

ВВЕДЕНИЕ

Тепловой расчет рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания является первым этапом учебного курсового проекта по судовым ДВС, выполняемым студентами специальности ЭСУ. В настоящем указании рассматривается классический метод теплового расчета, разработанный профессором В. И. Гриневецким в 1907 г. в Московском высшем техническом училище (ныне МГТУ им. Н. Э. Баумана) и в последующем усовершенствованный отечественными учеными Е. Г. Мазингом, Н. Р. Брилингом, А. С. Орлиным и Б. С. Стечкиным. Метод, основанный на общеизвестных положениях термодинамики и термохимии, в логической последовательности достаточно полно охватывает физическую сущность явлений, происходящих в цилиндре двигателя, и дает целостное представление о рабочем процессе ДВС. Метод базируется на рассмотрении так называемого расчетного цикла, поскольку действительный цикл, который осуществляется в работающем двигателе, и в настоящее время теоретически еще не может быть точно описан из-за несовершенства расчетных методик и сложности протекающих в нем процессов. Расчетный цикл отличается от действительного рядом существенных упрощающих особенностей, главными из которых являются:

1. Реальный процесс сгорания заменен фиктивным подводом теплоты по изохоре cy и изобаре yz .

2. Процессы сжатия ac и расширения zb происходят по политропам с постоянным показателем.

3. Работа процессов газообмена равна нулю. Замыкание цикла осуществляется по изохоре в конце расширения в точке b .

В остальном параметры цикла: степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, зависимость теплоемкости рабочего тела от температуры и др. соответствуют реальному циклу. Схема расчетного цикла дизеля представлена на рис. 1.

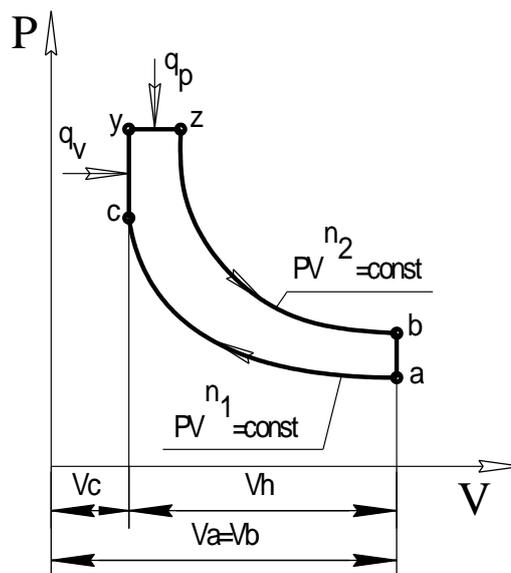


Рис. 1. Схема расчетного цикла дизеля со смешанным подводом теплоты

Несмотря на упрощения действительных процессов в расчетном цикле, метод профессора В. И. Гриневецкого обеспечивает удовлетворительную для практики точность расчетов. Это достигается вводом ряда опытных коэффициентов, учитывающих реальные условия протекания процессов в двигателе.

Метод позволяет решить следующие основные задачи:

1. Определить значения параметров состояния рабочего тела в характерных точках расчетного цикла и построить индикаторную диаграмму цикла, приближенную к действительной, которая является исходной для динамического расчета двигателя.

2. Определить значения ряда параметров, оценивающих качество протекания отдельных процессов и показать влияние на них реальных факторов.

3. Определить индикаторные и эффективные показатели двигателя, соответственно оценивающие совершенство двигателя по доле тепла топлива, превращенного в работу газов, и эффективность двигателя в целом.

4. Определить основные размеры двигателя – диаметр цилиндра и ход поршня, при которых двигатель обеспечит получение требуемых номинальной (полной) мощности и оборотов с учетом ряда заданных дополнительных параметров проектируемого двигателя.

5. Для дизелей с наддувом определить параметры рабочего тела в турбине и компрессоре, а также показатели, необходимые для выполнения газодинамического расчета, определения основных размеров и профилирования проточной части агрегатов наддува.

6. Результаты теплового расчета лежат в основе расчетного определения статей внешнего теплового баланса, необходимых для проектирования насосов и холодильников воды и масла, установок для утилизации тепловых потерь и др.

Тепловой расчет, как правило, проводится только для номинального режима работы двигателя при наивыгоднейших условиях протекания рабочего процесса. Поэтому здесь и в литературе, при отсутствии оговорок, все численные значения параметров рабочего процесса относятся к номинальному режиму.

Расчетный цикл ДВС состоит из пяти последовательно протекающих процессов: наполнения, сжатия, сгорания топлива, расширения и выпуска. Соответственно в этом порядке и выполняется основная часть теплового расчета. Однако, вследствие того, что в расчете используются целый ряд параметров, значения которых выбираются из опытных данных, собственно расчету должны предшествовать обоснование и выбор этих параметров. Успешное выполнение данной задачи требует углубленного знания теории рабочего процесса ДВС, что обеспечит понимание взаимосвязей и взаимовлияний параметров между собой, учет многих конструктивных, режимных, эксплуатационных и других факторов и, в конечном счете, грамотный выбор опытных исходных данных. Только в этом случае тепловой расчет может быть выполнен успешно.

Предложенное изложение методики теплового расчета сопровождается теоретическим комментарием и определениями характерных параметров, что будет способствовать лучшему пониманию студентами физической сущности теплового расчета ДВС.

В методических указаниях использованы традиционные обозначения параметров двигателя. Соответствующие им обозначения по международному стандарту ISO 2710” приведены в прил. 3.

1. Выбор и обоснование опытных параметров теплового расчета с теоретическим комментарием

Выбор опытных параметров является важнейшим разделом теплового расчета, поскольку только грамотное решение этой задачи приводит к хорошему совпадению расчетных и реальных параметров проектируемого двигателя. Здесь наиболее отчетливо проявляется уровень теоретической подготовки студента, понимание им физической сущности рабочих процессов в двигателе, многофакторности и противоречивости взаимосвязи и взаимовлияния параметров между собой.

При выборе величин опытных параметров обычно ориентируются на их значения у аналогичных двигателей, а при отсутствии таковых на усредненные данные из литературы с соответствующей корректировкой, учитывающей особенности проектируемого двигателя (прил. 1 и 2).

Аналогичность двигателей в основном оценивается близостью их следующих параметров:

- назначением и типом двигателя – МОД, СОД, ВОД;
- размерами цилиндра (диаметр цилиндра D и ход поршня S);
- частотой вращения;
- средним эффективным давлением p_e ;
- типом смесеобразования.

Среди этих признаков среднее эффективное давление p_e имеет приоритетное значение, так как влияет на выбор практически всех опытных параметров для теплового расчета. Поэтому первоначально необходимо определить p_e проектируемого двигателя. Реально этот параметр обусловлен заданием на курсовой проект, в котором оговаривается мощность, обороты и прототип, а следовательно, литраж проектируемого двигателя. Поэтому, решая формулу мощности относительно p_e , находим

$$p_e = \frac{30\tau \cdot N_e}{iV_h \cdot n},$$

где τ – коэффициент тактности. Для 4-тактного ДВС $\tau = 4$, для 2-тактного $\tau = 2$; N_e – заданная эффективная мощность, кВт; n – заданная частота вращения,

об/мин; i – число цилиндров двигателя прототипа; V_h – рабочий объем цилиндра двигателя прототипа, дм^3 (литр).

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \text{ дм}^3;$$

где D и S – диаметр цилиндра и ход поршня в дм двигателя прототипа.

Далее с учетом величины p_e и других факторов производим выбор опытных параметров.

Учитывая важность понятия «среднее давление» в теории рабочего процесса и, как показывает практика, значительную трудность освоения студентами этого понятия, рассмотрим физическую сущность среднего давления и его роль в характеристике рабочего процесса и двигателя в целом.

Для удобства ведения расчетов и сравнения разных двигателей по величине произведенной работы цикла и ее затратам на преодоление механических потерь в теории рабочего процесса используют условные (фиктивные, реально несуществующие) параметры под названием среднее индикаторное давление p_i , среднее давление механических потерь p_M и среднее эффективное давление p_e .

Физическая сущность этих параметров одинакова – они являются удельной работой цикла, т. е. работой, полученной или затраченной на единицу рабочего объема цилиндра. Из этого следует, что

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}, \quad p_M = \frac{L_M}{V_h} \quad \text{и} \quad p_e = \frac{L_e}{V_h},$$

где L_i – индикаторная (внутренняя) полная работа расширения газов в цилиндре за цикл; L_M – работа, затрачиваемая на преодоление механических потерь в двигателе за цикл (трение, привод вспомогательных механизмов, осуществление процессов газообмена). Является частью индикаторной работы цикла; L_e – эффективная (действительная) работа, передаваемая через кривошипно-шатунный механизм потребителю за цикл. Является частью индикаторной работы цикла.

Очевидно, что

$$L_i = L_e + L_M \quad \text{и} \quad p_i = p_e + p_M.$$

Удельная работа цикла, т. е. p_i , p_M и p_e , измеряется в единицах давления, что является следствием формального преобразования размерностей. Так, для p_i имеем

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}; \quad p_i = \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3} = \frac{\text{МН} \cdot \text{м}}{\text{м}^3} = \frac{\text{МН}}{\text{м}^2} = \text{МПа}.$$

Из этого следует формальное определение p_i, p_M и p_e .

Средним индикаторным давлением (или соответственно средним давлением механических потерь, средним эффективным давлением) называется такое условное (фиктивное, реально не существующее), постоянное по величине, избыточное давление в цилиндре, которое, действуя на поршень, совершает за один его ход от ВМТ к НМТ работу, равную индикаторной работе цикла (или соответственно работе, затрачиваемой на преодоление механических потерь, или эффективной работе за цикл).

На рис. 1.1 дана графическая иллюстрация к понятию среднего давления.

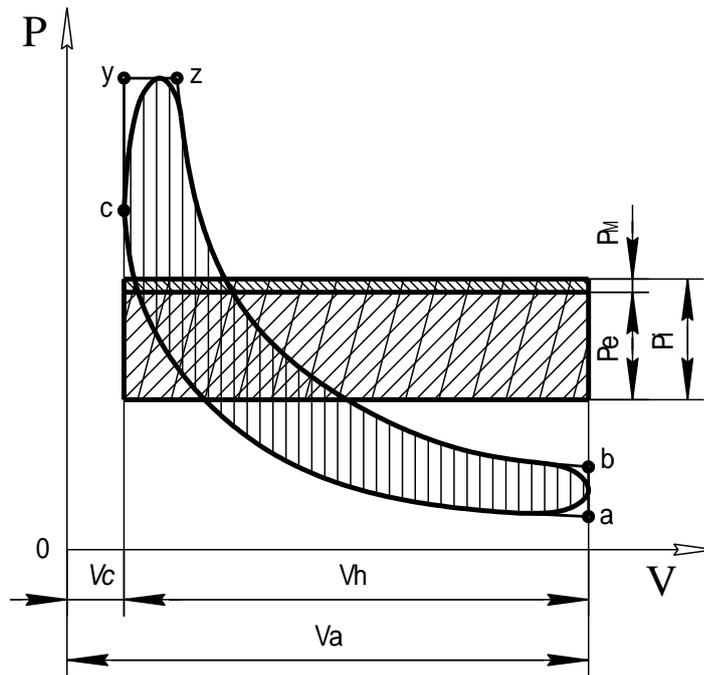


Рис. 1.1. К определению понятия «среднее давление»

p_i — среднее индикаторное давление; p_M — среднее давление механических потерь;

p_e — среднее эффективное давление

О чем говорит величина среднего давления?

Значения p_i и p_e оценивают производительность цикла в отношении количества работы или, по-другому, качество использования рабочего объема цилиндра для получения работы. Наиболее эффективным способом улучшить эти показатели является применение наддува, который вызывает увеличение p_i и p_e , а следовательно, и мощности двигателя без увеличения размеров цилиндра.

По величине p_i и p_e можно так же судить о наличии или отсутствии наддува у двигателя, уровне его тепловой и механической напряженности, сравнивать разные двигатели по этим и многим другим признакам.

По величине p_M оценивают механические потери в двигателях, сравнивают их между собой по конструктивному и технологическому совершенству. Через среднее давление механические потери могут быть оценены в более наглядной форме – в относительном виде через механический КПД двигателя η_M .

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_M}{P_i} = 1 - \frac{P_M}{P_i}.$$

Значения средних давлений и механического КПД судовых дизелей даны в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Значения средних давлений (МПа) и механического КПД судовых дизелей

Дизели	P_i	P_e	P_M	η_M
Четырехтактный				
без наддува	0,65...0,85	0,5...0,6	0,2...0,25	0,75...0,85
с наддувом	0,9...2,7	0,8...2,5	0,18...0,2	0,88...0,92
Двухтактный				
без наддува с продувкой				
прямоточной	0,65...0,8	0,5...0,65		
контурной	0,6...0,7	0,45...0,55		
Двухтактный с наддувом	0,8...1,8	0,75...1,7	0,08...0,12	0,88...0,94

Далее обратимся непосредственно к выбору опытных исходных данных.

1.1. Давление наддува p_k

Точное определение давления наддува p_k для различных типов дизелей и систем наддува затруднительно, так как p_k имеет сложные взаимосвязи со многими параметрами рабочего процесса. При выборе p_k обычно ориентируются на его значение у прототипа, корректируя его в большую или меньшую сторону в зависимости от соотношения среднего эффективного давления у прототипа и проектируемого двигателя. Можно также воспользоваться рядом эмпирических соотношений (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Значения абсолютного давления наддува p_k , МПа

Судовые двигатели	По данным [3]	По данным [4]	По данным [7]
Четырехтактные СОД	$(0,16 \dots 0,12) p_e$	$(0,15 \dots 0,20) p_e$	$(0,21 \cdot p_e - 0,026)$
Двухтактные МОД	$(0,22 \dots 0,18) p_e$	$(0,18 \dots 0,20) p_e$	–

Более высокие значения p_k двухтактных МОД объясняются их повышенным удельным расходом воздуха $G_g = 9,5...11$ кг/кВт·ч вместо $5,5...8$ кг/кВт·ч в четырехтактных дизелях. У лучших образцов четырехтактных СОД $p_k = (0,13...0,12) p_e$, что характеризует высокую степень совершенства системы наддува.

Средние значения абсолютного давления наддува p_k у судовых дизелей изменяются в следующих пределах:

четырехтактные	0,15 ...0,4 МПа
двухтактные	0,16 ...0,3 МПа

1.2. Снижение температуры наддувочного воздуха в воздухоохладителе ΔT_x и его сопротивление Δp_x

В дизелях с наддувом температура наддувочного воздуха после сжатия в центробежном компрессоре T_k' достигает $90...200$ °С. Для повышения эффективности наддува применяют охлаждение наддувочного воздуха, благодаря чему дополнительно повышается мощность и понижается теплонапряженность дизеля.

Мощность повышается вследствие увеличения плотности наддувного воздуха: при большей плотности воздуха увеличивается масса заряда при наполнении цилиндра, что позволяет сжечь больше топлива и дополнительно повысить мощность дизеля.

Теплонапряженность дизеля при охлаждении наддувочного воздуха понижается благодаря понижению температуры заряда. В результате этого понижается уровень температур рабочего тела в цилиндре на протяжении всего цикла и, следовательно, температура деталей цилиндропоршневой группы. Обычно воздухоохладитель устанавливается, когда температура наддувочного воздуха t_k превышает $55...60$ °С.

Для обеспечения эффективной работы системы наддува охладитель должен уменьшать температуру воздуха в наддувочном ресивере до $t_k = 60...40$ °С.

Снижение температуры в охладителе ΔT_x составляет от 20 до 60 °С в одной секции и до $120...150$ °С в двух последовательно соединенных секциях. Сопротивление воздухоохладителей обычно составляет $\Delta p_x = 0,002...0,006$ МПа.

Итак, параметры воздуха в наддувочном ресивере будут

$$T_k = T_k' - \Delta T_x; \quad p_k = p_k' - \Delta p_x,$$

где T_k' и p_k' – температура и давление надвучного воздуха сразу после компрессора, К и МПа соответственно.

У дизелей без наддува воздух во впускном ресивере (перед впускными клапанами) имеет параметры окружающей среды, т. е. p_o и T_o . Соответственно в расчетных выражениях вместо p_k и T_k должны использоваться значения p_o и T_o .

1.3. Подогрев воздуха в цилиндре ΔT_a

Воздух, поступивший в цилиндр в процессе наполнения, к концу процесса (точка a на индикаторной диаграмме) подогревается от стенок цилиндра на величину ΔT_a и будет иметь температуру $T_k + \Delta T_a$, где T_k – температура воздуха перед впускным клапаном (у дизеля без наддува T_0).

В результате смешения воздуха в цилиндре с остаточными газами, имеющими температуру T_r , в нём образуется рабочая смесь с температурой T_a .

Согласно опытным данным подогрев воздуха от стенок цилиндра у четырехтактных дизелей составляет $\Delta T_a = 5...20$ К у двухтактных $\Delta T_a = 5...10$ К.

Наибольшее влияние на ΔT_a оказывают наддув и обороты. Применение наддува и увеличение оборотов двигателя снижают ΔT_a , так как в первом случае уменьшается разница температур между воздухом и стенками, а во втором – время контакта воздуха со стенками цилиндра.

1.4. Отношение p_k / p_p

Отношение давления наддува p_k (понимается как давление в надвучном ресивере или, что то же самое, перед впускным клапаном) к давлению p_p (понимается как давление в выпускном ресивере или, что то же самое, перед турбиной) характеризует интенсивность продувки камеры сгорания в период перекрытия клапанов. Для осуществления продувки необходимо обеспечить $p_k / p_p > 1$. Данное отношение зависит от совершенства системы наддува.

Согласно опытным данным для четырехтактных двигателей $p_k / p_p = 1,15...1,3$. Большие значения относятся к более эффективным системам наддува.

1.5. Коэффициент остаточных газов

В процессе выпуска цилиндр не полностью очищается от отработавших газов. В частности, газы остаются в объеме камеры сжатия V_c , откуда поршень не может их вытеснить.

Остаточными газами называются отработавшие газы, оставшиеся в цилиндре после такта выпуска в объеме камеры сжатия V_c . Их состояние характеризуется температурой T_r и давлением p_r в точке r индикаторной диаграммы.

Качество очистки цилиндра от отработавших газов оценивается коэффициентом остаточных газов γ_r . Также этот коэффициент косвенно характеризует качество процесса наполнения цилиндра свежим зарядом воздуха.

Коэффициентом остаточных газов называется отношение количества остаточных газов M_r к количеству воздуха L , поступившего в ци-

линдр

$$\gamma_r = \frac{M_r}{L}.$$

Здесь M_r и L выражены в киломолях на 1 кг сгоревшего топлива.

Коэффициент γ_r зависит:

- от наличия наддува и его степени;
- частоты вращения;
- степени сжатия ε ;
- давления p_r и температуры T_r остаточных газов;
- перепада давлений между впускным p_k и выпускным p_p ресиверами;
- размеров цилиндра;
- конструктивных особенностей системы газообмена и выпускного тракта.

Применение наддува и повышение его степени приводят к уменьшению γ_r за счет возрастающего положительного влияния продувки камеры сгорания при увеличении перекрытия клапанов, используемого при наддуве. Коэффициент γ_r уменьшается с увеличением степени сжатия ε (так как объем V_c уменьшается), температуры остаточных газов T_r (так как снижается их плотность), от-

ношения давления наддува к давлению остаточных газов $\frac{p_k}{p_r}$ (так как возрас-

тает интенсивность продувки). Напротив, γ_r увеличивается при росте давления остаточных газов p_r (так как увеличивается их плотность), что характерно при высокой частоте вращения или при наличии в выпускной системе каких-либо устройств, увеличивающих её сопротивление (глушитель-искрогаситель, утилизационный парогенератор и др.).

Строгие количественные зависимости между γ_r и отмеченными факторами пока не установлены. Поэтому зачастую значение коэффициента остаточных газов при выполнении теплового расчета непосредственно выбирают из опытных данных (табл. 1.3).

расчете после определения параметров рабочего цикла в конце расширения T_b и p_b целесообразно проверить величину T_r по приближенной формуле

$$T_r \approx \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}.$$

При расхождении между принятой величиной T_r и полученной по формуле более чем на 5 %, расчет цикла необходимо повторить, уточнив температуру T_r .

1.7. Степень сжатия

Степень сжатия характеризует процесс сжатия, в результате которого достигается температура, достаточная для самовоспламенения впрыскиваемого в конце сжатия топлива, а также обеспечивается значительный перепад температур в цикле с целью увеличения его КПД.

Различают номинальную (геометрическую) степень сжатия ε и действительную ε_{∂} . Номинальная степень сжатия есть отношение полного объема цилиндра V_a (в момент нахождения поршня в НМТ) к объему камеры сжатия V_c .

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1,$$

откуда объем камеры сжатия

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1},$$

а рабочий объем цилиндра $V_h = V_c(\varepsilon - 1)$.

Действительный процесс сжатия в цилиндре начинается, однако, только после закрытия органов газораспределения.

Поэтому действительная степень сжатия ε_{∂} представляет собой отношение объема цилиндра в момент закрытия органов газораспределения ($V_h + V_c - \Psi V_h$) к объему камеры сжатия V_c

$$\varepsilon_{\partial} = \frac{V_h + V_c - \Psi V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} (1 - \Psi),$$

где Ψ – доля хода поршня S на такте сжатия, занятая процессами газообмена. Она соответствует объему цилиндра от НМТ до момента закрытия выпускных клапанов в четырехтактных двигателях и закрытия продувочных или выпускных окон в двухтактных двигателях. Между номинальной ε и действительной ε_{∂} степенями сжатия имеется следующая связь

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\partial} - \Psi}{1 - \Psi}; \quad \varepsilon_{\partial} = \varepsilon(1 - \Psi) + \Psi.$$

Очевидно, что $\varepsilon > \varepsilon_{\partial}$

При расчете рабочих процессов четырехтактных двигателей пользуются геометрической степенью сжатия, так как за время запаздывания закрытия впускных клапанов давление в цилиндре изменяется незначительно. В двухтактных двигателях обычно пользуются действительной степенью сжатия, причем долю хода поршня Ψ принимают для окон и клапанов, закрывающимися в процессе сжатия последними.

По опытным данным для различных типов судовых дизелей значения степени сжатия лежат в следующих пределах (в двухтактных дизелях эти пределы соответствуют действительной степени сжатия ε_{∂})

$$\text{МОД } \varepsilon = 11 \dots 15; \quad \text{СОД } \varepsilon = 12 \dots 16; \quad \text{ВОД } \varepsilon = 15 \dots 18.$$

Нижний предел степени сжатия выбирают из условия надежности самовоспламенения топлива, которое впрыскивается в цилиндр в конце процесса сжатия. Для этого минимальное значение температуры принимают

$$T_c > T_g + \Delta T = 650 + (150 \dots 250) = 800 \dots 900 \text{ К.}$$

где $T_g \approx 650 \text{ К}$ – средняя температура воспламенения дизельного топлива; $\Delta T = 150 \dots 250 \text{ К}$ – дополнительное повышение температуры для обеспечения надежности самовоспламенения.

Для каждого из судовых дизелей степень сжатия выбирают с учетом тех или иных факторов, а именно:

- отсутствия или наличия наддува и степени последнего;
- быстроходности;
- типа смесеобразования;
- размеров цилиндра.

Для дизелей без наддува степень сжатия выбирают ближе к верхнему пределу с целью повышения индикаторного КПД η_i и обеспечения приемлемой

жесткости сгорания $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{cp} = 0,2 \dots 0,6 \text{ МПа/град.}$ При наддуве и по мере его

увеличения степень сжатия снижают с целью ограничения максимального давления сгорания p_z и, как следствие этого, уменьшения нагрузок на детали двигателя и его механических потерь.

Для быстроходных дизелей (средняя скорость поршня $C_m = 10 \dots 12 \text{ м/с}$), которым свойственна высокая жесткость сгорания $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{cp} = 0,8 \dots 1,2 \text{ МПа/град.}$ с

целью ее уменьшения степень сжатия повышают. Это вызывает сокращение

периода задержки самовоспламенения топлива τ_i , что приводит к уменьшению жесткости сгорания.

Под средней жесткостью сгорания понимают среднюю скорость повышения давления в цилиндре на участке от начала горения до достижения p_z , выраженную как

$$\frac{p_z - p_{нг}}{\Delta\alpha^\circ},$$

где $p_{нг}$ – давление в момент начала горения; $\Delta\alpha^\circ$ – угол поворота коленчатого вала, соответствующий названному участку.

Жесткость сгорания определяется по развернутой индикаторной диаграмме $p - \alpha^\circ$.

Разделенные камеры сгорания (предкамера, вихревая камера), встречающиеся на малолитражных вспомогательных дизелях, требуют повышенной степени сжатия $\varepsilon = 18...24$ для компенсации больших потерь тепла от заряда воздуха в процессе сжатия, что является характерным для двигателей с такими особенностями.

1.8. Коэффициент избытка воздуха

Из-за недостаточно качественного процесса смесеобразования в дизелях, чтобы обеспечить хорошее сгорание топлива, приходится вводить в цилиндр большее количество воздуха, чем это требуется теоретически для сгорания данного количества впрыснутого топлива.

Отношение действительного количества воздуха, участвующего в процессе сгорания к теоретически необходимому, называется коэффициентом избытка воздуха для сгорания.

В тепловом расчете процесс сгорания рассчитывают исходя из сжигания 1 кг топлива. При этом для удобства расчета количества воздуха и образующихся газообразных продуктов сгорания измеряют в киломолях.

Киломоль – единица количества вещества, основная единица в международной системе единиц (СИ). Киломоль любого газа – это количество газа, масса которого в килограммах равна молекулярной массе данного газа.

В соответствии с определением коэффициента избытка воздуха при сгорании 1 кг топлива запишем

$$\alpha = \frac{L}{L_0},$$

где L и L_0 кмоль/кг соответственно действительное и теоретически необходимое количество воздуха, участвующего в сгорании.

В реальном двигателе не весь воздух, проходящий через цилиндр в процессе наполнения, остается в нем и участвует в последующих процессах сжатия и сгорания. Из-за наличия перекрытия клапанов, необходимого для осуществления продувки камеры сгорания, часть свежего воздуха вместе с обрабо-

тавшими газами уходит в выпускную систему. По этой причине за цикл через цилиндр проходит больше воздуха, чем участвует в сгорании.

Отношение массы воздуха, поступившего в цилиндр за цикл $G_{кц}$, к массе воздуха, оставшегося в цилиндре к моменту начала сжатия $G_{1ц}$ (в момент закрытия впускных клапанов), называется коэффициентом продувки.

$$\varphi_a = \frac{G_{кц}}{G_{1ц}}.$$

В двухтактных двигателях коэффициент продувки может достигать 1,4...1,6, в четырехтактных он не превышает 1,15...1,2; обычно же $\varphi_a = 1,05...1,1$.

С учетом коэффициента продувки различают суммарный коэффициент избытка воздуха α_Σ как отношение количества воздуха, поступившего в цилиндр за цикл, к теоретически необходимому количеству воздуха для сгорания.

Тогда при сгорании 1 кг топлива имеем

$$\alpha_\Sigma = \frac{\varphi_a L}{L_0}, \text{ или } \alpha_\Sigma = \varphi_a \alpha.$$

Понятно, что $\alpha_\Sigma > \alpha$.

При исследованиях и расчетах четырехтактных двигателей, вследствие трудности определения количества воздуха, действительно участвующего в сгорании и, учитывая незначительность продувки, зачастую принимают

$$\varphi_a = 1 \text{ и } \alpha = \alpha_\Sigma.$$

Экспериментально α_Σ определяется просто. Замеряются часовой расход топлива G_T , кг/ч и воздуха G_α , кг/ч на исследуемом режиме работы двигателя, после чего вычисляют его по формуле в соответствии с определением

$$\alpha_\Sigma = \frac{G_\alpha}{G_T \cdot l_0},$$

где l_0 $\frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}$ – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива, выраженное в единицах массы. Для дизельного топлива $l_0 = 14,3$ кг/кг. Произведение $G_T \cdot l_0$ выражает теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, расходуемого двигателем за час.

В двухтактных двигателях α и α_Σ существенно различаются.

Согласно опытным данным, у судовых ДВС на номинальном режиме α изменяется в следующих пределах: $\alpha = 1,8...2,7$ для МОД; $\alpha = 1,6...2,2$ для СОД; $\alpha = 1,5... 2,0$ для ВОД.

При выборе значения α для проектируемого двигателя, кроме его типа, дополнительно необходимо учитывать отсутствие или наличие у него наддува и степень последнего, а также тип смесеобразования. Для дизелей без наддува, у которых $p_e = 0,5 \dots 0,6 \text{ МПа}$, характерны значения ближе к нижнему пределу. При наддуве с целью снижения теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и повышения эффективности сгорания α увеличивают по мере роста степени наддува. При высоком наддуве до $p_e = 2 \dots 2,5 \text{ МПа}$ коэффициент α назначают ближе к верхнему пределу.

Варьирование величины α в тепловом расчете является одним из путей достижения необходимого значения среднего эффективного давления p_e , указанного в задании на курсовой проект.

Тип смесеобразования значительно влияет на величину α . Однако поскольку на судовых дизелях исключительное применение имеет объемное смесеобразование в неразделенных камерах сгорания (именно для них выше указаны пределы α), то здесь лишь напомним, что для разделенных камер сгорания (предкамера, вихревая камера) α находится в пределах $\alpha = 1,2 \dots 1,4$.

1.9. Степень повышения давления λ и максимальное давление сгорания p_z

Под степенью повышения давления при сгорании λ понимается отношение максимального давления сгорания p_z к давлению в конце сжатия p_c

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}.$$

При расчетах рабочих процессов значение давления p_z обычно принимается на основании опытных данных по прототипам проектируемого двигателя или определяется из выражения $p_z = \lambda p_c$ после предварительного выбора степени повышения давления λ .

Согласно опытным данным, p_z и λ для судовых дизелей лежат в пределах:

	МОД	СОД	ВОД
p_z , МПа	6 ... 14	8,5...16,5	9 ...18
λ	1,15 ...1,35	1,3...1,5	1,4 ...1,6

При выборе p_z или λ для проектируемого двигателя необходимо учитывать влияние на них следующих факторов:

- отсутствие или наличие наддува и его степень;
- быстроходность;
- тип смесеобразования;
- конструктивные особенности камеры сгорания.

Указанные выше пределы p_z и λ относятся к дизелям с наддувом. Верхний предел p_z соответствует высокому наддуву $p_e > 2$ МПа, нижний – умеренному наддуву $p_e = 0,8 \dots 1,0$ МПа. При этом λ с повышением степени наддува иногда может снижаться.

Высокие значения p_z и λ неблагоприятно сказываются на надежности и моторесурсе двигателя. Поэтому актуальной задачей является их снижение без заметного ухудшения экономичности. Одним из основных путей для этого является совершенствование процессов смесеобразования и сгорания, в том числе за счет разработки новых конструкций камер сгорания (применение переменной степени сжатия, керамических покрытий элементов камеры сгорания и др.).

У дизелей СОД и ВОД без наддува значение p_z меньше указанных выше пределов на $1,5 \dots 2$ МПа, а λ , как правило, несколько выше.

1.10. Коэффициенты выделения χ и использования теплоты ξ

В настоящее время еще не разработаны надежные физико-химические методы непосредственного расчета процесса сгорания топлива в ДВС. Поэтому методика теплового расчета процесса сгорания Гриневецкого-Мазинга не рассматривает сложные физико-химические явления при сгорании. Она основана на термодинамическом описании процесса сгорания в допущении, что действительный характер изменения давления в цилиндре дизеля в зависимости от объема во время сгорания условно происходит по изохоре c_u и изобаре u_z , по которым вместо реального процесса сгорания осуществляется фиктивный подвод теплоты (расчетный цикл со смещенным подводом теплоты).

Участок условного сгорания c_{uz} на индикаторной диаграмме расчетного цикла называется периодом видимого сгорания. Точки c и z являются началом и концом условного сгорания.

В соответствии с первым законом термодинамики теплота, выделяющаяся при сгорании, используется для повышения внутренней энергии рабочего тела и для совершения внешней механической работы.

Однако в реальных условиях сгорание сопровождается также неизбежными потерями теплоты на неполноту сгорания топлива, диссоциацию продуктов сгорания и на теплоотдачу в охлаждаемые стенки цилиндра.

Неполнота сгорания $Q_{нс}$ обусловлена тем, что, во-первых, часть топлива не успевает сгореть на участке c_{uz} , и, во-вторых, газы к моменту окончания условного сгорания в точке z еще содержат некоторое количество продуктов неполного сгорания, т. е. располагают какой-то долей невыделенной теплоты. Догорание этих компонентов происходит уже за пределами периода видимого сгорания, а именно на кривой расширения до некоей точки z' , в которой заканчивается сгорание и полностью выделяется теплота топлива.

Диссоциация продуктов сгорания, т. е. расщепление молекул некоторых соединений, сопровождающаяся поглощением теплоты и понижением температуры конца сгорания, происходит только при высокой температуре (свыше 2000 К). Теплота, затрачиваемая на диссоциацию, теряется не полностью, так как при снижении температуры на линии расширения может происходить обратный процесс – ассоциация (восстановление) распавшихся молекул с выделением теплоты. Однако эффективность использования этой теплоты уже в конце расширения низкая. Потерей теплоты на диссоциацию в дизелях обычно пренебрегают, поскольку максимальная температура сгорания у них обычно не превышает 2000 К, при которой диссоциация ничтожно мала.

Показателем количества теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, является коэффициент выделения теплоты χ . Коэффициент выделения теплоты представляет собой долю низшей теплоты сгорания топлива Q_H , выделившуюся к рассматриваемому моменту рабочего процесса с учетом потерь теплоты на неполноту сгорания $Q_{нс}$ и диссоциацию $Q_{дис}$.

$$\chi = \frac{[Q_H - (Q_{нс} + Q_{дис})]}{Q_H}.$$

Коэффициент χ зависит от совершенства процесса сгорания и изменяется от $\chi=0$ в начале сгорания в точке c до $\chi=1$ в конце догорания топлива в точке z' на линии расширения.

Характер изменений коэффициента χ показан линией $0-1'-2'-3'$ на рис. 1.2.

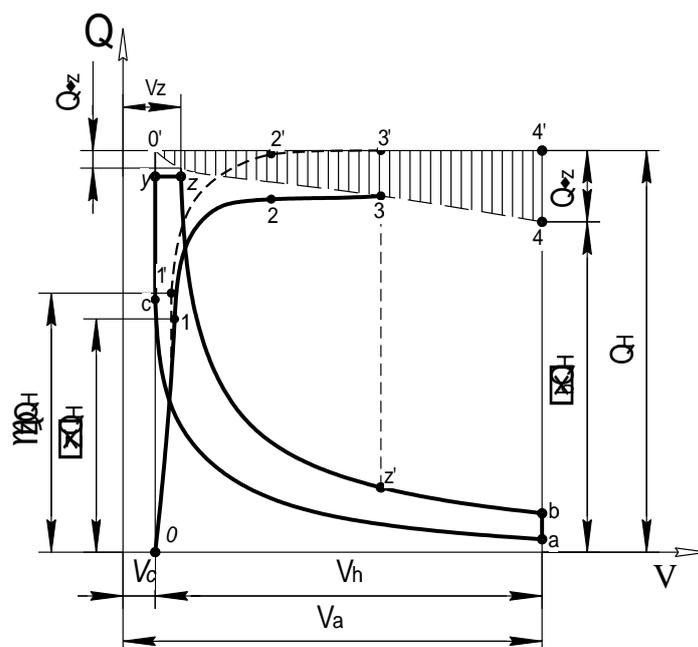


Рис. 1.2. Схема процессов сгорания и расширения в расчетном цикле и характеристика коэффициентов выделения и использования тепла

В расчетах рабочего цикла принимают низшую теплоту сгорания топлива, которая меньше высшей (физической), на теплоту парообразования воды, образующейся при сгорании водорода топлива. Так как температура выпускных газов значительно выше температуры конденсации водяных паров, то теплота парообразования в цикл не возвращается и для получения работы не используется.

За время процесса сгорания – расширения также происходит потеря теплоты через стенки цилиндра в охлаждающую его воду Q_{ω} . Характер изменения этих потерь показывает линия $0' - 3 - 4$.

Долю низшей теплоты сгорания топлива Q_H , которая используется для повышения внутренней энергии рабочего тела и совершения внешней механической работы на линиях сгорания и расширения с дополнительным учетом потерь в охлаждаемую воду, т. е. всех потерь теплоты, оценивают коэффициентом использования теплоты ξ

$$\xi = \frac{[Q_H - (Q_{HC} + Q_{дис} + Q_{\omega})]}{Q_H} = \chi - \frac{Q_{\omega}}{Q_H}.$$

Следовательно, для произвольной точки процесса сгорания – расширения можно записать

$$\xi Q_H = \chi Q_H - Q_{\omega}.$$

Таким образом, кривая $0 - 1 - 2 - 3 - 4$ (см. рис. 1.2) коэффициента использования теплоты может быть получена путем вычитания из кривой коэффициента выделения теплоты $\chi = f(V)$ потерь на теплоотдачу в воду Q_{ω} , которые показаны ординатами $1' - 1$; $2' - 2$; $3' - 3$; $4' - 4$.

Коэффициенты χ и ξ являются характеристиками тепловыделения при сгорании в реальном двигателе и определяются опытным путем.

В тепловом расчете необходимо задаваться по опытным данным значениями коэффициентов использования теплоты для точек z и b расчетного цикла ξ_z и ξ_b . Значения этих коэффициентов зависят от совершенства процесса сгорания и потерь теплоты в период сгорания и расширения.

Согласно опытным данным, для судовых ДВС имеем

	МОД и СОД	ВОД
ξ_z	0,75 ... 0,9	0,7 ... 0,85
ξ_b	0,86 ... 0,98	0,85 ... 0,95

При выборе величины коэффициентов ξ_z и ξ_b следует учитывать, что все особенности проектируемого двигателя, ухудшающие эффективность сгорания и увеличивающие теплоотдачу в воду, приводят к их уменьшению.

К числу таких особенностей относятся:

- высокая частота вращения;
- наличие наддува и его высокая степень;
- малые размеры цилиндра;
- тип смесеобразования.

Высокая частота вращения, как и применение наддува, вызывают уменьшение коэффициентов ξ_z и ξ_b вследствие увеличения продолжительности догорания. Для малоразмерных двигателей характерна большая потеря теплоты в воду Q_w . Объемное смесеобразование, используемое в судовых дизелях, весьма чувствительно к регулировкам и качеству работы топливной аппаратуры. Незначительные нарушения этого вызывают заметное ухудшение сгорания.

Разделенные камеры сгорания характеризуются высоким значением коэффициента выделения теплоты χ , но большие потери теплоты в воду Q_w из-за развитой поверхности камеры сгорания, сопровождаются уменьшением коэффициентов ζ_z и ζ_b .

1.11. Коэффициент полноты индикаторной диаграммы φ_n

Индикаторная диаграмма расчетного цикла, построенная по результатам теплового расчета, отличается от диаграммы действительного цикла. В целях ее приближения к действительной построенную диаграмму корректируют на участках процесса видимого сгорания $суz$ и в конце расширения (точка b).

На участке $суz$ вследствие протекания реального процесса сгорания с конечной скоростью давление на начальном участке $су$ повышается не по изохоре, а по сложной наклонной кривой, имеющей началом точку c ; с изменением объема на участке $уз$ эта кривая приближается к точке z . Линия процесса сгорания плавно сопрягается в районе точки c с политропной сжатия и в районе точки z с политропной расширения. У НМТ участок ba очерчивается плавной дугой, связывающей политропы расширения и сжатия.

Процесс корректировки расчетной диаграммы называется ее скруглением. Отношение площади действительной (скругленной) индикаторной диаграммы f_d к площади расчетной диаграммы f_p называется коэффициентом полноты индикаторной диаграммы φ_n

$$\varphi_n = \frac{f_d}{f_p}.$$

По опытным данным коэффициент φ_n составляет для четырехтактных судовых дизелей 0,95...0,97, для двухтактных 0,96...1,0. Нижние значения характерны для быстроходных двигателей.

1.12. Стандартные параметры для теплового расчета

К стандартным параметрам относятся:

Давление окружающей среды p_o	0,1 МПа
Температура окружающей среды T_o	288 К
Элементарный массовый состав дизельного топлива среднего состава	C = 0,87 кг/кг H = 0,126 O = 0,004
Низшая теплотворная способность дизельного топлива среднего состава Q_H	42 500 кДж/кг

После выбора исходных данных тепловой расчет предусматривает последовательный расчет процессов рабочего цикла, определение индикаторных и эффективных показателей двигателя и основных размеров цилиндра. Завершается тепловой расчет построением и корректировкой (скруглением) индикаторной диаграммы расчетного цикла.

Необходимым дополнением к тепловому расчету являются определение параметров рабочего тела в системе наддува и показателей агрегатов наддува, а также расчетное определение статей внешнего теплового баланса. Эти вопросы непосредственно рассмотрены в примере теплового расчета.

2. Определение параметров процесса газообмена (расчет процесса наполнения)

Целью расчета процесса наполнения является определение параметров состояния рабочего тела в цилиндре в конце процесса наполнения p_a и T_a , а также определение параметров, характеризующих эффективность процесса газообмена.

2.1. Давление воздуха на выходе из компрессора p_k'

$$p_k' = p_k + \Delta p_x,$$

где p_k – давление наддува, МПа; Δp_x – сопротивление воздухоохладителя, МПа.

2.2. Температура воздуха на выходе из компрессора T_k' .

В результате политропического сжатия воздуха в компрессоре получим

$$T_k' = T_o \left(\frac{p_k'}{p_o} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \text{ К,}$$

где n_k – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре выбирается в зависимости от типа компрессора и степени охлаждения его корпуса из табл. 2.1.

Таблица 2.1

Показатель политропы в надувочном компрессоре

Тип компрессора	n_k
Поршневой	1,4 – 1,6
Ротативный (объемный)	1,55 – 1,75
Центробежный охлаждаемый	1,4 – 1,8
Центробежный неохлаждаемый	1,8 – 2,0

Для определения T_k' можно также воспользоваться выражением

$$T_k' = T_o \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k'}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{ад.к}} \right],$$

где $K = 1,4$ показатель адиабаты для воздуха; $\eta_{ад.к}$ – адиабатный КПД компрессора. Принимается по данным табл. 2.2.

Таблица 2.2

Значения адиабатного КПД надувочного компрессора

Тип компрессора	$\eta_{ад.к}$
Поршневой	0,85 – 0,95
Ротативный (объемный)	0,5 – 0,65
Центробежный	0,7 – 0,84

Адиабатным КПД компрессора называется отношение работы адиабатного сжатия к действительной работе, затраченной на привод компрессора.

2.3. Температура воздуха в наддувочном ресивере (перед впускным клапаном) T_k

$$T_k = T_k' - \Delta T_x, K.$$

2.4. *Температура воздуха в цилиндре в конце наполнения T_k''* (воздух условно рассматривается как отдельный компонент рабочей смеси. **Под рабочей смесью понимают смесь воздуха с остаточными газами в цилиндре**).

$$T_k'' = T_k + \Delta T_a, \text{ К},$$

где ΔT_a – подогрев воздуха от стенок цилиндра к концу наполнения, К.

2.5. *Давление остаточных газов в цилиндре p_r*

$$p_r = (0,95 \dots 1,15) \frac{p_k}{p_k / p_p}, \text{ МПа.}$$

Также можно воспользоваться опытным соотношением

$$p_r = (0,75 \dots 1,0) p_k, \text{ МПа.}$$

2.6. *Давление заряда (рабочей смеси) в конце наполнения*

$$p_a = (0,85 \dots 1,1) p_k, \text{ МПа.}$$

С увеличением давления наддува потери при впуске снижаются и давление p_a приближается к p_k . Для четырехтактных дизелей без наддува в расчетах принимают $p_a = (0,85 \dots 0,9) p_0$.

2.7. *Коэффициент остаточных газов*

$$\gamma_r = \frac{T_k''}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}.$$

2.8. *Температура заряда (рабочей смеси) в цилиндре в конце наполнения T_a*

$$T_a = \frac{T_k'' + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

По опытным данным, T_a имеет значения, К

Четырехтактные дизели:

без наддува	310 ... 340
с наддувом	320 ... 380
Двухтактные дизели	320 ... 380

2.9. *Коэффициент наполнения*

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}.$$

Коэффициент наполнения η_v судовых дизелей имеет следующие значения.

Четырехтактные без наддува

тихоходные	0,80 ... 0,90
------------	---------------

быстроходные	0,75 ... 0,85
Четырехтактные с наддувом	0,85 ... 0,95

Коэффициентом наполнения η_v называется отношение количества воздуха, действительно поступившего в цилиндр G_∂ , к тому количеству воздуха G_h , которое могло бы разместиться в рабочем объеме цилиндра V_h при температуре и давлении перед впускными клапанами (T_k и p_k у дизелей с наддувом, T_0 и p_0 у дизелей без наддува).

$$\eta_v = \frac{V_\partial}{V_h} = \frac{G_\partial}{G_h} = \frac{G_\partial}{V_h \rho_v},$$

где ρ_v – плотность воздуха перед впускными клапанами, кг/м³.

3. Расчет процесса сжатия

Целью расчета процесса сжатия является определение параметров состояния рабочего тела в конце процесса сжатия – давления p_c и температуры T_c .

Процесс сжатия в цикле предназначен для повышения давления и температуры заряда в цилиндре с целью обеспечения надежного самовоспламенения и эффективного сгорания впрыскиваемого топлива на всех режимах работы, а также для увеличения перепада температур в цикле с целью повышения его КПД. Сжатие представляет собой сложный термодинамический процесс, протекание которого в основном определяется переменным по интенсивности и направлению теплообменом между поступившим воздухом и стенками цилиндра.

Действительный процесс сжатия происходит по политропе с показателем n_1 , переменным на всем ходе поршня. В расчетах для упрощения показатель политропы n_1 условно принимают как среднюю постоянную величину из условия равенства работы сжатия при истинном и условном его значениях.

По опытным данным, средний показатель политропы сжатия n_1 у судовых дизелей имеет следующие пределы:

МОД и СОД с охлаждаемыми поршнями	1,34 ... 1,38
ВОД с неохлаждаемыми поршнями	1,38 ... 1,42

Наибольшее влияние на величину среднего показателя n_1 оказывают:

- обороты;
- размеры цилиндра;
- отсутствие или наличие наддува и его степень;
- степень сжатия;
- интенсивность охлаждения цилиндра.

С увеличением оборотов средний показатель политропы n_1 растет, так как теплообмен уменьшается из-за сокращения времени контакта заряда со стенка-

ми цилиндра. Уменьшение размеров цилиндра (D и S) сопровождается повышенной отдачей тепла от заряда в стенки, что приводит к уменьшению n_1 .

Применение наддува (или повышение его степени) вызывает интенсификацию подвода тепла от стенок и поэтому n_1 увеличивается. Улучшение охлаждения цилиндра, применение охлаждаемых поршней вызывает повышение теплоотдачи от заряда и уменьшение среднего показателя политропы сжатия n_1 .

При расчетном определении показателя n_1 и в последующем, при расчете параметров процессов сгорания и расширения, необходимо оперировать с теплоемкостью рабочего тела в характерных точках рабочего цикла. Учитывая трудность понимания студентами физической сущности метода расчета теплоемкости в тепловом расчете ДВС, остановимся подробнее на этом вопросе.

3.1. Теплоемкость рабочего тела в тепловом расчете цикла ДВС

Поскольку тепловой расчет рабочего цикла по методу Гринивецкого-Мазинга основан на термодинамическом описании процессов, то непременным условием этого является необходимость определения теплоемкости рабочего тела в характерных точках цикла, а именно в конце сжатия в точке c , в конце видимого сгорания в точке z и в конце расширения в точке b .

Теплоемкость физического тела есть одно из его термодинамических свойств и представляет собой отношение количества теплоты ΔQ , сообщаемого телу, к вызываемому при этом соответствующему изменению температуры ΔT этого тела

$$C = \frac{\Delta Q}{\Delta T}, \text{ Дж/К.}$$

Отношение теплоемкости к массе тела называют удельной (массовой) теплоемкостью $c = \frac{C}{M}$, Дж/кг·К, а отношение теплоемкости к количеству веще-

ства – молярной (мольной) теплоемкостью $c_\mu = \mu \cdot c = \frac{\mu \cdot C}{M}$,

где μ , кг/кмоль – молярная масса вещества.

В реальных термодинамических процессах теплоемкость переменна и зависит от температуры, состава рабочего тела и других факторов. Поэтому различают истинную теплоемкость, т. е. в данный момент времени протекания процесса и условную среднюю теплоемкость, постоянную в каком-то интервале изменения параметров рабочего тела.

В тепловом расчете рабочего процесса ДВС по методу Гринивецкого – Мазинга используют понятия о средней молярной теплоемкости в изобарном \bar{c}_p и изохорном \bar{c}_v процессах, кДж/кмоль·К.

Под средней теплоемкостью в интервале от нуля до данной температуры T понимается такая условная постоянная теплоемкость, произведение которой на приращение температуры дает такое же количество теплоты, какое получается в результате интегрирования по переменному значению истинной теплоемкости.

При увеличении температуры теплоемкость газов повышается. В расчетах рабочих процессов действительный характер изменения теплоемкости в зависимости от температуры аппроксимируется линейной зависимостью вида $c = a + bT$, где a и b – эмпирические коэффициенты; T – температура, К.

Сгорание топлива в дизеле происходит при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$. Для этого случая с целью упрощения определения теплоемкости условно считают, что продукты сгорания представляют собой двухкомпонентную смесь, состоящую из «чистых» продуктов сгорания и избыточного воздуха, который не использовался при сгорании. **«Чистыми» называются продукты сгорания, полученные в результате сгорания топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$.**

Средняя молярная изохорная теплоемкость такой смеси \bar{c}_v определяется согласно правилу смешения газов, в нашем случае, по выражению

$$\bar{c}_v = \sum r_k \cdot \bar{c}_{v_k} = r'' \cdot \bar{c}_{v''} + r' \cdot \bar{c}_{v'} ,$$

где r_k – объемная доля компонента в общем количестве смеси; \bar{c}_{v_k} – средняя молярная изохорная теплоемкость компонента смеси, кДж/кмоль·К; r'' , r' – объемные доли «чистых» продуктов сгорания и избыточного воздуха; $\bar{c}_{v''}$, $\bar{c}_{v'}$ – средние молярные изохорные теплоемкости «чистых» продуктов сгорания и избыточного воздуха, кДж/кмоль·К.

Средняя молярная изохорная теплоемкость в указанном интервале температур для сухого воздуха определяется по выражению

$$\bar{c}_{v'} = 19,26 + 0,0025T, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К.}$$

Для «чистых» продуктов сгорания

$$\bar{c}_{v''} = 20,47 + 0,0036T, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К.}$$

Теплоемкость рабочего тела в цилиндре в любой момент рабочего цикла от начала сжатия до конца расширения \bar{c}_v определяется, отвечающему правилу смешения газов и записанному для двухкомпонентной смеси с учетом влияния количества остаточных газов, избыточного воздуха, средних молярных изохорных теплоемкостей «чистых» продуктов сгорания $\bar{c}_{v''}$ и воздуха $\bar{c}_{v'}$, температуры и доли сгоревшего топлива x к рассматриваемому моменту цикла по выражению

$$\bar{c}_v = \frac{(1,064x + \gamma_r)\bar{c}_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x + \gamma_r)]\bar{c}_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064x} = a + bT \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К} \quad (3.1)$$

где x – доля сгоревшего топлива; γ_r – коэффициент остаточных газов; α – коэффициент избытка воздуха; \bar{c}_v'' , \bar{c}_v' – средние молярные изохорные в теплоемкости «чистых» продуктов сгорания и воздуха; T – температура, K ; a, b – расчетные коэффициенты.

В тепловом расчете необходимы значения теплоемкостей в конце процессов сжатия, видимого сгорания и расширения (на индикаторной диаграмме соответственно точки c , z и b). Они определяются по формулам, являющимися частными случаями общего выражения (3.1).

В конце сжатия в цилиндре находится рабочая смесь (смесь остаточных газов с воздухом) при температуре T_c , и так как сгорание в процессе сжатия отсутствует, то доля сгоревшего топлива $x_c = 0$. Поэтому средняя молярная изохорная теплоемкость рабочего тела в конце сжатия в точке c будет

$$\bar{c}_{v_c} = \frac{\gamma_r \bar{c}_{v_c}'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \bar{c}_{v_c}'}{\alpha(1 + \gamma_r)} = a_c + b_c T_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К},$$

где a_c и b_c – расчетные коэффициенты.

Для точки z доля сгоревшего топлива выражается как $x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$,

где ξ_z и ξ_b – доли полезного использования теплоты топлива к моментам цикла в точках z и b .

В итоге средняя молярная теплоемкость рабочего тела в точке z будет

$$\bar{c}_{v_z} = \frac{(1,064x_z + \gamma_r)\bar{c}_{v_z}'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]\bar{c}_{v_z}'}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064x_z} = a_z + b_z T_z \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}, \quad (3.2)$$

где T_z – температура газа в точке z , K ; a_z, b_z – расчетные коэффициенты.

Сгорание топлива заканчивается где-то на линии расширения, поэтому в точке b имеем $x_b = 1$, тогда теплоемкость здесь будет

$$\bar{c}_{v_b} = \frac{(1,064 + \gamma_r)\bar{c}_{v_b}'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (1 + \gamma_r)]\bar{c}_{v_b}'}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064} = a_b + b_b T_b \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}, \quad (3.3)$$

где a_b и b_b – расчетные коэффициенты; T_b – температура газов в точке b , К.

При необходимости оперировать средней молярной изобарной теплоемкостью \bar{c}_p , последнюю определяют по известному соотношению

$$\bar{c}_p = \bar{c}_v + R_\mu \text{ кДж/кВт}\cdot\text{ч}, \quad (3.4)$$

где $R_\mu = 8,314 \text{ кДж/моль}\cdot\text{К}$ – универсальная газовая постоянная.

Продолжим рассмотрение расчета процесса сжатия.

3.2. Средняя молярная изохорная теплоемкость воздуха в точке c

$$\bar{c}'_{v_c} = 19,26 + 0,0025T_c \text{ кДж/кмоль}\cdot\text{К}.$$

3.3. Средняя молярная изохорная теплоемкость «чистых» продуктов сгорания в точке c

$$\bar{c}''_{v_c} = 20,47 + 0,0036T_c.$$

3.4. Средняя молярная изохорная теплоемкость рабочей смеси (смеси воздуха и остаточных газов) в конце сжатия в точке c

$$\bar{c}_{v_c} = \frac{\gamma_r \bar{c}''_{v_c} + [\alpha(1+\gamma_r - \gamma_r)] \bar{c}'_{v_c}}{\alpha(1+\gamma_r)} = a_c + b_c T_c \text{ кДж/кмоль}\cdot\text{К}.$$

3.5. Средний показатель политропы сжатия n_1 определяется по формуле

$$n_1 - 1 = \frac{8,314}{a_c + b_c (1 + \varepsilon^{n_1 - 1}) T_a}.$$

Уравнение решается методом последовательных приближений. Задаваясь любым значением n_1 из указанных пределов изменения его значений $n_1 = 1,34 \dots 1,42$, добиваемся равенства левой и правой частей уравнения. Достаточная точность схождения $\Delta \leq 0,001$.

3.6. Давление и температура заряда в конце сжатия

На основании преобразования уравнения политропы сжатия $pV^{n_1} = const$ имеем

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

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

Согласно опытным данным, значения давления p_c и температуры T_c лежат в следующих пределах:

	p_c , МПа	T_c , К
Дизель без наддува	3,5 ...5,0	700...900
Дизель с наддувом	4,0 ...11,0	850...1100

4. Расчет процесса сгорания

Целью расчета процесса сгорания является определение его конечных параметров – максимальных значений давления сгорания p_z и температуры сгорания T_z .

Сгорание топлива – основной процесс расчетного цикла, при котором происходит выделение теплоты, преобразуемой в двигателе в полезную механическую работу. Самовоспламенение и сгорание представляет собой сложный процесс химического соединения горючих элементов топлива с кислородом воздуха, сопровождаемый выделением теплоты. При расчете сгорания по методу Гринивецкого-Мазинга промежуточные физико-химические изменения рабочего тела не рассматривают, а учитывают лишь конечные результаты химических реакций.

Процесс сгорания рассчитывают, исходя из сжигания 1 кг топлива. Для удобства расчетов количество воздуха и образующихся газообразных продуктов сгорания измеряют в киломолях.

Расчет процесса сгорания состоит из двух этапов. В первом, который называется «термохимия процесса сгорания», исходя из стехиометрических соотношений, т. е. из уравнений реакций сгорания составных элементов топлива, определяют:

– теоретически необходимое L_0 и действительное L $\frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}}$

количество воздуха для сгорания;

– количество и состав продуктов сгорания;

– среднюю мольную изохорную и изобарную теплоемкость воздуха и продуктов сгорания.

Второй этап называется «термодинамика процесса сгорания». Здесь с учетом ранее выбранных исходных опытных данных и расчетных результатов первого этапа определяют:

– степень повышения давления λ ;

– степень предварительного расширения ρ ;

– максимальная температура сгорания T_z .

4.1. Примем элементарный массовый состав топлива

$$C + H + O = 1 \text{ кг},$$

где массовые доли элементов топлива условно обозначены их химическими символами. Для дизельного топлива среднего состава имеем: $C = 0,87$; $H = 0,126$; $O = 0,004$.

4.2. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль/кг.}$$

То же значение в килограммах воздуха на 1 кг топлива будет

$$l_o = \mu_g \cdot L_o = 28,97 \cdot 0,495 = 14,3$$

где $\mu_g = 28,97$ кг/кмоль – молярная масса воздуха $\frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}}$.

4.3. Действительное количество воздуха, участвующего в сгорании

$$L = \alpha L_o \text{ кмоль/кг.}$$

4.4. Теоретический (химический), действительный и текущий коэффициенты молекулярного изменения при сгорании

Согласно закону сохранения массы, масса рабочего тела в цилиндре до сгорания, состоящего из воздуха и впрыснутого топлива, равна массе образовавшихся в результате сгорания продуктов сгорания. Однако их объемные количества до и после сгорания оказываются не равными.

Приращение объема продуктов сгорания (количества молей) происходит вследствие увеличения суммарного количества молекул газообразных продуктов сгорания и может быть определено разностью

$$\Delta M = M - L = M - \alpha L_o ,$$

где $M = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)L_o$ – общее количество продуктов сгорания, кмоль/кг; L – действительное количество воздуха, кмоль/кг.

В итоге ΔM будет
$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \text{ кмоль/кг.}$$

Из этого видно, что приращение объема при сгорании не зависит от L , а определяется содержанием в топливе водорода и кислорода.

Критерием оценки приращения объема (числа молей) продуктов сгорания является введенный Е. К. Мазингом теоретический (химический) коэффициент молекулярного изменения β_o , который представляет отношение количества молей газообразных продуктов сгорания M к количеству молей воздуха без учета остаточных газов в цилиндре

$$\beta_o = \frac{M}{L} = \frac{L + \Delta M}{L} = 1 + \frac{\Delta M}{L} = 1 + \frac{8H + O}{32\alpha L_o}.$$

Для дизельного топлива среднего состава

$$\beta_o = 1 + 0,0639/\alpha. \quad (4.1)$$

В действительности в составе продуктов сгорания содержатся остаточные газы в количестве M_r , кмоль/кг которые остаются в цилиндре от предыдущего цикла и влияют на изменение объема продуктов сгорания. **Поэтому вводится понятие действительного коэффициента молекулярного изменения β , который представляет отношение числа молей после сгорания к числу молей воздуха с учетом наличия остаточных газов**

$$\beta = \frac{M + M_r}{L + M_r} = \frac{\beta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (4.2)$$

Значение действительного коэффициента молекулярного применения лежит в пределах $\beta = 1,03 \dots 1,04$.

Текущее значение коэффициента молекулярного изменения β_x определяется с учетом доли топлива x , сгоревшего к рассматриваемому моменту сгорания

$$\beta_x = \frac{M_x + M_r}{L + M_r} = \frac{L + \Delta M_x + M_r}{L + M_r} = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} \cdot x. \quad (4.3)$$

По формулам (4.1 и 4.2) определяем коэффициенты β_o и β . Для определения β_z используем выражение для β_x в виде

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} x_z,$$

где доля топлива x_z , сгоревшего к концу видимого сгорания в точке z , определяется как

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b},$$

где ξ_z и ξ_b – коэффициенты использования тепла в точках z и b

4.5. Средние молярные изохорные теплоемкости продуктов сгорания в конце видимого сгорания \bar{c}_{v_z} и в конце расширения \bar{c}_{v_b} .

Теплоемкости рабочего тела (продуктов сгорания) в точках z и b соответственно \bar{c}_{v_z} и \bar{c}_{v_b} определяем по формулам (4.1 и 4.2).

4.6. Степень повышения давления λ

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}.$$

Степень повышения давления является одной из характеристик динамичности («жесткости») сгорания. Она зависит от быстроходности, отсутствия или

наличия наддува и его степени, типа смесеобразования. Высокие значения λ характерны для быстроходных дизелей с объемным смесеобразованием. Применение наддува вызывает уменьшение λ вследствие сокращения продолжительности периода задержки самовоспламенения из-за более высокой температуры в цилиндре в конце сжатия при наддуве. Разделенным камерам сгорания свойственны не высокие значения λ .

Согласно опытным данным, степень повышения давления λ для судовых дизелей лежит в пределах

	МОД	СОД	ВОД
λ	1,15...1,35	1,3...1,5	1,4...1,6

4.7. Максимальная температура газов в конце видимого сгорания T_z

Максимальная температура сгорания T_z определяется в результате решения уравнения сгорания.

Уравнение сгорания выводится на основании преобразования выражения первого закона термодинамики, записанного для цикла со смещенным подводом теплоты для участка $с_{уз}$. Уравнение сгорания для дизеля имеет вид

$$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_o} + \left[\bar{c}'_{vc} + 8,314\lambda + \gamma_r (\bar{c}''_{vc} + 8,314 \cdot \lambda) \right] T_c = \beta_z (1 + \gamma_r) \bar{c}_{p_z} T_z.$$

В результате подстановки в уравнение всех числовых значений известных величин ξ_z, Q_H, α, L_o и т. д., а также линейной зависимости \bar{c}_{p_z} от искомой температуры T_z по формуле 4.3 уравнение сгорания приводится к квадратному уравнению вида

$$AT_z^2 + BT_z - C = 0.$$

В результате решения уравнения T_z будет

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}, \text{ К.}$$

Уравнение сгорания также удобно решается методом последовательных приближений. Для этого, задаваясь произвольным значением T_z в пределах 1700 ...2000 К, добиваемся равенства правой части уравнения известному значению левой части. Температура T_z , при которой происходит схождение частей уравнения, является искомой.

По опытным данным, значения максимальной температуры сгорания T_z у судовых дизелей лежат в пределах

	МОД	СОД	ВОД
T_z, K	1700 ...1800	1800 ...1900	1700 ...2000

Значительное влияние на температуру T_z оказывают коэффициент избытка воздуха, степень наддува, охлаждение надувочного воздуха и др. Повышение T_z более 2000 К нежелательно из-за возрастания потерь теплоты на диссоциацию отдельных продуктов сгорания.

4.8. Степень предварительного расширения ρ

Степенью предварительного расширения называется отношение объема цилиндра в конце видимого сгорания V_z к объему цилиндра в конце сжатия V_c .

Степень предварительного расширения определяется в результате совместного решения уравнения состояния газа в точках z и c :

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}.$$

Степень предварительного расширения зависит от типа смесеобразования, отсутствия или наличия наддува и его степени, частоты вращения, угла опережения впрыска топлива.

У судовых ДВС значение ρ находится в пределах $\rho = 1,2 \dots 1,6$.

Большие значения приводят к увеличению догорания (увеличению продолжительности сгорания) и, как следствие, ухудшению эффективности использования теплоты топлива. При меньших значениях ρ эффективность возрастает, но повышается динамичность («жесткость») процесса сгорания.

4.9. Объем цилиндра в конце видимого сгорания V_z

$$V_z = \rho \cdot V_c.$$

5. Расчет процесса расширения

Целью расчета процесса расширения является определение параметров состояния рабочего тела в цилиндре в конце расширения – температуры T_b и давления p_b .

В расчетном цикле условно допускается, что процесс расширения начинается в конце видимого сгорания в точке z и заканчивается в точке b в НМТ, в результате чего происходит политропическое понижение давления и температуры.

5.1. Степень последующего расширения

Глубина расчетного процесса расширения характеризуется степенью последующего расширения δ .

Степенью последующего расширения δ называется отношение объема цилиндра в конце расширения V_b к объему цилиндра в конце видимого сгорания V_z

$$\delta = \frac{V_b}{V_z}.$$

В результате преобразования этого выражения с учетом известных для расчетного цикла соотношений $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$, $V_a = V_b$, $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ получим расчетное

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

У судовых дизелей степень последующего расширения δ лежит в пределах $\delta = 8 \dots 11$. При больших значениях δ экономичность цикла повышается.

5.2. Показатель политропы расширения n_2 и температура в конце расширения T_b

Процесс расширения протекает в сложных условиях. На него влияют ряд взаимосвязанных переменных факторов: изменение давления и температуры, теплообмен газов со стенками, догорание топлива в первой части процесса, иногда растягивающееся на весь процесс, утечка газов через неплотности поршневых колец и клапанов, частичное восстановление продуктов диссоциации, сопровождаемое выделением теплоты и др. В результате влияния перечисленных факторов процесс расширения в действительном цикле происходит по политропе, показатель которой изменяется на всем протяжении процесса от $n_2 = 1,1$ в начале до $n_2 = 1,5$ в конце процесса.

В целях упрощения расчета действительный процесс расширения заменяют условным политропическим процессом с постоянным средним показателем политропы n_2 , значение которого определяют из условия равенства работы при расчетном и действительном процессах расширения.

Среднее значение показателя политропы расширения n_2 определяют из уравнения, полученного в результате преобразований выражения первого закона термодинамики, записанного для процесса расширения от точки z до точки b . Это уравнение имеет вид

$$n_2 - 1 = \frac{8,314(\beta_z \cdot T_z / \beta - T_b)}{\frac{Q_H(\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta}(a_{v_z} + b_{v_z} \cdot T_z)T_z - (a_{v_b} + b_{v_b} T_b)T_b}.$$

Здесь численные значения всех параметров, кроме искомого показателя n_2 , известны.

Подставив известные значения, уравнение можно привести к виду

$$n_2 - 1 = \frac{A - 8,314T_b}{B - (a_{v_b} + b_{v_b} T_b) T_b} \quad (5.1)$$

и решить методом последовательных приближений совместно с уравнением для температуры T_b в конце политропного расширения

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}. \quad (5.2)$$

Для этого, задавшись произвольным значением $T_b = 900 \dots 1200 \text{ K}$ из выражения (5.1), найдем первое приближение для n_2 , а из уравнения (5.2) – первое приближение для T_b . Повторив это 2...3 раза, получим сразу обе искомые величины – средний показатель политропы расширения n_2 и температуру газов в цилиндре в конце расширения T_b .

По опытным данным, средний показатель политропы расширения n_2 для судовых дизелей находится в пределах:

МОД и СОД с охлаждаемыми поршнями 1,2...1,3

ВОД с неохлаждаемыми поршнями 1,1...1,25

Значение показателя n_2 зависит от скорости сгорания (продолжительности догорания), частоты вращения, размеров цилиндра, наддува. Все факторы, приводящие к росту догорания (повышение оборотов, наддув и увеличение его степени), вызывают уменьшение среднего показателя политропы расширения n_2 .

5.3. Давление в конце расширения p_b

В результате преобразования уравнения политропы расширения давление в конце расширения p_b будет

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \text{ МПа.}$$

Согласно опытным данным, для судовых дизелей значения давления p_b и температуры T_b находятся в пределах:

	МОД	СОД	ВОД
p_b , МПа	0,25...0,85	0,3...0,9	0,4...0,95
T_b , К	900...1000	1000...1100	1100...1200

5.4. Проверка величины температуры остаточных газов T_r , принятой для расчета

Находим T_r' по приближенной формуле

$$T_r' \approx \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}}, \text{ К.}$$

При расхождении найденной T_r' с принятой для расчета T_r более чем на 5 % расчет цикла следует повторить, уточнив температуру T_r .

6. Определение индикаторных показателей

К индикаторным показателям двигателя относятся среднее индикаторное давление p_i , МПа, индикаторная мощность N_i , кВт, индикаторный удельный расход топлива g_i , г/кВт·ч и индикаторный КПД η_i . Первые два связаны с работой цикла и мощностью двигателя, вторые – с его экономичностью.

Индикаторные показатели являются внутренними показателями двигателя, характеризуют совершенство рабочего цикла в цилиндре и учитывают только тепловые потери в самом цилиндре. Индикаторные показатели служат для оценки и сравнения совершенства рабочих процессов разных двигателей по мощностным и экономическим показателям.

6.1. Среднее индикаторное давление

Характеристика среднего индикаторного давления p_i изложена в п. 1.

Напомним, что среднее индикаторное давление p_i по своей физической сущности представляет удельную работу цикла, т. е. индикаторную работу цикла, получаемую с единицы рабочего объема цилиндра V_h

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

В результате преобразований этого соотношения выводится выражение для численного определения величины среднего индикаторного давления расчетного цикла через его параметры, которое для смешанного цикла дизеля имеет вид

$$p_{i_p} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

Из данного выражения следует, что p_{i_p} прямо пропорционально p_c и находится в функциональной зависимости от безразмерных параметров рабочего цикла $\varepsilon, \lambda, \rho, \delta$, а также от n_1 и n_2 .

Действительное индикаторное давление меньше расчетного вследствие скруглений действительной индикаторной диаграммы на участке процесса сгорания $сuz$ и в конце расширения вблизи точки b , а также в связи с отклоне-

нием действительных процессов сжатия и расширения от политропных. Скругление диаграммы у точки c объясняется началом реального сгорания до ВМТ; у точек y и z – конечной скоростью сгорания топлива и в конце расширения у точек b и a – предварением (опережением) открытия выпускного клапана до НМТ.

Действительное среднее индикаторное давление определяется по формуле

$$p_i = \varphi_n \cdot p_{i_p} ,$$

где $\varphi_n = \frac{f_\partial}{f_p}$ – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, который представляет собой отношение площади действительной индикаторной диаграммы f_∂ к площади расчетной индикаторной диаграммы f_p .

Для четырехтактных судовых дизелей $\varphi_n = 0,9 - 0,97$.

Действительное среднее индикаторное давление реального двигателя можно определить экспериментальным путем в результате индицирования цилиндра, которое представляет собой запись индикаторной диаграммы в координатах $p - V$ у работающего двигателя. Далее определяют площадь записанной индикаторной диаграммы цикла и действительное среднее индикаторное давление по формуле

$$p_i = \frac{F_\partial \cdot m_p}{l_\partial} \text{ МПа,}$$

где F_∂ – площадь индикаторной диаграммы, мм²; l_∂ – длина основания индикаторной диаграммы, мм; m_p – масштаб давления на диаграмме, МПа/мм.

Запись индикаторной диаграммы в координатах $p - V$ возможна только у малооборотных двигателей. У СОД и ВОД диаграмма записывается в координатах давление - угол поворота коленчатого вала, т. е. $p - \alpha^\circ$, по которой в результате её специальной обработки так же можно определить p_i .

6.2. Индикаторная мощность

Рассмотрим физическую сущность понятия «индикаторная мощность».

В результате осуществления цикла теплота, выделяющаяся при сгорании топлива, с известной степенью совершенства (оцениваемой индикаторным КПД) превращается в полезную работу, развиваемую газами в цилиндре двигателя.

Работа, произведенная газами внутри цилиндра за цикл, называется индикаторной работой цикла $L_{i \text{ ц}}$. Индикаторная работа определяется по индикаторной диаграмме цикла в координатах $p - V$, важным свойством которой является то, что ее площадь пропорциональна работе, совершаемой газами в цилиндре за цикл.

Мощность, соответствующая суммарной индикаторной работе всех цилиндров, называется индикаторной (внутренней) мощностью двигателя N_i .

Учитывая, что $L_{i_u} = p_i V_h$ и понимая, что мощность есть работа в единицу времени, в результате простых преобразований получим расчетное выражение для определения индикаторной мощности двигателя

$$N_i = \frac{i \cdot V_h \cdot p_i \cdot n}{30\tau} \quad \text{кВт}, \quad (6.1)$$

где $i \cdot V_h$ – литраж двигателя, дм^3 (литр); i – число цилиндров; p_i – среднее индикаторное давление, МПа; n – число оборотов, об/мин; τ – коэффициент тактности; $\tau = 4$ – для четырехтактных, $\tau = 2$ – для двухтактных двигателей.

Формула N_i позволяет оценить влияние основных конструктивных параметров двигателя на его индикаторную мощность. С её помощью можно просто определить индикаторную мощность любого реального двигателя, если известны его p_i , литраж iV_h и обороты.

Для анализа влияния параметров цикла на индикаторную мощность пользуются ее уравнением в развернутом виде, предложенным академиком Б. С. Стечкиным

$$N_i = \frac{1}{30\tau} iV_h \cdot n \frac{Q_H}{l_o} \frac{\eta_i}{\alpha} \gamma_k \cdot \eta_v,$$

где γ_k – плотность поступающего воздуха, кг/м^3 .

Поскольку индикаторная мощность является внутренней мощностью двигателя, измерить ее непосредственно невозможно. Индикаторную мощность реального двигателя можно определить только по формуле (6.1), предварительно определив среднее индикаторное давление посредством индицирования или расчетным путем.

6.3. Индикаторный КПД η_i

В цикле реального двигателя преобразование теплоты топлива в механическую работу сопровождается потерями теплоты с выпускными газами, в системе охлаждения и вследствие неполноты сгорания. Все эти тепловые потери в относительном виде учитываются индикаторным КПД η_i , который является критерием совершенства использования теплоты, подведенной к рабочему телу с топливом.

Индикаторным КПД двигателя называется отношение количества теплоты, преобразованной в индикаторную работу L_i (работу, развиваемую газами в цилиндре реального двигателя), к количеству теплоты, подведенной для совершения этой работы Q_i

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_i} . \quad (6.2)$$

Выразив L_i и Q_i за час как $L_i = 3600 N_i$ кДж/ч и $Q_i = G_T Q_H$ кДж/ч после подстановки в (6.2) и, учтя, что $G_T = g_i N_i$, получим

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{G_T Q_H} = \frac{3600}{g_i Q_H} ,$$

где G_T – часовой расход топлива, кг/ч; Q_H – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; g_i – удельный индикаторный расход топлива, кг/кВт·ч; 3600 – тепловой эквивалент 1кВт·ч работы, кДж/кВт·ч.

Через параметры цикла индикаторный КПД рассчитывается по выражению

$$\eta_i = 8,314 \frac{\alpha L_o T_k p_i}{Q_H p_k \eta_v} .$$

6.4. Индикаторный удельный расход топлива g_i

В абсолютном виде тепловое совершенство двигателя оценивается показателем внутренней экономичности двигателя – удельным индикаторным расходом топлива g_i , который показывает сколько килограммов (граммов) топлива расходуется на единицу произведенной индикаторной работы

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i Q_H} \cdot 10^3 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч} .$$

Экспериментально при испытаниях двигателя индикаторный удельный расход топлива может быть определен по формуле

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} \cdot 10^3 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч} .$$

Влияние параметров α, η_v, p_i на индикаторный КПД, а равно и на индикаторный удельный расход топлива следует оценивать только в их взаимной связи, так как изменение одного из этих параметров оказывает влияние на остальные.

Наибольшее влияние на внутреннюю экономичность реального двигателя оказывают: степень сжатия, тип смесеобразования, коэффициент избытка воздуха, частота вращения, наддув, а также эксплуатационные факторы (расчетом не учитываются) угол опережения и продолжительность впрыска топлива, качество его распыливания и др.

Индикаторный КПД повышается, а удельный расход соответственно уменьшается при увеличении $\varepsilon, \alpha, \xi_z, \xi_b$ использовании объемного смесеобразования, улучшении характеристик топливоподачи.

По опытным данным, у современных судовых дизелей η_i и g_i находятся в следующих пределах:

Дизели	η_i	g_i , г/кВт·ч
– четырехтактные	0,415...0,555	205 – 155
– двухтактные	0,44...0,575	194 – 150

7. Механические потери в двигателях

Некоторая часть индикаторной мощности, развиваемой в цилиндрах двигателя, расходуется в самом двигателе на собственные нужды и не может быть использована потребителем. Эту мощность называют мощностью механических потерь N_M , кВт. Данная мощность расходуется на преодоление трения N_{Tp} , привод всех вспомогательных механизмов $N_{в.мех}$, обеспечивающих нормальную работу двигателя, и на осуществление процессов газообмена в двигателе $N_{ГО}$, т. е.

$$N_M = N_{Tp} + N_{в.мех} + N_{ГО}.$$

Кроме мощности N_M , механические потери оцениваются средним давлением механических потерь p_M и механическим КПД η_M (см. рис. 1).

Аналогично мощности N_M среднее давление P_M будет

$$P_M = P_{Tp} + P_{в.мех} + P_{ГО}.$$

Для определения среднего давления механических потерь пока не существует достаточно точных и обобщающих формул, которые позволили бы его рассчитывать для разных двигателей и разных условий работы. Существуют лишь эмпирические формулы, полученные для отдельных конкретных двигателей и условий. В первом приближении для судовых дизелей с неразделенной камерой сгорания можно воспользоваться следующими из них

$$p_M = 0,088 + 0,0118 \cdot c_m \text{ МПа [1].}$$

В случае дизеля с наддувом

$$p_M = (0,138 + 0,0085 \cdot c_m) p_k^{0,1} + (p_r - p_a) 0,85 \text{ МПа, [2]}$$

где $c_m = \frac{S \cdot n}{30}$ м/с – средняя скорость поршня.

Средней скоростью поршня называется условная постоянная скорость, равная скорости равномерного движения поршня на протяженности своего хода.

Механический КПД двигателя через среднее давление механических потерь определяется по формуле

$$\eta_M = 1 - \frac{P_M}{P_i}.$$

Зачастую при выполнении теплового расчета полученную в результате расчета величину η_M приходится корректировать по опытным данным у аналогичных двигателей. Поэтому нередко расчет η_M не выполняют, а задаются им в исходных данных. Значения p_M и η_M судовых дизелей даны в табл. 1.1.

8. Эффективные показатели двигателя

К эффективным показателям двигателя относятся среднее эффективное давление p_e , эффективная мощность N_e , эффективный КПД η_e и удельный эффективный расход топлива g_e . Как и индикаторные показатели, первые два связаны с работой цикла и мощностью двигателя, вторые касаются их экономичности. Эффективные показатели являются внешними (потребительскими) показателями двигателя, учитывают как тепловые, так и механические потери. Они характеризуют тепловое, конструктивное и технологическое совершенство двигателя.

8.1. Среднее эффективное давление

Суть среднего эффективного давления рассмотрена ранее в разделе 1. Его рассчитываем по выражению

$$p_e = p_i \eta_M \text{ МПа.}$$

При корректном выполнении всего предыдущего расчета полученное значение p_e должно совпасть с заданным на курсовой проект с точностью до 5 %. При этом желательно, чтобы полученное p_e отличалось от заданного в большую сторону, что обеспечит некоторый запас мощности у проектируемого двигателя. В случае значительного несовпадения значений p_e необходимо откорректировать расчет, изменив некоторые исходные данные.

Если требуется увеличить значение p_e , то этого можно достичь увеличением p_k , ε , η_M , η_v , p_z , ξ_z , ξ_b и уменьшением α . В противном случае параметры следует менять в обратную сторону. При любых корректировках параметров необходимо следить, чтобы экономичность двигателя находилась в допустимых пределах.

8.2. Эффективная мощность N_e

Приведенные формулы 6.1 и 6.2 для индикаторной мощности справедливы и для эффективной мощности при условии замены p_i на p_e и введения η_M

$$N_e = \frac{iVn \cdot p_e \cdot n}{30\tau} \text{ кВт};$$

$$N_e = \frac{1}{30\tau} iV_h \cdot n \frac{Q_H}{l_o} \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \eta_M \cdot \gamma_k.$$

По этим формулам можно судить о возможных путях повышения мощности ДВС. Мощность можно повысить за счет конструктивных параметров D , S , i , определяющих литраж двигателя, тактности τ , увеличения частоты вращения, плотности воздуха (наддув), механического КПД, улучшения параметров рабочего процесса η_i , η_v , α и др.

При испытаниях двигателя его эффективная мощность рассчитывается через обороты и крутящий момент на валу, измеряемый с помощью тормозной установки по формуле

$$N_e = M \cdot \omega = \frac{M \cdot \pi n}{30 \cdot 10^3} = \frac{M \cdot n}{9550} \text{ кВт},$$

где ω – угловая скорость, 1/с ; n – число оборотов, об/мин; M – крутящий момент, $H \cdot м$.

8.3. Эффективный КПД η_e

Наиболее важным комплексным показателем эффективности работы двигателя является эффективный КПД η_e .

Эффективным КПД η_e называется отношение количества теплоты, преобразованной в эффективную работу на валу двигателя L_e , к количеству теплоты, подведенной для совершения этой работы Q_e

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_e}.$$

Расчетное выражение η_e

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

или в развернутом виде через параметры цикла

$$\eta_e = 8,314 \frac{\alpha L_0 T_k p_i}{Q_H \cdot p_k \eta_v} \cdot \eta_M.$$

8.4. Удельный эффективный расход топлива g_e

В абсолютном виде действительная экономичность (эффективность) работы двигателя характеризуется удельным эффективным расходом топлива, который представляет собой количество топлива израсходованного на получение 1 кВт·ч эффективной работы

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M}, \quad \text{г/кВт·ч.}$$

Или по аналогии с индикаторным удельным расходом топлива

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_H} \cdot 10^3, \quad \text{г/кВт·ч.}$$

При испытаниях g_e определяется по результатам измерений часового расхода топлива G_T , кг/ч и эффективной мощности N_e , кВт по формуле

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \cdot 10^3, \quad \text{г/кВт·ч.}$$

Очевидно, что отсюда часовой расход топлива будет

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{10^3}, \quad \text{кг/ч.}$$

Согласно опытным данным у судовых ДВС g_e и η_e находятся в пределах

	g_e	η_e
МОД	160...205	0,54...0,42
СОД	165...215	0,52...0,4
ВОД	165...215	0,375...0,345

9. Проверка основных размеров двигателя

Одной из главных целей теплового расчета при проектировании нового двигателя является определение основных размеров двигателя – диаметра цилиндра D и хода поршня S , при которых бы с учетом выполнения целого ряда дополнительных условий (число цилиндров, степень наддува, уровень экономичности, тепловой и механической напряженности и др.) двигатель обеспечивал требуемую мощность при заданных оборотах. Такая постановка называется решением прямой задачи теплового расчета. В учебном курсовом проекте основные размеры двигателя, т. е. диаметр цилиндра D и ход поршня S , которые вместе с числом цилиндров i , определяют литраж двигателя, заданы по прототипу. Таким образом, в ходе теплового расчета, в данном случае, находят характерные параметры рабочего процесса, при которых в заданном литраже, равном литражу прототипа, двигатель развивает заданную мощность N_e при

заданных оборотах, отличающихся от данных прототипа. Такая постановка называется решением обратной задачи теплового расчета.

Таким образом, определение основных размеров двигателя в учебном курсовом проекте сводится лишь к проверке значений D и S проектируемого двигателя, которые должны совпасть с размерами прототипа с заданной точностью.

9.1. Литраж (рабочий объем) проектируемого двигателя

$$V_{л} = \frac{30\tau N_e}{p_e \cdot n} \text{ дм}^3.$$

9.2. Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{V_{л}}{i} \text{ дм}^3,$$

где i – число цилиндров прототипа.

9.3. Диаметр цилиндра D

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_h}{0,785 \cdot K}} \text{ дм},$$

где $K = \frac{S}{D}$ принимаем по прототипу

9.4. Ход поршня $S = KD$ дм.

Полученные значения D и S округляются до целого числа.

10. Построение индикаторной диаграммы расчетного цикла

Индикаторную диаграмму строят по данным теплового расчета рабочего цикла. В дальнейшем эта диаграмма является исходным материалом для динамического и прочностного расчетов двигателя.

Рассмотрим построение диаграммы аналитическим методом.

10.1. Ординаты точек политропы сжатия и расширения

– для процесса сжатия

$$p_x^{сж} = p_c \left(\frac{V_x}{V_c} \right)^{n_1};$$

– для процесса расширения

$$p_x^p = p_z \rho^{n_2} / (V_x / V_c)^{n_2},$$

где $\frac{V_x}{V_c} = \varepsilon_x$ – отношение текущего объема V_x к объему камеры сжатия V_c является текущей степенью сжатия ε_x ; $p_x^{сж}$ и p_x^p – текущие давления при сжатии и расширении, найденные для одних и тех же значений ε_x .

В процессе сжатия ε_x меняется от 1 до своего номинального значения ε , а в процессе расширения от значения равного степени предварительного расширения ρ , т. е. $\varepsilon_x = \rho$, до номинального значения степени сжатия ε .

Значения ε_x одни и те же для сжатия и расширения задаем в виде целых или дробных чисел с шагом необходимым для получения достаточного количества точек для точного прочерчивания политроп сжатия и расширения.

Расчетная индикаторная диаграмма в этом случае представляется в системе координатных осей p и безразмерного отношения V_x/V_c . Абсолютные объемы, соответствующие значениям $\frac{V_x}{V_c} = \varepsilon_x$ определяем умножением $\frac{V_x}{V_c}$ на

постоянное значение объема камеры сжатия равного $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$, т. е. $V_x = V_c \cdot \varepsilon_x$.

Вычисление ординат точек политроп сжатия и расширения удобно выполнять в табличной форме. Для соразмерности формы диаграммы её масштабы по осям p и $\frac{V_x}{V_c}$ рекомендуется выбирать из условия соотношения размеров

диаграммы по этим осям, как $l_p/l_v \approx 3/2$. При этом условии на формате А4 хорошая наглядность диаграммы обеспечивается, если принять $l_p = 180...200$ мм и $l_v = 120...140$ мм. Например, если строим диаграмму цикла, в котором $p_z = 10$ МПа, а номинальное значение отношения (т. е. степени сжатия) $\frac{V_x}{V_c} = \frac{V_a}{V_c} = \varepsilon = 14$, масштабы будут

$$\text{– по оси ординат} \quad m_p = \frac{p_z}{l_p} = \frac{10}{200} = 0,05 \text{ МПа/мм};$$

$$\text{– по оси абсцисс для безразмерной } \varepsilon \quad m_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{l_v} = \frac{14}{140} = 0,1 \frac{1}{\text{мм}};$$

$$\text{– для абсолютного объема} \quad m_v = \frac{V_a}{l_v} = \frac{V_a}{140} \text{ дм}^3/\text{мм}.$$

Расчет ординат политроп сжатия и расширения выполняется по форме табл. 10.1.

Значения давлений p_a, p_c, p_z и p_b в табл. 10.1 являются контрольными и должны соответствовать полученным в тепловом расчете.

Дальнейшее построение индикаторной диаграммы рекомендуется выполнять в следующей последовательности.

1. На миллиметровой бумаге формата А4 проводим координатные оси p и V_x/V_c .

2. На ось p наносим равномерную шкалу давления с шагом 1...2 МПа в соответствии с выбранным масштабом p/m_p , мм.

Таблица 10.1

Расчет политроп сжатия и расширения

$\varepsilon_x = \frac{V_x}{V_c}$	$\varepsilon = \frac{V_x/V_c}{m_\varepsilon}$ мм	Сжатие			Расширение		
		$\left(\frac{V_x}{V_c}\right)^{n_1}$	$p_x^{сж}$, МПа	$p_x' = \frac{p_x^{сж}}{m_p}$, мм	$\left(\frac{V_x}{V_c}\right)^{n_2}$	p_x^p , МПа	$p_x'' = \frac{p_x^p}{m_p}$, мм
1		1	p_c	$\frac{p_c}{m_p}$	—	—	—
1,25	—	—	—
$\varepsilon_x = \rho$	ρ^{n_2}	p_z	$\frac{p_z}{m_p}$
1,5
1,75
2
2,5
3
4
6
8
10
12
...
ε	...	ε^{n_1}	p_a	$\frac{p_a}{m_p}$...	p_b	$\frac{p_b}{m_p}$

3. На ось V_x/V_c наносим шкалу V_x/V_c в соответствии с выбранным масштабом и с шагом принятым в табл. 10.1 в столбце $\varepsilon_x = V_x/V_c$

4. Проводим контрольные горизонтальные линии постоянных давлений окружающей среды p_o и наддува p_k .

5. На вертикальных линиях, проведенных через нанесенные на оси абсцисс значения V_x/V_c , откладываем соответствующие значения ординат давлений p_x' и p_x'' , мм для политроп сжатия и расширения из табл. 10.1. Полученные точки соединяем плавными кривыми ca и zb . Далее проводятся изохора cy и изобара yz процесса сгорания.

6. Процессы газообмена – выпуска br и наполнения ra изображаем условно отдельно в увеличенном масштабе по давлению. Принципиальное протекание индикаторной диаграммы в период газообмена у дизеля с наддувом показано на рис. 11.1.

7. Для приближения расчетной диаграммы к действительной, построенную диаграмму скругляем в соответствии с рекомендациями в п. 1.11. Проверка правильности расчетов и построения индикаторной диаграммы рабочего цикла осуществляется определением по диаграмме значения среднего индикаторного давления $p_{i\partial}$ и сравнением его с p_i , полученном при тепловом расчете. С этой целью выполняется контрольное планиметрирование площади диаграммы и расчет среднего индикаторного давления по формуле

$$p_{i\partial} = \frac{F_{i\partial}}{l_v} m_p ,$$

где $F_{i\partial}$ – площадь скругленной индикаторной диаграммы, мм²; l_v – длина основания диаграммы, мм²; m_p – масштаб давления диаграммы, МПа/мм.

Расхождение полученного давления $p_{i\partial}$ с расчетным p_i не должно превышать 2 %.

11. Пример теплового расчета судового дизеля

Задание: произвести тепловой расчет рабочего цикла судового дизеля мощностью 500 кВт при 1000 об/мин. Прототип – дизель 6 ЧНСП 18/22-600.

11.1. Выбор и обоснование исходных данных

– Основные технические параметры прототипа

Двигатель – четырехтактный дизель с импульсным газотурбинным наддувом

Эффективная мощность N_e	464 кВт
Частота вращения n	1000 об/мин
Диаметр цилиндра D	180 мм
Ход поршня S	220 мм
Давление наддува p_k	0,28 МПа
Степень сжатия ε	12,5

Максимальное давление сгорания p_z	12,3 МПа
Среднее эффективное давление p_e	1,66 МПа
Удельный эффективный расход топлива g_e	208 г/кВт·ч

– По прототипу для проектируемого двигателя принимаем диаметр цилиндра $D = 180$ мм, ход поршня $S = 220$ мм, число цилиндров $i = 6$, тип смесеобразования – объемный, камера сгорания – типа Гессельман.

– Литраж проектируемого двигателя

$$V_{\text{Л}} = \frac{\pi D^2}{4} S \cdot i = \frac{3,14 \cdot 1,8^2}{4} 2,2 \cdot 6 = 33,57 \text{ дм}^3.$$

– Среднее эффективное давление

$$p_e = \frac{N_e \cdot 120}{n \cdot V_{\text{Л}}} = \frac{500 \cdot 120}{1000 \cdot 33,57} = 1,79 \text{ МПа.}$$

– Средняя скорость поршня

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,22 \cdot 1000}{30} = 7,33 \text{ м/с.}$$

– Принимая во внимание особенности проектируемого двигателя: назначение – судовой, тип – СОД, средней быстроходности, степень наддува – близкая к высокой, тип смесеобразования – объемный, учитывая значения характерных параметров у прототипа и руководствуясь рекомендациями, изложенными в данном издании и специальной литературе, производим обоснование и выбор значений опытных исходных данных. (Ниже обоснования не приводятся, так как они рассмотрены в основной части МУ. Однако студент в своей пояснительной записке должен представить развернутое обоснование своего выбора исходных данных с учетом творческого анализа факторов влияния).

Давление наддува	$p_k = (0,15 \dots 0,20) p_e$	МПа
Снижение температуры воздуха в воздухоохладителе ΔT_x		63 К
Соппротивление воздухоохладителя Δp_x		0,04 МПа
Подогрев воздуха в цилиндре ΔT_a		8,0 К
Отношение давления наддува p_k к давлению в выпускном ресивере $p_p, p_k / p_p$		1,25
Температура остаточных газов T_r		800 К
Степень сжатия ε		12,5
Коэффициент избытка воздуха для сгорания α		2,1
Коэффициент продувки φ_a		1,1

Максимальное давление сгорания p_z	12,5 МПа
Коэффициент использования тепла в точке z, ξ_z	0,85
Коэффициент использования тепла в точке b, ζ_b	0,9
Коэффициент полноты индикаторной диаграммы φ_n	0,96
Давление окружающей среды p_o	0,1 МПа
Температура окружающей среды T_o	288 К
Элементарный массовый средний состав дизельного топлива	C = 0,87 H = 0,126 O = 0,004
Низшая теплотворная способность дизельного топлива среднего состава Q_H	42 500кДж/кг

11.2. Определение параметров процесса газообмена (расчет процесса наполнения)

– Давление наддува. Принимаем $p_k / p_e = 0,17$ как у прототипа

$$p_k = (0,15 \dots 0,20)p_e = 0,17 \cdot 1,79 = 0,3 \text{ МПа.}$$

– Давление воздуха на выходе из компрессора

$$p_k' = p_k + \Delta p_x = 0,3 + 0,004 = 0,304 \text{ МПа.}$$

– Температура воздуха на выходе из компрессора

$$T_k' = T_o \left(\frac{p_k'}{p_o} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 288 \left(\frac{0,304}{0,1} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} = 396 \text{ К.}$$

Принимаем показатель политропы сжатия в центробежном компрессоре с охлаждаемым корпусом $n_k = 1,4$.

– Температура воздуха в наддувочном ресивере

$$T_k = T_k' - \Delta T_x = 396 - 63 = 333 \text{ К.}$$

– Температура воздуха в цилиндре в конце наполнения

$$T_k'' = T_k + \Delta T_a = 333 + 8 = 341 \text{ К.}$$

– Давление остаточных газов в цилиндре

$$p_r = (0,95 \dots 1,15) \frac{p_k}{p_k / p_p} = 1,05 \frac{0,3}{1,25} = 0,252 \text{ МПа.}$$

– Давление свежего заряда (рабочей смеси) в цилиндре в конце наполнения

$$p_a = (0,8 \dots 1,1) p_k = 0,98 \cdot 0,3 = 0,294 \text{ МПа.}$$

– Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k''}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{341}{800} \frac{0,252}{12,5 \cdot 0,294 - 0,252} = 0,0314.$$

– Температура заряда в цилиндре в конце наполнения

$$T_a = \frac{T_k'' + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{341 + 0,0314 \cdot 800}{1 + 0,0314} = 355 \text{ К.}$$

– Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} = \frac{12,5}{12,5 - 1} \frac{0,294}{0,3} \frac{333}{355} \frac{1}{1 + 0,0314} = 0,97.$$

11.3. Расчет процесса сжатия

– Средняя молярная изохорная теплоемкость воздуха в конце сжатия в точке c

$$\bar{c}_{v_c}' = 19,26 + 0,0025T_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К.} \quad (11.1)$$

– Средняя молярная изохорная теплоемкость «чистых» продуктов сгорания в конце сжатия в точке c

$$\bar{c}_{v_c}'' = 20,47 + 0,0036T_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К.}$$

– Средняя молярная изохорная теплоемкость рабочей смеси в конце сжатия в точке c

$$\begin{aligned} \bar{c}_{v_c} &= \frac{\gamma_r \bar{c}_{v_c}'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \bar{c}_{v_c}'}{\alpha(1 + \gamma_r)} = a_c + b_c T_c = \\ &= \frac{0,0314 \cdot (20,47 + 0,0036 T_c) + [2,1(1 + 0,0314) - 0,0314] (19,26 + 0,0025 T_c)}{2,1(1 + 0,0314)} = \\ &= 19,276 + 0,00249 T_c \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \end{aligned}$$

– Средний показатель политропы сжатия.

Показатель n_1 определяем методом последовательных приближений с точностью схождения частей уравнения $\Delta \leq 0,001$.

Пределы изменения n_1 для дизелей проектируемого типа составляют $n_1 = 1,35 \dots 1,38$. Задаемся в первом приближении $n_{1_1} = 1,36$.

$$\begin{aligned} n_{1_1} - 1 &= \frac{8,314}{a_c + b_c \left(1 + \varepsilon^{n_{1_1} - 1}\right) T_a} \\ 1,36 - 1 &= \frac{8,314}{19,276 + 0,00249 \left(1 + 12,5^{1,36-1}\right) 355} = 0,372. \end{aligned}$$

$0,372 - 0,36 = 0,0124 > 0,001$ – точность сходимости недостаточна.

Задаемся вторым приближением $n_{1_2} = 1,37$

$$1,37 - 1 = \frac{8,314}{19,276 + 0,00249 \left(1 + 12,5^{1,37-1}\right) 355} = 0,3709,$$

$0,3709 - 0,37 = 0,0009 < 0,001$ – сходимость частей уравнения достигнута с требуемой точностью. Принимаем $n_1 = 1,37$.

– Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,294 \cdot 12,5^{1,37} = 9,36 \text{ МПа.}$$

– Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 355 \cdot 12,5^{1,37-1} = 904 \text{ К.}$$

11.4. Расчет процесса сгорания

– Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль/кг.}$$

– Действительное количество воздуха участвующее в сгорании 1 кг топлива

$$L = \alpha L_o = 2,1 \cdot 0,495 = 1,0395 \text{ кмоль/кг.}$$

– Теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_o = 1 + \frac{8H + O}{32L} = 1 + \frac{8 \cdot 0,126 + 0,004}{32 \cdot 1,0395} = 1,0304.$$

– Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = \frac{\beta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0304 + 0,0314}{1 + 0,0314} = 1,0295.$$

– Доля топлива, сгоревшая к моменту точки z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,85}{0,9} = 0,944.$$

– Коэффициент молекулярного изменения в точке z

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} x_z = 1 + \frac{1,0304 - 1}{1 + 0,0314} 0,944 = 1,0278.$$

– Средняя молекулярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания в точке z

$$\begin{aligned} \bar{c}_{v_z} &= \frac{(1,064x_z + \gamma_r) \bar{c}_{v_z}'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \bar{c}_{v_z}'}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064x_z} = \\ &= \frac{(1,064 \cdot 0,944 + 0,0314) (20,47 + 0,0036 T_z) + [2,1(1 + 0,031) - (0,944 + 0,0314)] (19,26 + 0,0025 T_z)}{2,1(1 + 0,0314) + 0,064 \cdot 0,944} = \\ &= 19,825 + 0,00302 T_z \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К.} \end{aligned}$$

– Средняя молярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания в точке b

$$\begin{aligned}
\bar{c}_{v_b} &= \frac{(1,064 + \gamma_r) \bar{c}_{v_b}'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (1 + \gamma_r)] \bar{c}_{v_b}'}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064} = \\
&= \frac{(1,064 + 0,0314)(20,47 + 0,0036 \cdot T_b) + [2,1(1 + 0,0314) - (1 + 0,0314)](19,26 + 0,0025T_b)}{2,1(1 + 0,0314) + 0,064} = \\
&= 19,854 + 0,00304T_b, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}.
\end{aligned} \tag{11.2}$$

– Степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{12,5}{9,36} = 1,33.$$

– Максимальная температура сгорания определяется в результате решения уравнения сгорания

$$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_o} + \left[\bar{c}_{v_c}' + 8,314\lambda + \gamma_r \left(\bar{c}_{v_c}'' + 8,314 \cdot \lambda \right) \right] T_c = \beta_z (1 + \gamma_r) \bar{c}_{p_z} \cdot T_z.$$

Здесь

$$\bar{c}_{v_c}' = 19,26 + 0,0025 \cdot T_c = 19,26 + 0,0025 \cdot 904 = 21,52 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К};$$

$$\bar{c}_{v_c}'' = 20,47 + 0,0036T_c = 20,47 + 0,0036 \cdot 904 = 23,72 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К};$$

$$\bar{c}_{p_z} = \bar{c}_{v_z} + 8,314 = 19,825 + 0,00302T_z + 8,314 = 28,139 + 0,00302T_z \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}.$$

После подстановки имеем

$$\begin{aligned}
&\frac{0,85 \cdot 42500}{2,1 \cdot 0,495} + [21,52 + 8,314 \cdot 1,33 + 0,0314(23,7 + 8,314 \cdot 1,33)] 904 = \\
&= 1,0278(1 + 0,0314)(28,139 + 0,00302T_z) T_z.
\end{aligned}$$

После преобразований получим уравнение вида $AT_z^2 + BT_z - C = 0$,

а именно $0,0032T_z^2 + 29,829T_z - 65189,3 = 0$

откуда

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A} = \frac{-29,829 + \sqrt{29,829^2 + 4 \cdot 0,0032 \cdot 65189,3}}{2 \cdot 0,0032} = 1827 \text{ К}.$$

– Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0278 \cdot 1827}{1,33 \cdot 904} = 1,56.$$

11.5. Расчет процесса расширения

– Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1,56} = 8,01.$$

– Средний показатель политропы расширения n_2 и температуру в конце расширения T_b определяем совместным решением их уравнений методом последовательных приближений

$$n_2 - 1 = \frac{8,314 \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H(\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{v_z} + b_{v_z} \cdot T_z) T_z - (a_{v_b} + b_{v_b} \cdot T_b) T_b}.$$

После подстановки известных величин и вычислений получим

$$n_2 - 1 = \frac{8,314 \left(\frac{1,0279}{1,0295} 1827 - T_b \right)}{\frac{42500(0,9 - 0,85)}{1,0395(1 + 0,0314)1,0295} + \frac{1,0279}{1,0295} (19,825 + 0,00302 \cdot 1827) 1827 - (19,854 + 0,00304 T_b) T_b};$$

$$n_2 - 1 = \frac{15166,07 - 8,314 \cdot T_b}{48149,58 - (19,84 + 0,00304 \cdot T_b) T_b}.$$

Средний показатель политропы расширения n_2 изменяется в пределах

$$n_2 = 1,15 \dots 1,30.$$

В первом приближении зададимся $n_{21} = 1,26$. При этом температура в конце расширения будет

$$T_{b1} = T_Z \frac{1}{\delta^{n_{21} - 1}} = 1827 \frac{1}{8,01^{1,26 - 1}} = 1063,4 \text{ К.}$$

Проверяем сходимость частей уравнения

$$1,26 - 1 = \frac{15166,07 - 8,314 \cdot 1063,4}{48149,58 - (19,84 + 0,00304 \cdot 1063,4)1063,4},$$

$0,26 \neq 0,268$; $0,268 - 0,26 = 0,008 > \Delta = 0,001$ – сходимость неудовлетворительная.

Выполняем второе приближение $n_{2_2} = 1,27$,

$$T_{b_2} = 1827 \frac{1}{8,01^{1,27-1}} = 1041,6 \text{ К.}$$

$$1,27 - 1 = \frac{15166,07 - 8,314 \cdot 1041,6}{48149,58 - (19,84 + 0,00304 \cdot 1041,6)1041,6},$$

$0,27 \neq 0,269$ $0,27 - 0,269 = 0,001 \leq \Delta = 0,001$ – сходимость достигнута.

В итоге

$$n_2 = n_{2_2} = 1,27 \text{ и } T_b = T_{b_2} = 1041,6 \text{ К.}$$

– Давление в конце расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{12,5}{8,01^{1,27}} = 0,89 \text{ МПа.}$$

– Проверяем значение исходной температуры остаточных газов T_r в сравнении с расчетной T_r'

$$T_r' = \frac{T_b}{\left(\frac{P_b}{P_r}\right)^{0,253}} = \frac{1041,6}{\left(\frac{0,89}{0,252}\right)^{0,253}} = 757 \text{ К.}$$

Расхождение с исходной температурной T_r

$$\frac{T_r - T_r'}{T_r'} 100 = \frac{800 - 757}{757} 100 = 5,7 \text{ \% .}$$

Сходимость близка к допустимой, поэтому её можно считать удовлетворительной.

11.6. Определение индикаторных показателей

– Расчетное среднее индикаторное давление

$$\begin{aligned}
 p_{iP} &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \\
 &= \frac{9,36}{12,5 - 1} \left[1,33(1,56 - 1) + \frac{1,33 \cdot 1,56}{1,27 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,01^{1,27 - 1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,37 - 1}} \right) \right] = \\
 &= 1,958 \text{ МПа}.
 \end{aligned}$$

– Действительное среднее индикаторное давление

$$p_i = \varphi_n \cdot p_{iP} = 0,96 \cdot 1,958 = 1,88 \text{ МПа}.$$

– Индикаторная мощность

$$N_i = \frac{iV_h p_i n}{30\tau} = \frac{6 \cdot 5,6 \cdot 1,88 \cdot 1000}{30 \cdot 4} = 526,4 \text{ кВт}.$$

– Индикаторный КПД

$$\eta_i = 8,314 \frac{\alpha L_o T_k p_i}{Q_H p_k \eta_v} = 8,314 \frac{2,1 \cdot 0,495 \cdot 333 \cdot 1,88}{42500 \cdot 0,3 \cdot 0,97} = 0,437.$$

– Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i Q_H} 10^3 = \frac{3600}{0,437 \cdot 42500} 10^3 = 193,8 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}.$$

11.7. Определение эффективных показателей

– Среднее давление механических потерь

$$\begin{aligned}
 p_m &= (0,138 + 0,0085 C_m) p_k^{0,1} + (p_r - p_a) 0,85 = \\
 &= (0,138 + 0,0085 \cdot 7,33) 0,3^{0,1} + (0,233 - 0,294) 0,85 = 0,123 \text{ МПа}.
 \end{aligned}$$

– Механический КПД

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i} = 1 - \frac{0,123}{1,88} = 0,93.$$

– Среднее эффективное давление

$$p_e = \eta_m \cdot p_i = 0,93 \cdot 1,88 = 1,75 \text{ МПа.}$$

– Эффективная мощность

$$N_e = \eta_m \cdot N_i = 0,93 \cdot 526,4 = 489,55 \text{ кВт.}$$

– Схождение с заданной мощностью

$$\frac{N_e - N_{e \text{ зад}}}{N_e} 100 = \frac{489,55 - 500}{489,55} 100 = 2,1 \text{ \% .}$$

Расхождение находится на допустимом уровне, т. е. $< 5 \text{ \%}$.

– Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,437 \cdot 0,93 = 0,406.$$

– Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_H} 10^3 = \frac{3600}{0,406 \cdot 42500} 10^3 = 208,6 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

– Часовой расход топлива

$$G_\tau = \frac{g_e \cdot N_e}{10^3} = \frac{208,6 \cdot 489,55}{1000} = 102,12 \text{ кг/ч.}$$

11.8. Проверка основных размеров двигателя

– Литраж проектируемого двигателя

$$V_L = \frac{30\tau \cdot N_e}{p_e \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 489,55}{1,75 \cdot 1000} = 33,57 \text{ дм}^3.$$

– Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{V_L}{i} = \frac{33,57}{6} = 5,595 \text{ дм}^3.$$

– Диаметр цилиндра

$$D = 3 \sqrt[3]{\frac{V_h}{0,785 \cdot K}} = 3 \sqrt[3]{\frac{5,595}{0,785 \cdot 1,22}} = 1,801 \text{ дм}$$

$$K = \frac{S}{D} = \frac{220}{180} = 1,22 \text{ принимаем по прототипу.}$$

– Ход поршня

$$S = K \cdot D = 1,22 \cdot 1,801 = 2,197 \text{ дм.}$$

Полученные значения D и S округляем

$$D = 1,8 \text{ дм} = 180 \text{ мм}; \quad S = 2,2 \text{ дм} = 220 \text{ мм.}$$

Основные размеры проектируемого двигателя соответствуют размерам прототипа.

11.9. Построение индикаторной диаграммы расчетного цикла

Диаграмму строим на миллиметровой бумаге формата А4 в координатах

$$p - \frac{V_x}{V_c},$$

где $\frac{V_x}{V_c} = \varepsilon_x$, т. е. текущая степень сжатия.

$$\text{– Объем камеры сжатия: } V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{5,595}{12,5 - 1} = 0,486 \text{ дм}^3.$$

$$\text{– Полный объем цилиндра } V_a = V_h + V_c = 5,595 + 0,486 = 6,08 \text{ дм}^3.$$

– Исходя из рекомендуемых размеров диаграммы по оси p около

$l_p = 180 \dots 200$ мм и по оси $\frac{V_x}{V_c}$ порядка $l_v = 120 \dots 140$ мм определяем масштабы

по осям диаграммы, принимая $l_p = 200$ мм и $l_v = 140$ мм

$$m_p = \frac{p_z}{l_p} = \frac{12,5}{200} = 0,0625 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}}; \quad m_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{l_v} = \frac{12,5}{140} = 0,089 \frac{1}{\text{мм}};$$

$$m_v = \frac{V_a}{l_v} = \frac{6,08}{140} = 0,043 \frac{\text{дм}^3}{\text{мм}},$$

где l_p и l_v – соответственно высота и ширина диаграммы от начала координат.

– Рассчитываем ординаты политроп сжатия и расширения при равных абсциссах по формулам

$$\text{сжатие } p_x = p_c / \left(\frac{V_x}{V_c} \right)^{n_1}; \quad \text{расширение } p_x = p_z \rho^{n_2} / \left(\frac{V_x}{V_c} \right)^{n_2}.$$

– Формируем таблицу расчетных данных и строим диаграмму согласно вышеизложенным рекомендациям, представленную на рис. 11.

Таблица 11.1

К построению индикаторной диаграммы

$\varepsilon_x = \frac{V_x}{V_c}$	$\frac{V_x/V_c}{m_\varepsilon}$, мм	Сжатие			Расширение		
		$\left(\frac{V_x}{V_c}\right)^{n_1}$	p_x , МПа	$p_x' = \frac{p_x}{m_p}$, мм	$\left(\frac{V_x}{V_c}\right)^{n_2}$	p_x , МПа	$p_x'' = \frac{p_x}{m_p}$, мм
1	11,24	1,0	9,36 = p_c	149,8	–	–	–
1,25	14,04	1,358	6,89	110,24	–	–	–
1,55 = ρ	14,4	1,831	5,11	81,76	1,75	12,5 = p_z	200
1,75	19,7	2,153	4,35	69,6	2,035	10,76	172,2
2,0	22,5	2,585	3,62	57,9	2,41	9,09	145,4
2,5	28,1	3,509	2,67	42,7	3,20	6,84	109,4
3,0	33,7	4,505	2,08	33,3	4,04	5,42	86,7
4,0	44,9	6,681	1,4	22,4	5,82	3,76	60,2
6,0	67,4	11,643	0,8	12,8	9,73	2,25	36,0
8,0	89,9	17,268	0,54	8,6	14,03	1,56	25,0
10,0	112,4	23,442	0,399	6,4	18,62	1,18	18,9
12,5 = ε	140	31,825	0,294 = p_a	4,7	24,72	0,89 = p_b	14,24

– Площадь скругленной индикаторной диаграммы

$$F_{i_\partial} = 3997 \text{ мм}^2 \text{ (подсчитывается по клеточкам)}$$

– Среднее индикаторное давление по диаграмме

$$p_{i_\partial} = \frac{F_{i_\partial}}{V_h/m_v} m_p = \frac{3997}{5,595/0,043} 0,0625 = 1,92 \text{ МПа.}$$

– Расхождение p_{i_∂} с аналитическим значением p_i

$$\Delta = \frac{P_{i_{\delta}} - P_i}{P_{i_{\delta}}} \leq 2 \% = \frac{1,92 - 1,88}{1,92} = 0,021.$$

Найденное расхождение аналитического и графического значений среднего индикаторного давления около 2 % следует считать удовлетворительным.

11.10. Параметры рабочего тела и агрегатов системы наддува

Большинство современных судовых дизелей оборудуются системой газотурбинного наддува. Наддув позволяет значительно увеличить удельную мощность, улучшить экономичность и массогабаритные показатели двигателя.

У двигателя с газотурбинным наддувом процесс расширения газов происходит в двух ступенях : первая – цилиндр поршневого двигателя и вторая – газовая турбина. Полезная работа от первой ступени через кривошипно-шатунный механизм передается потребителю, а от второй ступени используется для привода центробежного надувочного компрессора, конструктивно объединенного с турбиной в одном агрегате – турбокомпрессоре.

Таким образом, двигатель с газотурбинным наддувом является совокупностью двух тепловых двигателей поршневого и газотурбинного и поэтому называется комбинированным или турбопоршневым.

Для эффективной работы комбинированного двигателя на всех режимах параметры рабочего тела на выходе из поршневой части должны обеспечить мощность турбины достаточную для привода компрессора с получением требуемых параметров надувочного воздуха.

На установившемся режиме работы двигателя баланс мощности турбины и компрессора $N_T = N_k$ определяется величинами давления p_T и температуры T_T газа перед турбиной, адиабатного КПД компрессора $\eta_{кад}$, эффективного КПД турбины η_T и рядом других параметров.

Исходные показатели системы наддува рассчитываются по результатам теплового расчета двигателя и дальше используются для газодинамического расчета, определения основных размеров и профилирования проточной части турбины и компрессора.

Параметры центробежного компрессора

– Секундный расход воздуха через компрессор

$$G_k = \frac{\mu_g \alpha L_o g_e N_e \varphi_a}{3600} = \frac{28,95 \cdot 2,1 \cdot 0,495 \cdot 0,2086 \cdot 489,55 \cdot 1,1}{3600} = 0,94 \text{ кг/с};$$

где $\mu_g = 28,95$ кг/кмоль – молярная масса воздуха.

– Удельная адиабатическая работы сжатия воздуха в компрессоре

$$L_{адк} = \frac{k}{k-1} R_g T_o \left[\left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4-1} 0,287 288 \left[\left(\frac{0,304}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] =$$

$$= 108,2 \text{ кДж/кг},$$

где $k = 1,4$ – показатель адиабаты для воздуха; $R_g = 0,287$ кДж/кгК – газовая постоянная для воздуха.

– Мощность, потребляемая компрессором

$$N_k = \frac{G_k \cdot L_{адк}}{\eta_{адк}} = \frac{0,94 \cdot 108,2}{0,75} = 135,6 \text{ кВт},$$

где $\eta_{адк} = 0,75$ принимаем по данным табл. 2.2.

– Относительная мощность компрессора

$$\delta_k = \frac{N_k}{N_i} = \frac{135,6}{526,4} = 0,258.$$

По опытным данным, $\delta_k = 0,12 \dots 0,2$. Повышенная мощность компрессора в нашем случае объясняется увеличенным удельным расходов воздуха через двигатель $g_g = 3600 \cdot G_k / N_e = 6,9$ кг/кВт·ч, что благоприятно для снижения его тепловой напряженности.

Параметры рабочего тела в выпускном ресивере

Рабочее тело в выпускном ресивере рассматриваем как газоздушную смесь отработавших газов из цилиндра и продувочного воздуха, поступившего в ресивер в период перекрытия клапанов в фазе продувки камеры сгорания.

– Давление газов в ресивере перед турбиной p_T .

В соответствии с п. 1.4 и принятым значением p_k / p_p в исходных данных имеем $p_T = p_p = p_k / 1,25 = 0,3 / 1,25 = 0,24$ МПа.

– Температура отработавших газов в выпускном ресивере после истечения из цилиндра (до смешения с продувочным воздухом).

В упрощенных расчетах определяется по формуле

$$T_{\Gamma} = \frac{T_{\vartheta}}{\left(\frac{p_{\vartheta}}{p_{\Gamma}}\right)^{\frac{m-1}{m}}} = \frac{1041,6}{\left(\frac{0,89}{0,24}\right)^{\frac{1,17-1}{1,17}}} = 860,8 \text{ К},$$

где m – показатель политропы расширения рекомендуется в пределах $m = 1,25 \dots 1,35$. При данных значениях температура T_{Γ} получается существенно ниже реальной 750...900К. Принимаем $m = 1,17$.

– Средняя молярная изобарная теплоемкость отработавших газов в ресивере $\bar{c}_{p_{pec}}$. Теплоемкость определяем с использованием выражения (11.3), в котором вместо T_{ϑ} используем значение T_{Γ} .

$$\begin{aligned}\bar{c}_{p_{pec}} &= \bar{c}_{v_{\vartheta}} + 8,314 = 19,854 + 0,00304T_{\Gamma} + 8,314 = \\ &= 28,168 + 0,00304 \cdot 860,8 = 30,51 \text{ кДж/кмольК}.\end{aligned}$$

– Средняя молярная изобарная теплоемкость продувочного воздуха в ресивере $\bar{c}'_{p_{pec}}$. Теплоемкость определяем с использованием выражения (11.1), в котором T_c заменяем на T_k .

$$\begin{aligned}\bar{c}'_{p_{pec}} &= \bar{c}'_{v_c} + 8,314 = 19,26 + 0,0025T_k + 8,314 = \\ &= 27,574 + 0,0025 \cdot 333 = 28,41 \text{ кДж/кмольК}.\end{aligned}$$

– Средняя молярная изобарная $\bar{c}_{p_{см}}$ и изохорная $\bar{c}_{v_{см}}$ теплоемкость газозвушной смеси в выпускном ресивере (перед турбиной)

$$\begin{aligned}\bar{c}_{p_{см}} &= \frac{\beta \bar{c}_{p_{pec}} + (\varphi_a - 1) \bar{c}'_{p_{pec}}}{\varphi_a - 1 + \beta} = \frac{1,0295 \cdot 30,78 + (1,1 - 1) 28,41}{1,1 - 1 + 1,0295} = \\ &= 30,57 \text{ кДж/кмольК}\end{aligned} \quad (11.4)$$

$$\bar{c}_{v_{см}} = \bar{c}_{p_{см}} - 8,314 = 30,57 - 8,314 = 22,256 \text{ кДж/кмольК}.$$

– Температура рабочего тела (газовоздушной смеси) перед турбиной

$$T_T = \frac{(\varphi_a - 1) \bar{c}_{p_{pec}} \cdot T_k + \beta \bar{c}_{p_{pec}} \cdot T_\Gamma}{(\varphi_a - 1 + \beta) \bar{c}_{p_{cm}}} = \frac{(1,1 - 1) 28,41 \cdot 333 + 1,0295 \cdot 30,78 \cdot 860,8}{(1,1 - 1 + 1,0295) \cdot 30,57} =$$

$$= 817,35 \text{ K}.$$

По опытным данным, для четырехтактных судовых СОД $T_T = 650 \dots 800 \text{ K}$, для ВОД $750 \dots 900 \text{ K}$; для двухтактных МОД $550 \dots 650 \text{ K}$, СОД $600 \dots 750 \text{ K}$.

Параметры газовой турбины

– Секундный расход газов через турбину.

Массовый расход рабочего тела через турбину включает в себя расход воздуха, подаваемого компрессором и расход топлива впрыскиваемого форсункой.

$$G_T = G_k + G_\Gamma = \frac{g_e N_e}{3600} (\mu_v \alpha L_o \cdot \varphi_a + 1) = \frac{0,2086 \cdot 489,55}{3600} (28,95 \cdot 2,1 \cdot 0,495 \cdot$$

$$\cdot 1,1 + 1) = 0,967 \text{ кг/с}.$$

– Показатель адиабаты расширения в турбине

$$K_T = \frac{\bar{c}_{p_{cm}}}{\bar{c}_{v_{cm}}} = \frac{30,57}{22,256} = 1,374.$$

По опытным данным, $K_T = 1,3 \dots 1,35$.

– Удельная работа адиабатического расширения в турбине

$$L_{адТ} = \bar{c}_{p_{cm}} \cdot T_T \left[1 - \left(\frac{p_{3T}}{p_T} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} \right] = 30,57 \cdot 817,35 \left[1 - \left(\frac{0,102}{0,24} \right)^{\frac{1,374 - 1}{1,374}} \right] =$$

$$5197,17 \text{ кДж/кмоль},$$

где p_{3T} – давление газов за турбиной при отсутствии каких-либо устройств в выпускном тракте. По опытным данным, $p_{3T} = 0,1015 \dots 0,102 \text{ МПа}$. При наличии утилизационного котла, глушителя и др. $p_{3T} = 0,104 \dots 0,107 \text{ МПа}$. Принимаем $p_{3T} = 1,02 \text{ МПа}$.

Допуская, что молярная масса газов и воздуха примерно равны $\mu_\Gamma \approx \mu_v$ выразим удельную работу турбины в кДж/кг

$$\dot{L}_{адТ} = \frac{L_{адТ}}{\mu_T} = \frac{5197,17}{28,95} = 179,52 \text{ кДж/кг.}$$

Мощность турбины

$$N_T = G_T \cdot \dot{L}_{адТ} \cdot \eta_T K_u = 0,967 \cdot 179,52 \cdot 0,74 \cdot 1,05 = 134,9 \text{ кВт}$$

где η_T – эффективный КПД турбины. По опытным данным, $\eta_T = 0,72 \dots 0,84$. Учитывая незначительные размеры турбокомпрессора (судя по расходу воздуха), принимаем $\eta_T = 0,74$.

K_u – коэффициент импульсности. По опытным данным, $K_u = 1,1 \dots 1,35$.

Коэффициент характеризует увеличение работоспособности газов в системе наддува с переменным давлением газов перед турбиной (импульсная система наддува) в сравнении с системой при постоянном давлении (изобарная система наддува). Коэффициент импульсности равен отношению средних за цикл удельных адиабатных работ расширения импульсной и изобарной турбин при одинаковых параметрах поршневой части двигателя. С увеличением степени наддува K_u уменьшается.

Степенью наддува λ_H называется отношение среднего эффективного давления двигателя с наддувом p_{eH} к его значению у двигателя без наддува p_e , т. е. $\lambda_H = p_{eH} / p_e$. Для четырехтактных судовых дизелей $\lambda_H = 2 \dots 4$ (5), для двухтактных $\lambda_H = 1,5 \dots 2,7$ (3).

В рассматриваемом примере $\lambda_H = \frac{1,75}{0,54} = 3,24$. Учитывая значительную величину λ_H , принимаем $K_u = 1,05$.

– Относительная мощность турбины

$$\delta_T = \frac{N_T}{N_i} = \frac{134,9}{526,4} = 0,256.$$

Таким образом, при найденных параметрах газа перед турбиной на расчетном режиме имеется баланс мощности турбины и компрессора $N_T = N_k$ при равенстве оборотов $n_T = n_k$ (колеса турбины и компрессора сидят на одном валу).

По результатам расчета производим подбор турбокомпрессора из стандартизованного типоразмерного ряда [2, с. 311]. Для получения требуемых степени

повышения давления в компрессоре $\pi_k = \frac{p_k}{p_o} = \frac{0,304}{0,1} = 3,04$ и производительности

$G_k = 0,94 \text{ кг/с}$ подходит турбокомпрессор ТКР-14 с радиальной центробежной турбиной, имеющий колесо компрессора диаметром $D_k = 140 \text{ мм}$.

11.11. Внешний тепловой баланс

Распределение теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в двигателе Q_T , на полезно используемую теплоту и различные виды тепловых потерь называется внешним тепловым балансом. Полезное тепло Q_e расходуется на получение эффективной работы, а тепловые потери складываются из потерь с охлаждающей средой $Q_{охл}$, отработавшими газами Q_G и неучтенных потерь, оцениваемых остаточным членом теплового баланса $Q_{нб}$ (невязка баланса). Уравнение внешнего теплового баланса в абсолютной форме имеет вид

$$Q_T = Q_e + Q_{охл} + Q_G + Q_{нб}$$

В относительной форме уравнение имеет аналогичный вид

$$q_T = q_e + q_{охл} + q_G + q_{нб}, \text{ где составляющие вычисляются как, например, для } q_e = \frac{Q_e}{Q_T} \text{ в долях или } q_e = \frac{Q_e}{Q_T} \cdot 100\%.$$

Различают так же внутренний тепловой баланс двигателя, в котором рассматривается перераспределение теплоты внутри двигателя между составляющими внешнего теплового баланса и определяются итоговые величины его составляющих.

Внешний тепловой баланс обычно определяется экспериментально. Значения его составляющих позволяет судить о совершенстве теплоиспользования и наметить пути улучшения показателей двигателя. При проектировании нового двигателя с целью получения исходных данных для расчета систем охлаждения, смазки, определения возможности утилизации тепловых потерь внешний тепловой баланс определяют расчетным путем.

– Количество полезной теплоты, эквивалентное эффективной работе двигателя $Q_e = 3600 \cdot N_e = 3600 \cdot 489,55 = 1762380 \text{ кДж/ч}$.

$$\text{Относительная доля полезной теплоты } q_e = \frac{Q_e}{Q_T} = \frac{1762380}{4340100} = 0,406,$$

где $Q_T = g_e \cdot N_e \cdot Q_H \cdot 10^{-3} = 208,6 \cdot 489,55 \cdot 42500 \cdot 10^{-3} = 4340100,5 \text{ кДж/ч}$, теплота, выделяющаяся при сгорании топлива.

Очевидно, что q_e по сути есть эффективный КПД двигателя, т. е. $q_e = \eta_e$.

– Количество теплоты, теряемой в систему охлаждения, через её составляющие можно рассчитать по выражению

$$Q_{охл} = Q_{с-р} + Q_{сж} - Q_{нап} + Q_{вып} + Q_{ТБ} + Q_{п-ц} + Q_{вн},$$

где Q_{c-p} – потеря теплоты в процесс сгорания и расширения; $Q_{сж}$ – потеря теплоты в процесс сжатия; $Q_{нап}$ – теплота, сообщаемая свежему заряду от стенок цилиндра, т. е. в конечном счёте от системы охлаждения, в процессе наполнения (подогрев заряда); $Q_{вып}$ – потеря теплоты в систему охлаждения при выпуске; $Q_{ТБ}$ – потеря теплоты от турбины (в случае охлаждаемого корпуса); $Q_{n-ц}$ – потеря теплоты эквивалентной работе трения между поршнем и цилиндром; $Q_{вн}$ – потеря теплоты эквивалентной работе водяных насосов. (Работа водяных насосов относится к потерям в систему охлаждения, потому что превращается в теплоту, сообщаемую воде).

Произведем вычисление слагаемых потерь в воду.

– По опытным данным, относительная доля потерь теплоты в систему охлаждения в процессе сгорания-расширения составляет $q_{c-p} = 0,08...0,12$. Большие значения относятся к двигателям с меньшим числом оборотов и диаметром цилиндра. Принимаем $q_{c-p} = 0,1$.

Тогда $Q_{c-p} = q_{c-p} \cdot Q_T = 0,085 \cdot 4340100 = 434010,05$ кДж/ч.

– Для определения $Q_{сж}$ используем выражение

$$Q_{сж} = \bar{c}_{сж} \cdot M_{сж} (T_c - T_a) \text{ кДж/ч,}$$

где $\bar{c}_{сж}$ – молярная теплоемкость при политропном процессе сжатия, кДж/кмольК; $M_{сж}$ – количество рабочей смеси, сжимаемой за час, кмоль/ч.

Находим $\bar{c}_{сж}$ как $\bar{c}_{сж} = \bar{c}_{v_c} \frac{K - n_1}{n_1 - 1}$,

где \bar{c}_{v_c} – теплоемкость рабочей смеси вычисляем по выражению (11.2)

$$\bar{c}_{v_c} = 19,276 + 0,00249T_c = 19,276 + 0,00249 \cdot 904 = 21,53 \text{ кДж/кмольК;}$$

$K = 1,4$ – показатель адиабаты для воздуха; $n_1 = 1,37$ – показатель политропы сжатия.

Тогда $\bar{c}_{сж} = 21,53 \frac{1,4 - 1,37}{1,37 - 1} = 1,746$ кДж/кмольК.

Для определения $M_{сж}$ запишем $M_{сж} = \eta_v \cdot M_{hi} \cdot 60n \frac{2}{\tau} (1 + \gamma_r)$ кмоль/ч,

где $\eta_v = 0,97$ – коэффициент наполнения; M_h – количество рабочего тела, размещающегося в рабочем объеме, при p_k и T_k будет

$$M_h = \frac{V_h \cdot p_k}{RT_k} = \frac{5,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3}{8,314 \cdot 333} = 0,6068 \cdot 10^{-3} \text{ кмоль.}$$

Здесь V_h м³, p_k кПа, R кДж/кмольК

$$M_{сж} = 0,97 \cdot 0,6062 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 0,5(1 + 0,0314) = 109,166 \text{ кмоль/ч.}$$

Определяем $Q_{сж}$

$$Q_{сж} = 1,746 \cdot 109,166(904 - 355) = 104641,5 \text{ кДж/ч.}$$

Относительная доля составит

$$q_{сж} = \frac{Q_{сж}}{Q_T} = \frac{104641,5}{4340100} = 0,0241.$$

– Определяем $Q_{нап}$ по выражению

$$Q_{нап} = \frac{M_{нап} \bar{c}_p \Delta T_a}{1 + \gamma_r}.$$

С учетом продувки часовое количество свежего заряда, участвующего в процессе наполнения будет

$$M_{нап} = \alpha L_o \rho_a \cdot G_T = 2,1 \cdot 0,495 \cdot 1,1 \cdot 102,12 = 116,769 \text{ кмоль/ч.}$$

Теплоемкость воздуха $\bar{c}_p = \bar{c}_v + 8,314$, где изохорную теплоёмкость воздуха \bar{c}_v вычисляем по формуле (11.1), используя в ней температуру T_a .

$$\bar{c}_p = 19,26 + 0,0025 \cdot 355 + 8,314 = 28,46 \text{ кДж/кмольК,}$$

Подогрев воздуха при наполнении $\Delta T_a = 8 \text{ К}$.

После подстановки получим

$$Q_{нап} = \frac{116,769}{1 + 0,0314} \cdot 28,46 \cdot 8 = 25776,6 \text{ кДж/ч.}$$

$$\text{Относительная доля будет } q_{нап} = \frac{Q_{нап}}{Q_T} = \frac{25776,6}{4340100} = 0,0059.$$

– Потеря теплоты в процессе выпуска в систему охлаждения, по опытным данным, составляет $q_{вып} = 0,04 \dots 0,08$. Принимаем $q_{вып} = 0,07$. Абсолютная потеря теплоты составит $Q_{вып} = q_{вып} \cdot Q_T = 0,07 \cdot 4340100 = 303807 \text{ кДж/ч.}$

– Выбранный турбокомпрессор ТКР-14 имеет не охлаждаемый корпус турбины, поэтому Q_T и q_T равны нулю.

– Доля работы трения в паре поршень-цилиндр, по опытным данным, составляет $a = 0,4 \dots 0,6$ от работы всех механических потерь в двигателе. Эта работа трения превращается в теплоту и отводится в систему охлаждения. Механический КПД, определенный в тепловом расчете по принятой формуле, представляется завышенным. Реально его величина может составлять $\eta_M \approx 0,9$, которую и примем для уточнения теплового баланса.

Работу механических потерь можно выразить через эффективную мощность и механический КПД

$$N_M = N_e \left(\frac{1}{\eta_M} - 1 \right) = 489,55 \left(\frac{1}{0,9} - 1 \right) = 54,34 \text{ кВт.}$$

Принимаем $a = 0,55$. Тогда потеря теплоты $Q_{П-ц}$ составит

$$Q_{П-ц} = a N_M \cdot 3600 = 0,55 \cdot 36,7 \cdot 54,34 = 107593,3 \text{ кДж/ч.}$$

$$\text{Относительная доля } q_{П-ц} = \frac{Q_{П-ц}}{Q_T} = \frac{107593,3}{4340100} = 0,025.$$

– Потеря теплоты в систему охлаждения, эквивалентная работе водяных насосов, может быть определена по затратам эффективной мощности на привод насосов. По опытным данным, $N_{вн} = (0,004...0,006) N_e$.

$$\text{Принимаем } N_{вн} = 0,005 N_e = 0,005 \cdot 489,55 = 2,45 \text{ кВт.}$$

$$\text{Потеря теплоты будет } Q_{вн} = N_{вн} \cdot 3600 = 8867 \text{ кВт/ч.}$$

$$\text{Относительная доля составит } q_{вн} = \frac{Q_{вн}}{Q_T} = \frac{8812}{4340100} = 0,002.$$

– Определяем $Q_{охл}$

$$Q_{охл} = 368908,5 + 104641,5 - 25776,6 + 217005 + 52848 + 8812 = 933087,25 \text{ кДж/ч.}$$

$$\text{Относительная доля } q_{охл} = \frac{933087,25}{4340100} = 0,2152.$$

По опытным данным, у судовых дизелей $q_{охл} = 0,15...0,28$. При этом для дизелей с наддувом характерны $q_{охл}$ вблизи нижнего значения. Полученное расчетное значение $q_{охл}$ согласуется с реальными потерями теплоты в систему охлаждения у дизелей аналогичного типа.

Потеря теплоты с отработавшими газами

Теплота, уносимая выпускными газами, определяется как разность энтальпий (теплосодержаний) газов на выходе из газовой турбины и поступающего в компрессор воздуха. С воздухом к отработавшим газам добавляется теплота из окружающей среды, которая к рассматриваемому балансу теплоты топлива не имеет отношения и должна быть из него исключена. Запишем расчетное выражение для Q_T .

$$Q_T = M_G \bar{c}_{p_{зТ}} T_{зТ} - M_B \bar{c}'_{p_{вО}} T_O \text{ кДж/ч,}$$

где M_G – часовой расход отработавших газов, кмоль/ч; M_B – часовой расход воздуха, кмоль/ч; $\bar{c}_{p_{зТ}}$ и $\bar{c}'_{p_{вО}}$ – теплоемкость газов за турбиной и окружающего воздуха, кмоль/ч; $T_{зТ}$ и T_O – температура газов за турбиной и окружающего воздуха, К.

– Молярный расхода воздуха через компрессор

$$M_{\epsilon} = \frac{G_k}{\mu_{\epsilon}} \cdot 3600 = \frac{0,94}{28,95} \cdot 3600 = 116,9 \text{ кмоль/ч.}$$

– Молярный расход газов из турбины

$$M_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{\mu_{\Gamma}} \cdot 3600 = \frac{0,967}{28,95} \cdot 3600 = 120,23 \text{ кмоль/ч.}$$

– Относительный перепад температур в турбине

$$\Delta \bar{T}_T = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_T}{p_{3T}}\right)^{\frac{k}{k-1}} - 1} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{0,24}{0,102}\right)^{\frac{1,374-1}{1,374}} - 1} = 0,206.$$

– Температура газа за турбиной

$$T_{3T} = T_T (1 - \Delta \bar{T}_T) = 817,35 (1 - 0,206) = 649 \text{ К.}$$

– Теплоёмкость газа за турбиной. Определяем по $\bar{c}_{p_{3T}} = \bar{c}_{v_{3T}} + 8,314$, в которой для $\bar{c}_{v_{3T}}$ используем формулу (11.3) с заменой T_{ϵ} на T_{3T} .

$$\bar{c}_{p_{3T}} = 19,854 + 0,00304 \cdot 649 + 8,314 = 30,141 \text{ кДж/кмольК.}$$

– Теплоемкость воздуха при T_o определяем с использованием (11.1)

$$\bar{c}_{p_{\epsilon o}} = 19,26 + 0,0025 \cdot 288 + 8,314 = 27,6 \text{ кДж/кмольК.}$$

– Потеря теплоты с выпускными газами

$$Q_{\Gamma} = 120,23 \cdot 30,141 \cdot 649 - 116,9 \cdot 27,6 \cdot 288 = 1422665,5 \text{ кДж/ч.}$$

– Относительная доля потерь с газами

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_T} = \frac{1422665,5}{4340100} = 0,328.$$

По опытным данным, для судовых дизелей $q_{\Gamma} = 0,25 \dots 0,42$. При повышении степени наддува значения q_{ϵ} и q_{Γ} увеличиваются, а $q_{охл}$ уменьшается.

– Остаточный член теплового баланса (не вязка баланса). **Определяется как разность между теплотой, подведенной с топливом, и суммой известных остальных составляющих теплового баланса. Остаточный член учитывает потери теплоты от неполноты сгорания, лучеиспускания двига-**

теля в окружающую среду и другие несущественные потери. В относительном виде запишем

$$q_{нб} = q_T - (q_e + q_{охл} + q_G) = 1 - (0,406 + 0,2152 + 0,328) = 0,05.$$

По опытным данным $q_{нб} = 0,01...0,08$.

Статьи теплового баланса, полученные расчетным путем, удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными и могут быть использованы для проектирования вспомогательных систем и агрегатов двигателя.

В структуре потерь теплоты в систему охлаждения наибольшую величину составляют потери в процессе сгорания – расширения. Далее следуют потери при выпуске, от трения в паре поршень – цилиндр, при сжатии, на привод водяных насосов и подвод теплоты в процессе наполнения вследствие подогрева заряда.

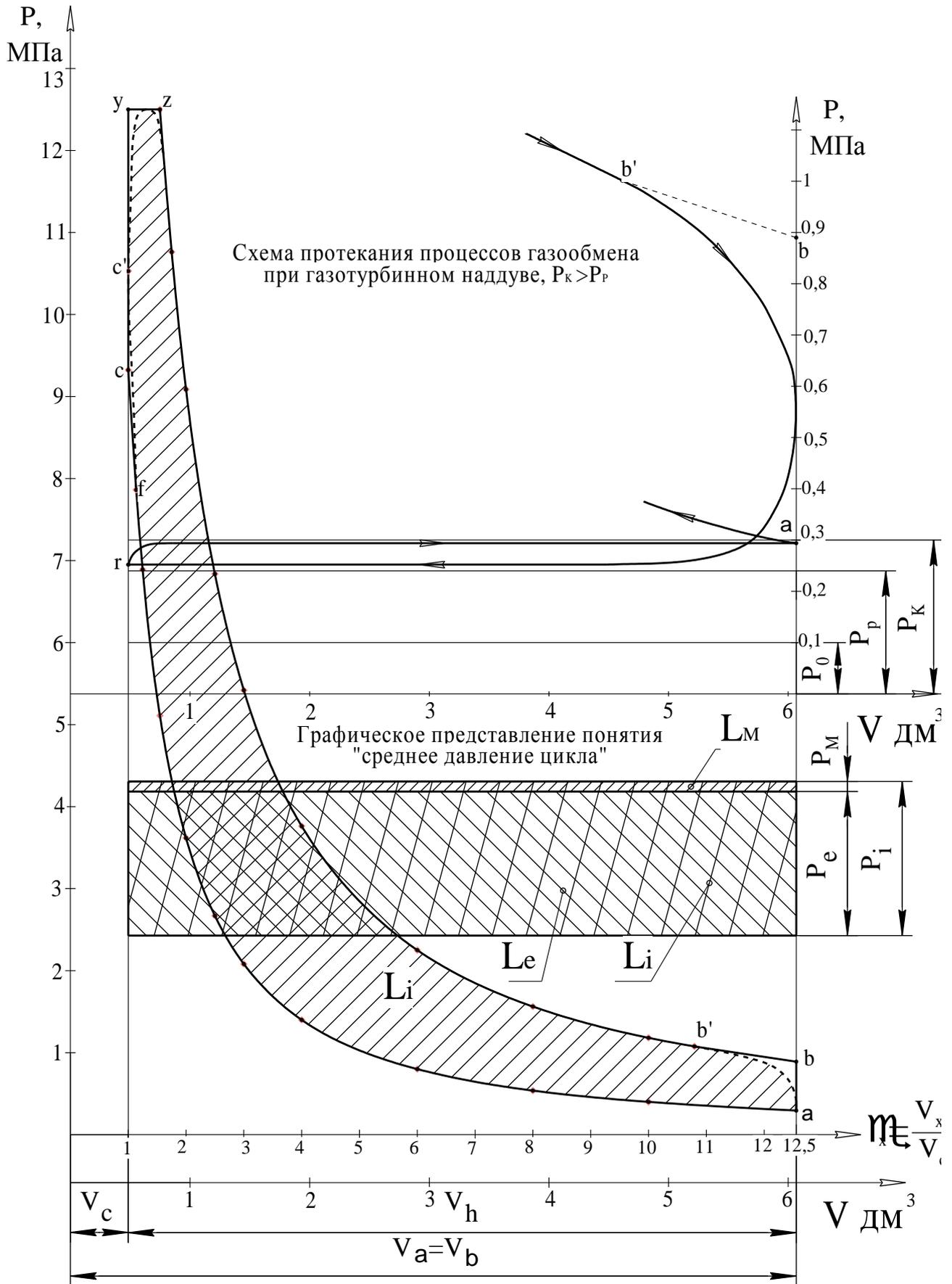


Рис. 11.1. Расчетная индикаторная диаграмма и ее скругление

Библиографический список

Тепловой расчет

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей /под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М. : Машиностроение, 1983. – 376 с. (Примеры расчета – с. 365).
 2. Дизели : Справ. /под ред. В. А. Ваншейдта. – Л. : Машиностроение, - 1977. – 480 с. (Примеры расчета – с. 80).
 3. *Ваншейдт В. А.* Судовые двигатели внутреннего сгорания /В. А. Ваншейдт. – Л. : Судостроение, 1977. – 392 с.
 4. *Фомин Ю. Я.* Судовые двигатели внутреннего сгорания /Ю. Я. Фомин [и др.] Л. : Судостроение, 1989. – 344 с. (Примеры расчета – с. 182).
 5. Теория двигателей внутреннего сгорания /под ред. Н. Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение. – 1974. – 415 с.
 6. *Самсонов В.И.* Двигатели внутреннего сгорания морских судов /В.И. Самсонов, Н. И. Худов. – М. : Транспорт, 1990. – 368 с.
 7. *Васильев Л. А.* Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания: программа, методические указания и контрольные задания для студентов заочного факультета /Л. А. Васильев. – Хабаровск : Хабар. политехн. ин-т, 1987. – 32 с.
 8. *Мокеев Г. А.* Проектирование судовых дизелей. Часть 1. /Г. А. Мокеев. Владивосток : ДВПИ, 1980. – 32 с.
- #### *Динамический и прочностной расчеты*
9. *Ваншейдт В. А.* Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей / В. А. Ваншейдт. – Л. : Судостроение, 1969. – 456 с.
 10. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова.– М. : Машиностроение, 1984. – 384 с.
 11. *Каминер А. А.* Проектирование судовых двигателей внутреннего сгорания /А. А. Каминер, Б. В. Кузнецов. – Л.: Судостроение, 1967. – 167 с.
 12. *Колчин А. Н.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. Н. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высш. шк., 2001. – 320 с.
- #### *Выполнение разрезов общего вида двигателя*
13. Каталог. Дизельные и газовые двигатели. – СПб. : ЦНИДИ, 2000.
 14. *Конкс Г. А.* Поршневые ДВС. Современные принципы конструирования /Г. А. Конкс, В. А. Лашко. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. унт-та, 2006. – 560 с.
 15. *Аврунин А. Г.* Тепловозные и судовые двигатели Д-50 /А. Г. Аврунин. – М. : Машгиз, 1952. – 230 с.
 16. *Артемьев Е. И.* Дизель Д6 /Е. И. Артемьев.– М. : Машгиз, 1957. – 260 с.
 17. *Гогин А. Ф.* Дизели речных судов: Атлас конструкций /А. Ф. Гогин. – М. : Транспорт, 1988. – 440 с.
 18. *Андросов Б. И.* Дизели морских судов: Атлас конструкций /Б. И. Андросов. – М. : Транспорт, 1966. – 272 с.

19. Гогин А. Ф. Судовые дизели /А. Ф. Гогин, Е. Ф. Кивалкин. – М. : Транспорт, 1988. – 440 с.

20. Дизели и газовые двигатели: Каталог-справочник. – М. : НИИ информтяжмаш, 1973. – 282 с.

21. Жеваго К. А. Быстроходные дизели: Устройство, монтаж и эксплуатация / К. А. Жеваго. – М. : Машгиз, 1962. – 400 с.

22. Хандов З. А. Судовые среднеоборотные двигатели / З. А. Хандов, И. Л. Браславский. – Л. : Судостроение, 1975. – 320 с.

Оформление пояснительной записки и чертежей

23. Графическая часть курсового и дипломного проекта. Общие требования и правила оформления. Методические указания для студентов специальности 0523 «Двигатели внутреннего сгорания»/ сост. В. Ф. Мельников. – Хабаров. политехн. ин-т, 1984. – 28 с.

24. Пояснительная записка к курсовому и дипломному проекту. Общие требования и правила оформления. Методические указания для студентов специальности 0523 «Двигатели внутреннего сгорания» /сост. В. Ф. Мельников. – Хабаров. политехн. ин-т, 1984. – 31 с.

25. Дружинин И. С. Выполнение чертежей по ЕСКД /И. С. Дружинин. – М.: Изд-во стандартов, 1995. – 542 с.

26. Новочихина Л. И. Справочник по техническому черчению /Л. И. Новочихина. – Минск : Книжный Дом, 2004. – 314 с.

Периодическая литература по ДВС.

В периодических изданиях публикуются новейшие сведения по разнообразным вопросам ДВС, поэтому просмотр этих изданий крайне полезен для выполнения курсового проекта с элементами новизны конструкторских решений. Ниже приведен рекомендуемый перечень центральных журналов: «Двигателестроение», «Двигатель», «Судостроение», «Энергомашиностроение», «Речной транспорт», «Морской флот», реферативный журнал «Двигатели внутреннего сгорания», экспресс-информация «Поршневые и газотурбинные двигатели», труды вузов, НИИ (ЦНИДИ, НАМИ, НАТИ, ЦНИТА).