15,0
300	10,8	10,8	10,8	—	—	—	—	—	—	—	—	10,8
330	6,7	6,7	6,7	6,7	—	—	—	—	—	—	—	—
360	—	—	64,1	—	64,1	64,1	64,1	64,1	64,1	—	—	—
390	—	—	—	—	—	—	33,8	33,8	33,8	33,8	—	—
420	—	—	—	—	—	—	—	—	17,5	17,5	17,5	17,5
450	21,5	—	—	—	—	—	—	—	21,5	21,5	21,5	21,5
480	26,4	26,4	—	—	—	—	—	—	—	—	26,4	26,4
510	27,5	27,5	—	—	—	—	—	—	—	—	27,5	27,5
540	25,9	25,9	25,9	—	—	—	—	—	—	—	25,9	25,9
570	24,7	24,7	24,7	—	—	—	—	—	—	—	—	24,7
600	21,0	21,0	21,0	—	—	—	—	—	—	—	—	21,0
630	13,5	13,5	13,5	—	—	—	—	—	—	—	—	13,5
660	13,7	13,7	—	—	—	—	—	—	—	—	13,7	13,7
690	26,1	26,1	—	—	—	—	—	—	—	—	26,1	26,1
$\Sigma R_{ш.ш.ш}$	433,2	411,7	323,7	21,7	64,1	64,1	97,9	97,9	115,4	72,8	273,1	444,0

Анализ уравновешенности двигателя

Рассмотрим анализ на примере четырехцилиндрового двигателя с кривошипами, расположенными под углом 180° . Порядок работы двигателя 1-4-2-3. Промежутки между вспышками равны 180° . Коленчатый вал имеет кривошипы, расположенные под углом 180° (рис. 17).

Определяются силы инерции

Силы инерции первого порядка отдельно для всех четырех цилиндров:

$$P_{jI} = m_j R \omega^2 \cos \varphi$$

Равнодействующая сил инерции первого порядка

$$\Sigma P_{jI} = 4P_{jI} = 4m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi$$

Силы инерции второго порядка отдельно для всех четырех цилиндров

$$P_{jII} = m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi,$$

Равнодействующая сил инерции второго порядка:

$$\Sigma P_{jII} = 4P_{jII} = 4m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi.$$

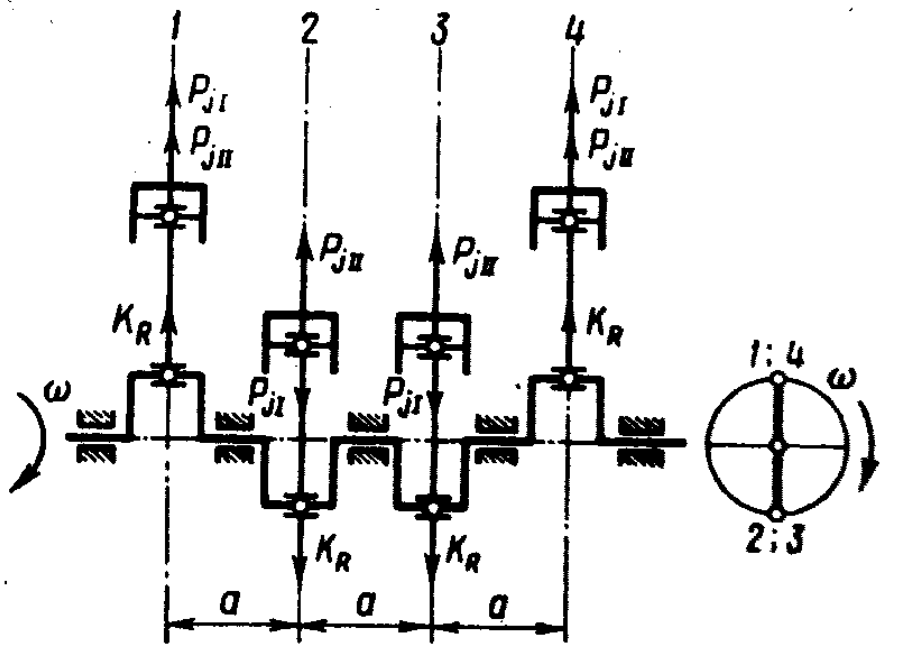


Рис. 17 – Схема КШМ и расположение сил инерции для 4-х цилиндрического, рядного двигателя

Центробежные силы инерции:

$$K_R = m_R R \omega^2.$$

Так как центробежные силы инерции всех цилиндров равны, а 1 и 4 цилиндров направлены в одну сторону, а 2 и 3 в другую, то при суммировании получим, Н

$$\sum K_R = 0.$$

Результаты анализа. Силы инерции первого порядка и их моменты взаимно уравниваются: $\sum P_{jI} = 0$ и $\sum M_{jI} = 0$. Центробежные силы инерции для всех цилиндров равны и направлены попарно в разные стороны. Равнодействующая этих сил и момент равны нулю: $\sum K_R = 0$ и $\sum M_R = 0$.

Силы инерции второго порядка для всех цилиндров равны и направлены в одну сторону, т.е. двигатель не уравновешен по силам инерции второго порядка.

Для уравнивания сил инерции второго порядка в конструкцию двигателя можно внести два дополнительных уравнивающих вала

φ°	Значения $(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)$ при λ								φ°
	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	360
10	0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197	0,0199	350
20	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779	0,0784	340
30	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715	0,1728	330
40	0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	0,2939	0,2960	0,2980	320
50	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,4423	0,4452	0,4482	310
60	0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6125	0,6163	300
70	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905	0,7949	290
80	0,9428	0,9476	0,9525	0,9573	0,9622	0,9670	0,9719	0,9767	280
90	1,1200	1,1250	1,1300	1,1355	1,1400	1,1450	1,1500	1,1550	270
100	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191	1,3239	260
110	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745	1,4789	250
120	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	1,6088	1,6125	1,6163	240
130	1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308	1,7338	230
140	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8259	1,8280	1,8300	220
150	1,8960	1,8973	1,8985	1,8998	1,9010	1,9023	1,9035	1,9048	210
160	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9573	1,9578	200
170	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893	1,9895	190
180	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	180

φ°	Знак	Значения $(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	0,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	-	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	-	280
90	-	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	-	270
100	-	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	-	260
110	-	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	-	180

