

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ**

**Факультет заочного обучения**

**Кафедра “Двигателей внутреннего сгорания”**

**И.И. Тимченко, Д.И. Тимченко, А.А. Ефремов**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К ВЫПОЛНЕНИЮ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА В КОНТРОЛЬНЫХ  
РАБОТАХ, КУРСОВЫХ И ДИПЛОМНЫХ ПРОЕКТАХ**

**Харьков, 2008**

## 1 ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ДВС

Цель работы – закрепление знаний студентов по «Двигатели автотранспортных средств» и привитие будущим специалистам умения и навыков в применении теории и научных методов анализа при решении практических задач.

Курсовая работа состоит из следующих разделов:

Наименование раздела	Рекомендуемое количество страниц
Задание на курсовую работу	1
Введение	1 - 2
1 Описание особенностей конструкции двигателя прототипа	5 - 6
2 Выбор и обоснование принимаемых параметров двигателя	4 - 5
3 Тепловой расчет двигателя	12 - 16
4 Анализ результатов теплового расчета	2
5 Построение индикаторной диаграммы	2 - 3
Перечень ссылок	1

Ниже приведены рекомендации по содержанию отдельных разделов курсовой работы, методик выбора и обоснования выбираемых параметров, теплового расчета, построения индикаторной диаграммы.

### Задание

Исходные данные для выполнения курсовой работы выдаются руководителем и включают в себя:

- двигатель прототип;
- номинальная частота вращения коленчатого вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;
- степень сжатия;
- коэффициент избытка воздуха.

Конструктивные параметры, необходимые для расчетов, выбираются по данным прототипа двигателя (приложение А) или по справочным данным.

Студентам ФЗО, работа которых связана с производством, эксплуатацией и ремонтом ДВС, по согласованию с руководителем, может быть выдано задание на тот тип двигателя, который используется на производстве, где работает студент.

Данные используемых прототипов двигателей приведены в приложении А.

### Введение

Во введении необходимо привести основные требования, предъявляемые к двигателям транспортных средств, основные тенденции совершенствования технико – экономических показателей двигателей, привести особые условия

эксплуатации двигателя, а также сформулировать цель модернизации заданного в курсовой работе двигателя.

## 1 Описание особенностей конструкции двигателя прототипа

В данном разделе курсовой работы необходимо выполнить анализ конструкции двигателя прототипа, заданного при выполнении теплового расчета и кратко описать его особенности в такой последовательности:

- 1 краткая техническая характеристика двигателя;
- 2 тип камеры сгорания, смесеобразования;
- 3 корпусные детали;
- 4 группа поршня;
- 5 группа шатуна;
- 6 группа коленчатого вала;
- 7 механизм газораспределения;
- 8 система смазки;
- 9 система охлаждения.

В каждом пункте, не превышающем по объему 0,3 – 0,5 страницы, необходимо указать тип устройства, узла или системы, перечислить основные элементы с указанием их материала изготовления, описать характерные признаки конструкции или системы.

В конце раздела оценить соответствие конструкции силовой установки данного транспортного средства.

## 2 ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПРИНИМАЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ

При обосновании исходных параметров теплового расчета необходимо указать влияние на них конструктивных и эксплуатационных факторов, пределы изменения выбираемого параметра, принятое значение, размерность и проводить в последовательности приведенной в пункте 2.1.

### 2.1 Обоснование выбора исходных данных для теплового расчета

При выборе и обосновании величины исходных параметров и факторов ДВС следует исходить из основных тенденций и направлений развития современных транспортных двигателей. Основные задачи, стоящие перед транспортным двигателестроением, следующие: повышение топливной экономичности; применение альтернативных топлив; снижение токсичности; снижение расхода масла; повышение литровой и поршневой мощности; снижение массогабаритных показателей двигателей.

С учетом этих и других задач должны выбираться исходные параметры и показатели модернизируемого двигателя.

### 2.1.1 Тип двигателя

Тип двигателя задан в курсовой работе (КР) как двигатель – прототип. Поэтому в КР необходимо показать преимущества заданного типа двигателя по сравнению с другими возможными вариантами.

На автомобилях, тракторах, дорожных и строительных машинах применяются бензиновые двигатели, дизели, а также двигатели, работающие на газовом топливе (сжатом или сжиженном газе).

Бензиновые двигатели - наиболее массовые ДВС, применяемые на автомобильном транспорте, особенно легковом, Это объясняется их преимуществом перед дизелями по массовым, скоростным и тяговым показателям, меньшему шуму и более низкой стоимости изготовления.

При выборе типа двигателя для автомобиля необходимо также указывать проходимость автомобиля, которая во многом зависит от нагрузки на переднюю ось.

Возрастающее применение на грузовых автомобилях, на тракторах, дорожных и строительных машинах дизелей объясняется:

более высокой топливной экономичностью, присущей рабочему циклу, особенно на частичных режимах, что обеспечивает снижение средне эксплуатационного расхода топлива на 25 - 40 % по сравнению с бензиновыми двигателями;

меньшей стоимостью топлива;

постепенным улучшением энергетических, габаритных и массовых показателей дизелей вследствие форсирования дизелей по частоте вращения и среднему эффективному давлению путем совершенствования процесса газообмена, более эффективного использования воздуха при смесеобразовании и сгорании;

меньшей токсичностью отработавших газов;

высоким моторесурсом дизелей;

сближением стоимости производства дизелей и бензиновых двигателей.

Газовые двигатели по экономичности превосходят бензиновые, но уступают дизелям. Они наименее токсичны на всех режимах работы. По массовым и тяговым характеристикам уступают бензиновым двигателям.

### 2.1.2 Степень сжатия

Задается в исходных данных на КР. Поэтому необходимо показать преимущества заданного значения  $\epsilon$  по сравнению с другими возможными вариантами.

В бензиновых и газовых двигателях с увеличением степени сжатия улучшается теплоиспользование, а, следовательно, повышается индикаторный КПД двигателя, что положительно. Однако, одновременно при средних и максимальных нагрузках увеличивается токсичность отработавших газов (количество углеводородов из-за увеличения толщины пристеночного слоя в

процессе сгорания и количество оксидов азота из-за повышения температуры сгорания одновременно). Увеличивается нагрузка на кривошипно-шатунный механизм (КШМ) и для обеспечения эксплуатационной надежности двигателя необходимо, соответственно, увеличивать размеры и массу его основных частей. Вследствие этого возрастают механические потери, и пуск двигателя затрудняется. При больших степенях сжатия  $\epsilon$  необходимо также использовать топливо с более высокими октановыми числами. С учетом требований обеспечения бездетонационного сгорания и допустимого уровня токсичности отработавших газов предельная величина  $\epsilon$  в современных двигателях с искровым зажиганием составляет 10 - 12 [1-3].

В дизелях при увеличении степени сжатия температура и давление в период начала впрыскивания топлива растут, что приводит к более «мягкой» работе двигателя. Поэтому в многотопливных дизелях  $\epsilon = 21$  и выше. Повышение  $\epsilon$  целесообразно также для улучшения пуска дизеля. Индикаторный КПД в диапазоне степеней сжатия ( $\epsilon = 14,5 - 19$ ), применяемых в дизелях, меняется незначительно. Рост температуры при больших  $\epsilon$  приводит к увеличению содержания в продуктах сгорания оксидов азота. При наддуве быстроходного дизеля для получения допустимого по условиям прочности кривошипно-шатунного механизма максимального давления цикла  $p_z \leq 12,5 - 13,5$  МПа степень сжатия понижают до  $12 \div 16$  [2].

### 2.1.3 Частота вращения коленчатого вала

Задается в исходных данных на КР. Поэтому необходимо показать преимущества заданного значения частоты вращения по сравнению с другими возможными вариантами.

В бензиновом двигателе с повышением частоты вращения ( $n$ , мин<sup>-1</sup>) эффективность процесса сгорания не ухудшается, однако уменьшаются потери тепла за цикл из-за сокращения времени на теплообмен между газом и стенками, что повышает индикаторный КПД. С увеличением  $n$  количество оксидов углерода  $CO$  в отработавших газах уменьшается, а оксидов азота  $NO_x$  - увеличивается.

В дизеле с повышением частоты вращения качество распыливания топлива улучшается, скорость движения воздушного заряда увеличивается, температура и давление к концу процесса сжатия увеличиваются. Совокупное действие указанных факторов обуславливает повышение индикаторного КПД  $\eta_i$  при одновременном увеличении «жесткости» сгорания (максимального давления сгорания  $p_z$  и скорости нарастания давления  $(dp/d\varphi)_{max}$  в фазе быстрого сгорания). Индикаторные показатели с ростом  $n$  улучшаются до тех пор, пока надежно работает топливоподающая аппаратура и коэффициент наполнения остается достаточно высоким.

Однако с увеличением частоты вращения коленчатого вала автотракторных двигателей возрастают инерционные нагрузки, увеличиваются

размеры и масса деталей кривошипно-шатунного механизма, потери на трение, снижаются надежность и долговечность двигателя. Бензиновые двигатели имеют диапазон изменения частоты вращения: для легковых автомобилей  $n = 4000 - 6000 \text{ мин}^{-1}$  [1], для грузовых -  $n = 3000 - 4000 \text{ мин}^{-1}$  [1]; дизелей для грузовых автомобилей и тракторов -  $n = 1700 - 3000 \text{ мин}^{-1}$  [2].

#### 2.1.4 Коэффициент избытка воздуха

Задается в исходных данных на КР. Поэтому необходимо показать необходимость задания данного значения  $\alpha$  по сравнению с другими возможными вариантами.

Различают внешнее и внутреннее смесеобразование. При внешнем смесеобразовании коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме для достижения максимальной мощности должен равняться  $\alpha = 0,8 - 0,9$  [1], а на средних нагрузках для улучшения топливной экономичности -  $\alpha = 1,05 - 1,15$  [1]. При наличии каталитического нейтрализатора отработавших газов рекомендуется поддерживать постоянный состав смеси практически на всех рабочих режимах с  $\alpha$  равным единице ( $\alpha = 1$ ).

Для дизелей без наддува коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме в основном ограничивается пределом дымления и в зависимости от формы камеры сгорания принимает значения  $\alpha = 1,25 - 1,4$  [3]. Меньшие значения  $\alpha$  характерны для двухкамерных дизелей (вихревые, форкамерные). Для дизелей с наддувом величина коэффициента избытка воздуха в основном ограничивается возможностью качественного смесеобразования при больших цикловых подачах, а также уровнем теплонапряженности деталей камеры сгорания и лежит в пределах  $\alpha = 1,6 - 1,8$  [3].

#### 2.1.5 Вид и марка применяемого топлива

Способы образования топливовоздушной смеси и протекание химических реакций зависят от требования, предъявляемых к топливам, применяемым в двигателях внутреннего сгорания. В двигателях с внешним смесеобразованием (КБД, газовые двигатели) топливо, подаваемое вместе с воздухом через впускной клапан, должно легко испаряться и образовывать близкую к гомогенной смесь с поступающим воздухом. В двигателях с внутренним смесеобразованием топливо подается непосредственно в цилиндр в конце такта сжатия. Начало подачи незначительно опережает момент воспламенения, а часть топлива подается в процессе сгорания. В этих случаях нужно обеспечить требуемое качество распыливания топлива и распределение его по объему КС, при котором образующиеся мелкие быстро испаряющиеся капли смешиваются с находящимся в цилиндре воздухом.

Указанным требованиям удовлетворяют жидкие и газовые топлива. В качестве жидких топлив нефтяного происхождения в автотракторных

двигателях применяют бензины и дизельные топлива. При выполнении расчетов рабочего цикла двигателя следует задать химический состав топлива, низшую теплоту сгорания  $H_u$  и среднюю молекулярную массу  $\mu_T$  топлива по данным табл. 2.1.

Таблица 2.1 Характеристики топлива

Параметр	Бензин	Дизельное топливо
Элементарный состав (по массе) топлива		
$C$ - углерод	0,85	0,87
$H$ - водород	0,15	0,126
$O$ - кислород	-	0,004
Средняя молекулярная масса, $\mu_T$ , кг/кмоль	110 - 120	180 - 200
Низшая теплота сгорания, $H_u$ , кДж/кг	44000	42500
Отношение водорода к окиси углерода (при $\alpha < 1$ ) $K = M_{N_2}/M_{CO}$	0,45÷0,5	0,45÷0,5

Параметры газового топлива можно установить по таблице 2.2

Таблица 2.2 Параметры газообразного топлива

Параметры	Компоненты сжиженного газа			Компоненты сжатого газа		
	Этан $C_2H_6$	Пропан $C_3H_8$	Бутан $C_4H_{10}$	Метан $CH_4$	Азот $N_2$	Диоксид углерода $CO_2$
1 Октановое число	125	120	93	110	-	-
2 Отношение плотности газа к плотности воздуха	1,038	1,528	2,007	0,554	0,967	1,529
3 Плотность, $\rho$ : жидкость, кг/л газ, кг/м <sup>3</sup>	0,446 1,342	0,509 1,967	0,582 2,598	- 0,717	- 1,25	- 1,977
4 Низшая теплота сгорания, $H_u$ : кДж/м <sup>3</sup> кДж/кг	60039 47160	85767 45938	111700 45406	33859 49802	- -	- -
5 Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м <sup>3</sup> топлива, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	16,66	23,91	30,95	9,52	-	-

### 2.1.6 Температура и давление окружающей среды

Температура и давление окружающей среды  $T_0$  и  $p_0$  приведены в задании на контрольную работу (таблицы 2.1 и 2.2). Если они не заданы, то обычно их

принимают для двигателей без наддува равными соответственно  $T_0 = 288$  К и  $p_0 = 0,1$  МПа.

Для двигателей с наддувом необходимо сначала задаться давлением наддува  $p_k$ , МПа, который обычно находится в пределах  $0,15 - 0,25$  МПа [1, 2, 5], а потом определить температуру газа после компрессора  $T_k$ , К, используя уравнение для политропного

$$T_k = T_0 \cdot \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}}, \quad (2.1)$$

где  $m$  – средний показатель политропы сжатия в компрессоре, который зависит от конструкции компрессора и теплообмена в процессе сжатия. Обычно показатель равен  $m = 1,45 - 1,8$  [1]. Рекомендуется принимать  $m = 1,7$ .

### 2.1.7 Давление и температура остаточных газов

Давление остаточных газов  $p_r$ , МПа, определяется с учетом конструкции выпускной системы и давления среды, куда осуществляется выпуск. Для двигателей без наддува давление остаточных газов находится в пределах  $p_r = 0,11 - 0,125$  МПа [2]. Для двигателей с газотурбинным наддувом  $p_r \approx p_k$ . Следует учитывать, что давление остаточных газов зависит в основном от частоты вращения коленчатого вала и может быть ориентировочно определено для двигателей без наддува по формуле

$$p_r = 0,11 + 0,2 \cdot 10^{-5} \cdot (n - 1500). \quad (2.2)$$

Температура остаточных газов для бензиновых двигателей находится в пределах  $T_r = 900 - 1100$  К [1, 2], для дизелей без наддува  $T_r = 700 - 900$  К [1,2], а для дизелей с наддувом  $T_r = 900 - 950$  К [4, 5].

Известно, что температура остаточных газов **бензиновых двигателей** уменьшается с падением коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , с ростом степени сжатия  $\epsilon$  и уменьшения частоты вращения коленчатого вала  $n$ , поэтому она может быть определена по приближенной эмпирической зависимости

$$T_r = 900 + 0,025 \cdot (n - 2000) + 400 \cdot (\alpha - 0.8) + 10 \cdot (10 - \epsilon). \quad (2.3)$$

У **дизелей** уменьшение коэффициента избытка воздуха вызывает рост  $T_r$ , поэтому приближенная формула имеет вид

$$T_r = 600 + 0,07 \cdot (n - 1500) + 250 \cdot (2 - \alpha) + 0,25 \cdot (18 - \epsilon). \quad (2.4)$$



Для дизелей с газотурбинным наддувом рекомендуется принимать равным  $T_r = 925$  К [5].

### 2.1.8 Степень подогрева свежего заряда на впуске

Степень подогрева заряда на впуске для четырехтактных бензиновых двигателей составляет  $\Delta T = 0 - 20$  К [2, 4]; для четырехтактных дизелей без наддува -  $\Delta T = 20 - 40$  К [2, 4]; для дизелей с наддувом  $\Delta T = 5 - 20$  К [2, 4]. Следует помнить, что подогрев свежего заряда при впуске зависит от параметров и конструкции двигателя, но преобладающее влияние на его величину оказывает частота вращения коленчатого вала и поэтому степень подогрева можно определить по приближенной формуле:

**для бензиновых двигателей**

$$\Delta T = 5 + 4 \cdot 10^{-3} \cdot (6000 - n); \quad (2.5)$$

**для дизелей без наддува**

$$\Delta T = 10 + 0,02 \cdot (3000 - n). \quad (2.6)$$

### 2.1.9 Коэффициент сопротивления впускной системы

Коэффициент сопротивления  $C_{вн} = \beta^2 + \xi_{вн}$ , учитывает снижение скорости свежего заряда после входа его в цилиндр и гидравлические сопротивления впускной системы двигателя. Он изменяется в пределах  $C_{вн} = 2,5 - 4$  [1, 2, 4]. Для бензиновых двигателей  $C_{вн}$  рекомендуется принимать равным 3,0, а для дизелей  $C_{вн} = 2,8$ . Другие значения можно принимать только после согласования с руководителем курсовой работы.

### 2.1.10 Средняя скорость свежего заряда в проходном сечении впускного клапана

Средняя скорость свежего заряда в проходном сечении впускного клапана при полном его открытии для автотракторных двигателей находится в пределах  $W_{кл} = 50 - 150$  м/с [1, 5]. Необходимо иметь ввиду, что средняя скорость для данного типа двигателя в основном зависит от частоты вращения коленчатого вала и может быть определена по приближенной зависимости

$$W_{кл} = 70 + 0,75 \cdot 10^{-2} \cdot (n - 1500). \quad (2.7)$$

### 2.1.11 Средний показатель политропы сжатия

Средний показатель политропы сжатия  $n_1$  для автотракторных двигателей изменяется в пределах  $n_1 = 1,32 - 1,39$  [1, 2]. Величина  $n_1$  зависит от теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра. При уменьшении теплообмена  $n_1$  необходимо брать ближе к верхнему пределу. Теплообмен снижается с увеличением частоты вращения коленчатого вала, уменьшении относительной поверхности цилиндра и повышении температуры охлаждающей жидкости.

### 2.1.12 Степень повышения давления при сгорании

Степень повышения давления  $\lambda$  при сгорании необходимо принимать только в случае теплового расчета дизеля (для бензиновых и газовых двигателей  $\lambda$  рассчитывают).

Значение  $\lambda$  зависит от типа смесеобразования, формы камеры сгорания дизеля и изменяется в таких пределах [1, 2]:

для предкамерных дизелей – 1,4 - 1,6;

для вихрекамерных дизелей – 1,4 - 1,8;

для однокамерных с пленочным смесеобразованием – 1,6 - 1,8;

для однокамерных с объемным смесеобразованием – 1,8 - 2,2.

При выборе  $\lambda$  необходимо учитывать, что увеличение его значения, приводит к повышению нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма, что в конечном итоге приводит к уменьшению надежности работы двигателя.

### 2.1.13 Коэффициент эффективного теплоиспользования

Коэффициент эффективного теплоиспользования  $\xi_z$  - это параметр, который учитывает потери теплоты в процессе сгорания. Величина  $\xi_z$  изменяется на номинальном режиме в пределах [1, 2]:

для бензиновых двигателей – 0,85 - 0,92;

для дизелей – 0,70 - 0,85.

Рекомендуется при увеличении частоты вращения коленчатого вала, степени сжатия, воздушной системы охлаждения  $\xi_z$  принимать ближе к верхнему пределу.

### 2.1.14 Средний показатель политропы расширения

Средний показатель политропы расширения  $n_2$  изменяется в пределах:

для бензиновых двигателей -  $n_2 = 1,23 - 1,28$  [2, 5];

для дизелей -  $n_2 = 1,18 - 1,26$  [2, 5].

Необходимо учитывать, что показатель политропы расширения зависит от интенсивности теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра. В

тех случаях, когда увеличивается продолжительность догорания смеси, т.е. снижается коэффициент эффективного теплоиспользования, снижается относительный теплообмен, что приводит к снижению показателя политропы расширения  $n_2$ .

### 2.1.15 Коэффициент полноты индикаторной диаграммы

Коэффициент полноты индикаторной диаграммы  $\phi_i$  для бензиновых двигателей изменяется в пределах 0,95 - 0,97, а для дизелей  $\phi_i = 0,92 - 0,95$  [2].

## 3 МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЯ

Целью теплового расчета является определение параметров состояния рабочего тела в характерных точках рабочего цикла для построения индикаторной диаграммы и определение мощностно - экономических показателей двигателя.

Тепловой расчет рекомендуется выполнять по методу Гринивецкого В.И. [1,2] в последовательности, приведенной в разделе 3. В процессе выполнения расчетов следует указывать размерность всех величин; все расчеты сопровождать краткими пояснениями; выбираемые параметры и полученные в результате расчетов необходимо сопоставлять с аналогичными параметрами существующих типов двигателей с указанием пределов их изменения и ссылок на литературные источники. Расчеты при выполнении контрольной работы ведутся в единицах системы СИ. При выполнении теплового расчета необходимо обращать внимание на точность вычисляемых показателей, так как ошибка в подсчете даже одного из них влечет за собой искажение всего расчета. Решать уравнения нужно в буквенном виде и только в окончательную формулу подставлять числовые значения в том порядке, в каком в формуле указаны их символы.

### 3.1 Расчет процесса впуска

Целью расчета процесса впуска является определение параметров рабочего тела в конце процесса впуска и оценка эффективности протекания самого процесса.

3.1.1 Давление свежего заряда в конце процесса впуска  $p_a$ , МПа, определяют по формуле

$$p_a = p_0 - C_{en} \cdot \frac{W_{кл}^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}, \quad (3.1)$$

где  $\rho_0$  - плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>, определяемая по формуле

$$\rho_0 = p_0 / (R \cdot T_0); \quad (3.2)$$

$p_0$  – давление окружающей среды, МПа,

$T_0$  – температура воздуха, поступающего в двигатель, К;

$R = 287$  Дж/(кг·К) [2] - газовая постоянная воздуха.

Для двигателей с наддувом в приведенной выше формуле необходимо вместо  $p_0$  и  $T_0$  подставлять соответственно  $p_k$  и  $T_k$ .

Для четырехтактных двигателей без наддува  $p_a = (0,8 - 0,95) \cdot p_0$ , МПа; с наддувом  $p_a = (0,8 - 0,96) \cdot p_k$ , МПа [1, 2].

3.1.2 Коэффициент остаточных газов определяется по формуле

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}, \quad (3.3)$$

где  $\varepsilon$  - степень сжатия. Определяется в соответствие с заданием.

Коэффициент остаточных газов для бензиновых и газовых двигателей  $\gamma = 0,06 - 0,1$ ; для дизелей  $\gamma = 0,03 - 0,06$  [1, 2].

3.1.3 Температура свежего заряда, К, в конце процесса впуска определяется по формуле

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma}. \quad (3.4)$$

Для двигателей без наддува  $T_a = 310 - 350$  К, с наддувом соответственно  $T_a = 320 - 400$  К [1, 2].

3.1.4 Коэффициент наполнения определяется из выражения

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a \cdot (1 + \gamma)}. \quad (3.5)$$

Для двигателей с наддувом в приведенной выше формуле необходимо вместо  $p_0$  и  $T_0$  подставлять соответственно  $p_k$  и  $T_k$ .

Для бензиновых и газовых двигателей  $\eta_v = 0,75 - 0,85$ , для дизелей соответственно  $\eta_v = 0,8 - 0,9$  [1, 2].

3.1.5 Объем цилиндра в конце процесса впуска, л, определяется по формуле

$$V_a = V_c + V_h, \quad (3.6)$$

где  $V_h$  – рабочий объем цилиндра, л, определяется по формуле

$$V_h = (\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot 10^3) / 4; \quad (3.7)$$

$D$  – диаметр цилиндра, м, определяется по заданию;

$S$  – ход поршня, м, определяется по формуле

$$S = D \cdot (S/D); \quad (3.8)$$

$S/D$  – отношение хода поршня к диаметру цилиндра определяется согласно заданию;

$V_c$  – объем камеры сжатия, л, определяется по формуле

$$V_c = V_h / (\epsilon - 1). \quad (3.9)$$

### 3.2 Расчет процесса сжатия

Целью расчета является определение параметров рабочего тела в конце процесса сжатия.

3.2.1 Давление рабочей смеси в конце процесса сжатия, МПа, определяется по формуле

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1}. \quad (3.10)$$

Для карбюраторных и газовых двигателей  $p_c = 0,9 - 2,1$  МПа, для дизелей  $p_c = 3,5 - 6,5$  МПа [1, 2].

3.2.2 Температуру рабочего тела в конце процесса сжатия, К, определяют из выражения

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1}. \quad (3.11)$$

Для бензиновых и газовых двигателей  $T_c = 550 - 750$  К, для дизелей  $T_c = 700 - 900$  К [1, 2].

3.2.3 Средняя молярная изохорная теплоемкость смеси определяется как теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К), из выражения

$$\mu C_{vmc} = 20.6 + 222 \cdot 10^{-5} \cdot t_c, \quad (3.12)$$

где  $t_c = T_c - 273, \text{ } ^\circ\text{C}$ . (3.13)

3.2.4 Объем цилиндра в конце процесса сжатия, л, определяется по формуле (3.9).

### 3.3 Расчет материального баланса рабочего цикла

Целью расчета является определение количества компонентов рабочего тела на разных этапах протекания рабочего цикла двигателя.

3.3.1 Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг, определяется:

**для жидких топлив**

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right), \quad (3.14)$$

**для газообразных топлив**

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \sum_1^k \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \cdot C_n H_m O_r, \quad (3.15)$$

где  $C, H, O_T$  – массовые доли компонентов жидких топлив;  
 $C_n H_m O_r$  – объемные доли отдельных компонентов в газообразном топливе.

3.3.2 Количество свежего заряда, кмоль/кг, определяется:

**для бензиновых двигателей**

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1/\mu_T, \quad (3.16)$$

**для дизелей**

$$M_1 = \alpha \cdot L_0, \quad (3.17)$$

**для газовых двигателей**

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1, \quad (3.18)$$

где  $\alpha$  - коэффициент избытка воздуха, величина которого задана.

3.3.3 Количество компонентов продуктов сгорания, кмоль/кг, определяется:

**ДЛЯ ЖИДКИХ ТОПЛИВ:**

при  $\alpha < 1$

$$\text{оксид углерода} \quad M_{CO} = 0.42 \cdot \frac{1-\alpha}{1+k} \cdot L_0, \quad (3.19)$$

$$\text{диоксид углерода} \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO}, \quad (3.20)$$

$$\text{водород} \quad M_{H_2} = k \cdot M_{CO}, \quad (3.21)$$

$$\text{водяной пар} \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2}, \quad (3.22)$$

$$\text{азот воздуха} \quad M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0. \quad (3.23)$$

где  $k$  – отношение водорода к оксиду углерода в продуктах сгорания. Принимается по таблице 2.1.

при  $\alpha \geq 1$

$$\text{диоксид углерода} \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \quad (3.24)$$

$$\text{водяной пар} \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \quad (3.25)$$

$$\text{кислород воздуха} \quad M_{O_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0, \quad (3.26)$$

азот воздуха - определяется по формуле (3.23);

**для газообразных топлив**

$$\text{диоксид углерода} \quad M_{CO_2} = \sum n \cdot (C_n H_m O_r), \quad (3.28)$$

$$\text{водяной пар} \quad M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} \cdot (C_n H_m O_r), \quad (3.29)$$

кислород воздуха - определяется по формуле (3.26),

азот воздуха - определяется по формуле (3.23).

3.3.5 Суммарное количество продуктов сгорания, кмоль/кг, определяется по формуле

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M_i, \quad (3.30)$$

где  $M_i$  – соответствующие компоненты продуктов сгорания.

3.3.6 Теоретический коэффициент молярного изменения рабочего тела определяется по формуле

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (3.31)$$

Для бензиновых двигателей  $\mu_0 = 1,06 - 1,12$ ; для дизелей и газовых двигателей  $\mu_0 = 1,03 - 1,06$  [1, 2].

3.3.7 Действительный коэффициент молярного изменения определяется по формуле

$$\mu_\partial = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (3.32)$$

3.3.8 Средняя молярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·К), определяется:

при  $\alpha < 1$

$$\mu C_{vmz} = a_{np.cz.} + \left(\frac{\epsilon}{2}\right)_{np.cz.} \cdot t_z, \quad (3.33)$$

где

$$a_{np.cz.} = \frac{1}{M_2} \cdot \left( \begin{array}{l} 20.6 \cdot M_{CO} + 35.6 \cdot M_{CO_2} + 20.3 \cdot M_{H_2} + \\ + 26.6 \cdot M_{H_2O} + 20.6 \cdot M_{N_2} \end{array} \right); \quad (3.34)$$

$$\left(\frac{\epsilon}{2}\right)_{np.cz.} = \frac{1}{M_2} \cdot \left( \begin{array}{l} 222 \cdot M_{CO} + 524 \cdot M_{CO_2} + 146 \cdot M_{H_2} + \\ + 470 \cdot M_{H_2O} + 222 \cdot M_{N_2} \end{array} \right) \cdot 10^{-5}; \quad (3.35)$$

Решение данного уравнения следует получить в виде линейной зависимости теплоемкости от температуры, т.е.  $y = a + b \cdot x$ .

при  $\alpha \geq 1$

$$\mu C_{vmz} = a_{np.cz.} + \left(\frac{\epsilon}{2}\right)_{np.cz.} \cdot t_z,$$

где

$$a_{np.cz.} = \frac{1}{M_2} \cdot \left( 35.6 \cdot M_{CO_2} + 20.6 \cdot M_{O_2} + 26.6 \cdot M_{H_2O} + 20.6 \cdot M_{N_2} \right); \quad (3.36)$$

$$\left(\frac{\epsilon}{2}\right)_{np.cz.} = \frac{1}{M_2} \cdot \left( 524 \cdot M_{CO_2} + 222 \cdot M_{O_2} + 470 \cdot M_{H_2O} + 222 \cdot M_{N_2} \right) \cdot 10^{-5}; \quad (3.37)$$



Решение данного уравнения следует получить в виде линейной зависимости теплоемкости от температуры, т.е.  $y = a + bx$ .

Для газовых двигателей при  $\alpha \geq 1$  теплоемкость продуктов сгорания определяется по формулам (3.33), (3.36), (3.37).

### 3.4 Расчет процесса сгорания

Цель расчета – определить параметры рабочего тела в конце процесса сгорания.

#### Для бензиновых и газовых двигателей

3.4.1 Расчет процесса сгорания может быть выполнен по уравнениям, приведенным в литературе [1, 2]. При использовании приведенной ранее линейной зависимости теплоемкости от температуры уравнение сгорания упрощается и для бензиновых и газовых двигателей приобретает вид

$$\frac{\xi \cdot H'_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + \mu C_{vmc} \cdot t_c = \mu_o \cdot \mu C_{vmz} \cdot t_z. \quad (3.38)$$

где  $H'_u$  – низшая теплота сгорания смеси с учетом химической неполноты сгорания при  $\alpha < 1$ . Определяется по формуле

$$H'_u = H_u - 119000 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o, \quad (3.39)$$

$H_u$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг, принимаемая по данным таблицы 2.1 или 2.2 (для газообразных топлив),

После подстановки теплоемкости в виде линейной зависимости от температуры в уравнение сгорания последнее превращается в квадратное относительно  $t_z$

$$A t_z^2 + B t_z - C = 0, \quad (3.40)$$

$$\text{где } A = \mu_o \cdot \left( \frac{b}{2} \right)_{np.cz}; \quad (3.41)$$

$$B = \mu_o \cdot a_{np.cz}; \quad (3.42)$$

$$C = \frac{\xi \cdot H'_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + \mu C_{vmc} \cdot t_c. \quad (3.43)$$

Решая уравнение сгорания, находим температуру сгорания,  $^{\circ}\text{C}$ , в точке  $z$

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}, \quad (3.44)$$

Максимальная температура конца процесса сгорания, К, определяется по формуле

$$T_z = t_z + 273. \quad (3.45)$$

Максимальная температура для бензиновых и газовых двигателей находится в пределах  $T_z = 2300 - 2900$  К [1, 2].

3.4.2 Степень повышения давления определяется по формуле

$$\lambda = \mu_\delta \cdot \frac{T_z}{T_c}. \quad (3.46)$$

Для четырехтактных бензиновых и газовых двигателей  $\lambda = 3.0 - 4.2$  [1, 2].

3.4.3 Степень предварительного расширения рабочего тела в процессе сгорания для бензиновых и газовых двигателей принимают равным единице [1, 2]

$$\rho = 1.$$

3.4.4 Давление газов в конце процесса сгорания, МПа, определяется по формуле

$$p_z = p_c \cdot \lambda. \quad (3.47)$$

Для четырехтактных бензиновых и газовых двигателей  $p_z = 3,0 - 6,5$  [1, 2].

Действительное давление в конце процесса сгорания  $p_{z\delta}$ , МПа, для реальных бензиновых и газовых двигателей в связи с определенной условностью изохорного процесса сгорания ниже от максимального давления приблизительно на 15 %, и определяется по формуле

$$p_{z\delta} = 0,85 \cdot p_z. \quad (3.48)$$

В дальнейших расчетах необходимо использовать в формулах максимальное давление  $p_z$ .

3.4.5 Объем цилиндра в конце процесса сгорания (точка z), л, равен

$$V_z = V_c. \quad (3.49)$$

## Для дизелей

3.4.6 Расчет процесса сгорания может быть выполнен по уравнениям, приведенным в литературе [1, 2]. При использовании приведенной ранее линейной зависимости теплоемкости от температуры уравнение сгорания упрощается и для дизелей принимает вид

$$\frac{\xi_z \cdot H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + (\mu C_{vmc} + 8.314 \cdot \lambda) \cdot t_c + 2270 \cdot (\lambda - \mu_\delta) = \mu_\delta \cdot \mu C_{pmz} \cdot t_z, \quad (3.50)$$

где  $\mu C_{pmz}$  - средняя мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·К), которая определяется как

$$\mu C_{pmz} = 8,314 + \mu C_{vmz} = 8,314 + a_{np.cz} + \left(\frac{\nu}{2}\right)_{np.cz} \cdot t_z; \quad (3.51)$$

$\mu C_{vmz}$  - определяются по формулам (3.33), (3.36) и (3.37).

Уравнение (3.50) после подстановки величин превращается в квадратное уравнение (формула 3.40), т.е.

$$A t_z^2 + B t_z - C = 0,$$

где  $A = \mu_\delta \cdot \left(\frac{\nu}{2}\right)_{np.cz};$

$$B = \mu_\delta \cdot (8.314 + a_{np.cz}); \quad (3.52)$$

$$C = \frac{\xi_y \cdot H'_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + (\mu C_{vmc} + 8.314 \cdot \lambda) \cdot t_c + 2270 \cdot (\lambda - \mu_\delta). \quad (3.53)$$

Из квадратного уравнения определяем температуру  $t_z$ , °С, в точке z индикаторной диаграммы по формуле (3.44)

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}.$$

Максимальная температура в конце процесса сгорания, К, определяется по формуле (3.45)

$$T_z = t_z + 273.$$

На номинальном режиме работы дизеля  $T_z = 1800 - 2200$  К [1, 2].

3.4.7 Максимальное давление в конце процесса сгорания, МПа, определяется по формуле (3.47)

$$p_z = p_c \cdot \lambda,$$

где  $\lambda$  - степень повышения давления, принимаемая в зависимости от типа смесеобразования (см. пункт 2.1.12).

Для автотракторных дизелей без наддува  $p_z = 7,5 - 9,0$  МПа [1], а с наддувом  $p_z = 10.5 \dots 15.0$  МПа [1, 2].

3.4.8 Степень предварительного расширения газов в процессе сгорания определяется по формуле

$$\rho = \frac{\mu_d}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \quad (3.53)$$

Для дизелей  $\rho = 1,05 - 1,7$  [1, 2].

3.4.9 Объем цилиндра в конце процесса сгорания, л, (точка z) определяется по формуле

$$V_z = V_c \cdot \rho. \quad (3.54)$$

### 3.5 Расчет процесса расширения

Целью расчета процесса расширения является определение параметров рабочего тела в цилиндре в конце рабочего хода поршня.

3.5.1 Давление газов, МПа, в конце процесса расширения определяется по формуле

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad (3.55)$$

где  $\delta$  - степень последующего расширения.

**Для бензиновых и газовых двигателей**

$$\delta = \epsilon;$$

**Для дизелей**

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho}. \quad (3.56)$$

Давление в конце расширения для бензиновых и газовых двигателей находится в пределах  $p_b = 0,35 - 0,5$  МПа [1, 2], для дизелей  $p_b = 0,2 - 0,4$  МПа [1, 2].

3.5.2 Температура газов, К, в конце процесса расширения определяется по формуле

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (3.57)$$

Для бензиновых и газовых двигателей  $T_b = 1200 - 1500$  К [1, 2], для дизелей  $T_b = 1000 - 1200$  К [1, 2].

Объем цилиндра, л, в конце расширения (точка **b**) определяется по формуле

$$V_b = V_a. \quad (3.58)$$

### 3.6 Расчет индикаторных показателей цикла

Целью расчета индикаторных показателей цикла является определение параметров цикла и оценка эффективности преобразования энергии топлива в тепловую энергию с учетом потерь теплоты в окружающей среде.

3.6.1 Среднее индикаторное давление цикла, МПа, определяется:

**Для бензиновых и газовых двигателей**

$$p_i = \varphi_i \cdot \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]; \quad (3.59)$$

**Для дизелей**

$$p_i = \varphi_i \cdot \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]; \quad (3.60)$$

Для бензиновых двигателей  $p_i = 0,8 - 1,2$  МПа [1, 2]; для дизелей без наддува  $p_i = 0,75 - 1,05$  МПа [1, 2]; для дизелей с наддувом  $p_i = 1,05 - 2,25$  МПа [1, 2]; для газовых двигателей  $p_i = 0,7 \dots 0,95$  МПа [1, 2];

3.6.2 Индикаторная мощность двигателя, кВт, определяется по формуле

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad (3.61)$$

где  $i$  - число цилиндров. Принимаем по прототипу двигателя;

$\tau$  - тактность двигателя. Для четырехтактных двигателей  $\tau = 4$ , для двухтактных -  $\tau = 2$ .

3.6.3 Индикаторный крутящий момент, Н·м, определяется по формуле

$$M_i = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_i}{n}. \quad (3.62)$$

3.6.4 Индикаторный КПД определяется по формуле  
для двигателей, работающих на жидком топливе

$$\eta_i = 8.314 \cdot \frac{p_i \cdot T_0 \cdot M_1}{p_0 \cdot H_u \cdot \eta_v}; \quad (3.63)$$

для двигателей, работающих на газообразном топливе

$$\mu_i = 371.15 \cdot \frac{p_i \cdot T_0 \cdot M_1}{p_0 \cdot H_u \cdot \eta_v}. \quad (3.64)$$

Низшую теплоту сгорания  $H_u$  необходимо подставлять в формулу (3.63) в кДж/кг, а в формулу (3.64) - в МДж/кг.

Для бензиновых и газовых двигателей на номинальном режиме работы индикаторный КПД равен  $\eta_i = 0,29 - 0,33$  [1, 2]; для дизелей  $\eta_i = 0,42 - 0,48$  [1, 2].

3.6.5 Удельный индикаторный расход топлива определяется:

для двигателей, работающих на жидком топливе, г/(кВт·ч)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}; \quad (3.65)$$

для двигателей, работающих на газообразном топливе, м<sup>3</sup>/(кВт·ч)

$$V_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}. \quad (3.66)$$

Низшую теплоту сгорания топлива необходимо подставлять в формулу (3.65) в МДж/кг и в (3.66) в МДж/м<sup>3</sup>.

Для бензиновых двигателей  $g_i = 245 - 300$  г/(кВт·ч) [1, 2], для дизелей  $g_i = 175 - 205$  г/(кВт·ч) [1, 2].

### 3.7 Определение механических потерь и эффективных показателей двигателя

Целью расчета является определение механических потерь в двигателе, мощностно-экономических показателей двигателя и оценка эффективности работы двигателя в целом.

3.7.1 Среднее давление механических потерь, МПа, определяется по формуле

$$p_M = A_M + B_M \cdot v_{n.cр} \quad (3.67)$$

где  $A_M, B_M$  - опытные коэффициенты, зависящие от типа и конструкции двигателя. Рекомендуется принимать следующие значения:

#### для бензиновых и газовых двигателей

с числом цилиндров до 6 и с  $S/D \leq 1$

$$A_M = 0,034; \quad B_M = 0,0113;$$

с числом цилиндров 8 и с  $S/D < 1$

$$A_M = 0,039; \quad B_M = 0,0132;$$

с числом цилиндров до 6 и с  $S/D > 1$

$$A_M = 0,049; \quad B_M = 0,0152;$$

#### для четырехтактных дизелей

с неразделенными камерами сгорания

$$A_M = 0,089; \quad B_M = 0,0118;$$

с вихревыми камерами сгорания

$$A_M = 0,089; \quad B_M = 0,0135;$$

для предкамерных дизелей

$$A_M = 0,103; \quad B_M = 0,0135.$$

$v_{n.cр}$  -средняя скорость поршня, м/с, которая определяется

$$v_{n.cр} = \frac{S \cdot n}{30}. \quad (3.68)$$

Для автотракторных двигателей  $p_M = 0,14 - 0,25$  МПа [1, 2].

3.7.2 Среднее эффективное давления, МПа, определяется по формуле

$$p_e = p_i - p_M. \quad (3.69)$$

Для бензиновых двигателей  $p_e = 0,6 - 0,95$  МПа, для газовых двигателей  $p_e = 0,5 - 0,75$  МПа, для дизелей без наддува  $p_e = 0,55 - 0,85$  МПа, для дизелей с наддувом  $p_e = 0,8 - 1,5$  МПа [1,2].

3.7.3 Эффективная мощность двигателя, кВт, определяется по формуле

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (3.70)$$

3.7.4 Эффективный крутящий момент, Н·м, определяется по формуле

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} \quad (3.71)$$

3.7.5 Механический КПД двигателя определяется по формуле

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} \quad (3.72)$$

Для бензиновых и газовых двигателей  $\eta_M = 0,7 - 0,85$ ; для дизелей  $\eta_M = 0,7 - 0,8$  [1, 2].

3.7.6 Эффективный КПД двигателя определяется по формуле

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M \quad (3.73)$$

Для бензиновых двигателей  $\eta_e = 0,25 - 0,3$ ; для дизелей без наддува и с наддувом  $\eta_e = 0,33 - 0,4$ ; для газовых двигателей  $\eta_e = 0,23 - 0,28$  [1, 2].

3.7.7. Удельный эффективный расход топлива определяется:

**для жидких топлив, г/(кВт·ч)**

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}; \quad (3.74)$$

**для газообразных топлив, м<sup>3</sup>/(кВт·ч)**

$$V_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \quad (3.75)$$



Низшую теплоту сгорания топлива необходимо подставлять в формулу (3.74) в МДж/кг и (3.75) в МДж/м<sup>3</sup>.

Для бензиновых двигателей  $g_e = 275 - 325$  г/(кВт·ч); для дизелей  $g_e = 275 - 325$  г/(кВт·ч) [1, 2].

3.7.8 Часовой расход топлива определяется по формуле

для жидких топлив, кг/ч

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}; \quad (3.76)$$

для газообразного топлива, м<sup>3</sup>/ч

$$G_T = N_e \cdot g_e. \quad (3.77)$$

3.7.9 Литровая мощность двигателя, кВт/л, определяется по формуле

$$N_n = \frac{N_e}{V_h \cdot i}. \quad (3.78)$$

Для бензиновых двигателей  $N_n = 15 - 50$  кВт/л; для дизелей  $N_n = 11 - 32$ ; кВт/л; для газовых двигателей  $N_n = 7 - 18$  [1, 2].

#### 4 Анализ результатов теплового расчета

Результаты теплового расчета необходимо проанализировать с целью оценки решения поставленных задач, контролю полученных результатов и сравнения мощностно - экономических показателей данного двигателя с прототипом.

Анализ параметров удобно вести в форме таблицы 4.1.

За контрольные параметры следует брать параметры рабочего тела в характерных точках индикаторной диаграммы, а также выходные мощностно-экономические показатели двигателя внутреннего сгорания и оценочные показатели.

Если значения какого-либо параметра не укладываются в указанные пределы изменения данной величины, то необходимо либо перепроверить расчеты, либо дать логические пояснения данному факту.

В конце раздела необходимо сделать выводы о достижении поставленных задач теплового расчета, т.е. о получении мощностно - экономических показателей двигателя соответствующих показателям современных автотракторных двигателей и о построении индикаторной диаграммы рабочего цикла.

Таблица 4.1 Анализ результатов теплового расчета

Наименование параметра	Обозначение параметра	Размерность	Численное значение	Пределы изменения
Давление в конце процесса впуска	$p_a$	МПа		
Температура в конце процесса впуска	$T_a$	К		
Коэффициент остаточных газов	$\gamma$	-		
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	-		
Давление в конце процесса сжатия	$p_c$	МПа		
Температура в конце процесса сжатия	$T_c$	К		
Давление в конце процесса сгорания	$p_z$	МПа		
Температура в конце процесса сгорания	$T_z$	К		
Степень повышения давления в процессе сгорания	$\lambda$	-		
Степень предварительного расширения при сгорании	$\rho$	-		
Давление в конце процесса расширения	$p_b$	МПа		
Температура в конце процесса расширения	$T_b$	К		
Среднее индикаторное давление	$p_i$	МПа		
Индикаторный КПД	$\eta_i$	-		
Среднее эффективное давление	$p_e$	МПа		
Механический КПД двигателя	$\eta_m$	-		
Эффективная мощность двигателя	$N_e$	кВт		
Эффективный крутящий момент двигателя	$M_e$	Н·м		
Эффективный КПД	$\eta_e$	-		
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$	г/(кВт·ч)		
Литровая мощность двигателя	$N_l$	кВт/л		

## 5 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма строится в координатах  $V-p$  с целью контроля полученных результатов теплового расчета, а также для наглядного представления протекания рабочего цикла в цилиндре двигателя.

Диаграмму необходимо строить на графической бумаге форматом А4 (210×297) в следующей последовательности:

- выбрать масштабы объема и давления так, чтобы индикаторная диаграмма занимала максимально возможную площадь

формата, а ее высота была в 1,2...1,7 раза больше длины. Этим требованиям обычно отвечают такие значения масштабов:

давлению в 1 МПа на оси ординат должны соответствовать 20, 40 или 50 мм;  
 объему в 0.1 л на оси абсцисс должны соответствовать 10, 20, 40 или 50 мм.

- нанести на осях диаграммы равномерные шкалы давления  $p$  (1; 2; 3...МПа) и объема  $V$  (0,1; 0,2; 0,3...л); определить на оси абсцисс объем камеры сжатия  $V_c$ , объем конца процесса сгорания  $V_z$ , объем конца процесса впуска (расширения)  $V_a$  ( $V_b$ ) и обозначить на индикаторной диаграмме точки цикла -  $r$ ,  $a$ ,  $c$ ,  $z'$  ( $z_d$ ),  $z$ ,  $b$ , с соответствующими параметрами рабочего тела (давления и объема).

- для определения давлений рабочего тела в промежуточных точках процессов сжатия и расширения необходимо объем цилиндра в пределах  $V_z(V_c)$  -  $V_b(V_a)$  разделить на неравномерные промежутки (не менее 5), для которых определяются значения  $V_i$ , которые заносят в таблицу 5.1. Рекомендуется меньшие промежутки объемов  $V_i$  брать в районе верхней мертвой точки ( $V_z, V_c$ ) и большие в районе нижней мертвой точки ( $V_b, V_a$ ). Соответствующие им значения давлений определяются по формулам:

для процесса сжатия

$$p_{ci} = p_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_i} \right)^{n_1}; \quad (5.1)$$

для процесса расширения

$$p_{pi} = p_z \cdot \left( \frac{V_z}{V_i} \right)^{n_2}. \quad (5.2)$$

Значения давлений в промежуточных точках рекомендуется определять табличным способом (таблица 5.1)

Таблица 5.1 Давления газа в промежуточных точках процессов

$V_i$ л	$\frac{V_a}{V_i}$	$\left( \frac{V_a}{V_i} \right)^{n_1}$	$p_{ci}$ МПа	$\frac{V_z}{V_i}$	$\left( \frac{V_z}{V_i} \right)^{n_2}$	$p_{pi}$ МПа
$V_1$						
$V_2$						
$V_3$						
$V_4$						
$V_5$						

Обозначенные на диаграмме промежуточные точки процессов сжатия и расширения соединяют плавными линиями с помощью лекал и получают теоретическую индикаторную диаграмму.

Для получения расчетной индикаторной диаграммы теоретическую диаграмму необходимо скруглить, как показано в приложении Б. При

скруглении диаграммы учитывается, что в реальном двигателе процесс сгорания начинается (точка  $c'$ ) до прихода поршня к верхней мертвой точки (ВМТ), что приводит к повышению давления в конце процесса сжатия (точка  $c''$ ); процесс сгорания происходит при переменном объеме, что снижает максимальное значения давления в конце процесса сгорания (точки  $z'z'$  – для дизелей и  $z_0$  – для бензиновых и газовых двигателей); до прихода поршня к нижней мертвой точки (НМТ) открывается выпускной клапан и давление в конце расширения снижается (точка  $b'$ ). Рекомендуется принимать следующие значения давлений при скруглении в точках:

$$\begin{aligned}c' &= (0,8 \dots 0,9) \cdot c; \\c'' &= (1,2 \dots 1,35) \cdot c; \\z'z'_{теор} &\approx z'z'; \\z_0 &= 0,85 \cdot z; \\b' &= 0,6 \cdot b.\end{aligned}$$

Процессы газообмена – впуск и выпуск (соответственно  $p_a$ ,  $p_r$ ) изображаются условными линиями постоянного давления, которые на индикаторной диаграмме проводятся приблизительно на расстоянии 1 мм соответственно выше и ниже от линии атмосферного давления  $p_0$ .

Построение индикаторной диаграммы контролируется по среднему индикаторному давлению, МПа, которое определяется из выражения

$$p_{id} = \frac{F_i}{\bar{V}_h} \cdot \mu_p, \quad (5.3)$$

где  $F_i$  - площадь диаграммы, мм<sup>2</sup>;

$\bar{V}_h$  - длина индикаторной диаграммы, мм, пропорциональная рабочему объему цилиндра;

$\mu_p$  - масштаб давлений диаграммы, МПа/мм.

Погрешность определения среднего индикаторного давления, %, определяется по формуле

$$\delta p_i = \frac{p_i - p_{id}}{p_i} \cdot 100. \quad (5.4)$$

Погрешность определения  $\delta p_i$  не должна превышать 5 % [2].

## ОФОРМЛЕНИЕ КУСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа оформляется в соответствии с требованиями стандарта предприятия СТП-ХГАДТУ на листах писчей бумаги форматом А4 (297×210)

рукописным способом или компьютерной версткой с высотой букв не менее 2.5 мм.

**Титульный лист** является первым листом курсовой работы. Страницы курсовой работы выполняются без рамки и граф основной надписи и должны иметь поля: верхнее, левое и нижнее – не менее 20 мм, правое – не менее 10 мм.

**Нумерация** страниц сквозная, включая и титульный лист, производится в верхнем правом углу. Иллюстрации и таблицы расположенные на отдельных страницах включаются в общую нумерацию

**Абзацы** в тексте начинают отступом от границы текста 15 – 17 мм. Если абзац начинается с номера пункта, то номер не может выступать за границу абзаца. Разделы, подразделы, пункты и подпункты должны иметь нумерацию соответственно: разделы – 1; 2; 3...; подразделы – 1.1; 1.2; 1.3...; пункты – 1.1.1; 1.1.2; 1.1.3...; подпункты – 1.1.1.1; 1.1.1.2; 1.1.1.3... и так далее без точки в конце. Между последней цифрой нумерации и первой буквой текста должен быть один пробел в один знак. Структурные элементы: задание, содержание, введение, выводы, перечень ссылок не нумеруются.

Курсовая работа может иметь разделы, подразделы, пункты и подпункты. Разделы и подразделы должны иметь заголовки, а пункты и подпункты могут иметь заголовки.

**Заголовки** разделов следует располагать в середине строки и писать (набирать) прописными (заглавными) буквами без точек в конце и без подчеркивания. Между номером раздела и заглавием точка не ставится. Переносы частей слов в заголовке не допускается. Если заголовок состоит из двух или более предложений, их разделяют точкой. Расстояние между заголовком и последующим или предыдущим текстом должен быть не менее одного пробела (двух строк). Не допускается размещение наименования раздела, подраздела, пункта и подпункта в нижней части страницы, если после него остается только одна строка текста.

В тексте следует применять научно – технические термины и обозначения, установленные действующими нормативными документами и используемые в литературе. Не допускается применять произвольные словообразования, сокращения слов, кроме установленных правилами орфографии и действующими стандартами.

**Таблицу** необходимо располагать непосредственно после текста, в которой она упоминается впервые. На все таблицы должны быть ссылки в тексте. Слово «Таблица\_» указывают один раз слева над таблицей. Номер таблицы состоит из номера раздела и номера таблицы. Таблица может иметь название, которое пишут строчными буквами, кроме первой прописной буквы после номера таблицы через строчку.

**Формулы** и уравнения располагаются непосредственно после текста, в котором они упоминаются, посередине странице. Выше и ниже каждой формулы должно быть оставлено не менее одной свободной строки. Формулы нумеруют в пределах одного раздела справа от формулы на границе цифрами поля в круглых скобках. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в

той последовательности, в которой он приведен в формуле с указанием физической величины каждого символа. Первая строка должна начинаться со слова «где» без абзаца и двоеточия.

**Ссылки на источники** в тексте следует указывать порядковым номером, выделенным квадратными скобками. Перечень ссылок должен быть приведен в конце курсовой работы. Библиографическое описание ссылок приводят в порядке, в котором они впервые упоминаются в тексте. Перечень ссылок оформляется в соответствии с действующей нормативной документацией. Все нумерации в курсовой работе выполняются арабскими буквами.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### Основная

1 Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов по спец. "Строительные и дорожные машины и оборудование"/ Хачиян А.С., Морозов К.А., Луканин В.Н. и др.; Под ред. В.Н. Луканина. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш.шк., 1985. - 311 с.

2 Автомобильные двигатели. / Под ред. проф. М.С. Ховаха. - М.: Машиностроение, 1977. - 591 с.

3 Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания: Учеб. - М.: Высшая школа, 1985. - 320 с.

### Дополнительная

4 Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей: Учеб. / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - 4-е изд. - М.: Машиностроение, 1984. - 382 с.

5 Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей: Учеб. / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - 3-е изд. - М.: Машиностроение, 1985. - 412 с.

6 Методические указания к лабораторным работам по теории двигателей внутреннего сгорания для студентов специальностей 15.04, 15.05, 24.01 / Сост. И.И. Тимченко и др. - Харьков: ХАДИ, 1993. - 132 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

Технико-экономические параметры бензиновых двигателей

Параметры	MeM3 968	MeM3 245	BA3- 2103	BA3- 2108	A3JK- 412	ЗМЗ- 24	ГАЗ- 416	ЗМЗ -511	ЗИЛ- 508	ЗИЛ- 375
Номинальная мощность, кВт	31,6	37,5	56,6	48,0	55,2	69,9	66	84,6	110,3	132,4
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, мин <sup>-1</sup>	4200	5300	5600	5600	5800	4500	2800	3200	3200	3200
Число и расположение цилиндров	4	4	4	4	4	4	6	8	8	8
Степень сжатия	7,2	9,5	8,5	9,6	9,0	8,0	7,0	6,7	6,5	7,4
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	0,868	0,93	1,053	0,934	0,854	1	1,341	0,868	0,950	0,879
Ход поршня, мм	66	67	80	71	70	92	110	80	95	95
Диаметр цилиндра, мм	76	72	76	76	82	92	82	92	100	108
Рабочий объем цилиндров, дм <sup>3</sup> , л	1,197	1,091	1,458	1,289	1,478	2,445	3,48	4,252	5,966	6,959
Скорость поршня, м/с	9,24	11,84	14,93	13,25	13,5	13,8	10,26	8,53	10,1	10,1
Максимальный крутящий момент, Н·м	73,5	80	105,8	94	09,8	77,5	241,7	284,4	402,1	465,8
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, мин <sup>-1</sup>	2700	3200	3400	3600	3800	3000	2000	2200	1700	1700
Среднее эффективное давление при номинальной мощности МН/м <sup>2</sup>	0,76	0,78	0,83	0,8	0,77	0,77	0,81	0,76	0,74	0,71
Минимальные удельные расходы топлива ε/(кВт·ч)	333	306	306	299	306	340	299	313	326	333
Охлаждение	возд.	жидк.	жидк.	жидк.	жидк.	жидк.	жидк.	жидк.	жидк.	жидк.

Технико-экономические параметры автотракторных дизелей

Параметры	СМД-1800	ГАЗ-542	Д-37М	Д-65	СМД-14	КамАЗ-740	ЗИЛ-645	СМД-60	ЯМЗ-236	ЯМЗ-238
Номинальная мощность, кВт	26,8	92	29,4	45,6	58	154,4	136	117,5	132,4	176
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, мин <sup>-1</sup>	3000	2800	1600	1750	1700	2600	2800	2000	2100	2100
Число и расположение цилиндров	4V	6P	4P	4P	4P	8V	8V	6V	6V	8V
Степень сжатия	18,0	18,0	16,0	17,0	17,0	17,0	18,0	15,0	16,5	16,5
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	1,073	1,143	1,14	1,18	1,17	1,0	1,045	0,88	1,077	1,07
Ход поршня, мм	88	120	120	130	140	120	115	115	140	140
Диаметр цилиндра, мм	82	105	105	110	120	120	110	130	130	130
Рабочий объем цилиндров, дм <sup>3</sup> , л	1,858	6,23	4,15	4,94	6,33	10,85	8,74	9,15	11,14	14,8
Наддув двигателя	-	-	-	-	-	-	-	наддув	-	-
Скорость поршня, м/с	8,8	11,2	6,4	7,58	7,93	10,4	10,7	7,66	9,8	9,8
Максимальный крутящий момент, Н·м	102,5	363	211	269,5	355,7	636	510	647,8	667	883
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, мин <sup>-1</sup>	1500	1700	1200	1200	1300	1500	1600	1300	1400	1400
Среднее эффективное давление при номинальной мощности МН/м <sup>2</sup>	0,58	0,632	0,531	0,63	0,645	0,658	0,67	0,77	0,679	0,67
Среднее эффективное давление при максимальном крутящем моменте МН/м <sup>2</sup>	0,662	0,73	0,64	0,69	0,706	0,74	0,733	0,89	0,752	0,74
Минимальные удельные расходы топлива g/(кВт·ч)	230	218	245	230	245	224	218	238	238	238
Охлаждение	жидк.	возд.	возд.	жидк.	жидк.	жидк.	жидк.	жидк.	жидк.	жидк.



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

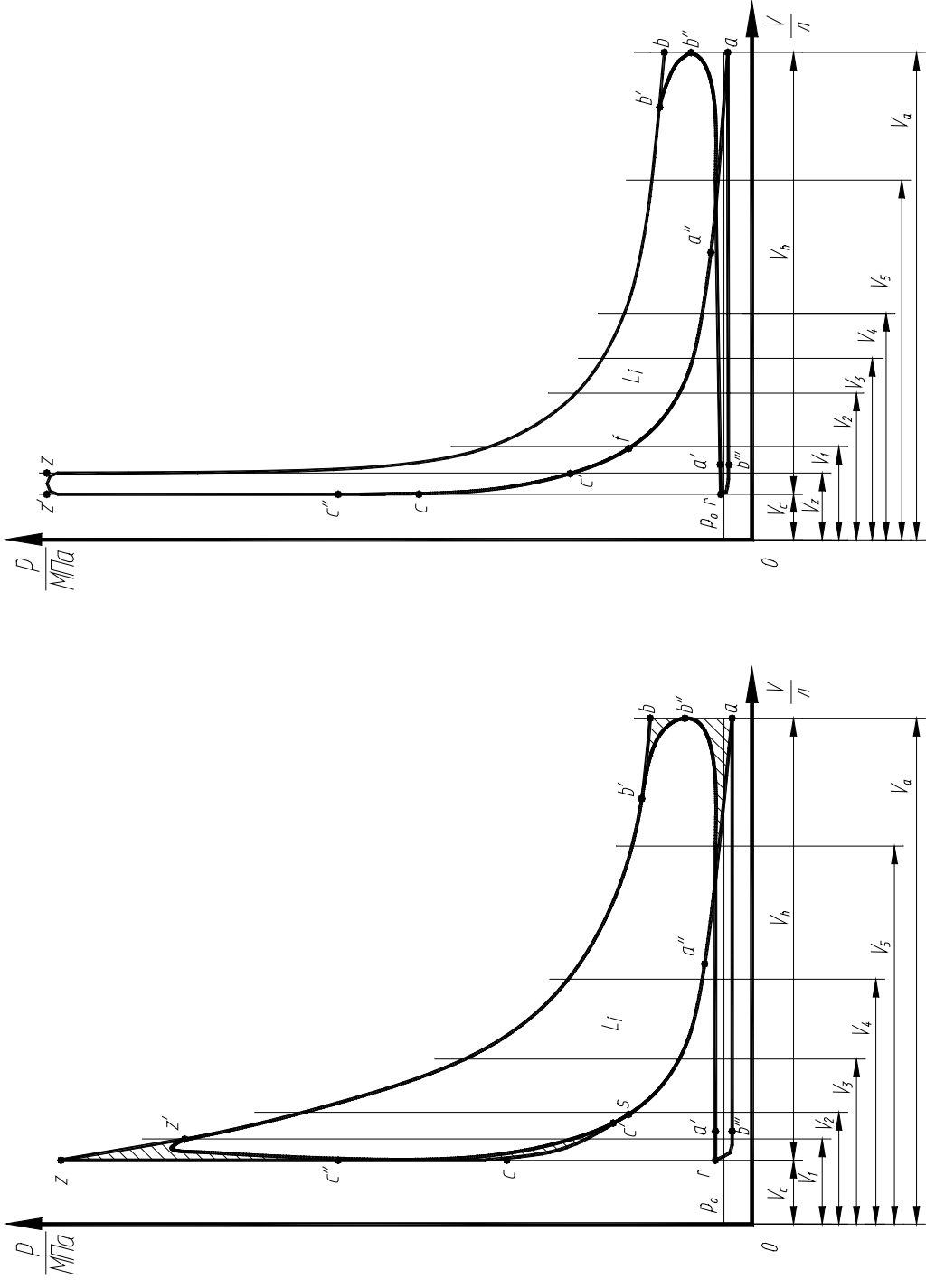


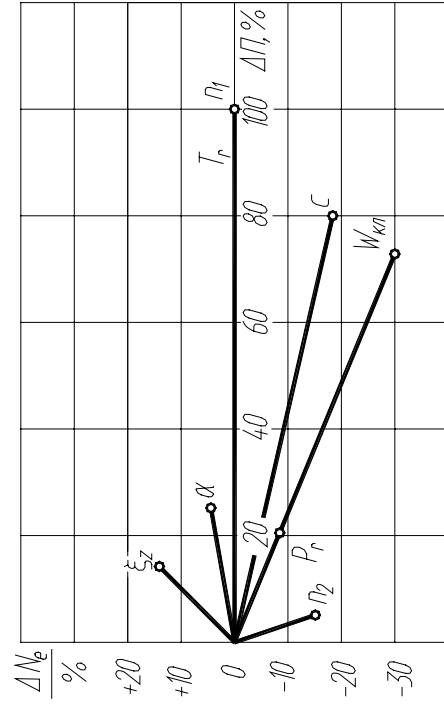
Рисунок 1. Индикаторная диаграмма бензинового двигателя

Рисунок 2. Индикаторная диаграмма дизеля

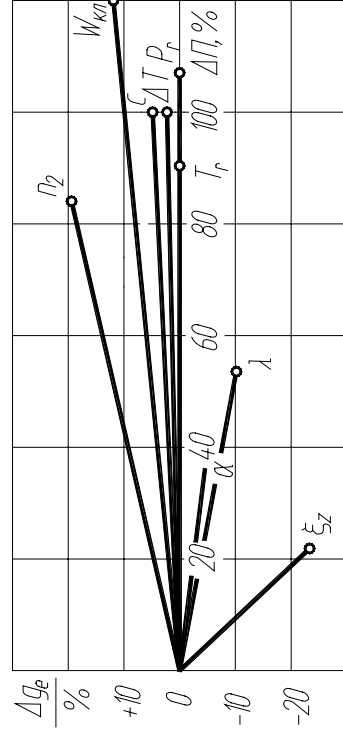
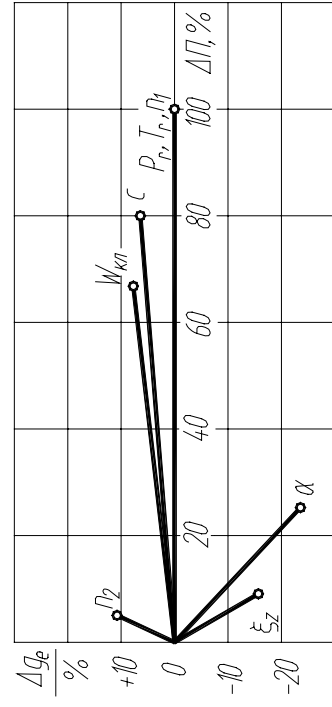
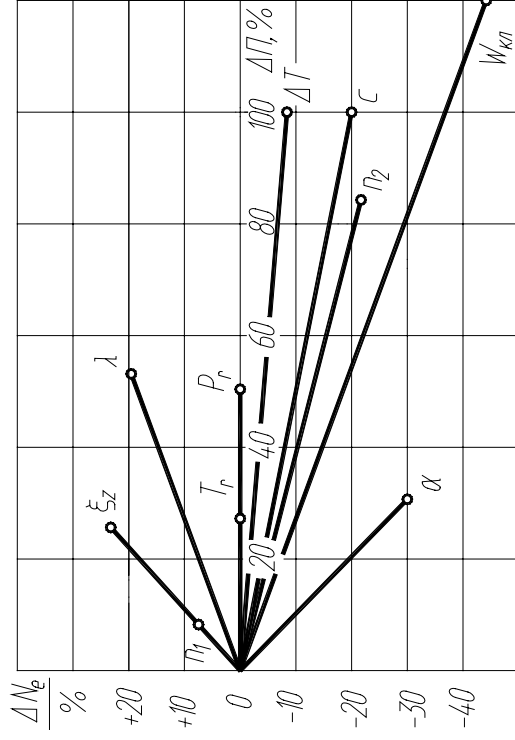
## Приложение В

Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на мощностно-экономические показатели двигателей

Влияние различных факторов на  $\Delta N_e$   
и  $\Delta g_e$  двигателя ЗИЛ-508



Влияние различных факторов на  $\Delta N_e$   
и  $\Delta g_e$  двигателя ЯМЗ-238



Приложение Г

Блок-схема программы теплового расчета двигателя



Продолжение приложения Г

