

Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

ПРАКТИКУМ

**по одноименной дисциплине
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2021

УДК 629.36:631.372(075.8)
ББК 39.34:40.721я73
Т65

*Рекомендовано научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 3 от 05.03.2020 г.)*

Составитель *И. И. Суторьма*

Рецензент: декан машиностр. фак. ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *Г. В. Петришин*

Т65 **Тракторы** и автомобили : практикум по одной дисциплине для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / сост. И. И. Суторьма. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2021. – 62 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Практикум разработан для оказания помощи студентам при выполнении индивидуальных заданий на практических занятиях по учебной дисциплине «Тракторы и автомобили». Изложена методика проведения тепловых, динамических расчетов, построения индикаторной диаграммы, теоретических характеристик и выбора основных параметров автотракторных двигателей внутреннего сгорания. Приведены необходимые справочные данные.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения. Может быть полезен для студентов специальностей автотракторного профиля.

УДК 629.36:631.372(075.8)
ББК 39.34:40.721я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2021

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Практическая работа № 1. Выбор основных параметров двигателя.....	7
Практическая работа № 2. Определение параметров рабочего цикла двигателя.....	14
Практическая работа № 3. Построение и анализ индикаторных диаграмм.....	24
Практическая работа № 4. Построение теоретических характеристик двигателей.....	32
Практическая работа № 5. Динамический расчет двигателя.....	40
Литература	54
Приложения	55

Введение

Учебной программой дисциплины «Тракторы и автомобили», изучаемой при подготовке специалистов с высшим образованием по специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники», предусмотрено выполнение практических работ, которые связаны с проведением расчетов автотракторных двигателей внутреннего сгорания, их основных механизмов и систем.

Данное пособие содержит пять практических работ. Первая работа связана с определением основных параметров автотракторного двигателя. Две последующие («Определение параметров рабочего цикла двигателя» и «Построение и анализ индикаторных диаграмм») посвящены изучению основ теплового расчета двигателя внутреннего сгорания. Важное место в изучении двигателей с искровым зажиганием и дизелей отводится регулировке оборотов коленчатого вала двигателя при различных режимах нагружения. Это направление рассматривается в практической работе «Построение теоретических характеристик двигателей». Еще одна работа связана с динамическим расчетом и определением параметров маховика, предназначенного для уравнивания и балансировки коленчатого вала кривошипно-шатунного механизма.

При выполнении практических работ студент должен изучить методику проведения соответствующего расчета, представленную в данном практикуме, провести расчет в соответствии с индивидуальным заданием и подготовить отчет о выполнении практической работы.

Отчет оформляется на листах писчей нелинованной бумаги потребительского формата (ГОСТ 6656-76) или формата А4 (ГОСТ 2.301-68) в соответствии с требованиями ГОСТ 2.105-95 "Общие требования к текстовым документам".

На каждом листе выполняется стандартная рамка (с размерами отступа слева 20 мм и 5 мм с трех других сторон), а также основная надпись. На первом листе отчета к каждой работе основная надпись имеет вид, представленный в приложении 1, а на всех последующих – вид, представленный в приложении 2.

На первом листе практической работы №1 приводятся исходные данные из таблицы, содержащейся в приложении 3. Вариант индивидуального задания выбирается обучаемым в соответствии с его номером по списку в журнале учебной группы. Далее приводится расчет по тематике практической работы согласно методике, изложенной в данном пособии. В конце каждой практической работы проводится анализ полученных результатов и даются выводы. Анализ и выводы делаются студентом самостоятельно.

Каждая последующая работа является логическим продолжением

предыдущей и основывается на исходных данных и ранее полученных результатах. Поэтому дополнительных исходных данных в начале работ №2-№5 приводить не требуется. Нумерация страниц ведется в пределах каждой работы.

В связи с тем, что при первоначальном расчете, зачастую получают предварительные результаты, требующие уточнения некоторых параметров и проведения повторного расчета. Поэтому предварительные расчеты необходимо выполнять в черновике. В отчете о выполнении практической работы приводится только окончательный вариант. Но, при этом, все расчеты должны поясняться. Многократно повторяющиеся и однотипные расчеты должны сопровождаться примером расчета для 1-го значения аргумента, а результаты остальных просто приводятся в таблице.

Отчет по практической работе представляется преподавателю на проверку и, далее, работа подлежит защите. В процессе защиты студент объясняет преподавателю порядок выполнения работы, осуществляет обоснование выбираемых параметров и полученных результатов, предоставляет при этом промежуточные результаты, выполненные в черновике.

Допускается оформление отчета с использованием компьютерных текстовых редакторов или вручную. При этом титульный лист всегда изготавливается с использованием компьютерных текстовых редакторов.

При написании отчета необходимо соблюдать следующие требования:

- отступ первой строки абзаца - 1,25 см. Форматирование абзацев - по ширине. Отступ печатаемого поля сверху - 10 мм, снизу - 30 мм, слева - 25 мм, справа - 10 мм. Данные отступы указаны с учетом размещения на странице стандартной рамки;

- тип шрифта «Times New Roman», размер шрифта - 14pt, междустрочный интервал – полуторный, а в таблицах (как в самих таблицах, так и в их заголовках) и подрисуночных надписях размер - 12pt, междустрочный интервал - одинарный;

- формулы должны быть набраны с использованием редакторов MS Equation или MathType, при этом стиль символов должен быть таким же, как и в тексте, а размеры: обычного символа - 14pt, крупного индекса - 10pt, мелкого индекса - 8pt, крупного символа - 16pt, мелкого символа - 12pt;

Строка «Практическая работа №» печатается с заглавной буквы прописным обычным шрифтом с выравниванием по центру. Название работы печатается с заглавной буквы прописным полужирным шрифтом с выравниванием по центру. Весь последующий текст, в пределах параграфов, печатается с заглавной буквы обычным строчным шрифтом с выравниванием по ширине.

Формулы, заголовки таблиц и подрисуночные надписи приводятся с

выравниванием по центру и нумеруются в пределах каждой практической работы (1, 2, 3 и т.д.). Подрисуночная надпись имеет шаблон: «Рисунок 1 - Название». Выше названия таблицы приводится строка с ее номером, выровненная по правому краю: «Таблица 1», а строкой ниже - ее название «Название», выровненное по центру.

Графическая часть практической работы состоит из рисунков, графиков, диаграмм, выполняемых на листах белой или на миллиметровой бумаги. Для каждого рисунка отводится отдельный лист. Рисунок на листе располагается вертикально или горизонтально в таком масштабе, чтобы площадь листа была максимально использована. Все диаграммы и графики строятся вручную.

На миллиметровой бумаге необходимо строить индикаторную диаграмму в практической работе №3. При этом формат листа под индикаторную диаграмму рекомендуется А3, т.к. в последующем на нем будет выполняться и рис. 5.2 для практической работы №5. Рис.5.5 – 5.8 из последней практической работы также необходимо выполнить на миллиметровке. Выбор миллиметровой бумаги обусловлен необходимостью подсчета по клеткам площадей фигур, образованных диаграммой и графиками.

При оформлении графического материала необходимо соблюдать следующие правила:

- при изображении графиков и диаграмм кривые и оси изображаются основной сплошной линией (толщина 0,6...0,8 мм), а масштабная сетка изображается вспомогательной линией (0,2...0,4 мм);
- на оси диаграмм и графиков должны быть нанесены масштабные шкалы и условные обозначения откладываемых величин с указанием единиц измерения;
- при использовании листов белой бумаги обязательно нанесение масштабных сеток, кроме случаев использования масштабной (миллиметровой) бумаги).

После выполнения и защиты всех практических работ студент оформляет заключение к отчету в виде сводной таблицы, представленной в приложении 4, а также титульный лист в соответствии с формой, содержащейся в приложении 5. Отчет прошивается в единый документ. С этой целью также возможно использовать папку-скоросшиватель. В том случае, если обложка общего отчета не прозрачна, то титульный лист необходимо наклеить на обложку.

Практическая работа №1

Выбор основных параметров двигателя

Главная тенденция в развитии современных двигателей автомобилей и тракторов заключается в повышении их мощностных и экономических показателей при одновременном снижении массы и габаритов. В соответствии с этой тенденцией наблюдается рост таких параметров, как степень сжатия, среднее эффективное давление, литровая и поршневая мощность, частота вращения коленчатого вала, надежность работы двигателя при соответствующем уменьшении его массы и удельного расхода топлива.

В табл. 1.1 указаны диапазоны значений основных параметров современных автотракторных двигателей.

Таблица 1.1

Основные параметры современных автотракторных двигателей

Тип двигателя	Степень сжатия, \square	Среднее эффективное давление P_e , МПа	Номинальная частота вращения n_n , мин ⁻¹	Средняя скорость поршня C_n , м/с	Литровая мощность $N_{eл}$, кВт/л	Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт·ч
Бензиновые двигатели грузовых автомобилей	6...12	0,65...0,90	3000...4200	8...16	15...33	300...325
Дизели с неразделенными камерами сгорания	14...17	0,65...2,50	1800...2500	9...12	11...24	200...235
Дизели с разделенными камерами сгорания	17...22	0,50...1,00	1500...2800	9...15	7,5...15	220...280

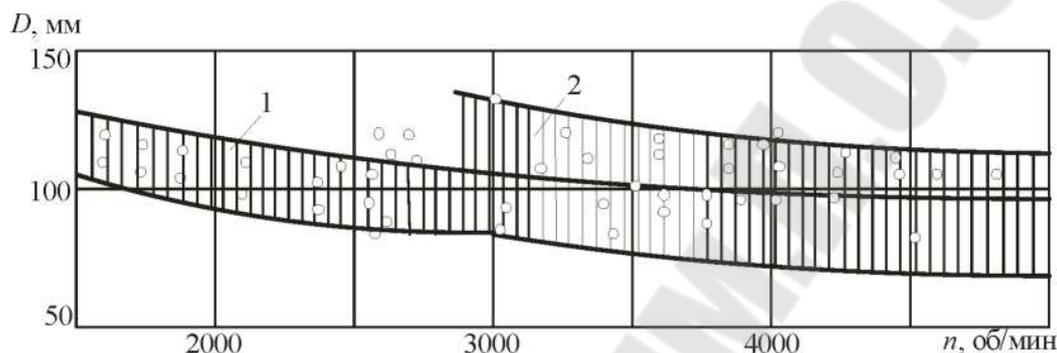
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $A=R/L$ для современных автотракторных двигателей составляет $0,21...0,30$, причем для быстроходных двигателей обычно применяются длинные шатуны (значения A малы), для тракторных - относительно короткие.

Следует учитывать, что с увеличением A повышается вероятность задевания шатуна за нижнюю кромку цилиндра, в связи с чем приходится выполнять вырезы в нижней части цилиндров; увеличивается давление на стенку цилиндра, повышаются потери мощности на трение и ускоряется изнашивание цилиндров и поршней; возрастают силы инерции второго порядка, что также способствует ускорению изнашивания деталей двигателя;

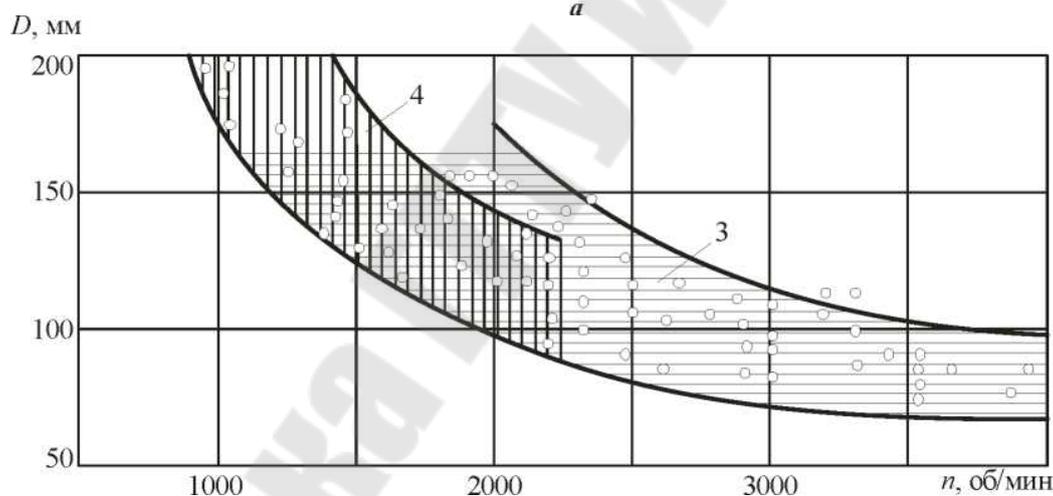
уменьшается габаритная высота, масса шатуна и двигателя. Последнее является единственным преимуществом коротких шатунов.

1. Выбор размеров и числа цилиндров производится на основе следующих соображений.

Диапазон возможного изменения диаметра цилиндра можно определить, используя зависимость $D = f(n_H)$ для существующих моделей двигателей (рис. 1.1).



а



б

Рисунок 1.1 - Диаметр цилиндра двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала: а - для бензиновых двигателей малых грузовых автомобилей и тракторов (1), бензиновых двигателей крупных грузовых автомобилей (2); б - автотракторных дизелей (3), транспортных и стационарных дизелей (4)

Точки на графиках соответствуют реальным двигателям, степень концентрации точек указывает предпочтительность выбора размеров цилиндра при заданной частоте вращения. Верхние границы заштрихованной области относятся к короткоходным ($S/D = 0,8...0,9$), а нижние - к длинноходным ($S/D = 1,1...1,2$) двигателям.

При известных типах двигателя и частоте вращения по рис. 1.1 мож-

но определить диапазон предпочтительных диаметров цилиндра. Назначив стандартный D (в мм, округленный на 0 или 5 - для дизелей, или до ближайшего четного числа - для бензиновых и газовых двигателей), по соответствующему соотношению S/D определяют ход поршня S и ориентировочно среднюю скорость поршня, [м/с]:

$$C_n = \frac{S \cdot n_n}{30}. \quad (1.1)$$

При этом следует помнить, что C_n в определенной степени является показателем тепловой напряженности и динамической нагруженности деталей двигателя и существенное ее повышение (выше значений, указанных в табл. 1.1) нежелательно. В этом случае необходимо увеличить диаметр цилиндра D .

Для определения эффективной литровой мощности $N_{e.l}$ по известному диаметру цилиндра D целесообразно использовать графики $N_{e.l} = f(D)$ (рис. 1.2).

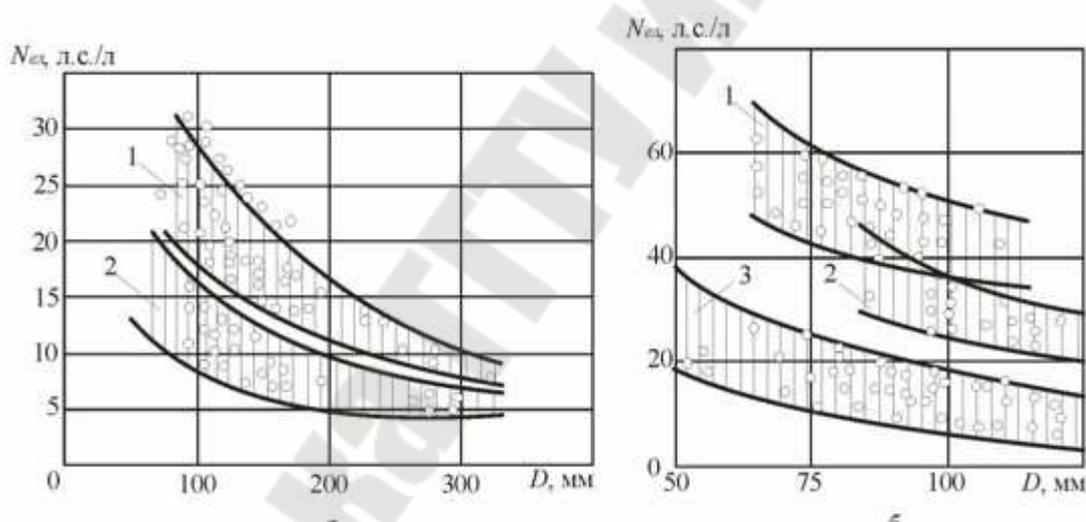


Рисунок 1.2 - Зависимости между диаметром цилиндров и литровой мощностью двигателей: а - автомобильных без наддува (1), тракторных (2); б - бензиновых легковых серийных (1), бензиновых грузовых (2), бензиновых стационарных (3)

По принятому диаметру цилиндра устанавливают пределы изменения эффективной литровой мощности двигателя $N_{e.l}$ (на графиках литровая мощность измерена в л.с./л, для перевода в кВт/л найденное на графике значение литровой мощности необходимо умножить на 0,736.) и цилиндрическую мощность N_{μ} , [кВт]:

$$N_{\mu} = N_{e.l} \cdot V_h = N_{e.l} \frac{\pi \cdot D^3}{4} \cdot \frac{S}{D} = N_{e.l} \frac{\pi \cdot S \cdot D^2}{4}, \quad (1.2)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, л (при D и S , взятых в $дм$).

Цилиндровая мощность двигателя N_μ определяет уровень его форсирования по мощности и, в конечном счете, число цилиндров двигателя.

Следует обратить внимание, что диаметр цилиндра необходимо согласовать с диапазонами по осям абсцисс графиков, представленных на рис. 1.2. Если выбранный диаметр цилиндра по своему значению выходит за пределы поля графика, то необходимо выбрать другое значение диаметра из диапазона значений, рекомендованного графиком на рис. 1.1 и округлить по правилам, представленным выше.

При заданной эффективной номинальной мощности N_{eH} , требуемое число цилиндров i можно найти по формуле:

$$i = N_{eH} / N_\mu. \quad (1.3)$$

Полученное значение i округляют до ближайшего целого числа, однако желательно исключить значения $i = 5, 7, 9...$ и т.д.

После определения числа цилиндров следует уточнить значение литровой мощности по формуле, $[кВт/л]$:

$$N_{e.l} = \frac{N_{eH}}{V_h}. \quad (1.4)$$

Причем рабочий объем цилиндра V_h определяется выражением, $[л]$ (при D и S , взятых в $дм$):

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^3}{4} \cdot \frac{S}{D} = \frac{\pi \cdot S \cdot D^2}{4}. \quad (1.5)$$

2. *Обоснование необходимости наддува дизельного двигателя и определение его давления.* Принятое ранее значение литровой мощности двигателя предопределяет уровень среднего эффективного давления, $[МПа]$:

$$P_e = \frac{30 \cdot N_{e.l} \cdot \tau}{n_H}, \quad (1.6)$$

где τ - тактность двигателя (для четырехтактных двигателей $\tau = 4$).

С другой стороны, $[МПа]$:

$$P_e = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \eta_m \rho_k = C \frac{\eta_e}{\alpha} \eta_v \rho_k, \quad (1.7)$$

где H_u – низшая удельная теплота сгорания топлива;

l_0 – теоретически необходимое количество воздуха на 1 кг топлива;
 η_i – индикаторный КПД;
 η_v – коэффициент наполнения;
 η_m – механический КПД;
 η_e – эффективный КПД ($\eta_e = \eta_i \eta_m$);
 α – коэффициент избытка воздуха;
 ρ_k – плотность заряда, кг/м³.

Для четырехтактных двигателей значение коэффициента наполнения η_v составляет:

- для карбюраторных двигателей $\eta_v = 0,75 \dots 0,85$;
- для дизелей без наддува $\eta_v = 0,8 \dots 0,9$;
- для дизелей с наддувом $\eta_v = 0,85 \dots 0,95$.

Значение эффективного КПД η_e :

- для карбюраторных двигателей $\eta_e = 0,25 \dots 0,33$;
- для газовых двигателей $\eta_e = 0,23 \dots 0,30$;
- для дизелей $\eta_e = 0,35 \dots 0,40$.

Коэффициент избытка воздуха α определяет состав горючей смеси. Его значение зависит от типа смесеобразования, условий воспламенения и сгорания топлива, а также от режима работы двигателя. Для номинального режима работы:

- бензиновых карбюраторных двигателей $\alpha = 0,85 \dots 1,15$;
- газовых карбюраторных двигателей $\alpha = 1,0 \dots 1,3$;
- дизелей с наддувом $\alpha = 1,35 \dots 2,0$;
- дизелей без наддува с неразделенными камерами сгорания $\alpha = 1,45 \dots 1,8$;
- дизелей без наддува с разделенными камерами сгорания $\alpha = 1,25 \dots 1,45$.

При выполнении предварительных расчетов, здесь и далее, рекомендуется первоначально брать среднее значение из предложенного интервала, а затем, в процессе уточнения параметров, это значение изменяют, но в пределах указанного диапазона. Первоначально можно взять и отличную от среднего значения величину, но при этом надо быть готовым к обоснованию своего выбора.

Приняв, предварительно, что проектируемый дизель имеет наддув, можно определить требуемую плотность заряда ρ_k , [кг/м³]:

$$\rho_k \approx 10 \frac{N_{e,l} \tau \alpha}{\eta_e \eta_v n_H} \quad (1.8)$$

Тогда по известному значению ρ_k можно определить требуемое давление наддува для реализации литровой мощности двигателя $N_{e,l}$, [МПа]:

$$p_k = p_0 (\rho_k / \rho_0)^{n_k}, \quad (1.9)$$

где p_0 – давление окружающей среды ($p_0 = 0,1$ МПа);

ρ_0 – плотность атмосферного воздуха ($\rho_0 = 1,21$ кг/м³);

n_k – показатель политропы сжатия в компрессоре, зависящий от его типа и степени совершенства протекающего в нем процесса:

- для поршневых компрессоров $n_k = 1,4 \dots 1,6$;
- для объемных компрессоров $n_k = 1,55 \dots 1,75$;
- для центробежных компрессоров $n_k = 1,4 \dots 2,0$.

Если давление наддува p_k окажется ниже $0,14$ МПа то следует снизить литровую мощность двигателя $N_{ел}$ (уменьшить степень форсирования) и увеличить число цилиндров, или отказаться от применения турбонаддува, т.к. при давлении $p_k = 0,1 \dots 0,14$ МПа применение этой системы неэффективно.

При этом температура наддува (температура воздуха на выходе из компрессора, или на входе в цилиндр двигателя), [K]:

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{(n_k-1)}{n_k}}, \quad (1.10)$$

где T_0 – температура окружающей среды, K ($T_0 = 293$ K).

Далее требуется уточнить коэффициенты и осуществить перерасчет параметров, согласуя их с данными табл.1.1, рис.1.1 и рис. 1.2, а также приведенными рекомендациями.

3. Выбор камеры сгорания, коэффициента избытка воздуха и степени сжатия. После обоснования наличия или отсутствия наддува, а также уточнения коэффициентов и параметров необходимо определить тип камеры сгорания. При этом руководствуются следующими соображениями. В настоящее время в тракторных дизелях используются преимущественно неразделенные камеры сгорания с непосредственным впрыском и объемно-пленочным смесеобразованием. Дизели с такими камерами сгорания имеют высокую экономичность и широкие возможности для форсирования по среднему эффективному давлению.

Однако для автомобильных дизелей с частотой вращения $n_n > 2700$ мин⁻¹ предпочтительнее вихревые камеры, так как они допускают большую степень форсирования по скоростному режиму (до $n_n = 4500 \dots 5000$ мин⁻¹).

Степень сжатия \square определяется способом смесеобразования (внутреннее или внешнее), свойствами топлива, наличием наддува и т.п.

В двигателях с воспламенением от электрической искры \square ограничивается по условию предупреждения явления детонации и выбор ее зависит от антидетонационных свойств применяемого топлива. Опреде-

лить степень сжатия в зависимости от октанового числа бензинов можно, руководствуясь данными табл. 1.2.

При этом степень сжатия можно определить методом интерполяции.

Таблица 1.2

Зависимость степени сжатия \square от октанового числа бензинов

Октановое число топлива	73...76	77...80	81..90	91..100	> 100
\square	6,6...7	7,1...7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	до 12

Необходимо иметь в виду, что повышение степени сжатия увеличивает термический КПД рабочего цикла двигателя и, как следствие - улучшает экономичность, однако одновременно с увеличением \square необходимо применять более дорогое топливо с большим октановым числом.

Для дизелей значение степени сжатия рекомендуется выбирать в следующих пределах:

- дизели с наддувом $\square = 13,5...15$;
- дизели без наддува с неразделенной камерой сгорания $\square = 14...17$;
- дизели без наддува с разделенной камерой сгорания $\square = 17...22$.

Для дизелей увеличение \square также способствует повышению термического КПД, но с другой стороны приводит к увеличению нагрузки на детали КШМ, уменьшению механического КПД.

В качестве топлива для газовых двигателей используются сжиженные газы: СПБТЛ - смесь пропана и бутана техническая летняя и СПБТЗ - зимняя, хранящиеся под давлением 2 МПа . Основными компонентами этих смесей являются: пропан C_3H_6 и бутан C_4H_{10} , октановое число которых составляет $90...98$. До 6% (по массе) в составе смеси могут присутствовать и другие газы.

В завершение уточняем значения индикаторного и механического КПД.

Значение индикаторного КПД η_i :

- для карбюраторных двигателей $\eta_i = 0,28...0,38$;
- для газовых двигателей $\eta_i = 0,26...0,34$;
- для дизелей $\eta_i = 0,42...0,52$.

Значение механического КПД η_m :

- для карбюраторных двигателей $\eta_m = 0,7...0,85$;
- для газовых двигателей $\eta_m = 0,75...0,85$;
- для дизелей без наддува $\eta_m = 0,7...0,82$;
- для дизелей с наддувом $\eta_m = 0,8...0,9$.

Практическая работа № 2

Определение параметров рабочего цикла двигателя

Параметры рабочего цикла (процесса) двигателя определяются при выполнении теплового расчета. По его результатам определяются индикаторные параметры рабочего цикла, КПД и экономичность, уточняются основные размеры проектируемого двигателя.

При выполнении теплового расчета двигателя в первую очередь определяются параметры рабочего тела, окружающей среды и остаточных газов.

1. Параметры окружающей среды и остаточных газов. Атмосферные условия, необходимые для последующих расчетов принимаются следующие: $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; $T_0 = 293 \text{ К}$ (см. также практическую работу №1).

Температура остаточных газов принимается из интервала:

- для дизелей $T_r = 600...900 \text{ К}$;
- для карбюраторных двигателей $T_r = 900...1200 \text{ К}$;
- для газовых двигателей $T_r = 750...1000 \text{ К}$.

При выборе значения T_r следует учитывать, что при увеличении частоты вращения температура остаточных газов возрастает, а при увеличении степени сжатия и угла опережения зажигания (т.е. подачи топлива) снижается. Также на T_r влияет состав смеси.

Давление остаточных газов можно определить по формулам:

- для карбюраторных двигателей и дизелей без наддува $p_r = (1,05...1,25)p_0$;
- для дизелей с наддувом $p_r = (0,75...0,95)p_k$.

Следует учитывать, что при работе дизеля с турбонаддувом воздух поступает в цилиндры не из атмосферы, а из компрессора. Поэтому, значения p_0 и T_0 в последующих расчетах принимаются равными давлению и температуре на выходе из компрессора p_k и T_k .

2. Параметры рабочего тела. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг бензина или дизельного топлива [кг/кг топлива]:

$$L_0 = \frac{1}{0,23} [(8/3)C + 8H - O], \quad (2.1a)$$

где C , H и O – весовая доля соответствующих компонентов. В данном практикуме, для упрощения расчетов, принимаем:

- для дизельного топлива: $C = 0,857$; $H = 0,133$; $O = 0,01$;
- для бензинов: $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$.

Теоретическое количество воздуха в молях, необходимое для сгорания 1 моля сжиженного газового топлива [моль/моль топлива]:

$$L'_0 = \sum \frac{1}{0,21} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r, \quad (2.1б)$$

где C_n , H_m , O_r - объемная доля данного компонента в газообразном топливе.

Для сжиженного газа, содержащего 52% пропана C_3H_8 и 48% бутана C_4H_{10} (смесь пропана и бутана техническая летняя - СПБТЛ, $H_u = 98220$ кДж/м³), $r = 0$, а:

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\left(3 + \frac{8}{4} \right) 0,52 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) 0,48 \right) = 27,24 \text{ кмоль/кмоль}. \quad (2.1в)$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива [кмоль/кг топлива]:

$$L_0 = \frac{L'_0}{\mu_B}, \quad (2.2)$$

где μ_B - масса 1 кмоль воздуха ($\mu_B = 28,96$ кг/кмоль).

Количество свежего заряда, [кмоль/кг топлива]:

- для бензиновых двигателей:

$$M_1 = L + \frac{1}{\mu_T} = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}; \quad (2.3а)$$

- для газовых двигателей:

$$M_1 = L + 1 = \alpha L_0 + 1; \quad (2.3б)$$

- для дизельных двигателей:

$$M_1 = L + \frac{1}{\mu_T} = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} \approx L = \alpha L_0. \quad (2.3в)$$

где α - коэффициент избытка воздуха (см. практическую работу №1);

L - действительное количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива [кмоль/кг топлива];

μ_T - молекулярная масса паров топлива (бензин: $\mu_T = 110...120$ кг/моль, дизельное топливо: $\mu_T = 180...200$ кг/моль).

Помимо поступившего воздуха в цилиндре находятся остаточные газы, количество которых, [кмоль/кг топлива]:

$$M_r = \gamma_r \alpha L_0. \quad (2.4)$$

где γ_r – коэффициент остаточных газов.

Коэффициент остаточных газов определяется по формуле:

$$\gamma_r = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r \eta_v (\varepsilon - 1)}. \quad (2.5)$$

Общее количество газов, находящихся в цилиндре в конце сжатия, [кмоль/кг топлива]:

$$M_c = M_1 + M_r = \alpha L_0 (1 + \gamma_r). \quad (2.6)$$

Общее количество продуктов сгорания, [кмоль/кг топлива]:

- для бензиновых двигателей при $\alpha \geq 1$:

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32 + 0,21L_0(\alpha - 1); \quad (2.7a)$$

- для бензиновых двигателей при $\alpha < 1$:

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32 + 0,21L_0(1 - \alpha); \quad (2.7б)$$

- для дизельных двигателей:

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32. \quad (2.7в)$$

- для бензиновых и газовых двигателей:

$$M_2 = M_1 + \Delta M, \quad (2.7г)$$

где ΔM – изменение количества *кмолей* газов при сгорании:

$$\Delta M = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r. \quad (2.8)$$

Для сжиженного газа принятого в (2.1в) состава $\Delta M = 1,24$ кмоль/кг.

С учетом остаточных газов количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания, [кмоль/кг топлива]:

$$M_z = M_2 + M_r. \quad (2.9)$$

При этом химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси:

$$\beta_o = M_z/M_c \quad (2.10)$$

Действительный химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси:

$$\beta = \frac{M_2}{M_1} \quad (2.11)$$

Действительный химический коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\beta = \frac{\beta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.12)$$

2.3. *Определение параметров рабочего цикла.* Здесь определяются параметры состояния газов (абсолютное давление p и абсолютная температура T) в характерных точках индикаторной диаграммы. Такими точками являются: a – конец впуска; c – конец сжатия; z – конец сгорания; b – конец расширения.

Давление p_a в конце такта впуска будет, [МПа]:

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \quad (2.13)$$

где Δp_a – величина потерь давления на впуске, МПа.

Величину потерь давления на впуске можно определить по формуле, [МПа]:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{en}) \cdot \left(\frac{\omega_{en}}{2} \right) 10^{-6} \cdot \rho_k, \quad (2.14)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра;

ξ_{en} – коэффициент сопротивления впускной системы;

ω_{en} – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы (как правило в клапане), м/с;

ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м³.

Обычно коэффициенты затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра и сопротивления впускной системы рас-

смаатривают интегрально, как первый член в круглых скобках в правой части выражения, описываемого формулой (2.14). Этот интегральный коэффициент принимают:

- для дизелей $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5...3,5$;
- для бензиновых двигателей и газовых $(\beta^2 + \xi_{en}) = 3,0...4,0$.

Средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы тем выше, чем выше скорость поршня C_n и может быть принята:

- для дизелей $\omega_{en} = 65...90$ м/с;
- для бензиновых и газовых двигателей $\omega_{en} = 85...130$ м/с.

Уточняем действительный коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} \quad (2.15)$$

Тогда температура T_a в конце впуска будет, [K]:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.16)$$

где ΔT – подогрев свежего заряда от нагретых деталей принимается:

- для дизелей с наддувом $\Delta T = 0...10^\circ K$;
- для дизелей без наддува $\Delta T = 20...40^\circ K$;
- для карбюраторных двигателей $\Delta T = 5...25^\circ K$.

Уточняем действительный коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} (\varepsilon \cdot p_a - p_r) \quad (2.17)$$

Следует иметь в виду, что для современных автотракторных двигателей значение T_a варьируется в пределах:

- для карбюраторных двигателей $T_a = 320...380$ K;
- для дизелей без наддува $T_a = 310...350$ K;
- для дизелей с наддувом $T_a = 320...400$ K.

Значение коэффициента остаточных газов γ_r находится в пределах:

- для бензиновых и газовых двигателей $\gamma_r = 0,04...0,08$;
- для дизелей без наддува и с наддувом $\gamma_r = 0,03...0,06$.

Давление p_c и температура T_c в конце процесса сжатия определяются по формулам:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (2.18)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (2.19)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия, который, для автотракторных дизельных двигателей, будем вычислять по формуле В.А. Петрова:

$$n_1 = 1,41 - 100/n_n, \quad (2.20)$$

где n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Для бензиновых и газовых двигателей $n_1 = 1,34 \dots 1,39$. Чем выше скорость поршня, тем больше n_1 .

Следует иметь в виду, что для современных автотракторных двигателей значение T_c варьируется в пределах:

- для карбюраторных двигателей $T_c = 650 \dots 800 \text{ K}$;
- для дизелей без наддува $T_c = 700 \dots 900 \text{ K}$;
- для дизелей с наддувом $T_c = 900 \dots 1000 \text{ K}$.

Значение давления в конце сжатия p_c находится в пределах:

- для карбюраторных двигателей $p_c = 0,9 \dots 1,6 \text{ МПа}$;
- для дизелей без наддува $p_c = 3,5 \dots 5,0 \text{ МПа}$;
- для дизелей с наддувом $p_c = 6,0 \dots 8,0 \text{ МПа}$.

Задаваясь значением степени повышения давления при сгорании λ_p , определяем давление в конце сгорания для дизельных двигателей, [МПа]:

$$p_z = \lambda_p p_c. \quad (2.21)$$

Степень повышения давления λ_p принимаем:

- для дизелей с наддувом $\lambda_p = 1,2 \dots 2,5$;
- для дизелей с разделенной камерой сгорания (предкамерное и вихрекамерное смесеобразование) $\lambda_p = 1,5 \dots 1,8$;
- для дизелей с неразделенной камерой сгорания (при непосредственном впрыске) $\lambda_p = 1,8 \dots 2,2$.

Следует учитывать, что чем ниже коэффициент избытка воздуха α , тем выше λ_p .

Давление в конце сгорания для бензиновых и газовых двигателей определяем по формуле, [МПа]:

$$p_z = \frac{p_c \beta_0 T_z}{T_c}. \quad (2.22)$$

Температура T_z определяется из уравнения сгорания, которое для четырехтактного дизеля имеет вид:

$$(mC_v + 8,314\lambda_p)T_c + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0(1 + \gamma_r)} = \beta_0 mC_p T_z, \quad (2.23)$$

где mC_v – средняя молярная теплоемкость воздуха при постоянном объеме, $\text{кДж}/(\text{кмоль}\cdot\text{град})$;

mC_p – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении, $\text{кДж}/(\text{кмоль}\cdot\text{град})$;

ξ – коэффициент использования теплоты;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, $\text{кДж}/\text{кг}$ (для дизельного топлива $H_u = 42500 \text{ кДж}/\text{кг}$).

У четырехтактных дизелей коэффициент использования теплоты $\xi = 0,8 \dots 0,9$. Более низкие значения коэффициента ξ соответствуют быстроходным дизелям с неразделенной камерой.

Предполагая линейную зависимость молярной теплоемкости от температуры, приближенно находим среднюю молярную теплоемкость воздуха при постоянном объеме и среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении соответственно:

$$mC_v = 20,16 + 1,74 \times 10^{-3} T_c; \quad (2.24)$$

$$\text{- при } \alpha \geq 1: mC_p = 8,314 + (20,2 + 0,921/\alpha) + (13,8/\alpha + 15,5) \times 10^{-4} T_z. \quad (2.25a)$$

$$\text{- при } \alpha < 1: mC_p = 8,314 + (18,4 + 2,6/\alpha) + (13,8/\alpha + 15,5) \times 10^{-4} T_z. \quad (2.25б)$$

Температура T_z для четырехтактных бензиновых двигателей определяется из уравнения сгорания вида:

$$\beta_0 mC'_v = mC_v T_c + \xi(H_u - \Delta H_u) / \alpha L_0(1 + \gamma_r) \quad (2.26)$$

где mC'_v – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания жидкого топлива;

mC'_v – средняя молярная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме;

ξ – коэффициент использования теплоты (для бензиновых двигателей $\xi = 0,85 \dots 0,95$);

H_u – низшая теплота сгорания: для бензина $H_u = 43900 \text{ кДж}/\text{кг}$;

ΔH_u – потеря теплоты в связи с неполнотой сгорания из-за недостатка кислорода, определяемая по формуле:

$$\text{- при } \alpha < 1: \Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0 \text{ кДж}/\text{кг}; \quad (2.27a)$$

$$\text{- при } \alpha \geq 1: \Delta H_u = 119950(\alpha - 1)L_0 \text{ кДж/кг.} \quad (2.276)$$

Значения mC'_v и mC_v , [кДж/кмоль-град], находятся из уравнений:

$$mC'_v = (18,42 + 2,61a) + (15,4 + 13,83\alpha) 10^{-4}T_z; \quad (2.28a)$$

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3}T_c. \quad (2.28б)$$

Для четырехтактных газовых двигателей теплота сгорания должна быть отнесена к 1 молю газообразного топлива, т.е. значение H_u , отнесенной к 1 м^3 топлива, следует умножить на 22,4 (объем одного киломоля топлива составляет $22,4 \text{ м}^3$). Тогда уравнение сгорания для газовых двигателей принимает вид:

$$\beta mC'_v T_z = mC_v T_c + 22,4 \xi_T H_u / M_1 (1 + \gamma_r). \quad (2.29)$$

Значение коэффициента использования теплоты ξ для газовых двигателей принимается в пределах $0,80 \dots 0,85$, а значения теплоемкостей свежего заряда и продуктов сгорания определяются по формулам для бензиновых двигателей (2.28).

При расчете параметров в конце такта расширения значение показателя политропы расширения для газовых двигателей выбирается в пределах $n_2 = 1,25 \dots 1,30$.

Остальные величины, входящие в уравнения (2.23, 2.26 и 2.29), известны из предыдущих расчетов. После их подстановки и преобразований указанные уравнения приводятся к квадратному уравнению вида:

$$AT_z^2 + BT_z + C = 0, \quad (2.30)$$

где A, B, C – полученные численные значения.

Откуда температуру в конце процесса сгорания T_z определим по формуле, [K]:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (2.31)$$

Следует иметь в виду, что для современных автотракторных двигателей значение T_z варьируется в пределах:

- для карбюраторных двигателей $T_z = 2400 \dots 2900 \text{ K}$;
- для газовых двигателей $T_z = 2200 \dots 2500 \text{ K}$;
- для дизелей $T_z = 1800 \dots 2300 \text{ K}$.

Значение давления в конце сжатия p_z находится в пределах:

- для карбюраторных двигателей $p_z = 3,5 \dots 6,0 \text{ МПа}$;
- для газовых двигателей $p_z = 3,0 \dots 5,0 \text{ МПа}$;
- для дизелей $p_z = 5,0 \dots 12,0 \text{ МПа}$.

Определим давление p_b и температура T_b в конце такта расширения.

Степень предварительного расширения для бензиновых и газовых двигателей $\rho = 1$, а для дизельных ρ подсчитывается по формуле:

$$\rho = \frac{\beta_0 T_z}{\lambda_p T_c}, \quad (2.32)$$

Степень последующего расширения δ найдем из выражения:

$$\delta = \square / \rho. \quad (2.33)$$

Тогда давление в конце процесса расширения p_b , [МПа]:

$$p_b = p_z / \delta^{n_2}, \quad (2.34)$$

где n_2 – показатель политропы расширения:

- для дизелей $n_2 = 1,18 \dots 1,28$;
- для карбюраторных двигателей $n_2 = 1,23 \dots 1,3$;
- для газовых двигателей $n_2 = 1,25 \dots 1,35$.

Температура в конце такта расширения T_b , [K]:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}. \quad (2.35)$$

Следует иметь в виду, что для современных автотракторных двигателей значение T_b варьируется в пределах:

- для карбюраторных двигателей $T_b = 1400 \dots 1700 \text{ K}$;
- для дизелей $T_b = 1000 \dots 1400 \text{ K}$.

Значение давления в конце расширения p_b находится в пределах:

- для карбюраторных двигателей $p_b = 0,35 \dots 0,6 \text{ МПа}$;
- для дизелей $p_b = 0,2 \dots 0,5 \text{ МПа}$.

Для высокооборотных двигателей характерны более высокие значения T_b и p_b .

После определения параметров в конце процесса расширения выполняется оценка правильности выбора значения температуры отработавших газов, сделанной в начале теплового расчета, по формуле, [K]:

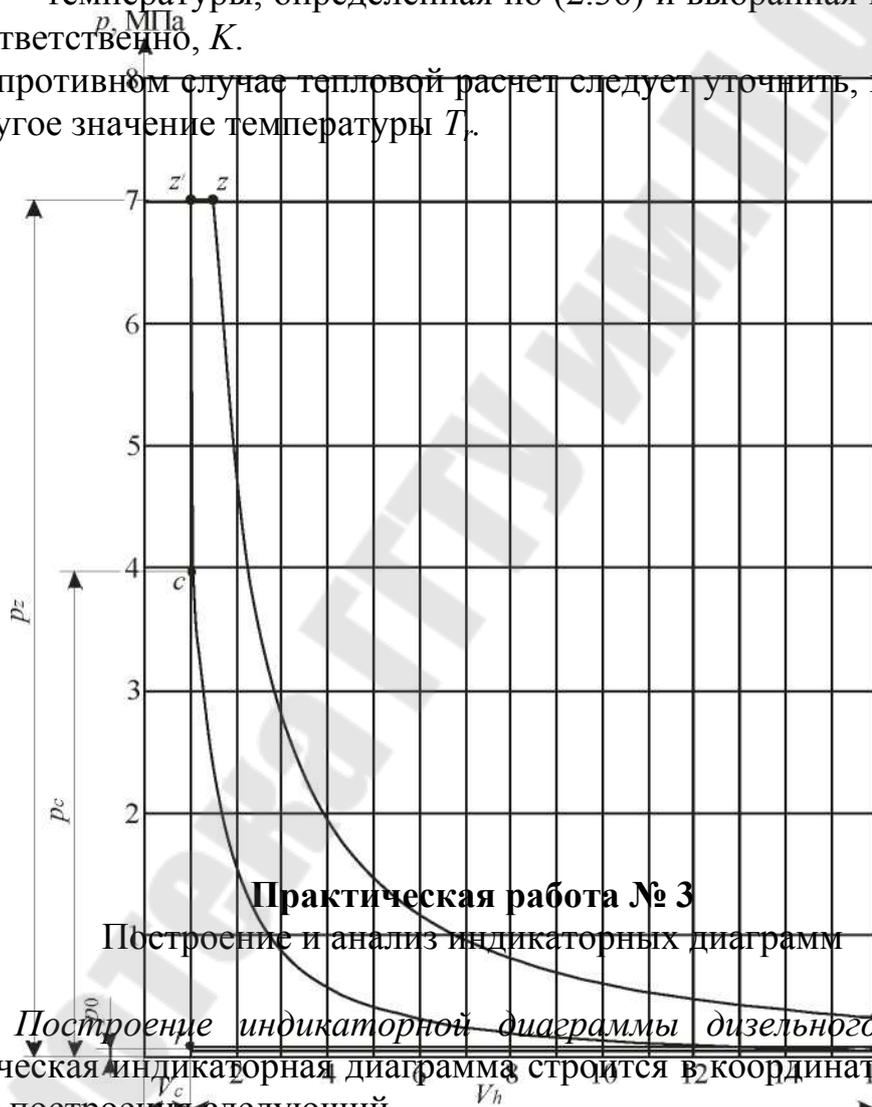
$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}} \quad (2.36)$$

Полученное значение температуры T_r , принятое в начале расчета и вычисленное по формуле (2.29) не должны отличаться более, чем на 5%:

$$\left| \frac{T_r^1 - T_r^2}{T_r^1} \right| \cdot 100\% \leq 5\%, \quad (2.37)$$

где T_r^1, T_r^2 – температуры, определенная по (2.36) и выбранная в начале расчета соответственно, K .

В противном случае тепловой расчет следует уточнить, приняв, в начале, другое значение температуры T_r .



Практическая работа № 3

Построение и анализ индикаторных диаграмм

1. ~~Построение индикаторной диаграммы дизельного двигателя.~~ Теоретическая индикаторная диаграмма строится в координатах $p - V$. Порядок ее построения следующий.

На оси абсцисс (рисунок 3.1) откладывают произвольный отрезок, изображающий в каком-либо масштабе объем камеры сгорания V_c , этот отрезок принимают за единицу. Обычно величина этого отрезка $10...20$ мм.

Дальше откладываются, на оси абсцисс, в принятом масштабе объемы, [л]:

$$V_z = \rho V_c, V_a = \square V_c = V_c + V_h. \quad (3.1)$$

Выбрав на оси ординат масштаб давлений, откладывают точки: $p_0, p_k, p_a, p_c, p_z, p_b, p_r$; давление $p'_z = p_z$ (первое из них соответствует точке V_c на оси абсцисс, второе - точке V_z). Рекомендуемые масштабы: $1 \text{ мм} = (0,033 \dots 0,015) \text{ МПа}$. Соотношение высоты диаграммы к длине должно быть $1,5/1 \dots 2,0/1$.

Рисунок 3.1 - Теоретическая индикаторная диаграмма дизеля.
 Через точки p'_z и p_z, p_a, p_0, p_k, p_r проводятся прямые, параллельные оси абсцисс. Точки **a** и **c** соединяются политропой сжатия, а точки **z** и **b** - политропой расширения. Промежуточные значения (5...6) этих кривых определяются из условия, что каждому значению V_x на оси абсцисс соответ-

ствуют следующие значения давлений, [МПа]:

$$\text{- для политропы сжатия: } p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}; \quad (3.2)$$

$$\text{- для политропы расширения: } p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}. \quad (3.3)$$

Входящие в эти уравнения отношения объемов $V_a/V_x = V_b/V_x$ определяются по соотношению соответствующих отрезков на оси абсцисс.

Теоретическая индикаторная диаграмма бензинового двигателя (рис. 3.2) строится в координатах $p - V$ по методике, приведенной здесь для дизелей. При этом учитывается, что у бензиновых двигателей степень предварительного расширения $p = 1$. Рекомендуемые масштабы: $1 \text{ мм} = 0,025 \text{ МПа}$; $V_c = 15 \dots 20 \text{ мм}$.

По построенной индикаторной диаграмме определяется среднее теоретическое индикаторное давление, [МПа]:

$$p_i' = \frac{\mu \cdot F}{l}, \quad (3.4)$$

где F – площадь индикаторной диаграммы, мм^2 ;

l – длина индикаторной диаграммы, мм ;

p – принятый масштаб давлений ($1 \text{ мм} = \mu \text{ МПа}$), определяется по оси ординат.

Площадь индикаторной диаграммы определяется с помощью планиметра или путем построения ее на миллиметровой бумаге и соответствующего подсчета количества клеток.

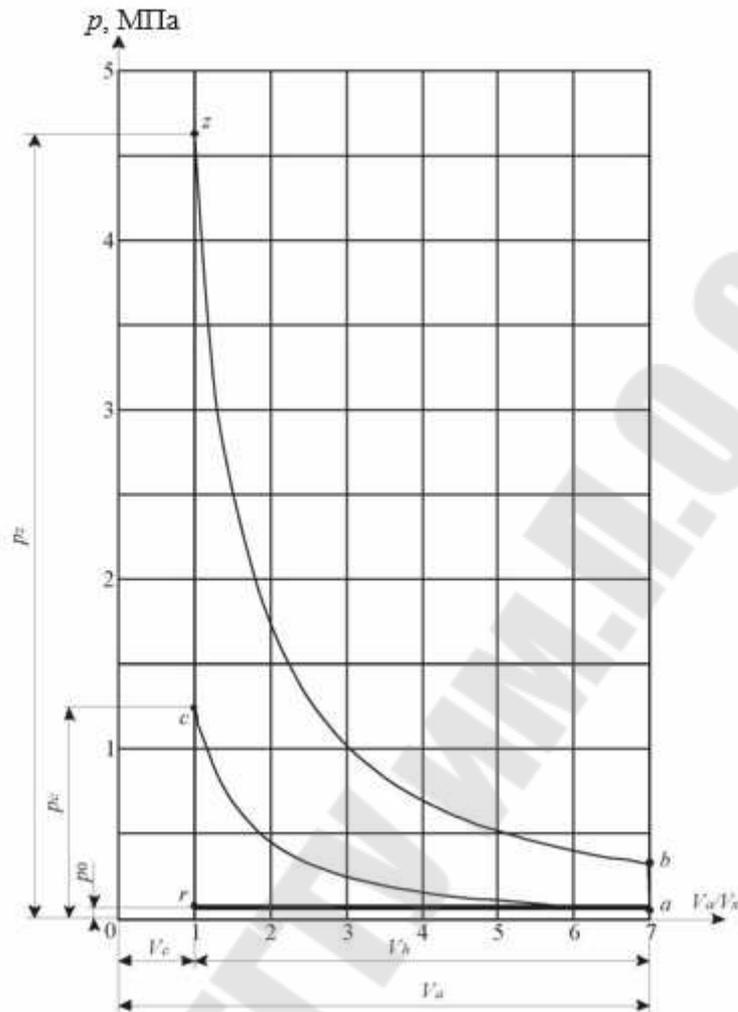


Рисунок 3.2 - Теоретическая индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием

Среднее теоретическое индикаторное давление для дизельного двигателя определяют также расчетным способом, используя формулу, [МПа]:

$$p_{i(\text{расч})} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_p (\rho - 1) + \frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (3.5a)$$

Среднее теоретическое индикаторное давление для двигателя с искровым зажиганием определяют также расчетным способом, используя формулу, [МПа]:

$$p_{i(\text{расч})} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\left(\frac{\lambda_p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (3.5б)$$

Точность построения индикаторной диаграммы оценивается коэф-

коэффициентом погрешности:

$$\delta_n = \left(\frac{P_{i(\text{расч})} - P_i'}{P_{i(\text{расч})}} \right) \cdot 100\% . \quad (3.6)$$

Коэффициент δ_n не должен превышать 3...5%, в противном случае необходимо повысить точность построения индикаторной диаграммы путем увеличения количества промежуточных точек диаграммы.

Действительное среднее индикаторное давление, [МПа]:

$$p_i = p_i' \nu , \quad (3.7)$$

где ν – коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Для ориентировочных расчетов при выполнении практической работы можно принимать $\nu = 0,95...0,97$ для бензиновых и газовых двигателей; $\nu = 0,92...0,95$ - для дизелей.

2. Определение основных размеров двигателя, показателей топливной экономичности и КПД.

В этом разделе практической работы уточняются значения, принятые предварительно в ходе выполнения практической работы №1.

Среднее эффективное давление, [МПа]:

$$p_e = p_i \eta_m , \quad (3.8)$$

где η_m – механический КПД двигателя, который равен:

- для дизелей без наддува $\eta_m = 0,70...0,80$;
- для дизелей с наддувом $\eta_m = 0,80...0,90$;
- для бензиновых двигателей $\eta_m = 0,70...0,86$;
- для газовых двигателей $\eta_m = 0,75...0,85$.

Рабочий объем цилиндров (литраж) проектируемого двигателя, [л]:

$$V_n = V_h i = \frac{60 \tau N_{en}}{p_e n_H} , \quad (3.9)$$

где N_{en} – эффективная мощность двигателя на номинальном режиме;

τ – коэффициент тактности (для четырехтактных двигателей $\tau = 4$).

V_h – рабочий объем одного цилиндра, [л]:

$$V_h = V_n / i . \quad (3.10)$$

Диаметр цилиндра, [мм]:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot (S/D)}}. \quad (3.11)$$

Диаметр цилиндра дизеля в мм округляется до 0 или 5, например, $D = 101$ мм округляется до 100 мм, $D = 103$ мм - до 105 мм. Диаметр цилиндра бензинового и газового двигателей округляется до ближайшего четного числа.

По заданному, в соответствии с вариантом индивидуального задания, соотношению S/D определяем ход поршня S в мм (округляется аналогично) и радиус кривошипа R , мм (см. практическую работу №1).

Определяем индикаторный КПД дизельного двигателя с наддувом по формуле:

$$\eta_i = \frac{\alpha L_0 p_i}{H_u \rho_k \eta_v}. \quad (3.12a)$$

Параметры, входящие в формулу (3.12a) определены в практической работе №2.

Для дизелей без наддува, а также бензиновых двигателей, индикаторный КПД определяется по этой же формуле, но вместо ρ_k подставляется $\rho_0 = 1,21 \text{ кг/м}^3$.

Для газовых двигателей, индикаторный КПД определяется по формуле:

$$\eta_i = 371,2 \cdot 10^{-6} \frac{M_1 T_0 p_i}{H_u p_0 \eta_v}, \quad (3.12б)$$

здесь H_u - в МДж/м³.

Эффективный КПД двигателя будет:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (3.13)$$

Индикаторный g_i удельный расход топлива при работе дизельного или бензинового двигателя на номинальном режиме определяется по формуле, [г/кВт*ч]:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u 10^{-3}}; \quad (3.14a)$$

Индикаторный V_i удельный расход газового топлива при работе газового двигателя на номинальном режиме определяется по формуле, $[м^3/(кВт·ч)]$:

$$V_i = \frac{3,6}{\eta_i H_u} . \quad (3.14б)$$

Индикаторный удельный расход теплоты q_i при работе газового двигателя на номинальном режиме определяется по формуле, $[МДж/(кВт·ч)]$:

$$q_i = V_i H_u . \quad (3.14в)$$

Эффективный g_e удельный расход топлива при работе дизельного или бензинового двигателя на номинальном режиме определяется по формуле, $[г/кВт·ч]$:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} . \quad (3.15)$$

Соответствующие эффективные показатели V_e и q_e для газового двигателя определяются путем деления индикаторных показателей на механический КПД, $[м^3/(кВт·ч)]$ и $[МДж/(кВт·ч)]$ соответственно:

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_m} ; \quad (3.16)$$

$$q_e = \frac{q_i}{\eta_m} . \quad (3.17)$$

Эффективный удельный расход теплоты q_e для современных газовых двигателей находится в пределах 12...17 МДж/(кВт·ч).

Остальные параметры для газовых двигателей рассчитываются по методике расчета бензиновых двигателей.

3. Анализ результатов теплового расчета. Для контроля правильности определения в тепловом расчете параметров газов, индикаторных и эффективных показателей цикла, а также показателей экономичности двигателя, их следует сравнить со значениями, приведенными в табл. 3.1. Рассчитанные параметры должны находиться в указанных пределах.

Результаты теплового расчета двигателя, его размеров и экономичности заносятся в табл. 3.2.

Таблица 3.1

Основные показатели тепловой работы современных двигателей - прототипов

Показатели	Тип двигателя	
	бензиновые и газовые	дизели
Давление p_c , МПа	0,9...1,6	3,5...5,5
Температура T_c , К	550...750	700...900
Давление p'_z , МПа	3,5...6,5	5,0...10,0
Давление p_z , МПа	3,0...5,0	5,0...10,0
Температура T_z , К	2300...2800	1800...2300
Давление p_b , МПа	0,40...0,60	0,30...0,50
Температура T_b , К	1300...1700	1000...1200
Индикаторный КПД η_i	0,27...0,35	0,38...0,53
Эффективный КПД η_e	0,23...0,30	0,30...0,42
Среднее эффективное давление p_e , МПа	0,3...1,0	0,4...1,4
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт-ч	280...350	200...240

Таблица 3.2

Результаты теплового расчета двигателя, его размеров и экономичности

Давление газов, МПа				Температура газов, К				Среднее давление, МПа		КПД			Удельный расход топлива, г/кВт-ч		Литраж, л
p_a	p_c	p_z	p_b	T_a	T_c	T_z	T_b	p_i	p_e	η_m	η_i	η_e	g_i	g_e	V_l

Для оценки проектируемого двигателя и сравнения его с прототипами определяются следующие показатели:

$$\text{- удельная литровая мощность, [кВт/л]: } N_l = \frac{N_{e.n}}{V_h i}; \quad (3.18)$$

$$\text{- средняя скорость поршня, [м/с]: } C_n = \frac{n_n S}{30}; \quad (3.19)$$

$$\text{- удельная поршневая мощность, [кВт/дм}^2\text{]: } N_n = \frac{N_{e.n}}{F_n i}, \quad (3.20)$$

где F_n - площадь днища поршня, [дм²]:

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \quad (3.21)$$

Часовой расход топлива для бензинового и дизельного двигателя G_T определяется по формуле, [кг/ч]:

$$G_T = g_e N_e \cdot \quad (3.22a)$$

Часовой расход топлива для газового двигателя G_T определяется по формуле, [м³/ч]:

$$G_T = V_e N_e \cdot \quad (3.22б)$$

Показатели, полученные по формулам (3.18) - (3.20), сравниваются с их значениями у современных двигателей (табл. 3.3).

Таблица 3.3

Мощностные показатели современных двигателей

Показатели	Дизели тракторные	Дизели автомобильные	Бензиновые и газовые двигатели
Удельная литровая мощность, N_l , кВт/л	7,2...15,5	11,5...15,0	16,0...20,0
Удельная поршневая мощность, N_p , кВт/дм ²	8,6...19,3	16,5...18,5	16,0...18,0
Скорость поршня, C_p , м/с	6,0...9,2	9,5...11,0	8,5...10,5

Практическая работа № 4

Построение теоретических характеристик двигателей

С целью последующего тягового расчета трактора, или динамического расчета автомобиля, по результатам теплового расчета двигателя строятся соответствующие типу двигателя теоретические характеристики: регуляторная характеристика дизеля или скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием. Исходными данными для их построения являются: тип двигателя (с воспламенением от сжатия или с искровым зажиганием); номинальная мощность $N_{ен}$, [кВт]; номинальная частота вращения n_n , [мин⁻¹]; удельный расход топлива на номинальном режиме работы двигателя $g_{e,n}$, [г/(кВт·ч)]; часовой расход топлива на номинальном режиме работы двигателя $G_{Тн}$, [кг/ч] (для двигателей на газовом топливе соответственно $V_{e,n}$ [м³/(кВт·ч)] и $G_{Тн}$ [м³/ч]).

Характеристики строятся при настройке всережимного регулятора дизеля на максимальную подачу топлива, а для двигателей с искровым зажиганием – при работе с полностью открытой дроссельной заслонкой. Примеры оформления графиков и расположения масштабных шкал приведены на рис. 4.1, 4.2, 4.3 и 4.4. При выборе масштабов необходимо стремиться сохранить на графиках подобное расположение кривых (рекомендуется стандартами (ГОСТ) на испытание автотракторных двигателей).

По результатам одних и тех же расчетов (испытаний) регуляторная характеристика дизеля может быть представлена в виде различных графиков:

$(M_k, N_e, G_T, g_e) = f(n)$ – регуляторная характеристика дизеля в функции от частоты вращения (ее также называют скоростной характеристикой дизеля на регуляторе), рисунок 4.1;

$(n, M_k, G_T, g_e) = f(N_e)$ – регуляторная характеристика дизеля - основная (строится в функции от эффективной мощности), рисунок 4.2;

$(n, N_e, G_T, g_e) = f(M_k)$ – регуляторная характеристика дизеля в функции от крутящего момента, рисунок 4.3.

Основная регуляторная характеристика дизеля $f(N_e)$ используется для анализа работы дизеля на регуляторе (регуляторные ветви здесь растянуты), для определения эксплуатационной топливной экономичности двигателя, эксплуатационного оценочного удельного расхода топлива и т.д.

Регуляторная характеристика дизеля в функции от частоты вращения $f(n)$ является важнейшей характеристикой для автомобильных дизелей, на основе которой строится динамическая характеристика автомобиля с дизельным двигателем.

Регуляторная характеристика дизеля в функции от крутящего момента $f(M_k)$ представляет особый интерес при построении тяговых ха-

рактических тракторов (тягачей), для автомобильных дизелей не строится.

Построение теоретических регуляторных характеристик начинается с построения регуляторной характеристики в функции от частоты вращения.

1. *Построение регуляторной характеристики в функции от частоты вращения.* Регуляторная характеристика в функции от частоты вращения – скоростная характеристика дизеля на регуляторе $(M_{к.н}, N_{е.н}, G_{Т.н}, g_{е.н}) = f(n)$ строится в следующей последовательности (см. рис. 4.1).

1. Выбираются масштабы для построения графика. Масштаб по оси абсцисс (масштаб частоты вращения) выбирают, ориентируясь на значения номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя n_H , которая известна по условию, максимальной частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу $n_{x\max}$ и частоты вращения вала при максимальном крутящем моменте $n_{Mк\max}$.

Значение максимальной частоты вращения вала на холостом ходу определяется по формуле, [мин⁻¹]:

$$n_{x\max} = (2 + \delta_p)n_H / (2 - \delta_p) \cong (1 + \delta_p)n_H, \quad (4.1)$$

где δ_p – степень неравномерности регулятора (у современных дизелей $\delta_p = 0,03..0,07$).

Частота вращения вала при максимальном крутящем моменте:

$$n_{Mк\max} = n_H / K_{об} \text{ мин}^{-1}, \quad (4.2)$$

где $K_{об}$ – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения; у современных двигателей ($K_{об} = 1,5..1,7$).

Ориентируясь на рекомендуемое расположение кривых (рисунок 4.1), а также на номинальные значения $M_{к.н}$, $N_{е.н}$, $G_{Т.н}$ и $g_{е.н}$ выбирают остальные масштабы, при этом значение крутящего момента на номинальном режиме определяется по формуле, [Нм]:

$$M_{к.н} = \frac{9550 N_{е.н}}{n_H}. \quad (4.3)$$

На оси абсцисс отмечают три характерные точки, соответствующие n_H , $n_{x\max}$ и $n_{Mк\max}$, через которые проводятся вертикальные вспомогательные (штрихпунктирные) линии.

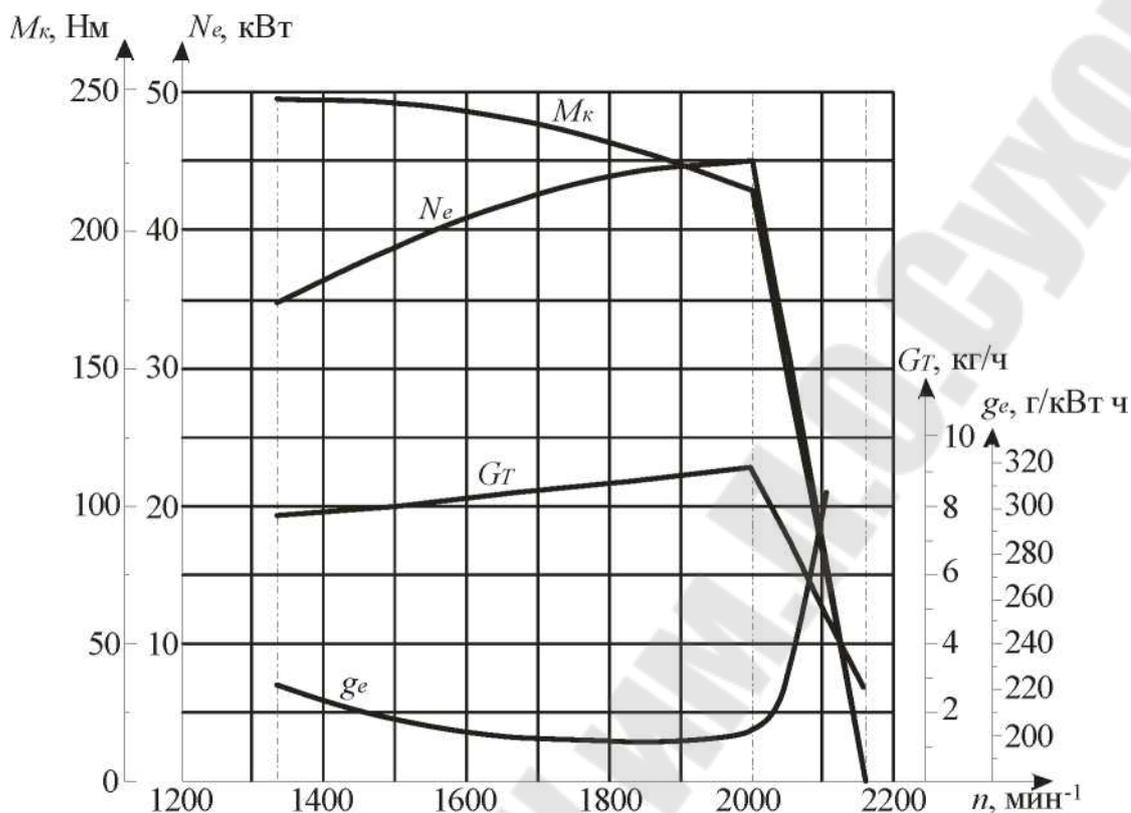


Рисунок 4.1 - Теоретическая регуляторная характеристика дизеля - $f(n)$ (скоростная характеристика на регуляторе)

2. Перед построением графика подготавливается таблица для расчетов, в которую заносятся уже известные численные значения величин (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Численные значения величин регуляторной характеристики

$n, \text{мин}^{-1}$	$M_k, \text{Нм}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_T, \text{кг/ч}$	$g_e, \text{г/(кВт·ч)}$
$n_{x\text{max}}$	0	0		$\rightarrow \infty$
n_n	$M_{к.н}$	$N_{e.н}$	$G_{T.н}$	$g_{e.н}$
n_1				
n_2				
n_i				
$n_{M_k \text{max}}$				

Значения $n_1, n_2 \dots n_i$ выбираются произвольно - равномерно в диапазоне частот от n_n до $n_{M_k \text{max}}$. Число i должно быть не менее 4. Для значений

частот в этом диапазоне (включая $n_{M_{к\max}}$) по эмпирической зависимости рассчитываются соответствующие значения крутящих моментов и заносятся в табл. 4.1, [Н·м]:

$$M_i = M_{к.н} \cdot \left[0,42 + 2,15 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right) - 1,57 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right)^2 \right]. \quad (4.4)$$

По результатам расчета определяется значение коэффициента приспособляемости дизеля по моменту:

$$K_M = M_{к.\max} / M_{к.н}. \quad (4.5)$$

Здесь значение K_M должно быть не менее 1,12.

По значениям $M_{к}$ и соответствующим значениям n в диапазоне от n_1 до $n_{M_{к\max}}$ рассчитываются значения эффективной мощности по формуле, [кВт]:

$$N_e = \frac{Mn}{9550}. \quad (4.6)$$

Результаты заносятся в табл. 4.1. По данным таблицы строятся корректорные ветви кривых $M_{к} = f(n)$ и $N_e = f(n)$, а регуляторные ветви этих кривых изображаются в виде прямых линий, соединяющих точки $M_{к} = 0$ при $n_{x\max}$ с $M_{к.н}$ и $N_e = 0$ при $n_{x\max}$ с $N_{e.н}$ соответственно.

3. Для построения зависимости $G_T = f(n)$ определяются значения G_T на характерных режимах. Так, на номинальном режиме n_n , [кз/ч]:

$$G_{T.н} = g_{T.н} \cdot N_{e.н} / 10^3. \quad (4.7)$$

При работе на максимальном скоростном режиме $n_{x\max}$, [кз/ч]:

$$G_{T.x} = (0,22 \dots 0,27) G_{T.н}, \quad (4.8)$$

а на режиме $M_{к\max}$ ($n_{M_{к\max}}$), [кз/ч]:

$$G_{T.M_{к.\max}} = 1,1 \cdot G_{T.н} K_M / K_{об}. \quad (4.9)$$

Полученные значения заносятся в табл. 4.1, в выбранном масштабе откладываются на графике и условно соединяются прямыми линиями. В

табл. 4.1 также заносятся значения G_T , соответствующие $n_1, n_2 \dots n_i$, которые определяются непосредственно по построенному графику.

Значения удельного расхода топлива g_e для этих скоростных режимов определяются по формуле, [$\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$]:

$$g_e = G_T 10^3 / N_e. \quad (4.10)$$

Полученные значения также заносятся в табл. 4.1. По этим данным на графике строится коррекционная ветвь зависимости $g_e = f(n)$.

На регуляторном участке в диапазоне частот от n_n до $n_{x\text{max}}$ кривая $g_e = f(n)$ начинается с $g_{e,n}$ и по мере уменьшения нагрузки асимптотически стремится к бесконечности. На регуляторной характеристике в функции от частоты вращения ее можно построить приближенно, рассчитав одну-две промежуточные точки по формуле (4.10), взяв исходные данные непосредственно из графика.

2. Построение регуляторной характеристики в функции от эффективной мощности. На графике (см. рис. 4.2) в принятом масштабе последовательно наносятся зависимости $(n, M_k, G_T, g_e) = f(N_e)$. Все необходимые для их построения данные берутся из табл. 4.1. Характерными точками здесь являются: холостой ход $N_e = 0$; номинальный режим $N_e = N_{e,n}$; мощность при $M_{k\text{max}}$.

Регуляторная ветвь $g_e = f(n)$ строится в диапазоне $(0, 4 \dots 1, 0) N_e$. Значения g_e рассчитываются по формуле (4.10) в трех-четыре выбранных точках. При этом значения G_T и N_e берутся непосредственно из графика.

По регуляторной характеристике в функции от эффективной мощности для оценки топливной экономичности двигателя в эксплуатации определяется эксплуатационный оценочный удельный расход топлива, [$\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$]:

$$g = \frac{\sum_{i=1}^i g_{e,i}}{i}, \quad (4.11)$$

где $g_{e,i}$ – значения удельного расхода топлива на регуляторной ветви характеристики в диапазоне от 50 до 100% номинальной мощности через равные промежутки ($i \geq 10$).

$$n, \text{ мин}^{-1} \text{ Мк, Нм}$$

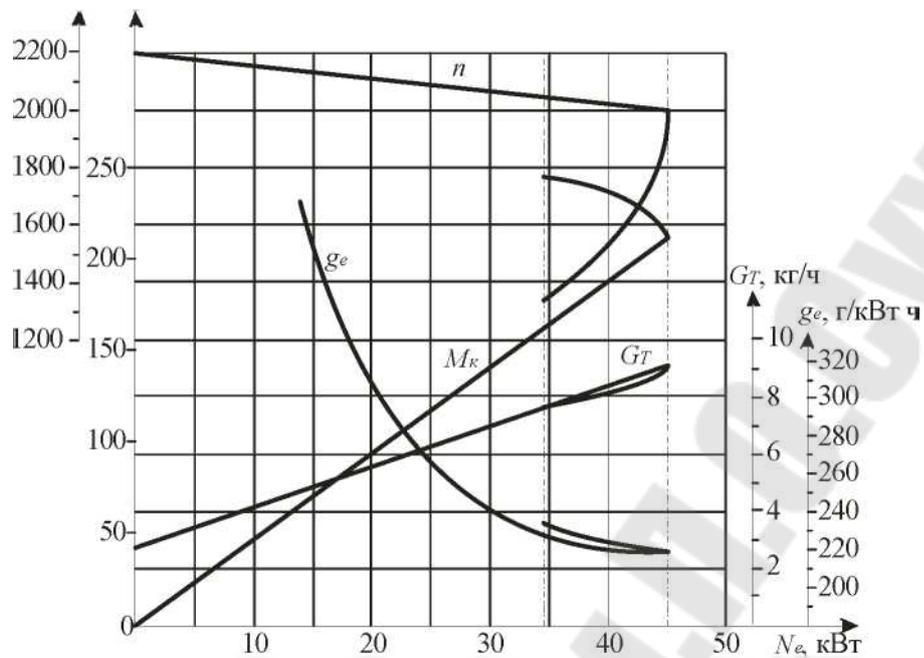


Рисунок 4.2 - Теоретическая регуляторная характеристика дизеля – $f(N_e)$

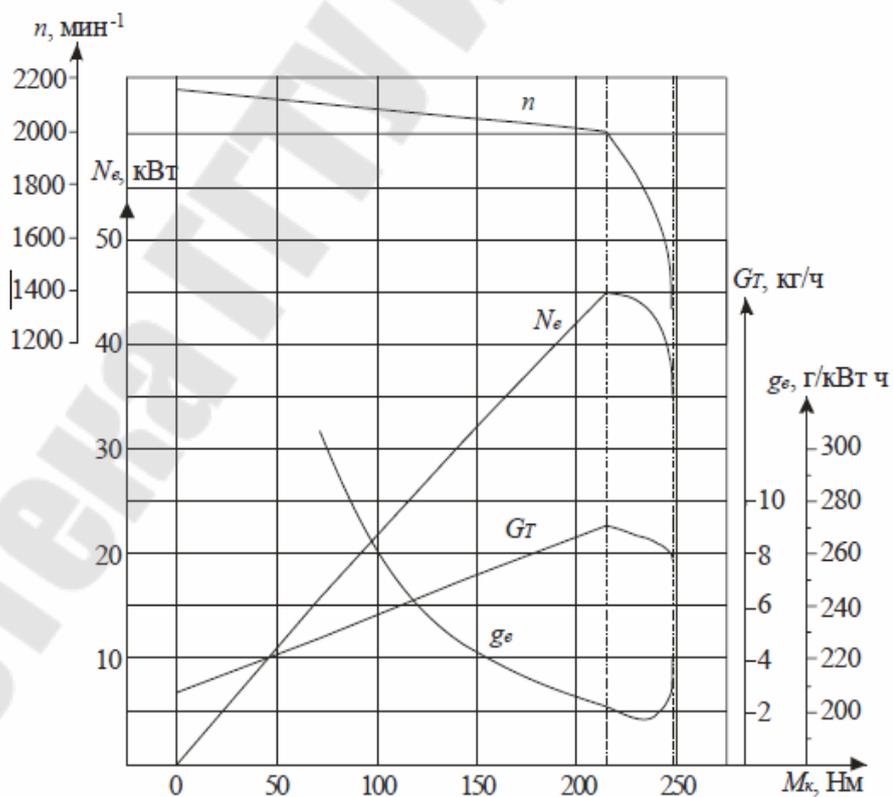


Рисунок 4.3 - Теоретическая регуляторная характеристика дизеля - $f(M_k)$

3. Построение регуляторной характеристики в функции от крутя-

щего момента. Регуляторная характеристика в функции от крутящего момента строится только при тяговом расчете трактора.

На графике (рис. 4.3) в принятом масштабе строятся зависимости $(n, N_e, G_T, g_e) = f(M_k)$. Данные для построения соответствующих зависимостей берутся из табл. 4.1. Характерными точками характеристики являются: $M_k = 0$ (холостой ход), $M_{k.n}$ и $M_{k.max}$.

Регуляторная ветвь $g_e = f(n)$ строится аналогично ее построению на графике регуляторной характеристики в функции от эффективной мощности.

4. Теоретическая скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием. Теоретическая внешняя скоростная характеристика $(M_k, N_e, G_T, g_e) = f(n)$ строится только при динамическом расчете автомобиля, оборудованного двигателем с искровым зажиганием.

Рекомендуемое расположение кривых и масштабных шкал показано на рис. 4.4. Характерными режимами являются: частоты вращения при максимальном крутящем моменте и при максимальной мощности; частота вращения при минимальном удельном расходе топлива.

Исходными данными для построения зависимостей $N_e = f(n)$ и $g_e = f(n)$ являются значения $N_{e.n}$ (определено заданием) и полученное при тепловом расчете двигателя значение $g_{e.n}$. Значения N_e и g_e для различных скоростных режимов рассчитываются по эмпирическим формулам в $[z/(кВт·ч)]$ и $[кВт]$:

$$g_e = g_{ei} \left[1,3 - 1,1 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right) + 0,8 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right)^2 \right]; \quad (4.12)$$

$$N_e = N_{e.n} \left[-0,2 + 2,0 \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right) - 0,8 \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right]. \quad (4.13)$$

Результаты счета (четыре-пять значений в диапазоне $n/n_n = 0,2...1,0$) заносятся в заранее подготовленную таблицу, одинаковую по форме с табл. 4.1. Значения M_k и G_T рассчитываются по формулам соответственно (4.4) и (4.7) - для режимов отличных от номинального без индекса «н» и также заносятся в таблицу, по данным которой строится искомая характеристика.

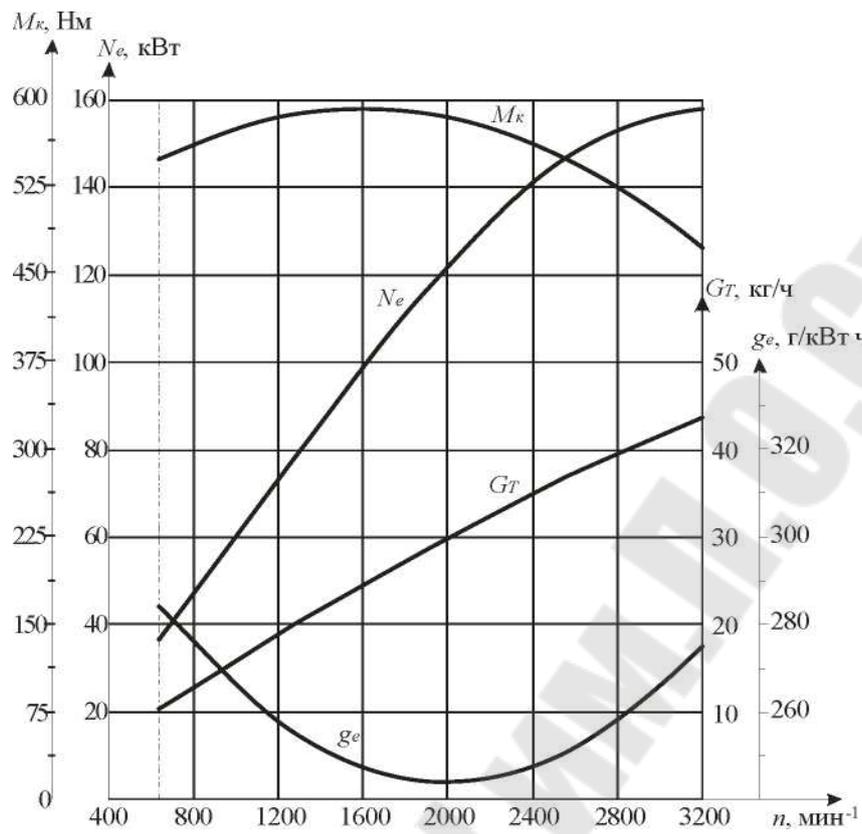


Рисунок 4.4 - Теоретическая внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя

Практическая работа № 5

Динамический расчет двигателя

Цель динамического расчета двигателя - определение сил и моментов, нагружающих детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и определение требуемого момента инерции и массы маховика. Расчет выполняется применительно к центральному КШМ.

Правила знаков для сил и моментов, действующих в КШМ, показаны на рис. 5.1.

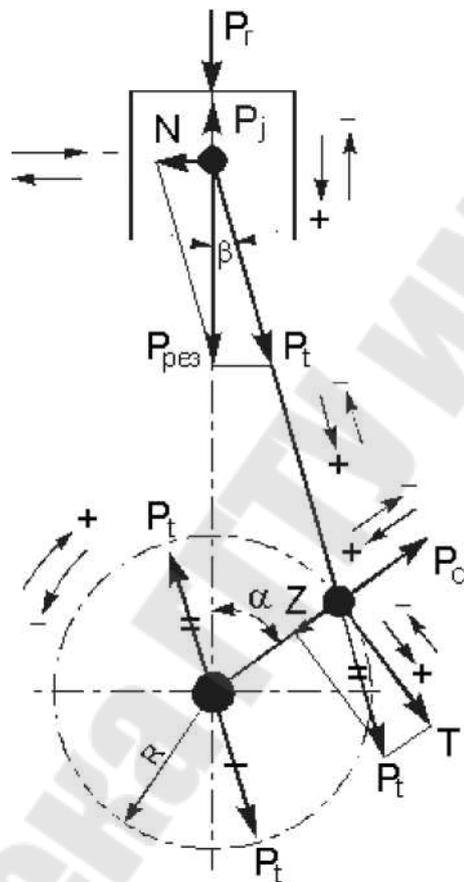


Рисунок 5.1 - Схема сил и правила знаков

1. *Определение сил, действующих на поршень и поршневой палец.* На поршень и поршневой палец действуют силы давления газов P_r и силы инерции P_j движущихся возвратно-поступательно масс КШМ.

Сила давления газов определяется по формуле, [Н]:

$$P_r = \frac{\pi D^2}{4} (p_x - 0,1) \cdot 10^6, \quad (5.1)$$

где p_x – текущее значение давления газов по индикаторной диаграмме, МПа;

D – диаметр цилиндра, м.

Для дальнейших расчетов нужно выразить силу P_f в функции от угла α поворота коленчатого вала. При центральном КШМ связь между различными точками индикаторной диаграммы и указанными углами может быть установлена графическим способом. Под осью абсцисс диаграммы (рис. 5.2) строится полуокружность из центра O радиусом R , равным половине отрезка V_h . Вправо по горизонтали от центра полуокружности откладывается в том же масштабе отрезок, равный $R\lambda/2$. Здесь λ – постоянная двигателя (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна), заданная в исходных данных. Из конца этого отрезка O' проводится ряд лучей под углами $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots$ к горизонтали до пересечения с полуокружностью. Проекция концов этих лучей на отдельные ветви индикаторной диаграммы указывают, какие значения давления p_x соответствуют тем или иным углам поворота коленчатого вала.

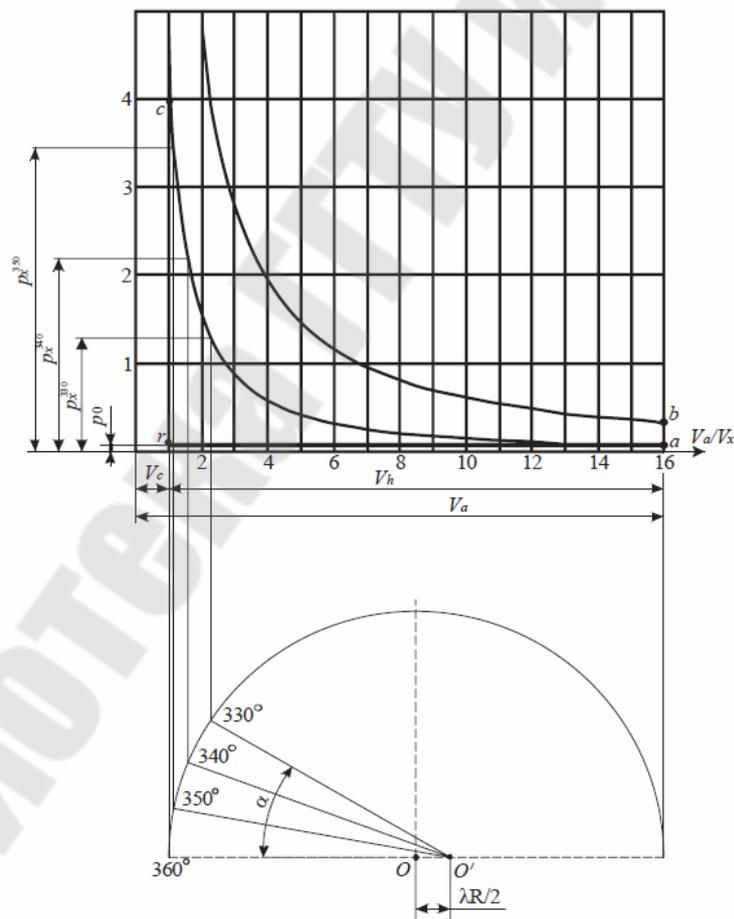


Рисунок 5.2 – К определению давления $p_x = f(\alpha)$

На участке графика $0...180^\circ$ (такт впуска) $p_x = p_a = const$.

Более точно значение $p_x = f(\alpha)$ могут быть определены аналитическим путем в соответствии с принятым шагом расчета по углу поворота кривошипа $\Delta\alpha$. На тактах сжатия-расширения для различных значений α последовательно определяются пути поршня S_x и текущее значение объема цилиндра V_x , [л] и [м³] соответственно:

$$S_x = R \left((1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda(1 - \cos 2\alpha)}{4} \right); \quad (5.2)$$

$$V_x = V_c + \frac{\pi D^2}{4} S_x = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} + \frac{\pi D^2}{4} S_x. \quad (5.3)$$

На участке графика $180...360^\circ$ (такт сжатия), [МПа]:

$$p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1}. \quad (5.4)$$

На участке графика $360...540^\circ$ (такт расширения):

$$\text{- при } V_x < V_z, \quad p_x < p_z; \quad (5.5)$$

$$\text{- при } V_x > V_z, \quad p_x = p_z (V_z / V_x)^{n_2}. \quad (5.6)$$

Здесь, [м³]:

$$V_a = V_h + V_c; \quad (5.7)$$

$$V_z = \rho V_c. \quad (5.8)$$

У бензиновых двигателей $\rho = 1$, а $V_z = V_c$.

Подсчитанные по формуле (5.1) значения газовой силы P_T при различных углах поворота коленчатого вала через принятый шаг заносятся в таблицу 5.1. Рекомендуется принимать шаг угла поворота коленчатого вала 30° - в интервале $0...330^\circ$ и $390...720^\circ$, а в интервале $330...390^\circ$ (процесс сгорания) - шаг 10° .

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма, [Н]:

$$P_j = P_{jI} + P_{jIII}, \quad (5.9)$$

где P_{jI} – сила инерции первого порядка, период изменения которой равен одному обороту коленчатого вала (360°);

P_{jII} – сила инерции второго порядка, период изменения которой равен $1/2$ оборота коленчатого вала, т.е. (180°):

$$P_{jI} = mR\omega^2 \cos \alpha; \quad (5.10)$$

$$P_{jII} = mR\omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (5.11)$$

С учетом правила знаков, [H]:

$$P_j = -mR\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (5.12)$$

Входящая в уравнение (5.10-5.12) масса m движущихся возвратно-поступательно деталей КШМ, может быть, при ориентировочных расчетах представлена суммой, [кг]:

$$m = m_n + 0,275m_u, \quad (5.13)$$

где m_n – масса поршневого комплекта, кг;

m_u – масса шатуна, кг.

Значения m_n и m_u при расчете принимают, ориентируясь на данные таблицы 5.1 в зависимости от диаметра цилиндра D .

Угловая частота вращения коленчатого вала берется при номинальном скоростном режиме двигателя, т.е.

$$\omega = \frac{\pi n_n}{30}. \quad (5.14)$$

Таблица 5.1

Дизели			Бензиновые		
D	m_n^*	m_u^{**}	D	m_n^*	m_u^{**}
100<D<110	1,4...1,6	1,5...1,8	70<D<80	0,1...0,5	0,7...0,9
110<D<120	1,5...1,8	1,6...2,0	80<D<90	0,5...0,7	0,9...1,2
120<D<130	1,6...1,9	1,8...2,4	90<D<100	0,7...1,2	1,3...1,6
130<D<150	1,8...2,2	2,0...3,0	100<D<110	1,2...1,5	1,5...1,8

* Чем больше значение D/S тем меньше m_n ; ** Чем больше значение $\lambda = R/l$ тем меньше m_u .

Результаты расчета сил $P_{jI} = f(\alpha)$, $P_{jII} = f(\alpha)$, $P_j = f(\alpha)$ сводятся в табл. 5.2 и строятся графики, показанные на рис. 5.3.

Таблица 5.2

Результаты динамического расчета

α , град	Силы, Н									
	P_r	P_{jI}	P_{jII}	P_j	$P_{рез}$	P_t	T	Z	P_c	$R_{ш}$

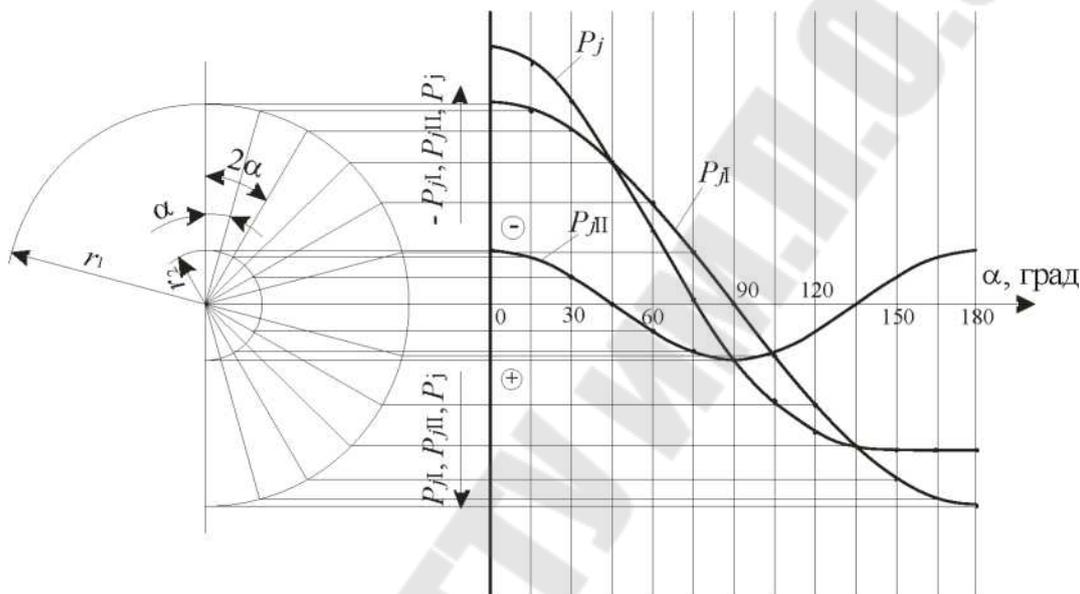


Рисунок 5.3 - Диаграмма сил P_{jI} P_{jII} P_j .

Для разворачивания индикаторной диаграммы, построения графика газовой силы, сил инерции и результирующей силы допускается применение графических методов. При необходимости результаты заносятся в сводную таблицу.

Для графического определения сил инерции P_{jI} , P_{jII} и P_j возвратно-поступательно движущихся масс (рис. 5.3) необходимо выполнить следующие построения.

Сила инерции есть произведение массы деталей, движущихся возвратно-поступательно, на ускорение, которое для кинематических схем ДВС равно:

- для сил инерции первого порядка $mR\omega^2 \cos \alpha$;
- для сил инерции второго порядка $R\omega^2 \cos 2\alpha$.

При этом:

- амплитуда изменения сил инерции первого порядка будет равна $mR\omega^2$ с периодом 2π ;

- амплитуда сил второго порядка будет равна $2m\lambda R\omega^2$ с периодом изменения вдвое меньше, т.е. π .

Таким образом, из общего центра O (рисунок 5.3) проводим две полуокружности соответствующих радиусов:

$$r_1 = mR\omega^2; \quad (5.15)$$

$$r_2 = \lambda mR\omega^2 = \lambda r_1. \quad (5.16)$$

Далее строим ряд лучей под углами $\alpha, 2\alpha, \dots$ к вертикали. Вертикальные проекции отрезков лучей, пересекающих первую окружность, дают, в принятом масштабе, значения сил P_{jI} при соответствующих углах поворота коленчатого вала, а проекции тех же лучей, пересекающих вторую окружность, - значения сил P_{jII} при углах поворота коленчатого вала, соответственно вдвое меньших.

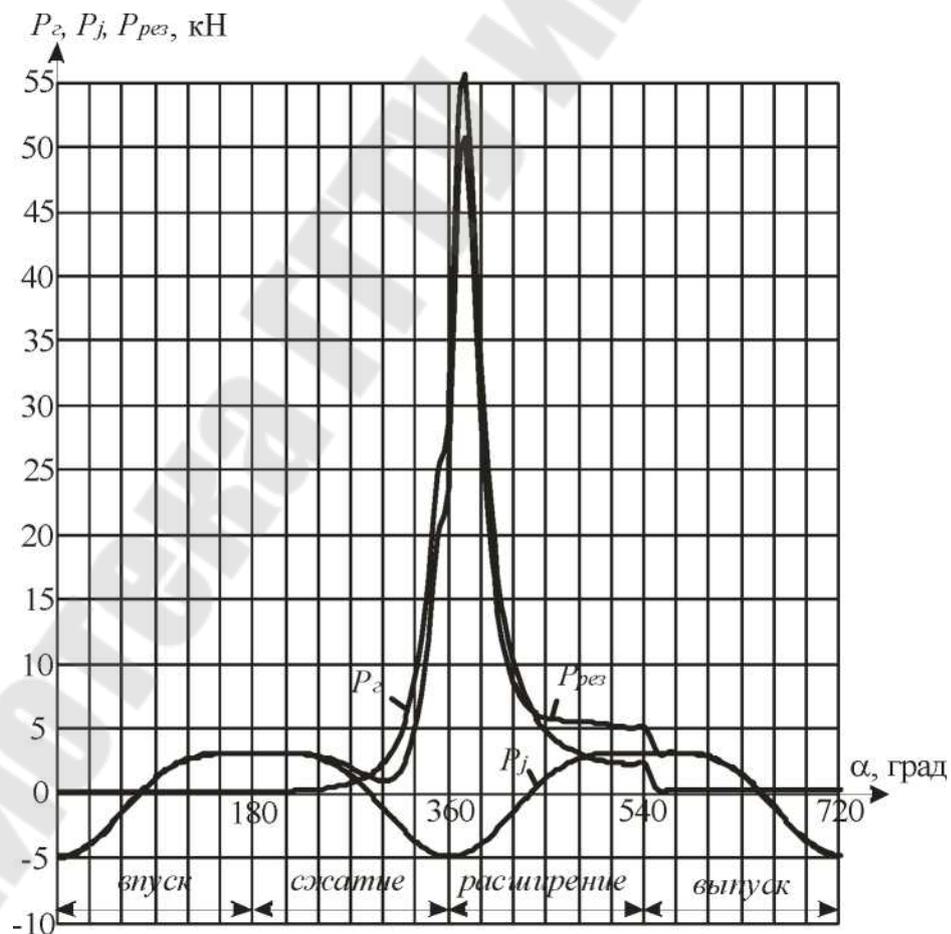


Рисунок 5.4 - График сил, действующих на поршневой палец (сводный график сил P_{Γ} , P_j , $P_{рез}$)

Проводим далее через центр O горизонтальную линию и откладываем на ней, как на оси абсцисс, значения a углов поворота коленчатого вала за рабочий цикл (от 0 до 720°).

По точкам пересечения указанных выше проекцией с ординатами, проходящими через соответствующие значения углов α . На оси абсцисс, строим кривые P_{jI} и P_{jII} . Путем суммирования ординат кривых P_{jI} и P_{jII} получаем кривую результирующей силы инерции P_j .

Значения результирующей силы (рис. 5.4) находятся, с учетом правила знаков, как сумма, [H]:

$$P_{рез} = P_c + P_j. \quad (5.17)$$

2. *Определение сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала.* На шатунную шейку действуют две силы (рис. 5.1): направленная по шатуну сила P_t , как составляющая силы $P_{рез}$, приложенная к поршневому пальцу; центробежная сила инерции P_c , создаваемая редуцированной к кривошипной частью массы шатуна.

Геометрическая сумма P_t и P_c дает результирующую силу R_u , действующую на шатунную шейку от одного цилиндра.

Силы P_t и P_c подсчитываются по следующим формулам, [H]:

$$P_t = \frac{P_{рез}}{\cos \beta}, \quad (5.18)$$

с учетом правила знаков:

$$P_c = -0,725m_u R \omega^2, \quad (5.19)$$

где β - угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра при повороте коленчатого вала на угол α (здесь $\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha)$).

Сила P_t раскладывается на две составляющие: силу Z , направленную по радиусу кривошипа, и тангенциальную силу T , перпендикулярную радиусу кривошипа, [H]:

$$T = P_{рез} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (5.20)$$

$$Z = P_{рез} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} . \quad (5.21)$$

Сила T на плече, равному радиусу кривошипа R , создает крутящий момент на валу двигателя. Сила T и крутящий момент считаются положительными, если их направление совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

Значение тригонометрических величин, входящих в формулы (5.20) и (5.21) для разных значений углов α поворота коленчатого вала и λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, приведены в таблице (см. приложение 6).

Сила $R_{ш}$ подсчитываются по формуле, [Н]:

$$R_{ш} = \sqrt{(Z + P_c)^2 + T^2} . \quad (5.22)$$

По результатам расчетов строится график суммарной силы $R_{ш}$, нагружающей шатунную шейку (рис. 5.4).

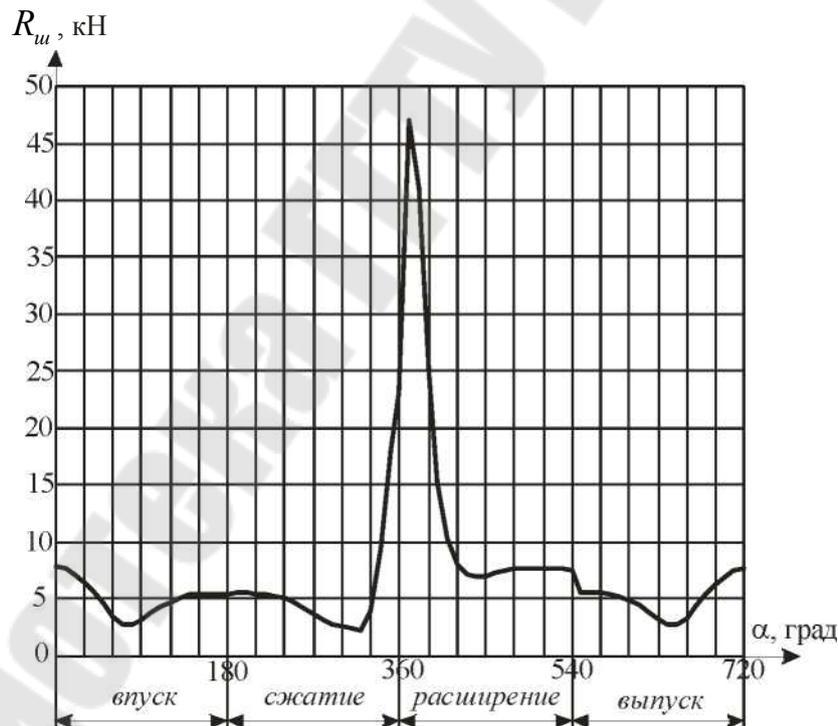


Рисунок 5.4 - График силы $R_{ш}$, действующей на шатунную шейку

Полученные значения искомых сил при разных углах поворота коленчатого вала заносятся в табл. 5.2.

В данной практической работе необходимо привести примеры расче-

та сил для одного-двух значений α .

При построении на каждом графике сил должна быть нанесена типовая масштабная сетка с указанием значений параметров по оси абсцисс и оси ординат.

3. *Расчет момента инерции и параметров маховика.* Строится график тангенциальной силы $T = f(\alpha)$, действующей на шатунную шейку коленчатого вала от одного цилиндра за рабочий цикл (рис. 5.5). Значения силы T при различных углах поворота коленчатого вала берутся из предыдущих расчетов.

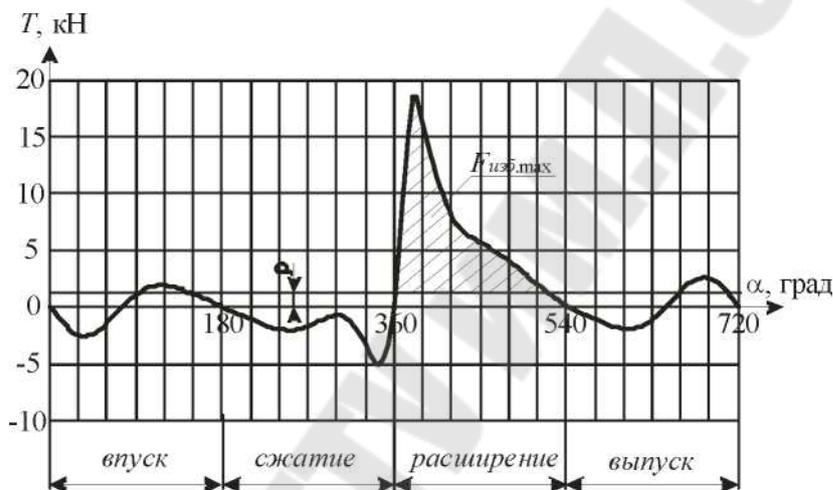


Рисунок 5.5 - График тангенциальной силы одноцилиндрового двигателя

Определяется средняя ордината, [мм]:

$$\rho = \frac{\sum F_{\text{пол}} - \sum F_{\text{отр}}}{l_{\text{д}}} \text{ мм}, \quad (5.23)$$

где $\sum F_{\text{пол}}$ – суммарная площадь всех участков диаграммы, расположенных над осью абсцисс, мм^2 ;

$\sum F_{\text{отр}}$ – под осью абсцисс, мм^2 ;

$l_{\text{д}}$ – длина диаграммы, мм.

Для многоцилиндрового двигателя строится график суммарной тангенциальной силы, приложенной к коленчатому валу от всех (i) цилиндров. Справочные данные для построения графика суммарной тангенциальной силы приведены в приложении 7, а на рисунке 5.6...5.8 приведены примеры графиков тангенциальной силы четырехтактных двигателей.

При построении графика суммарной тангенциальной силы рядного

двухцилиндрового двигателя (рис. 5.6) на общий график тонкими линиями наносятся графики тангенциальных сил 1-ого и 2-ого цилиндров, смещенные по оси абсцисс на 180° (при порядке работы цилиндров 1-2-0-0). Ординаты обоих графиков алгебраически складываются и строится кривая суммарной тангенциальной силы $T_{\text{сум}} = f(\alpha)$.

При построении графика $T_{\text{сум}} = f(\alpha)$ для рядного трехцилиндрового двигателя наносятся графики $T_{\text{сум}} = f(\alpha)$ от каждого из трех цилиндров, смещенных относительно друг друга на 240° .

Для рядных четырехцилиндровых двигателей на графике (рис. 5.7) в интервале углов поворота $0 \dots 180^\circ$ наносятся кривые тангенциальных усилий, приложенных к четырем шейкам вала (смещенные по фазе на 180°).

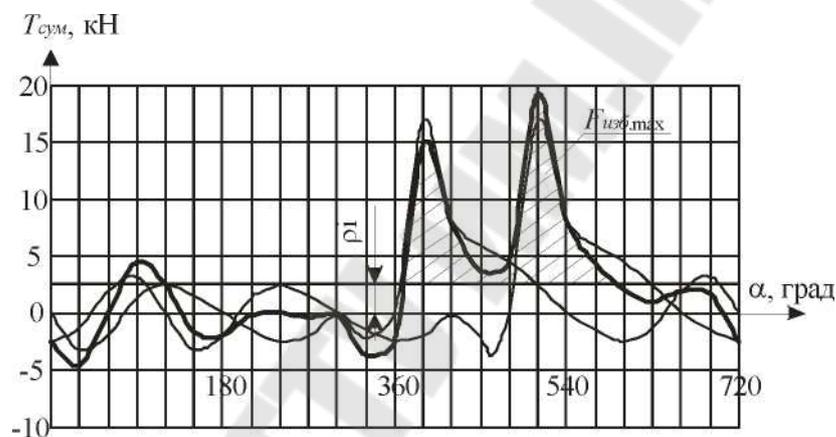


Рисунок 5.6 - График суммарной тангенциальной силы двухцилиндрового двигателя

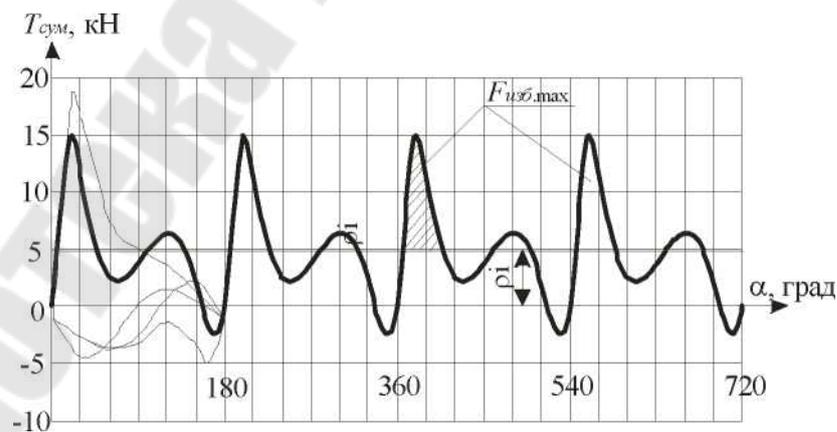


Рисунок 5.7 - График суммарной тангенциальной силы четырехцилиндрового двигателя

В указанном интервале путем алгебраического суммирования определяются значения, и строится кривая суммарной тангенциальной силы. В

интервалах углов поворота $180...360^\circ$ и т.д. повторяется кривая только суммарной тангенциальной силы.

Аналогично строится график суммарной силы для рядных шестицилиндровых двигателей, при этом суммирование тангенциальных сил от шести цилиндров осуществляется в интервале углов поворота $0...120^\circ$ (наносится на график со сдвигом по фазе на 120°). В интервале углов $120...240^\circ$ и т.д. на графике повторяется кривая только суммарной силы.

Для V-образных двигателей вначале строится график суммарной тангенциальной силы, приложенной к шейке коленчатого вала от левого и правого цилиндров (рис. 5.8а). Построение графика аналогично построению графика суммарной тангенциальной силы двухцилиндрового рядного двигателя. При этом сдвиг по фазе графиков левого и правого цилиндров зависит от угла развала цилиндров (см. приложение 7).

График суммарной тангенциальной силы для V-образных двигателей (рис. 5.8б) строится путем алгебраического суммирования тангенциальных сил, приложенных ко всем шейкам вала (см., например, четырехцилиндровый рядный двигатель, рисунок 5.7). Интервал суммирования по углу поворота коленчатого вала (периодичность изменения суммарной силы) и количество совмещенных (суммарных) графиков для различных двигателей приведены в приложении 7.

Для многоцилиндровых V-образных двигателей (в особенности для двигателей с неравномерным чередованием рабочих ходов - вспышек), рекомендуется табличный метод определения значений суммарной тангенциальной силы. Для этого составляется таблица (см. табл. 5.3), в которую для каждого значения угла поворота кривошипа первого цилиндра заносятся соответствующие значения тангенциальной силы каждого цилиндра в следующем порядке.

Таблица 5.3

Значения суммарной тангенциальной силы и ее составляющих

α , рад	Тангенциальные силы, H	
	$T_1, T_2, T_3... T_i$	ΣT

В столбец T_1 заносятся значения тангенциальной силы одного (первого) цилиндра, полученные в результате предыдущего расчета. В столбец T_2 для второго цилиндра заносятся те же значения, но смещенные по углу (фазе), который легко определяется по известному порядку работы цилиндров и углу (углам) чередования вспышек в цилиндрах. Аналогично заносятся значения тангенциальных сил для всех остальных цилиндров. После заполнения таблицы для каждого значения α подсчитывается значение суммарной силы T_Σ и строится график $T_\Sigma = f(\alpha)$ (см. рисунок 5.8).

После построения графика суммарной тангенциальной силы много-

цилиндрического двигателя определяется средняя ордината ρ_i в (мм) (см. методику определения средней ординаты от одного цилиндра), определяющая среднее значение суммарной тангенциальной силы:

$$T_{\text{сум.ср}} = \rho_i \mu_1 H, \quad (5.24)$$

где l_h – высота диаграммы, мм;

μ_1 – принятый масштаб по оси ординат, Н/мм (здесь $\mu_1 = T/l_h$).

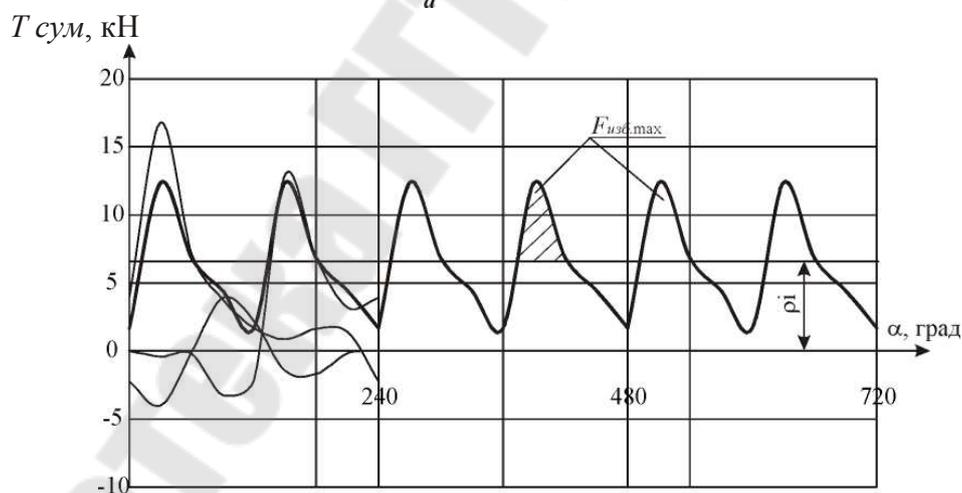
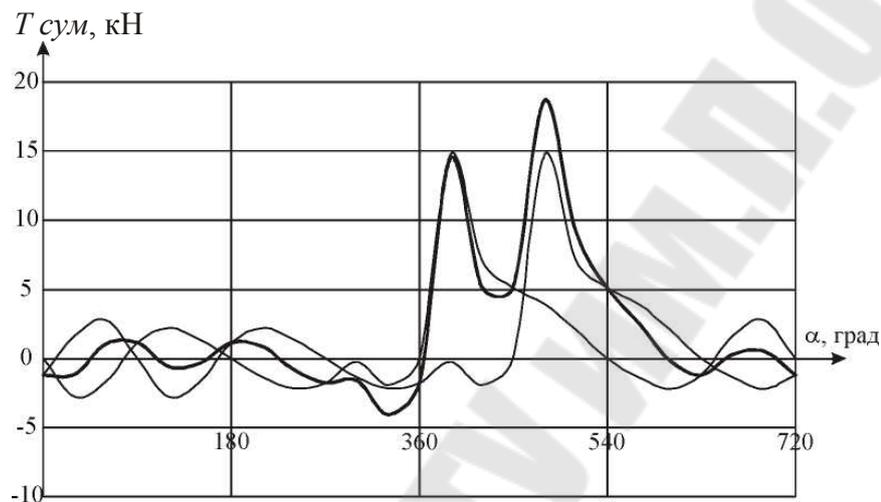


Рисунок 5.8 - Графики тангенциальной силы многоцилиндрового двигателя:

a - левого и правого цилиндров (сдвиг по фазе 90°);

б - суммарная сила (период изменения 240°)

По величине ρ_i проверяется правильность построения графика суммарной тангенциальной силы и выполнение всего динамического расчета двигателя. Построение правильно, если:

$$\rho i \mu_1 R \eta_m n_n / 9550 = N_{e.n}, \quad (5.25)$$

где R – радиус кривошипа, мм;

η_m – механический КПД двигателя, принятый при определении его основных размеров.

Погрешность не должна превышать 3...4%.

Ордината ρi откладывается на графике суммарной тангенциальной силы (рис. 5.5-5.8).

Величина суммарной тангенциальной силы, умноженная на радиус кривошипа $T_{сум.} R$ является индикаторным вращающим моментом M_i . Переменные значения $T_{сум.}$ при различных углах поворота коленчатого вала α вызывают колебания индикаторного вращающего момента M_i относительно среднего значения M_{icc} , определенного по величине $T_{сум.ср.}$. Следовательно, угловая скорость коленчатого вала ω периодически изменяется ($\omega = f(\alpha)$). Неравномерность вращения коленчатого вала двигателя характеризуется степенью неравномерности хода δ :

$$\delta = \frac{\omega_{\min} - \omega_{\max}}{\omega_{ср}}, \quad (5.26)$$

где ω_{\min} , ω_{\max} – минимальное и максимальное значения угловой скорости коленчатого вала за цикл, c^{-1} ;

$\omega_{ср}$ – среднее значение угловой скорости за цикл, c^{-1} .

Вращающий момент двигателя в каждое мгновение уравновешивается моментом сопротивления $M_{сопр}$, приложенным к коленчатому валу, и моментом сил инерции всех движущихся масс. При расчетах момент сопротивления считают постоянным и равным среднему значению индикаторного вращающего момента двигателя, а изменением среднего приведенного момента инерции пренебрегают. Тогда колебания скорости коленчатого вала будут обусловлены только отклонением мгновенного значения M_i от среднего значения M_{icc} . Таким образом, когда вращающий момент M_i больше значения $M_{сопр} = M_{i,ср}$, двигатель совершает избыточную работу $L_{изб}$, которая определяется по формуле, [Нм]:

$$L_{изб} = I_0 \delta \omega^2, \quad (5.27)$$

где I_0 – момент инерции всех масс, приведенных к оси коленчатого вала.

Работа $L_{изб}$ пропорциональна площади $F_{изб}$ на графике суммарной

тангенциальной силы (рисунки 5.5.-5.8). Тогда, определив площадь $F_{изб}$ (в $мм^2$), планиметрированием или подсчетом количества клеток на этой площадке, если график $T_{изб} = f(\alpha)$ построен на миллиметровой бумаге, подсчитывается работа $L_{изб}$, [Нм]:

$$L_{изб} = \mu F_{изб}, \quad (5.28)$$

где $\mu = \mu_1 / \mu_2$ – масштаб площади, Нм/мм².

Для четырехтактных двигателей масштаб по оси абсцисс, [м/мм]:

$$\mu_2 = \frac{4\pi R}{l_D}, \quad (5.29)$$

где R – радиус кривошипа, м;

l_D – длина диаграммы $T_{сум} = f(\alpha)$, мм.

Задаваясь величиной степени неравномерности вращения δ (для автомобильных двигателей $\delta = 0,02...0,03$, для тракторных двигателей $\delta = 0,005...0,015$) определяется требуемый момент инерции маховика, [кг·м²):

$$I_M = \frac{0,8L_{изб}}{\delta(\pi n_n / 30)^2}. \quad (5.30)$$

По величине I_M находится масса маховика. Для маховика, выполненного в виде диска, масса равна, [кг·м²):

$$m_M = \frac{4I_M}{D_M^2} \text{ кг}, \quad (5.31)$$

где D_M – диаметр диска, м.

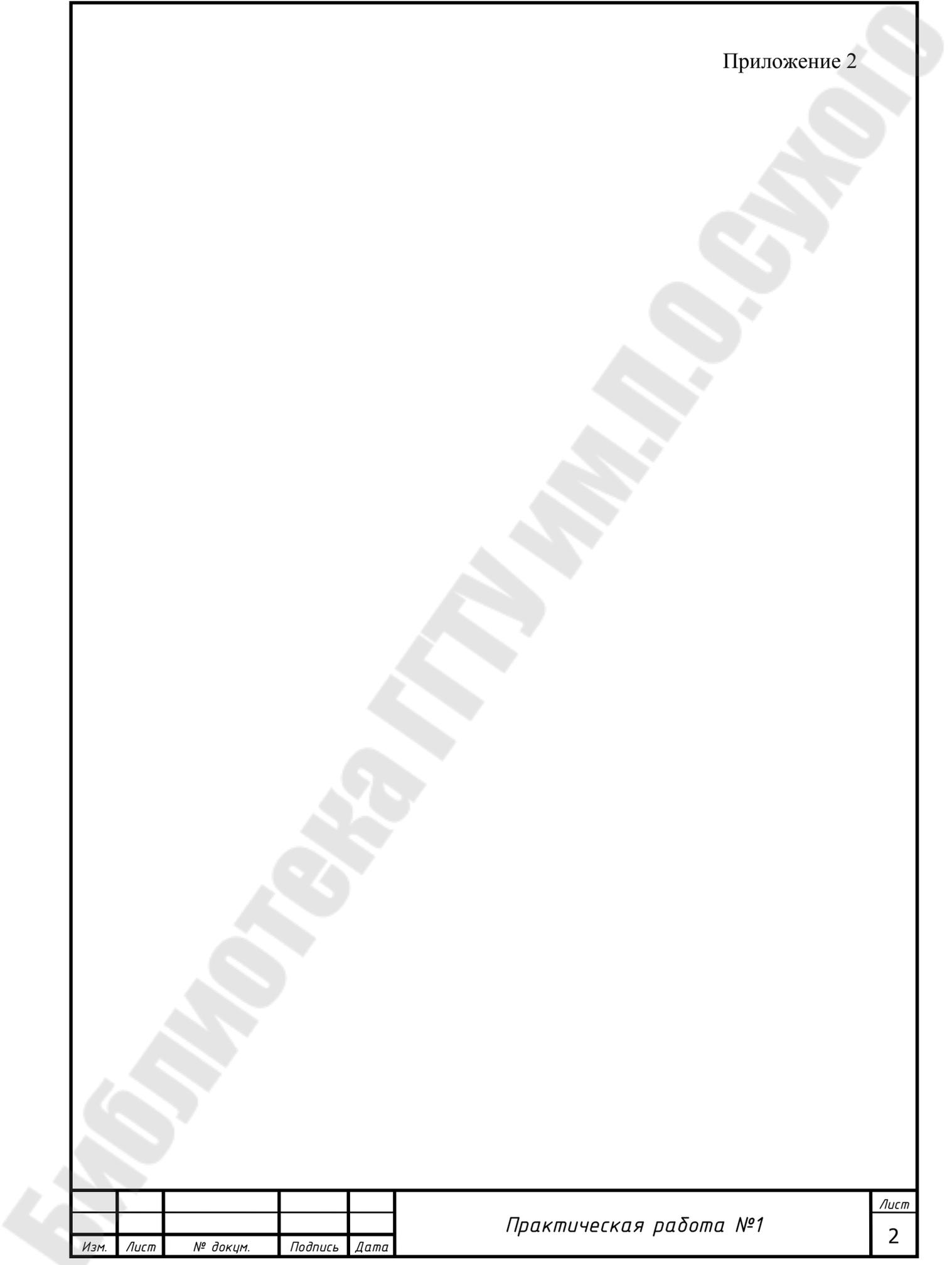
В зависимости от типа и назначения двигателя диаметр диска D принимается в пределах 0,3...0,6 м. Диаметр диска должен быть таким, чтобы обеспечивалась необходимая поверхность трения дисков сцепления. Тракторные дизельные двигатели, как правило, имеют больший, чем автомобильные двигатели, диаметр маховика.

Литература

1. Скотников, В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Машенский, А.С. Солонский. - М.: Агро-промиздат, 1986.- 383 с.
2. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А.В. Николаенко. - М.: Колос, 1984.
3. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей / Б.Е. Железко [и др.]. - М.: Вышэйшая школа, 1987.
4. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский [и др.]. - М.: Машиностроение, 1977.
5. Тракторные дизели : справочник / под общей ред. Б.А. Зорова. - М.: Машиностроение, 1981.
6. Тракторы. Дипломное проектирование : учеб. пособие для ВУЗов по специальности 0513 «Автомобили и тракторы» / А.Ф. Андреев [и др.] ; под ред. В.В. Будько. - Мн.: Высшая школа, 1985. - 158 с.
7. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Проектирование: учебное пособие для вузов / В. П. Бойков и др. ; под общ. ред. В. П. Бойкова. - Минск: Новое знание: Москва: Инфра-М, 2017. – 295, [1] с.
8. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства - учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений / Г.М. Кутьков – М.: КолосС, 2004. – 504 с.: ил.
9. Многоцелевые гусеничные и колесные машины: теория / [В. П. Бойков и др.] ; под общ. ред. В. П. Бойкова. - Минск: Новое знание: Москва: Инфра-М, 2012. - 542 с.
10. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов : учебник / В.М. Шарипов. – Москва : Машиностроение, 2009. – 752 с. – Режим доступа: по подписке.– URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=57050> (дата обращения: 04.01.2020). – ISBN 978-94275-437-2. – Текст : электронный.
11. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков. – Москва : Машиностроение, 2008. – 504 с. – Режим доступа: по подписке. – URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=57048> (дата обращения: 04.01.2020). – ISBN 978-5-217-03409-3. – Текст : электронный.
12. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту тракторов «Беларус» серий 500, 800, 900 : практическое пособие / А.А. Пуховой, М.Г. Мелешко, А.М. Бобровник, В.Г. Левков. – Москва : Машиностроение, 2007. – 440 с. – Режим доступа: по подписке. – URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=58154> (дата обращения: 04.01.2020). – ISBN 978-5-217-03379-9. – Текст : электронный.

ПРИЛОЖЕНИЯ

					<i>Практическая работа №1</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Иванов</i>			<i>Выбор основных параметров двигателя</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Петров</i>					1	10
<i>Реценз.</i>						<i>ГГТУ гр. С-21</i>		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Утверд.</i>								



					<i>Практическая работа №1</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		2

Исходные данные для расчета

Вариант	N_{eH} , кВт	n_H , мин ⁻¹	$m=D/S$	$\lambda=D/L_{ш}$	
1	50	2500	0,83	0,29	Малый грузовой автомобиль. Газ.
2	50	2300	0,75	0,22	Малый грузовой автомобиль. Бензин.
3	60	2400	0,87	0,23	Малый грузовой автомобиль. Дизель автотракторный.
4	60	3800	0,87	0,3	Малый грузовой автомобиль. Газ.
5	70	2300	0,88	0,24	Малый грузовой автомобиль. Бензин.
6	70	2600	1,15	0,24	Трактор. Дизель автотракторный.
7	80	2400	0,89	0,25	Малый грузовой автомобиль. Дизель автотракторный.
8	90	3200	1,17	0,28	Малый грузовой автомобиль. Бензин.
9	90	2400	0,88	0,25	Трактор. Дизель автотракторный.
10	110	3500	1,12	0,28	Трактор. Дизель автотракторный.
11	110	4800	0,89	0,23	Большой грузовой автомобиль. Газ.
12	130	3900	0,9	0,3	Большой грузовой автомобиль. Дизель автотракторный.
13	130	4000	1,13	0,21	Большой грузовой автомобиль. Бензин.
14	130	3200	0,93	0,27	Трактор. Дизель автотракторный.
15	150	2300	0,92	0,24	Трактор. Дизель автотракторный.
16	150	3500	1,0	0,29	Большой грузовой автомобиль. Дизель автотракторный.
17	200	3400	0,91	0,21	Большой грузовой автомобиль. Бензин.
18	200	2500	0,96	0,26	Трактор. Дизель автотракторный.
19	250	3200	0,93	0,23	Большой грузовой автомобиль. Дизель автотракторный.
20	250	3100	0,87	0,25	Трактор. Дизель автотракторный.

Сводные технические данные спроектированного двигателя

Показатели		Обозначение	Ед. изм.	Значения
<i>Общие</i>				
Тип двигателя				
Номинальная мощность		$N_{e.n}$	кВт	
Номинальная частота вращения коленчатого вала		n_n	мин ⁻¹	
Число и расположение цилиндров				
<i>Основные конструктивные</i>				
Диаметр цилиндра		D	мм	
Ход поршня		S	мм	
Рабочий объем		V_l	л	
Тип камеры сгорания				
Тип охлаждения				
Степень сжатия		ε	-	
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна		λ	-	
Диаметр маховика		D_M	м	
Масса маховика		m_M	кг	
Показатели конструкторской разработки				
<i>Параметры рабочего процесса</i>				
Впуск	Коэффициент наполнения	η_v	-	
	Температура в конце наполнения	T_a	К	
	Давление в конце наполнения	P_a	МПа	
Сжатие	Показатель политропы сжатия	n_1	-	
	Температура в конце сжатия	T_c	К	
	Давление в конце сжатия	P_c	МПа	
Сгорание	Степень повышения давления при сгорании	λ_p	-	
	Степень предварительного расширения	ρ	-	
	Температура в конце сгорания	T_z	К	
	Давление в конце сгорания	P_z	МПа	
	Коэфф. молекулярного изм. горючей (рабочей) смеси	β_0	-	

Расширение	Показатель политропы расширения	n_2	-	
	Температура в конце расширения	T_6	K	
	Давление в конце расширения	P_6	$MПа$	
Выпуск	Коэффициент остаточных газов	γ_r	-	
	Температура в конце выпуска	T_r	K	
	Давление в конце выпуска	P_r	$MПа$	
<i>Удельные показатели</i>				
Номинальный удельный эффективный расход топлива		g_e	$г/кВт ч$	
Литровая мощность		N_l	$кВт/л$	
Поршневая мощность		N_n	$кВт/ дм^2$	
<i>Показатели внешней скоростной (регуляторной) характеристики</i>				
Степень неравномерности регулятора		δ_p	-	
Максимальная частота вращения холостого хода		$n_{x.max}$	$мин^{-1}$	
Минимальная частота вращения		n_{min}	$мин^{-1}$	
Частота вращения при максимальном крутящем моменте		$n_{Mк.max}$	$мин^{-1}$	
Коэффициент приспособляемости по оборотам		$K_{об}$	-	
Коэффициент запаса крутящего момента		K_M	-	
Оценочный удельный расход топлива		$g_{e.оц}$	$г/кВт ч$	

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования

«Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого»

Кафедра: “Сельскохозяйственные машины”

О Т Ч Ё Т

по практическим работам по дисциплине «Тракторы и автомобили»

Вариант 1

Выполнил студент группы С-21:

Иванов И.И.

Принял доцент (преподаватель)

Петров А.А.

Гомель 20 ____

Значения тригонометрических функций $\sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$ и $\cos(\alpha + \beta) / \cos \beta$

α , град	Знак	λ						Знак	α , град
		1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2	1/4,4		
$\sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$									
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
10	+	0,2240	0,2212	0,2187	0,2164	0,2144	0,2126	-	350
20	+	0,4370	0,4317	0,4269	0,4227	0,4187	0,4180	-	340
30	+	0,6288	0,6215	0,6150	0,6091	0,6088	0,6030	-	330
40	+	0,7903	0,7818	0,7743	0,7675	0,7614	0,7580	-	320
50	+	0,9147	0,9060	0,8983	0,8915	0,8854	0,8840	-	310
60	+	0,9977	0,9899	0,9831	0,9769	0,9714	0,9680	-	300
70	+	1,0881	1,0322	1,0270	1,0224	1,0182	1,0150	-	290
80	+	1,0374	1,0342	1,0314	1,0289	1,0267	1,0220	-	280
90	+	1,0000	1,0000	1,000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
100	+	0,9323	0,9354	0,9382	0,9407	0,9429	0,9440	-	260
110	+	0,8413	0,8472	0,8524	0,8570	0,8611	0,8620	-	250
120	+	0,7343	0,7421	0,7490	0,7551	0,7607	0,7670	-	240
130	+	0,6774	0,6261	0,6337	0,6400	0,6467	0,6500	-	230
140	+	0,4953	0,3038	0,5183	0,5181	0,5242	0,5280	-	220
150	+	0,3713	0,3785	0,3851	0,3909	0,3962	0,3960	-	210
160	+	0,4270	0,2523	0,2571	0,2614	0,2653	0,2670	-	200
170	+	0,1233	0,1261	0,1286	0,1309	0,1329	0,1350	-	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180
$\cos(\alpha + \beta) / \cos \beta$									
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
10	+	0,9759	0,9764	0,9769	0,9763	0,9776	0,9800	+	350
20	+	0,9051	0,9070	0,9086	0,9103	0,9118	0,9100	+	340
30	+	0,9717	0,7950	0,7997	0,8030	0,8061	0,8070	+	330
40	+	0,6427	0,6494	0,6557	0,6614	0,6665	0,6720	+	320
50	+	0,4657	0,4760	0,4851	0,4933	0,5006	0,5025	+	310
60	+	0,2791	0,2859	0,2973	0,3079	0,3175	0,3240	+	300
70	+	0,0718	0,0879	0,1022	0,1149	0,1261	0,1340	+	290
80	-	0,1214	0,1069	0,0906	0,0765	0,0640	0,0507	-	280
90	-	0,3077	0,2891	0,2728	0,2582	0,2453	0,2340	-	270
100	-	0,4717	0,4537	0,4379	0,4238	0,4113	0,4040	-	260
110	-	0,6123	0,5961	0,5819	0,5691	0,5578	0,5560	-	250
120	-	0,7281	0,7146	0,7027	0,6921	0,6825	0,6635	-	240
130	-	0,8199	0,9096	0,8004	0,7923	0,7850	0,7820	-	230
140	-	0,8894	0,8827	0,8764	0,8707	0,8655	0,8650	-	220
150	-	0,9404	0,9362	0,9324	0,9290	0,9259	0,9350	-	210
160	-	0,9743	0,9732	0,9706	0,9630	0,9676	0,9655	-	200
170	-	0,9937	0,9932	0,9928	0,9924	0,9920	0,9900	-	190
180	-	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	180

Характерные углы фазы четырехтактных двигателей,
учитываемые при построении графика суммарной тангенциальной силы

Число, расположение и угол развала цилиндров	Угол смещения кривошипов, град	Соединение шеек и шатунов по номерам	Порядок работы цилиндров	Чередование рабочих ходов, град	Периодичность изменения суммарной тангенциальной силы, град
1р	-	соответствует номерам цилиндров	0-0-1-0	720	720
2р	180	- // -	1-2-0-0	180-360	720
4р	180	- // -	1-3-4-2 (1-2-3-4)	180	180
6р	120	- // -	1-5-3-6-2-4	120	120
6V - 90	120	1-4; 2-5; 3-6	1-4-2-5-3-6	90-150	240
8V - 90	90	1-5; 2-6; 3-7; 4-8	1-5-4-2-6-3-7-8	90	180(90)
12V -75	120	1-7; 2-8; 3-9; 4-10; 5-11; 6-12	1-12-5-8-3-10-6-7 2-11-4-9	75-45	120

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

**Практикум
по одноименной дисциплине
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Составитель Суторьма Игорь Иванович

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 27.03.21.

Рег. № 21Е.

<http://www.gstu.by>