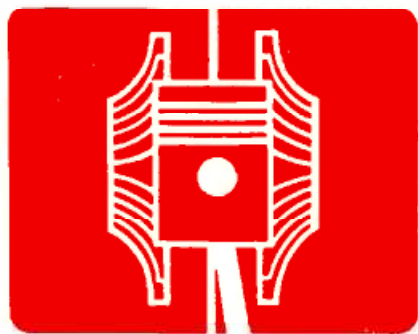
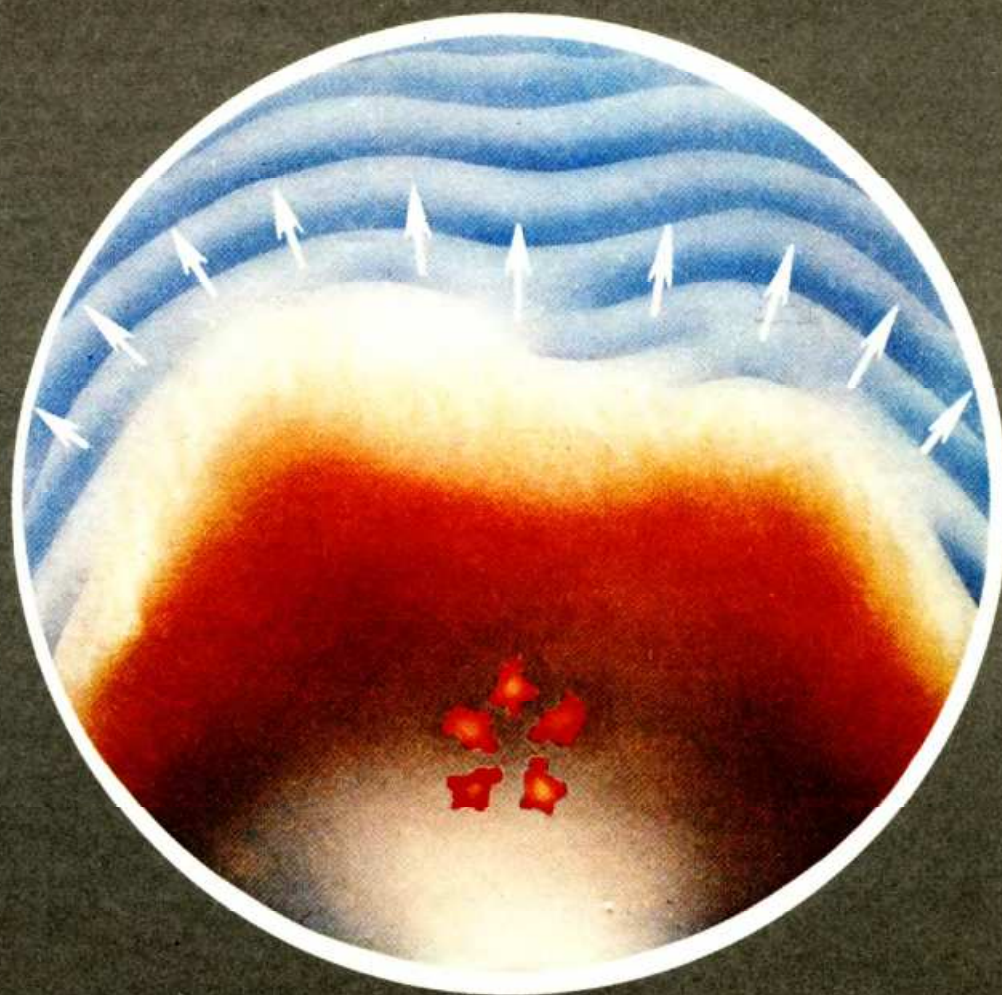


ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ



**Теория поршневых
и комбинированных
двигателей**



Издательство «Машиностроение»



Теория поршневых и комбинированных двигателей

Четвертое издание, переработанное и дополненное

Под редакцией А. С. ОРЛИНА, М. Г. КРУГЛОВА

ДОПУЩЕНО МИНИСТЕРСТВОМ ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР В КАЧЕСТВЕ
УЧЕБНИКА ДЛЯ СТУДЕНТОВ ВТУЗОВ, ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»



МОСКВА « МАШИНОСТРОЕНИЕ » 1983

ББК 31.365

Д22

УДК 621.43.01 (075.8)

Авторы: Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин, М. Г. Круглов, О. Б. Леонов, А. А. Меднов, Г. Н. Мизернюк, А. С. Орлин, С. Г. Роганов

Рецензент: кафедра «Двигатели внутреннего сгорания» Харьковского политехнического института им. В. И. Ленина

Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с., ил.

В пер.: 1 р. 70 к.

Изложены теоретические основы действительных циклов, процессы наполнения и наддува, смесеобразования и сгорания. Проанализировано влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на показатели работы двигателя. Рассмотрены характеристики двигателей, работа на неустановившихся режимах, методы расчета и моделирования рабочего цикла. Материал четвертого издания (3-е изд. 1971 г.) переработан и дополнен анализом новых методов расчета.

Д 2303020200-620 КБ-27-26-82
038(01)-82

ББК 31.365

6П2.24

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	7
Глава 1. Термодинамические основы циклов двигателей внутреннего сгорания	9
§ 1. Показатели эффективности циклов двигателей (В. И. Ивин)	9
§ 2. Обратимые термодинамические циклы поршневых и комбинированных двигателей (<u>Д. Н. Вырубов</u> , В. И. Ивин)	11
§ 3. Исследование и оптимизация обратимых термодинамических циклов (В. И. Ивин)	19
Глава 2. Рабочие тела и их свойства	27
§ 1. Реакции сгорания и продукты сгорания (<u>Д. Н. Вырубов</u>)	27
§ 2. Теплота сгорания горючих смесей (<u>Д. Н. Вырубов</u>)	39
§ 3. Термодинамические свойства свежего заряда и продуктов сгорания (<u>Д. Н. Вырубов</u> , С. Г. Роганов)	42
Глава 3. Процессы газообмена	45
§ 1. Периоды газообмена (В. И. Ивин)	45
§ 2. Термодинамический расчет процессов газообмена в цилиндре (В. И. Ивин)	52
§ 3. Показатели качества газообмена (В. И. Ивин)	59
§ 4. Процессы газообмена в четырехтактных двигателях (В. И. Ивин)	64
§ 5. Процессы газообмена в двухтактных двигателях (А. С. Орлин)	72
§ 6. Определение параметров газа в период газообмена (А. С. Орлин)	83
Глава 4. Процесс сжатия	102
§ 1. Общие положения (<u>Д. Н. Вырубов</u> , С. Г. Роганов)	102
§ 2. Теплообмен и тепловой баланс в процессе сжатия. Определение параметров рабочего тела в конце сжатия (<u>Д. Н. Вырубов</u>)	104
Глава 5. Процессы смесеобразования и сгорания	108
§ 1. Образование горючих смесей (<u>Д. Н. Вырубов</u> , С. Г. Роганов)	103
§ 2. Процессы воспламенения и горения (<u>Д. Н. Вырубов</u> , С. Г. Роганов)	118
§ 3. Методы организации процесса сгорания (<u>Д. Н. Вырубов</u> , С. Г. Роганов)	126
§ 4. Анализ процесса сгорания по индикаторной диаграмме. Основные фазы сгорания в двигателях (<u>Д. Н. Вырубов</u>)	130
§ 5. Характеристики тепловыделения (В. И. Ивин)	135
§ 6. Образование токсических веществ при сгорании топлива в двигателях (В. И. Ивин)	141
§ 7. Совершенствование смесеобразования и сгорания с целью уменьшения выбросов вредных веществ и снижения расхода топлива (В. И. Ивин)	145
Глава 6. Термодинамика процессов сгорания и расширения	150
§ 1. Использование теплоты в процессах сгорания и расширения в цилиндре (В. И. Ивин)	150
§ 2. Расчет процессов сгорания и расширения методом Гриневецкого — Мазинга (<u>Д. Н. Вырубов</u>)	151
§ 3. Расчет процесса сгорания (В. И. Ивин)	153
§ 4. Процесс расширения (<u>Д. Н. Вырубов</u>)	155
§ 5. Расчет процессов сгорания и расширения на основе численного решения дифференциальных уравнений (В. И. Ивин)	157
Глава 7. Индикаторные показатели двигателя (<u>Д. Н. Вырубов</u> , С. Г. Роганов)	164
§ 1. Среднее индикаторное давление и индикаторная мощность	164
§ 2. Индикаторный КПД и удельный индикаторный расход топлива	168

§ 3. Влияние различных факторов на индикаторные показатели	170
Глава 8. Эффективные показатели работы двигателя	176
§ 1. Схемы и принципы работы комбинированных двигателей (М. Г. Круглов)	176
§ 2. Эффективная мощность и механические потери (Д. Н. Вырубов)	182
§ 3. Эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива (Д. Н. Вырубов)	185
§ 4. Показатели напряженности и пределы форсирования двигателя (М. Г. Круглов)	187
Глава 9. Использование энергии выпускных газов	203
§ 1. Общие положения (М. Г. Круглов)	203
§ 2. Условия работы турбины комбинированного двигателя (В. И. Ивин)	204
§ 3. Располагаемая работа (работоспособность) выпускных газов (В. И. Ивин)	210
§ 4. Показатели эффективности использования энергии выпускных газов (В. И. Ивин)	213
§ 5. Средняя температура выпускных газов (В. И. Ивин)	221
Глава 10. Режимы работы и характеристики комбинированных двигателей (М. Г. Круглов)	229
§ 1. Режимы и показатели работы	229
§ 2. Скоростные характеристики	232
§ 3. Винтовые характеристики	248
§ 4. Нагрузочные характеристики	250
§ 5. Комбинированные характеристики	254
§ 6. Регуляторная и тепловая характеристики	256
§ 7. Регулировочные и другие характеристики	258
§ 8. Характеристики токсичности	258
§ 9. Устойчивость режима работы двигателя	259
§ 10. Согласование работы компрессора и турбины в составе турбокомпрессора	265
§ 11. Согласование характеристик турбокомпрессора и поршневой части	272
§ 12. Регулирование турбокомпрессора	278
§ 13. Принципы регулирования комбинированного двигателя	285
Глава 11. Рабочие процессы двигателей особых конструкций (Г. Н. Мизернюк)	289
§ 1. Роторно-поршневые двигатели (РПД)	289
§ 2. Свободно-поршневые генераторы газа и дизель-компрессоры	293
§ 3. Свайные молоты	301
Глава 12. Тепловой баланс и теплообмен в двигателях	302
§ 1. Тепловой баланс (Г. Н. Мизернюк)	302
§ 2. Теплообмен в ДВС (Н. А. Иващенко)	307
Глава 13. Особенности рабочих процессов при неустановившихся режимах работы двигателя (О. Б. Леонов)	321
§ 1. Общие положения	321
§ 2. Работа двигателя с потребителем мощности в условиях неустановившихся режимов	324
§ 3. Сходственные условия работы	328
§ 4. Сходственный рабочий цикл	331
§ 5. Разгон двигателя	335
§ 6. Прием нагрузки	337
§ 7. Пуск, прогрев и остановка двигателя	340
§ 8. Нерегулярный, колебательный и циклический режимы	342
Глава 14. Методы расчета и математическое моделирование действительного цикла двигателя	345
§ 1. Математическое моделирование действительного цикла (В. И. Ивин)	345
§ 2. Методы расчета действительных циклов двигателей и математические модели (В. И. Ивин)	348
§ 3. Алгоритмы расчета действительного цикла с помощью ЭВМ (Н. А. Иващенко, А. А. Меднов)	355
§ 4. Примеры расчетов действительного цикла (В. И. Ивин)	365
Предметный указатель	373

В настоящем учебнике изложена теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. В основу этой теории положено рассмотрение рабочего цикла комбинированного двигателя внутреннего сгорания, состоящего из компрессионных и расширительных машин (поршневого двигателя, газовых турбин и компрессоров) и устройств для подвода и отвода теплоты (охладителей, теплообменников, камер сгорания), объединенных общим рабочим телом, совершающим единый рабочий цикл. Рабочий цикл обычного поршневого двигателя внутреннего сгорания рассматривается как частный случай цикла комбинированного двигателя, состоящего из одного поршневого двигателя. Изложение теории двигателей с внутренним и внешним смесеобразованием проводится параллельно.

В «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года» поставлены задачи расширения производства дизелей с высокими технико-экономическими показателями, повышения топливной экономичности двигателей внутреннего сгорания за счет совершенствования их конструкции, совершенствования транспортных средств с целью сокращения выбросов вредных веществ в окружающую среду и улучшения очистки отходящих газов от вредных примесей.

В отличие от предыдущего издания в настоящем учебнике рассмотрены вопросы токсичности двигателей внутреннего сгорания и возможности использования ЭВМ, с учетом достижений в области двигателестроения за последнее десятилетие переработаны также и другие разделы книги.

Ввиду того, что теория лопаточных машин (компрессоров и газовых турбин) излагается в отдельном курсе, предшествующем курсу теории поршневых и комбинированных двигателей, в данном учебнике она не рассматривается. Здесь освещены лишь вопросы совместной работы турбин, компрессоров и поршневой части, что имеет важное значение для анализа характеристик комбинированных двигателей.

Теория процессов, протекающих во вспомогательных агрегатах и устройствах комбинированных двигателей (топливная аппаратура, устройства пуска, реверса, смазочная система и др.), выделена из общей теории рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей и изложена в последующих учебниках по этой специальности. В данном издании несколько расширено рассмотрение вопросов смесеобразования и сгорания топлива для облегчения понимания теории рабочих процессов и особенно образования токсических продуктов. Подробно же вопросы смесеобразования и сгорания изложены в курсе «Физические основы процессов смесеобразования и сгорания».

Авторы с благодарностью примут замечания по четвертому изданию учебника.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 1. Показатели эффективности циклов двигателей

Циклом теплового двигателя называют круговой термодинамический процесс, в котором теплота превращается в работу. Все термодинамические процессы действительного цикла, осуществляемого в реальном двигателе, в той или иной степени необратимы. Необратимость процессов в цилиндре поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания вызывается, например, отдачей теплоты от рабочего тела в стенки, ограничивающие пространство цилиндра. Необратимость процессов газообмена связана с наличием трения в потоке газа, на преодоление которого затрачивается работа. Потери на трение сопровождаются действительный процесс расширения в турбине и процесс сжатия в компрессоре комбинированного двигателя, которые также необратимы. Необратимость процессов снижает эффективность преобразования теплоты в работу. В анализе эффективности циклов двигателей решают две задачи:

определяют, от каких факторов зависит КПД обратимого термодинамического цикла и какими должны быть процессы цикла, чтобы его КПД имел наибольшее значение при заданных конкретных ограничительных условиях;

находят степень необратимости процессов действительного цикла и устанавливают, какие процессы целесообразно совершенствовать с целью уменьшения необратимых потерь и повышения КПД цикла.

Основным показателем, достаточным для суждения о термодинамической эффективности обратимого цикла, служит термический КПД цикла

$$\eta_t = L_t / Q_1 \text{ или } \eta_t = l_t / q_1, \quad (1)$$

где $l_t = L_t / G$ — работа цикла, отнесенная к 1 кг рабочего тела; $q_1 = Q_1 / G$ — полученная от горячего источника теплота, отнесенная к 1 кг рабочего тела.

Работа обратимого цикла

$$L_t = \oint p dV.$$

В обратимом термодинамическом цикле, в отличие от действительного, принимают все процессы обратимыми.

Обратимые процессы осуществить практически невозможно.

Другое выражение работы получают, интегрируя уравнение первого закона термодинамики для цикла:

$$\oint dQ = \oint dU + \oint dL,$$

откуда следует, что $Q_{ц} = L_t$, так как внутренняя энергия — функция состояния и $\oint dU = 0$. Подведенная к рабочему телу за цикл теплота равна разности теплоты, полученной от горячего источника, и теплоты, отданной холодному источнику, т. е. $Q_{ц} = Q_1 - Q_2$, следовательно:

$$L_t = Q_1 - Q_2. \quad (2)$$

После подстановки в выражение (1) получаем

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2) / Q_1 = 1 - Q_2 / Q_1 = 1 - q_2 / q_1. \quad (3)$$

Степень совершенства действительных необратимых циклов характеризуется величиной индикаторного КПД цикла (двигателя)

$$\eta_i = L_i / Q_1 = (Q_1 - Q_{2л}) / Q_1 = 1 - Q_{2л} / Q_1. \quad (4)$$

Однако индикаторный КПД не дает возможности оценить степень необратимости цикла. Поэтому при анализе действительных циклов используют метод их сравнения с обратимым термодинамическим циклом, составленным так, чтобы при характерных условиях сравнения он имел наибольший КПД. Такие обратимые циклы называют образцовыми. Необратимость процессов действительного цикла уменьшает его полезную работу, поэтому индикаторный КПД всегда меньше термического КПД (при сравнимых условиях).

Технико-экономические показатели энергетической установки транспортной машины или судна определяют не только расходом топлива, который зависит от КПД цикла, но в значительной степени габаритными размерами и массой двигателя. Очевидно, чем больше работа цикла и чем меньше объем газа в конце процесса расширения, тем меньше габаритные размеры двигателя и, следовательно, его масса. Среднее давление термодинамического цикла

$$p_t = L_t / (V_{\max} - V_{\min}) = l_t / (v_{\max} - v_{\min}). \quad (5)$$

Среднее давление действительного цикла называют средним индикаторным давлением:

$$p_i = L_i / (V_{\max} - V_{\min}) = l_i / (v_{\max} - v_{\min}). \quad (6)$$

В циклах поршневых двигателей $V_{\max} - V_{\min} = V_h = V_a - V_c$, поэтому (5) и (6) примут следующий вид:

$$p_t = L_t / (V_a - V_c) = L_t / V_h; \quad (7)$$

$$p_i = L_i / (V_a - V_c) = L_i / V_h. \quad (8)$$

В циклах комбинированных двигателей удельный объем газа достигает наибольшей величины в конце расширения в турбине. Однако габаритные размеры и масса комбинированного двигателя зависят главным образом от размеров и числа цилиндров. Поэтому среднее

Термическим КПД цикла (двигателя) называют отношение работы обратимого термодинамического цикла к теплоте, подведенной к рабочему телу от горячего источника.

Согласно закону Джоуля работа цикла равна теплоте, подведенной к рабочему телу в цикле.

Индикаторным КПД цикла (двигателя) называют отношение работы действительного цикла к подведенной теплоте, равной нижней теплоте сгорания цикловой дозы топлива.

Габаритные размеры и масса двигателя зависят от среднего давления цикла.

Средним давлением (обратимого) цикла поршневого двигателя называют отношение работы цикла к рабочему объему цилиндра. Отношение работы действительного цикла двигателя к рабочему объему цилиндра называют средним индикаторным давлением.

Среднее давление цикла зависит от термического КПД и от количества теплоты, подведенной к массе рабочего тела, равной 1 кг (удельной); удельную теплоту можно рассматривать как одну из характеристик цикла.

давление (и среднее индикаторное давление) цикла комбинированного двигателя обычно определяют так же, как и поршневого, по отношению работы цикла к рабочему объему цилиндра, т. е. по формулам (7) и (8).

Представим (7) в другом виде, подставляя L_t из (1); тогда

$$p_t = Q_1 \eta_t / (V_a - V_c) = (Q_1 / V_h) \eta_t = (q_1 / v_h) \eta_t. \quad (9)$$

Максимально допустимая удельная теплота определяется теплотой сгорания и химическим составом топлива, способом смесеобразования, степенью совершенства процесса сгорания и т. п.

§ 2. Обратимые термодинамические циклы поршневых и комбинированных двигателей

Допущения при исследовании обратимых термодинамических циклов

Ряд допущений касается свойств и количества рабочего тела. В реальных двигателях рабочее тело представляет собой смесь газов, состав которой изменяется при сгорании топлива в цилиндре; в процессе газообмена изменяется и состав, и масса газов. В комбинированных двигателях масса рабочего тела в цилиндре не равна, как правило, массе рабочего тела в турбине и компрессоре. При расчетах обратимых термодинамических циклов (как и циклов действительных) в качестве рабочего тела принимают идеальный газ, масса которого во всех процессах остается неизменной и одинаковой.

Изохорная и изобарная теплоемкости идеального газа зависят только от температуры и не зависят от объема газа и давления, а теплоемкость смеси идеальных газов — от температуры и состава смеси. В исследованиях обратимых циклов двигателей во многих случаях изменением теплоемкости пренебрегают. В циклах поршневых и комбинированных двигателей интервал изменения температуры достигает 1500—2000 К, поэтому погрешности в расчетах параметров газа и работы цикла при допущении неизменности теплоемкости могут быть существенными. Тем не менее исследование таких циклов занимает в теории двигателей важное место, что объясняется простотой их расчета и наглядностью изображения в sT -диаграмме.

В исследованиях применяют также обратимые термодинамические циклы, принимая за рабочее тело смесь идеальных газов того же состава, что в реальном двигателе, и теплоемкость рабочего тела вычисляют с учетом изменения температуры и состава смеси газов. Циклы с переменной теплоемкостью рабочего тела изображают в виде диаграмм в косоугольной системе sT -координат. С появлением ЭВМ необходимость в таких диаграммах стала невелика. В гл. I рассмотрены исключительно обра-

тимые циклы с постоянной теплоемкостью рабочего тела.

Для того чтобы представить процесс подвода теплоты к рабочему телу обратимым, вводят абстрактное понятие горячего источника теплоты. Закон подвода теплоты от горячего источника назначают, учитывая особенности сгорания топлива в цилиндре двигателя.

В процессах газообмена, необходимых для циклической смены рабочего тела в цилиндре двигателя, масса рабочего тела изменяется. В обратимых термодинамических циклах действительные необратимые процессы газообмена заменяют обратимым процессом отдачи теплоты холодному источнику. Вид процесса отдачи теплоты холодному источнику выбирают с учетом особенностей действительных процессов газообмена.

В обратимых термодинамических циклах двигателей процессы сжатия и расширения принимают адиабатными, тем самым пренебрегая теплообменом со стенками, который сопровождает действительные процессы.

В исследованиях обратимых термодинамических циклов двигателей внутреннего сгорания принимают, таким образом, следующие допущения:

рабочее тело — идеальный газ;

масса рабочего тела неизменная и одинаковая во всех процессах;

изменением теплоемкости рабочего тела пренебрегают или учитывают изменение теплоемкости в зависимости от температуры и состава смеси газов;

подвод теплоты к рабочему телу осуществляется ее отдачей от горячего источника;

процессы газообмена заменяют обратимым процессом с отводом теплоты от рабочего тела холодному источнику;

процессы сжатия и расширения принимают адиабатными.

Циклы поршневых двигателей

В поршневых и комбинированных двигателях с принудительным воспламенением, бензиновых и газовых, процесс сгорания происходит вблизи в. м. т. При анализе цикла принимают, что подвод теплоты происходит при постоянном объеме (рис. 1).

В двигателях с воспламенением топлива от теплоты сжатия (дизелях) сгорание топлива происходит вначале (вблизи в. м. т.) с высокой скоростью, затем замедляется и часть топлива сгорает в процессе расширения. В обратимых циклах принимают, что одна часть теплоты подводится при постоянном объеме, а другая часть — при постоянном давлении. Обратимый термодинамический цикл поршневого дизеля состоит, таким образом, из адиабатных процессов сжатия ac (рис. 2) и расширения zb , изохорного cz' и изобарного $z'z$ процессов подвода теплоты к рабочему телу и изохорного процесса ba отвода теплоты от рабочего тела холодному источнику. В современных дизелях (поршневых двигателях) сгорание

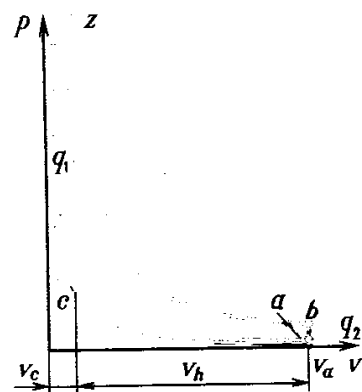


Рис. 1. Обратимый термодинамический цикл поршневого двигателя с принудительным воспламенением

Обратимый термодинамический цикл поршневого двигателя с принудительным воспламенением состоит из адиабатных процессов сжатия ac и расширения zb ; теплота от горячего источника подводится к рабочему телу в изохорном процессе cz и отводится к холодному источнику в изохорном процессе ba .

Степень повышения давления равна отношению максимального давления цикла к давлению в конце сжатия в цилиндре.

Степень предварительного расширения равна отношению объема цилиндра V_z в конце изобарного процесса подвода теплоты к объему камеры сгорания V_c .

Степень уменьшения объема равна отношению объемов газа в начале и в конце изобарного отвода теплоты от рабочего тела к холодному источнику.

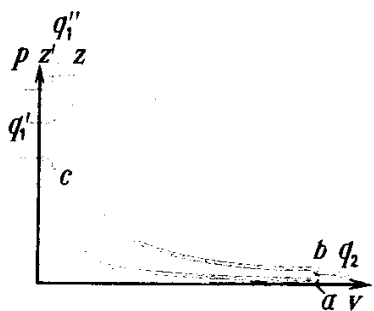


Рис. 2. Обратимый термодинамический цикл поршневого дизеля

при постоянном давлении не реализуется, поэтому обратимый цикл с изобарным подводом теплоты используют лишь в теоретическом анализе.

Выведем выражение термического КПД из (3) для обобщенного обратимого термодинамического цикла (рис. 3), в который входят все основные процессы простых циклов поршневых и газотурбинных двигателей: подвод и отвод теплоты при постоянном объеме и при постоянном давлении, адиабатные процессы сжатия ac и расширения zb .

Теплота, подведенная к рабочему телу от горячего источника теплоты, $q_1 = q_1' + q_1''$. Для идеального газа с постоянной теплоемкостью $q_1 = (u_z' - u_c) + (i_z - i_z') = c_v(T_z' - T_c) + c_p(T_z - T_z')$. Преобразуем это выражение, используя уравнения изохоры $T_z'/T_c = \rho_z'/\rho_c$ и изобары $T_z/T_z' = v_z/v_z'$, к виду

$$q_1 = c_v T_c \left[\frac{T_z'}{T_c} - 1 + k \frac{T_z'}{T_c} \left(\frac{T_z}{T_z'} - 1 \right) \right] = c_v T_c [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \quad (10)$$

Введем безразмерные параметры: $\lambda = \rho_z'/\rho_c = \rho_z/\rho_c$ — степень повышения давления при сгорании; $\rho = V_z/V_z' = V_z/V_c$ — степень предварительного расширения.

По аналогии теплота, отданная холодному источнику,

$$q_2 = q_2' + q_2'' = (u_b - u_g) + (i_g - i_a) = c_v(T_b - T_g) + c_p(T_g - T_a) = c_v T_a \left[\frac{T_g}{T_a} \left(\frac{T_b}{T_g} - 1 \right) + k \left(\frac{T_g}{T_a} - 1 \right) \right] = c_v T_a [\varphi(\lambda_p - 1) + k(\varphi - 1)]. \quad (11)$$

Примем следующие безразмерные параметры: $\varphi = T_g/T_a = v_g/v_a$ — степень уменьшения объема; $\lambda_p = T_b/T_g = \rho_b/\rho_g$ — степень снижения давления.

После подстановки (10) и (11) в (3) получим выражение термического КПД обобщенного цикла двигателя:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\varphi(\lambda_p - 1) + k(\varphi - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (12)$$

Отношение температур $T_c/T_a = (v_a/v_c)^{k-1}$ выражено из уравнения адиабаты, а отношение объемов $V_a/V_c = \varepsilon$ — является степенью сжатия.

В обратимом цикле двигателя с принудительным воспламенением (см. рис. 1) теплота подводится и отводится при постоянном объеме ($\rho = 1$) и $\varphi = 1$. Из (12) получим

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}, \quad (13)$$

так как $\lambda = T_z/T_c = \lambda_p = T_b/T_g$.

В цикле дизеля (см. рис. 2) теплота подводится при постоянных объеме и давлении, а отводится при постоян-

ном объеме ($\varphi=1$). Из (12), подставляя $\lambda_p = \lambda \rho^k$, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (14)$$

Среднее давление циклов находим из (9).

Циклы комбинированных двигателей

Комбинированные двигатели по условиям работы турбины разделяют на двигатели с импульсной турбиной и с турбиной постоянного давления. Комбинированные двигатели с импульсной турбиной выполняют с выпускным трубопроводом таких размеров, чтобы амплитуда давления газа на входе в турбину получилась наибольшей и скорость газа в проточной части турбины изменялась в широких пределах. Тем самым стремятся уменьшить до минимума потери работоспособности при перетекании газа из цилиндра в турбину. В двигателях с турбиной постоянного давления амплитуды давления перед турбиной невелики в результате применения выпускного коллектора большого сечения.

В обратимых термодинамических циклах комбинированных двигателей подвод теплоты к рабочему телу от горячего источника принимают, как и в циклах поршневых двигателей, в соответствии со способом воспламенения топлива: либо при $v = \text{const}$ и $p = \text{const}$, либо при $v = \text{const}$, либо при $p = \text{const}$. Давление в выпускном патрубке за рабочим колесом турбины комбинированного двигателя незначительно превышает атмосферное, а амплитуда пульсаций давления невелика, поэтому процесс отвода теплоты от рабочего тела к холодному источнику принимают изобарным.

Цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной. В обратимом термодинамическом цикле комбинированного двигателя с импульсной турбиной (рис. 4, а) потерями при перетекании газа из цилиндра в турбину пренебрегают, и обратимый процесс bg расширения в турбине является продолжением адиабатного процесса zb расширения в цилиндре. Цикл состоит из адиабатных процессов сжатия в компрессоре $a'a$ и в цилиндре ac , процессов подвода теплоты — изохорного cz' и изобарного $z'z$, адиабатных процессов расширения в цилиндре zb и в турбине bg и изобарного процесса отвода теплоты ga' . Процессы сжатия в компрессоре $a'a$ и расширения в турбине bg — адиабатные обратимые, или изоэнтропные. На энтропийной диаграмме (рис. 4, б) эти процессы изображены линиями, параллельными оси ординат. Действительные адиабатные процессы сжатия и расширения, которые из-за потерь на трение потока газа в компрессоре и турбине необратимы, сопровождаются приращением энтропии.

Цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной можно представить состоящим из цикла поршне-

Степенью сжатия двигателя называют отношение полного объема цилиндра V_a к объему камеры сгорания V_c .

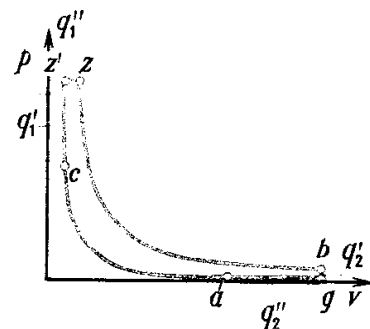


Рис. 3. Обобщенный цикл двигателя

Циклы двигателей с отдачей теплоты от рабочего тела к холодному источнику в изобарном процессе называют циклами с продолженным расширением, в отличие от циклов с отдачей теплоты в изохорном процессе.

Рис. 4. Обратимый термический цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной (без охладителя) со смешанным подводом теплоты

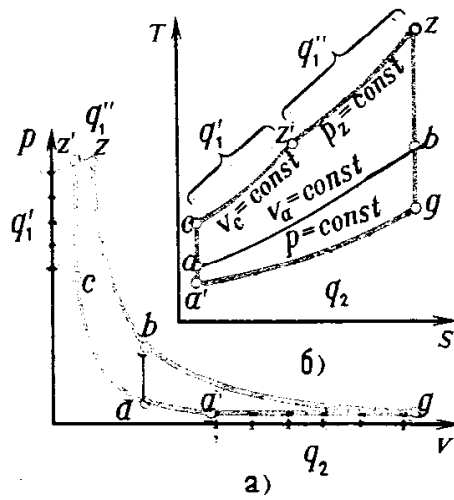
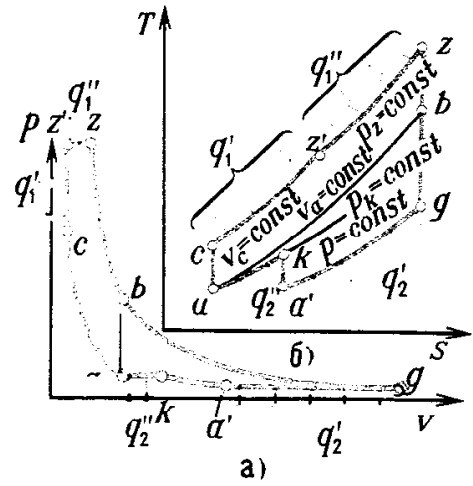


Рис. 5. Цикл с охлаждением воздуха после компрессора:

a — p -диаграмма; б — sT — диаграмма



вого двигателя $acz'zba$ и цикла газотурбинного двигателя с камерой сгорания постоянного объема $a'abga'$.

Цикл комбинированного двигателя с промежуточным охлаждением. Охлаждение воздуха при сжатии применяют в большинстве комбинированных двигателей как с импульсной турбиной, так и с турбиной постоянного давления. Охладитель воздуха устанавливают после компрессора (рис. 5), а если применяют две ступени сжатия в компрессоре, то охладителей может быть один или два.

Цикл с промежуточным охлаждением воздуха и одноступенчатым компрессором отличается от цикла без охлаждения (см. рис. 4) наличием изобарного процесса отдачи теплоты охладителю. Остальные процессы в цикле с охлаждением такие же, как и в цикле без охлаждения.

Температура воздуха после охладителя в реальных двигателях всегда выше температуры воздуха в начале сжатия в компрессоре (близкой к температуре атмосферного воздуха), так как приемлемые габаритные размеры охладителя можно получить, если температурный напор в охладителе сделать достаточно большим. Поэтому степень охлаждения

$$\sigma = (T_k - T_a) / (T_k - T'_a), \quad (15)$$

равная отношению снижения температуры воздуха в охладителе к приращению температуры при сжатии в компрессоре, в реальных двигателях всегда меньше единицы. Обратимый процесс со степенью охлаждения, равной единице, можно представить, предположив температурный напор бесконечно малым. Диаграмма цикла (см. рис. 5) построена при $\sigma = 1$.

Выведем выражение термического КПД цикла с промежуточным охлаждением и смешанным подводом теплоты, используя определение КПД по (3). В циклах комбинированных двигателей отдача теплоты рабочим телом холодному источнику происходит в изобарном процессе, следовательно, при $\lambda_p = 1$, согласно (11),

$$q_2' = i_g - i_a' = c_p (T_g - T_a') = c_p T_a' (\varphi - 1).$$

Теплоту, отданную рабочим телом в изобарном процессе ka в охладителе, который играет роль холодного источника, получим по аналогии из (11):

$$q_2'' = i_k - i_a = c_p (T_k - T_a) = c_p T_k (1 - T_a/T_k) = c_p T_k (1 - 1/\omega),$$

где $\omega = v_k/v_a = T_k/T_a$ — степень уменьшения объема в охладителе.

Суммарная теплота, отведенная от рабочего тела к холодному источнику и охладителю,

$$q_2 = q_2' + q_2'' = c_p T_a' (\varphi - 1) + c_p T_k (1 - 1/\omega) = c_p T_a' [\varphi - 1 + (T_k/T_a') (1 - 1/\omega)]. \quad (16)$$

В уравнении адиабаты сжатия в компрессоре $T_k/T_a' = (v_a'/v_k)^{k-1}$ обозначим отношение $v_a'/v_k = \varepsilon_k$ и перепишем (16) в виде

$$q_2 = c_p T_a' [\varphi - 1 + \varepsilon_k^{k-1} (1 - 1/\omega)]. \quad (17)$$

Подставим выражения (17) и (10) в формулу (3) и используем тождество $v_g/v_c = v_g/v_z'$ или $(v_g/v_a') (v_a'/v_k) \times (v_k/v_a) (v_a/v_c) = (v_g/v_z) (v_z/v_z')$, которое с учетом обозначений, введенных ранее, и отношения объемов $v_g/v_z = \delta$ примет вид $\varphi \varepsilon_k \omega \varepsilon = \delta \rho$. Произведение $\varepsilon \varepsilon_k = \varepsilon_0$ называют общей степенью сжатия. После преобразований получим термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{k [\rho \lambda^{1/k} - \omega + \varepsilon_k^{k-1} (\omega - 1)]}{\varepsilon_0^{k-1} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]}. \quad (18)$$

Степень уменьшения объема в охладителе определяют, используя (15) и задавая степень охлаждения σ ; в реальных двигателях $\sigma = 0,5 \div 0,8$. Тогда

$$\omega = 1/[1 - \sigma (1 - 1/\varepsilon_k^{k-1})].$$

Среднее давление цикла можно определить из (9).

Термический КПД цикла комбинированного двигателя с импульсной турбиной без промежуточного охлаждения (см. рис. 4) получим из (18), полагая степень уменьшения объема в охладителе $\omega = 1$; тогда

$$\eta_t = 1 - \frac{k (\rho \lambda^{1/k} - 1)}{\varepsilon_0^{k-1} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]}. \quad (19)$$

Цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной и со сгоранием при постоянном давлении без охладителя. По мере повышения степени сжатия в компрессоре возрастает давление в конце сжатия. Вследствие

Степенью сжатия в компрессоре называют отношение удельных объемов рабочего тела в начале и в конце процесса сжатия.

Отношение объема рабочего тела в конце процесса расширения к объему в начале этого процесса называют степенью последующего расширения.

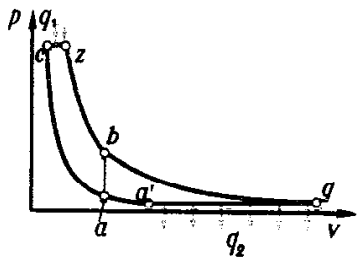


Рис. 6. Цикл комбинированного двигателя со сгоранием при постоянном давлении

ограничения максимального давления в цилиндре (рис. 6) процесс сгорания стремятся получить с малым нарастающим давлением. Поэтому в обратимом цикле можно принять $\lambda = p_z/p_c = 1$. Подставив $\lambda = 1$ в (19), получим термический КПД данного цикла

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon_0^{k-1}. \quad (20)$$

Такой же вид имеет обратимый цикл газотурбинного двигателя с камерой сгорания постоянного давления (без регенерации).

Цикл комбинированного двигателя со сгоранием при постоянном объеме. Термический КПД цикла (рис. 7) получим из (19), принимая $p = 1$; тогда

$$\eta_t = 1 - \frac{k(\lambda^{1/k} - 1)}{\varepsilon_0^{k-1}(\lambda - 1)}. \quad (21)$$

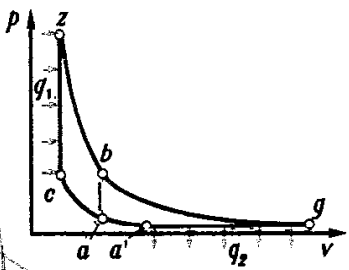


Рис. 7. Цикл комбинированного двигателя со сгоранием при постоянном объеме

Такой же вид имеет цикл газотурбинного двигателя без регенерации теплоты со сгоранием при постоянном объеме.

Цикл комбинированного двигателя с постоянным давлением перед турбиной. В обратимом термодинамическом цикле с постоянным давлением перед турбиной давление на входе в турбину принимают постоянным. В начале выпуска давление в цилиндре в несколько раз больше давления перед турбиной. В процессе истечения газа из цилиндра в выпускной коллектор газ расширяется до давления в коллекторе, а полезная работа не производится; происходит необратимый процесс дросселирования, который сопровождается диссипацией энергии.

В исследованиях обратимых циклов двигателей необратимый процесс дросселирования заменяют обратимыми процессами таким образом, чтобы параметры газа в конечном состоянии остались такими же, как в конце необратимого процесса. Чтобы ответить на вопрос, какими должны быть эти обратимые процессы, рассмотрим, пренебрегая теплоотдачей в стенки цилиндра и трубопровода, адиабатный процесс дросселирования при истечении из цилиндра постоянного объема.

Выделим объем газа, заключенного в цилиндре и трубопроводе, сечением I-I (рис. 8), которое расположено на достаточно большом расстоянии от отверстия. Работа проталкивания малого объема ΔV газа в сечении I-I трубопровода $L_{\text{прот}} = p_T \Delta V$. Выразив объем газа ΔV через удельный объем v_1 в сечении I-I и массу газа, получим работу проталкивания $L_{\text{прот}} = p_T v_1 \Delta G$.

Работа в адиабатном процессе производится согласно уравнению первого закона термодинамики в результате изменения внутренней энергии системы. Газ в цилиндре работу не производит, поскольку объем цилиндра по условию не изменяется и работа затрачивается только на проталкивание газа. Вытекающая из системы масса газа ΔG обладает внутренней и кинетической энергиями,

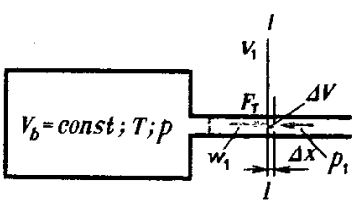


Рис. 8. Схема дросселирования потока газа при истечении из цилиндра в выпускной коллектор

УНИВЕРСИТЕТ
КОРАБНО-ВОЕННЫЙ
ИНСТИТУТ
СИБИРСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА

7189

сумма которых равна $(u_1 + w_1^2/2) \Delta G$, где u_1 — удельная внутренняя энергия газа в сечении $I-I$. Изменение полной внутренней энергии системы равно, таким образом, алгебраической сумме работы проталкивания газа и энергии, уносимой с вытекающей массой газа, т. е.

$$\Delta U_{\text{сист}} = -L_{\text{прот}} - (u_1 + w_1^2/2) \Delta G. \quad (22)$$

Подставляя $L_{\text{прот}}$ в (22) и переходя к бесконечно малым величинам, получим

$$dU_{\text{сист}} = -(p_1 v_1 + u_1 + w_1^2/2) dG, \quad (23)$$

где $p_1 v_1 + u_1 = i_1$ — удельная энтальпия газа.

Обозначим $i_1 + w_1^2/2 = i_1^*$ (где i_1^* — удельная энтальпия заторможенного потока газа) и перепишем (23) в виде

$$dU_{\text{сист}} = -i^* dG. \quad (24)$$

Пренебрегая кинетической энергией потока, которая в выпускном трубопроводе комбинированного двигателя с постоянным давлением перед турбиной невелика, получим $dU_{\text{сист}} = -dJ$. По условию цикличности параметры газа в трубопроводе перед началом и в конце выпуска одинаковы. Интегрированием в пределах от начала процесса в точке b (рис. 9) до конца процесса истечения (точка a) из цилиндра получаем $\Delta U_{\text{ц}} = -\Delta J_{\text{т}}$, где $\Delta U_{\text{ц}}$ — изменение полной внутренней энергии газа в цилиндре, или $U_b - U_a = J_f - J_a$; для массы газа, равной 1 кг,

$$u_b - u_a = i_f - i_a. \quad (25)$$

Учитывая (25), необратимый процесс дросселирования заменяют в обратимом цикле комбинированного двигателя с постоянным давлением перед турбиной двумя обратимыми процессами: изохорным процессом ba с отводом теплоты и изобарным процессом af с подводом теплоты. Количество отведенной и подведенной теплоты определяют из (25). Для массы идеального газа, равной 1 кг, получим

$$(c_v)_{T_a}^{T_b} (T_b - T_a) = (c_p)_{T_a}^{T_f} (T_f - T_a). \quad (26)$$

Если изменением теплоемкости пренебрегаем, то после подстановки $c_p/c_v = k$ получаем

$$T_b - T_a = k(T_f - T_a). \quad (27)$$

Рассматриваемый цикл состоит из адиабатных процессов сжатия в компрессоре $a'a$ и в цилиндре ac , изохорного cz' и изобарного $z'z$ процессов подвода теплоты от горячего источника к рабочему телу в цилиндре, адиабатных процессов zb расширения в цилиндре и fg расши-

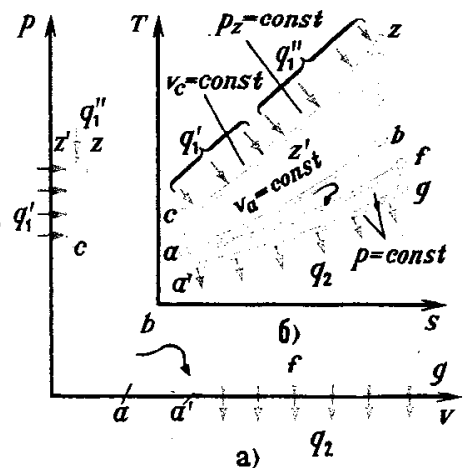


Рис. 9. Обратимый термодинамический цикл комбинированного двигателя с турбиной постоянного давления:

a — vp -диаграмма; b — sT -диаграмма

В адиабатном процессе при истечении газа из цилиндра постоянного объема приращение энтальпии газа в трубопроводе равно изменению внутренней энергии газа в цилиндре.

рения в турбине, изохорного процесса ba с отводом теплоты и изобарного процесса af с подводом теплоты, которая передается от горячего источника к рабочему телу в турбине при условии $u_b - u_a = i_f - i_a$, и изобарного процесса ga' отвода теплоты от рабочего тела холодному источнику.

Температуру газа $T_T \equiv T_f$ в начале процесса расширения в турбине можно определить из (26) или (27). Для идеального газа с постоянной теплоемкостью из (27) получим

$$T_T = T_b [1 + (k-1) p_f / p_b] / k. \quad (28)$$

В обратимом адиабатном процессе энтропия не изменяется, т. е. $ds=0$. Однако в необратимых адиабатных процессах, будь то процесс расширения или сжатия, энтропия возрастает ($ds > 0$). Возрастает энтропия и в адиабатном процессе дросселирования. Поэтому на sT -диаграмме цикла (рис. 9, б) энтропия в точке f больше энтропии в точке b .

Термический КПД обратимого, термодинамического цикла комбинированного двигателя с постоянным давлением перед турбиной и с охлаждением при сжатии найдем подстановкой (10) и (16) в (3). После преобразования получим

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1 + k (\varepsilon_k^{k-1} - 1) (\omega - 1)}{\varepsilon_0^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda (\rho - 1)]}. \quad (29)$$

Термический КПД цикла без охлаждения при сжатии ($\omega = 1$) получим из (29) в виде

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon_0^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda (\rho - 1)]}. \quad (30)$$

§ 3. Исследование и оптимизация обратимых термодинамических циклов

Постановка задачи в исследовании циклов обусловлена известным положением термодинамики: термический КПД любого обратимого цикла, осуществляемого при числе источников, большем двух, меньше термического КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого между заданными предельными температурами. Из всех исследуемых вариантов циклов максимальный КПД имеет, следовательно, тот вариант, процессы которого ближе к процессам цикла Карно. В качестве эталона термодинамического совершенства циклов может быть принят цикл Карно.

В исследованиях циклов двигателей задачу оптимизации рассматривают при наличии ограничений, касающихся вида процессов и значений ряда характерных парамет-

Под оптимизацией обратимого термодинамического цикла понимают отыскание такого варианта организации цикла, при котором его КПД максимально приблизится к КПД обратимого цикла Карно.

ров цикла. Вид всех процессов обратимых циклов заранее установлен, характерные параметры цикла однозначно определены либо способом подвода теплоты (к таким параметрам относится, например, удельная теплота q_1), либо ограничены условиями надежности двигателя.

В комбинированных двигателях жестко ограничивают максимальное давление цикла и температуру газов перед турбиной. В поршневых двигателях с принудительным воспламенением ограничивают верхний предел степени сжатия из-за детонации.

С позиций математических методов оптимизации задачу в исследованиях обратимых термодинамических циклов можно сформулировать как задачу об отыскании экстремумов функций η_i и p_i нескольких переменных при наличии ограничений типа равенств. Ограничения параметров цикла в оптимизационных задачах необходимы не только в связи с тем, что экстремумы могут находиться за пределами допустимых из технических соображений значений параметров цикла. Если область не ограничить, то задача может оказаться вообще неопределенной, так как экстремума функции во внутренней точке области может и не быть, если он находится в граничной точке. В исследованиях обратимых циклов двигателей внутреннего сгорания типичны именно такие случаи.

Задача отыскания аргумента, при котором функция имеет максимум при жестких ограничениях, сводится к перебору нескольких точек. Принцип последовательного исключения вариантов циклов и отбора среди них предпочтительных методом сравнения циклов между собой выработан в результате развития термодинамики как прикладной науки. Применение численных методов теории оптимизации позволяет представить идеи последовательного анализа вариантов в виде системы формальных математических процедур и реализовать ее в виде алгоритма — в этом заключается метод динамического программирования. На основании косвенных оценок отбрасывают все допустимые решения, среди которых не может быть оптимального или оно маловероятно.

В исследованиях циклов встречаются ситуации, когда максимумы термического КПД и среднего давления цикла находятся в разных точках области определения параметров цикла. В таких случаях математические методы оптимизации могут не дать решения и необходимы компромиссы, которые принимают, основываясь на опыте и интуиции. Решение задач, предусматривающих возможность вмешательства исследователя в процесс оптимизации на ЭВМ, приводит к применению диалоговых систем оптимизации. Большое значение при формулировании и решении подобных задач приобретает информация о направлении изменения термического КПД и среднего давления цикла в зависимости от характерных параметров, а также использование опыта, накопленного в исследованиях циклов.

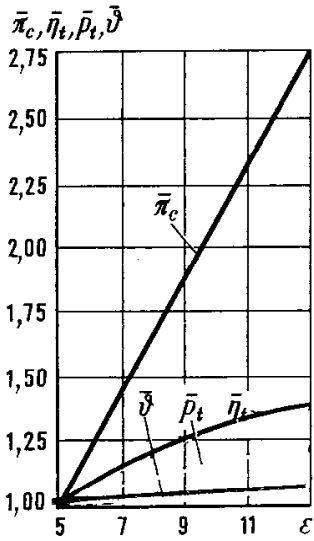


Рис. 10. Зависимости параметров и показателей обратимого термодинамического цикла поршневого двигателя с принудительным воспламенением от степени сжатия, найденные по отношению к их значениям при $\epsilon = 5$:
 $\bar{\pi}_c = p_z / (p_z)_{\epsilon=5}$; $\bar{\delta} = T_z / (T_z)_{\epsilon=5}$; $q_1 = \text{const}$; $p_a = \text{const}$; $T_a = \text{const}$

Термический КПД цикла двигателя с принудительным воспламенением зависит, как это следует из (13), от степени сжатия и показателя адиабаты, который определяется природой газа, применяемого в качестве рабочего тела. От количества подведенной теплоты КПД цикла не зависит, поскольку из формулы (10), когда $\rho = 1$, это количество определяется (при $T_a = \text{const}$ и $\epsilon = \text{const}$) только степенью повышения давления в цилиндре λ , которая в выражении (13) в число переменных не входит.

Термический КПД и среднее давление цикла (рис. 10) существенно повышаются с возрастанием степени сжатия. Однако это влечет за собой значительное увеличение (при $q_1 = \text{const}$) максимального давления цикла (более чем в 2 раза) при повышении степени сжатия (например, от 5 до 10), в то время как максимальная температура возрастает незначительно. На первый взгляд, этот результат может показаться не совместимым с известным положением термодинамики о том, что термический КПД повышается с расширением температурных пределов цикла: термический КПД обратимого цикла Карно определяется предельными температурами. Однако противоречие здесь только кажущееся. В циклах с подводом и отводом теплоты в процессах с переменной температурой рабочего тела термический КПД не связан непосредственно с предельными температурами, а определяется величиной средней (эквивалентной) температуры в процессах подвода $T_{1\text{cp}}$ и отвода $T_{2\text{cp}}$ теплоты, т. е.

$$\eta_t = 1 - q_2/q_1 = 1 - T_{2\text{cp}}/T_{1\text{cp}} \quad (31)$$

Средняя (эквивалентная) температура в процессах подвода и отвода теплоты, например, для первого цикла (рис. 11, а)

$$T'_{1\text{cp}} = \frac{q_1}{\Delta s_{c_1 z_1}} = \frac{\int_{c_1}^{z_1} T ds}{s_{z_1} - s_{c_1}}; \quad T'_{2\text{cp}} = \frac{q_2}{\Delta s_{b_1 a}} = \frac{\int_{b_1}^a T ds}{s_{b_1} - s_a}$$

Как повышение средней температуры подвода теплоты $T_{1\text{cp}}$, так и понижение средней температуры отвода теплоты $T_{2\text{cp}}$ увеличивает согласно (31) термический КПД цикла. Сказанное подтверждает сравнение двух циклов в энтропийной диаграмме (рис. 11, б).

Из уравнения второго закона термодинамики количество теплоты, подведенной (или отведенной) к массе рабочего тела, равной 1 кг, выражают определенным интегралом:

$$q_{1-2} = \int_1^2 T ds = T_{\text{cp}}(s_2 - s_1) \quad (32)$$

В энтропийной диаграмме обратимого цикла подведенная теплота эквивалентна площади криволинейной трапеции, ограниченной кривой процесса, двумя ордина-

Термический КПД обратимого термодинамического цикла с переменной температурой в процессах подвода и отвода теплоты равен термическому КПД эквивалентного цикла Карно с предельными температурами $T_{1\text{cp}}$ и $T_{2\text{cp}}$.

тами и отрезком оси абсцисс Δs . В цикле $ac_1z_1b_1a$ подведенная теплота эквивалентна площади mc_1z_1dm , а в цикле $ac_2z_2b_2a$ — площади mc_2z_2nm (при условии $q_1 = \text{const}$ эти площади равны). Отведенная теплота в первом цикле эквивалентна площади tab_1dm ; она больше теплоты, отведенной во втором цикле, на величину площади nb_2b_1dn . Работа обратимого цикла согласно (2) эквивалентна в sT -диаграмме площади, ограниченной линиями процессов цикла. По условию $q_1 = \text{const}$, а q_2 цикла $ac_1z_1b_1a$ больше q_2 цикла $ac_2z_2b_2a$, поэтому из выражений (2) и (3) следует, что $\eta_{12} > \eta_{11}$, т. е. работа и термический КПД цикла $ac_2z_2b_2a$, степень сжатия которого выше, больше работы и термического КПД цикла $ac_1z_1b_1a$ с меньшей степенью сжатия.

При условии $q_1 = \text{const}$, принятом в сравниваемых циклах, средняя температура отвода теплоты в цикле с большей степенью сжатия меньше, что также повышает КПД цикла.

История развития двигателей с принудительным воспламенением характеризуется постоянным стремлением повысить степень сжатия, которая ограничена детонацией при сгорании топлива.

Предварительное сжатие рабочего тела как способ повышения КПД цикла имеет значение для всех типов двигателей внутреннего сгорания. В дизелях ограничение степени сжатия из-за детонации отпадает, так как наоборот, для надежного самовоспламенения топлива требуется достаточно высокая степень сжатия. В дизелях и комбинированных двигателях максимальное давление в связи с высокой степенью сжатия может достигать такой величины, при которой напряжения в деталях выходят за пределы допустимых. Поэтому максимальное давление цикла ограничивают.

Построим в sT -диаграмме цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной, принимая ограничения $p_z = \text{const}$ и $q_1 = \text{const}$. Для некоторого значения общей степени сжатия ε_0 определим температуру и давление в конце процесса сжатия:

$$T_c = T_a \varepsilon_0^{k-1}; \quad p_c = p_a \varepsilon_0^k.$$

Степень повышения давления в цилиндре $\lambda = p_z/p_c = \pi_c/\varepsilon_0^k$, где $\pi_c = p_z/p_a$ — общая степень повышения давления в цикле.

Степень предварительного расширения найдем из (10). Каждому значению общей степени сжатия соответствует (при ограничениях $p_z = \text{const}$ и $q_1 = \text{const}$) вполне определенное соотношение количества теплоты, подведенной в изохорном и изобарном процессах: $q_v = q_1'/q_1$; $q_p = q_1''/q_1 = 1 - q_v$. Используя (10), представим q_v в виде функции безразмерных параметров цикла:

$$q_v = \frac{\lambda - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(p - 1)}. \quad (33)$$

В цикле с большой степенью сжатия величина степени повышения давления и доля теплоты, подведенной в

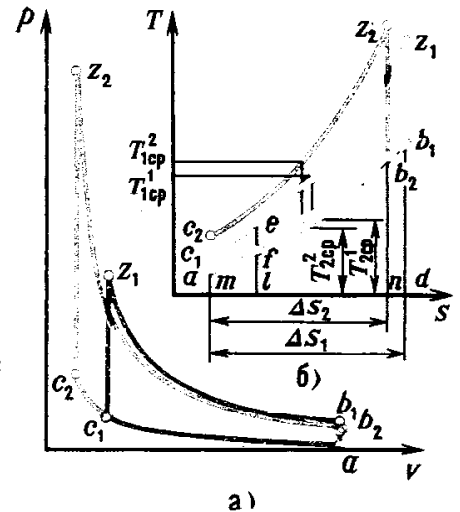


Рис. 11. Два цикла поршневого двигателя с разной степенью сжатия:

$$\varepsilon_1 = 5 \text{ и } \varepsilon_2 = 10 \text{ при } q_1 = \text{const}, p_a = \text{const}, T_a = \text{const}$$

Термический КПД цикла с повышением степени сжатия возрастает вследствие того, что в цикле с более высокой степенью сжатия средняя [эквивалентная] температура в процессе подвода теплоты выше.

изохорном процессе, согласно (33) меньше. Таким образом, можно представить множество циклов, степень сжатия которых находится в пределах $\epsilon_{0 \max} < \epsilon_0 \leq \epsilon_{0 \min}$, причем каждое значение степени сжатия однозначно определяет соотношение теплоты, подведенной в изохорном и изобарном процессах, т. е. закон подвода теплоты к рабочему телу.

Анализ влияния степени сжатия и закона подвода теплоты в цикле комбинированного двигателя

Сопоставим циклы: $a'cz'zga'$ (рис. 12, а) со смешанным подводом теплоты, $a'c_1z_1g_1a'$ с подводом теплоты в изохорном процессе и $a'c_2z_2g_2a'$ с подводом теплоты в изобарном процессе при ограничениях $p_z = \text{const}$ и $q_1 = \text{const}$. Из условия $p_z = \text{const}$, точки z' , z_1 , z и z_2 находятся на изобаре $p_z = \text{const}$. Изохора c_1z_1 наклонена в в sT -диаграмме круче изобары c_2z_2 . Приращение удельной энтропии $s_{z_1} - s_{c_1}$ в процессе подвода теплоты в цикле $a'c_1z_1g_1a'$ будет наибольшим, так как подведенная теплота во всех циклах по условию $q_1 = \text{const}$ одинакова. Следовательно, площадь mc_1z_1lm равна площади $mcz'zom$ и равна площади mc_2z_2nm , а температура в процессе c_1z_1 ниже, чем в процессах $cz'z$ и c_2z_2 . Теплота, отданная холодному источнику в цикле $a'c_1z_1g_1a'$, эквивалентна площади $ma'g_1lm$ под изобарой $a'g_1$ и больше, чем в цикле $a'cz'zga'$. В цикле же $a'c_2z_2g_2a'$ холодному источнику отводится наименьшее количество теплоты. Поскольку во всех трех циклах подводится по условию одинаковое количество теплоты, наибольшая работа, согласно выражению (2), производится в цикле с изобарным подводом теплоты и термический КПД этого цикла наивысший, т. е. $\eta_{tp} > \eta_{tcm} > \eta_{tv}$.

В результате анализа циклов комбинированного двигателя с импульсной турбиной и со смешанным подводом теплоты, в том числе циклов с изохорным и изобарным процессами подвода теплоты, мы получили очень важный вывод: при ограничении максимального давления наибольший термический КПД имеет цикл двигателя с изобарным процессом подвода теплоты. Следовательно, при ограничении максимального давления цикл с наибольшей, предельной, степенью сжатия имеет наибольший КПД (рис. 12, б). Причина увеличения КПД та же, что и для цикла поршневого двигателя со сгоранием при постоянном объеме, — с повышением степени сжатия возрастает средняя температура в процессе подвода теплоты, в изобарном процессе она выше, чем в изохорном. При этом уменьшается количество теплоты, отдаваемой холодному источнику (при $q_1 = \text{const}$), а работа цикла увеличивается.

Степень сжатия и, следовательно, средняя температура в процессе подвода теплоты в двигателях внутреннего сгорания выше, чем в тепловых двигателях других типов, например газо- и паротурбинных. Поэтому КПД

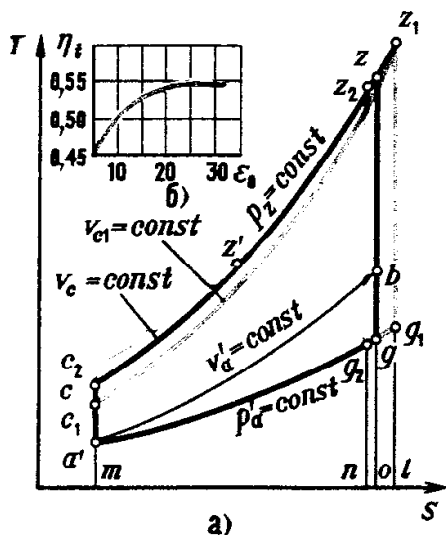


Рис. 12. Циклы комбинированного двигателя, отличающиеся законом подвода теплоты при $p_z = \text{const}$; $q_1 = \text{const}$; $p_{a'} = \text{const}$; $T_{a'} = \text{const}$

двигателя внутреннего сгорания выше КПД других тепловых машин. Достаточную надежность деталей поршневого двигателя при высокой максимальной температуре газа в цилиндре (до 2500 К) обеспечивает интенсивное охлаждение стенок, образующих рабочее пространство (стенок цилиндра, головки цилиндра и поршня).

Термический КПД при регулировании работы цикла

КПД цикла поршневого двигателя со сгоранием при постоянном объеме не зависит от количества подведенной теплоты, как это следует из (13). Покажем это на sT -диаграмме цикла (см. рис. 11, б). Проведем в диаграмме адиабату ef и сравним цикл $ac_1z_1b_1a$ со вспомогательным циклом ac_1efa . Циклы построены между двумя изохорами, а поэтому степень сжатия $\varepsilon = v_a/v_c$ у них одинаковая.

Из объединенного уравнения первого и второго законов термодинамики следует, что в случае идеального газа $(\partial T/\partial s)_v = T/c_v$; $(\partial T/\partial s)_p = T/c_p$.

Частная производная $(\partial T/\partial s)_v$ равна углу наклона касательной к кривой изохоры в координатной плоскости sT , а частная производная $(\partial T/\partial s)_p$ равна углу наклона изобары. Было принято $c_v = \text{const}$ и $c_p = \text{const}$, поэтому углы наклона изохор (и изобар) при $T = \text{idem}$ одинаковы, а изохоры (и изобары) в энтропийной диаграмме эквидистантны. Эквидистантные кривые отсекают на адиабатах пропорциональные отрезки, т. е. $T_a/T_{c1} = T_f/T_e = T_{b1}/T_{z1} = T'_{2cp}/T'_{1cp}$. Следовательно, согласно (31), циклы $ac_1z_1b_1a$ и ac_1efa имеют одинаковый термический КПД.

В равной степени полученный вывод относится и к циклу комбинированного двигателя с импульсной турбиной и со сгоранием при постоянном давлении (см. рис. 6) вследствие эквидистантности изобар подвода и отвода теплоты.

Сравнение циклов поршневого двигателя и двигателя комбинированного

В цикле поршневого двигателя производится работа, эквивалентная в sT -диаграмме (см. рис. 12) площади $a'cz'zba'$. Она меньше работы цикла комбинированного двигателя с аналогичным законом подвода теплоты и равным ее количеством на величину, эквивалентную площади $a'bga'$. Термический КПД цикла комбинированного двигателя с импульсной турбиной согласно (3) выше КПД поршневого двигателя. Из сравнения двух циклов, отличающихся только процессом отвода теплоты холодному источнику, становится очевидным преимущество циклов с отводом теплоты в изобарном процессе: средняя температура в изобарном процессе отвода теп-

При одинаковых максимальном давлении цикла и удельной подведенной теплоте наибольший КПД имеет обратимый термодинамический цикл комбинированного двигателя с изобарным подводом теплоты, а наименьший — цикл с изохорным подводом теплоты.

Термический КПД обратимых термодинамических циклов с адиабатными процессами сжатия и расширения не зависит от величины подведенной удельной теплоты и, следовательно, от работы цикла, если процессы подвода и отвода теплоты эквидистантны в энтропийной диаграмме, например две изохоры в обратимом цикле двигателя с принудительным воспламенением.

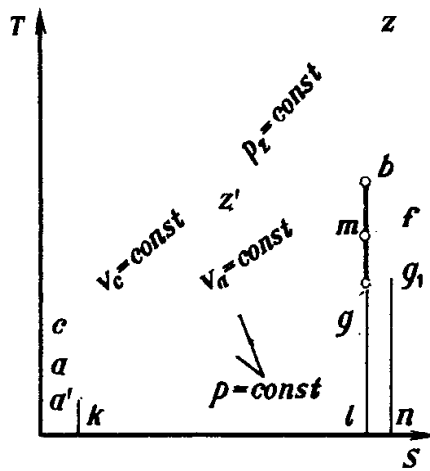


Рис. 13. Циклы комбинированного двигателя с импульсной турбиной и с турбиной постоянного давления

В обратимом термодинамическом цикле комбинированного двигателя с импульсной турбиной работа при одинаковых ограничениях больше, а термический КПД выше, чем в цикле с турбиной постоянного давления.

Среднее давление цикла двигателя с охладителем после компрессора существенно больше, чем цикла двигателя без охладителя, и, следовательно, при одинаковой мощности габаритные размеры и масса двигателя могут быть уменьшены.

лоты ниже, чем в изохорном, и, следовательно, отданная холодному источнику теплота меньше.

Однако в цикле комбинированного двигателя с постоянным давлением перед турбиной преимущество изобарного процесса отвода теплоты теряется из-за потерь на дросселирование при истечении из цилиндра в выпускной трубопровод; в результате его КПД равен КПД цикла поршневого двигателя согласно (14) и (30) при условии, что его степень сжатия равна общей степени сжатия комбинированного двигателя, т. е. $\varepsilon = \varepsilon_0$.

Сравнение циклов комбинированных двигателей с импульсной турбиной и с турбиной постоянного давления

В результате дросселирования в двигателе с постоянным давлением перед турбиной газ, расширяясь, переходит из одного состояния, соответствующего точке b , в другое состояние, соответствующее точке f , причем работа в процессе дросселирования не производится. Потеря работоспособности в процессе дросселирования, эквивалентная площади $bamb$ (рис. 13), связана с диссипацией энергии, которая переходит в теплоту, эквивалентную, согласно (32), площади $lmfnl$, так как Δu_{ba} эквивалентна площади $baklb$, Δi_{af} — площади $kafnk$, а площадь $kamlk$ — общая.

Работа цикла двигателя с постоянным давлением перед турбиной уменьшается на величину, эквивалентную площади lgg_1nl и меньшую потерь при дросселировании. Именно на такую величину больше теплота, отдаваемая холодному источнику в этом цикле. В двух рассмотренных циклах подведенная теплота равна (по условию), поэтому разность работ циклов равна, согласно (2), разности количеств отведенной теплоты.

Эффективность охлаждения после компрессора

В цикле $a'kaczga'$ двигателя с охладителем после компрессора (рис. 14) температура начала сжатия в цилиндре (точка a) ниже, чем в точке a_1 цикла $a'a_1c_1z_1g_1a'$ двигателя без охладителя.

Поскольку давление в точках a и a_1 одинаково, плотность и масса рабочего тела в цилиндре с объемом V_a в цикле с охладителем больше. Отношение массы рабочего тела подсчитаем по параметрам состояния в начале сжатия в цилиндре, используя уравнение Клапейрона и уравнение адиабаты для процесса $a'a_1$ и учитывая, что в данном цикле принято $\sigma = 1$; поэтому $T_a = T_{a'}$; $G_a/G_{a_1} = \varepsilon_k^{k-1}$. Очевидно, что в цикле двигателя с охладителем при условии $q_1 = \text{const}$ количество подведенной теплоты будет больше, в ε_k^{k-1} раз, поскольку величина $Q_1 = q_1 G$. Пропорционально подведенной теплоте увеличивается и произведенная работа $L_t = Q_1 \eta_t$ согласно (1).

В цикле двигателя с охладителем ниже температура в начале процесса сжатия в цилиндре и соответственно ниже максимальная температура цикла и средняя тем-

пература в процессе подвода теплоты и, что очень важно, меньше тепловая напряженность деталей. Чтобы определить, как влияет охлаждение рабочего тела при сжатии на термический КПД цикла, воспользуемся sT -диаграммой и сравним два цикла, построенные при условии $q_1 = \text{const}$ и $p_z = \text{const}$.

Представим цикл $a'kaczga'$ с охлаждением после компрессора, составленным из двух циклов: $a'a_1c_1zga'$ и acc_1ka . Нетрудно убедиться, что суммарное количество подведенной и отведенной теплоты и сумма работы двух вспомогательных циклов и исходного цикла равны. Термические КПД цикла $a'a_1c_1zga'$ и цикла $a'a_1c_1z_1g_1a'$ без охлаждения равны, так как КПД цикла, образованного двумя изобарами (эквидистантными в обратимом цикле с постоянной теплоемкостью рабочего тела) и адиабатами не зависит от количества подведенной теплоты. Термический КПД такого цикла, согласно (20), определяется отношением температур в начале и в конце адиабаты, т. е.

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon_0^{k-1} = 1 - T'_a/T_{c1} = 1 - T_g/T_z = 1 - T'_{g1}/T_{z1}.$$

Во вспомогательном цикле acc_1ka отношение температур

$$T_a/T_c = T_{a1}/T_{c1} < T'_a/T_{c1}.$$

Поэтому термический КПД этого цикла меньше КПД цикла двигателя без охлаждения, следовательно, КПД цикла $a'kaczga'$ двигателя с охлаждением также меньше КПД цикла двигателя без охлаждения, но больше КПД вспомогательного цикла.

Термический КПД обратимого цикла двигателя с охлаждением после компрессора меньше КПД цикла двигателя без охлаждения. Объясняется это тем, что средняя температура в процессе подвода теплоты в цикле двигателя с охлаждением ниже.

Анализ обратимых термодинамических циклов комбинированных двигателей позволяет заключить, что цикл с изобарным подводом теплоты без охлаждения после компрессора имеет наибольший КПД при характерных условиях сравнения: одинаковой величине максимального давления цикла и равном количестве подведенной теплоты.

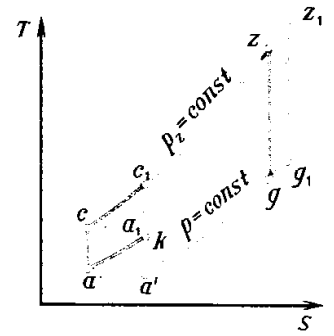


Рис. 14. Циклы комбинированного двигателя с охлаждением и без охлаждения после компрессора

РАБОЧИЕ ТЕЛА И ИХ СВОЙСТВА

§ 1. Реакции сгорания и продукты сгорания

Рабочим телом называют вещество, при помощи которого осуществляется действительный цикл двигателя. В поршневых двигателях внутреннего сгорания рабочее тело состоит из окислителя, топлива и продуктов его сгорания. Для большей части двигателей внутреннего сгорания окислителем служит атмосферный воздух, содержащий 21% кислорода (по объему), а остальное — инертные газы, в основном азот. Возможно применение окислителей с большим содержанием кислорода, чем в воздухе.

При осуществлении действительного цикла рабочее тело не остается постоянным, а претерпевает физические и химические изменения. При наполнении цилиндра в зависимости от типа двигателя в цилиндр поступает окислитель или свежая смесь (смесь горючих газов с окислителем или паров жидкого топлива и его мелких капель с окислителем). Окислитель или свежая смесь, поступающие в цилиндр за один рабочий цикл и остающиеся в цилиндре к моменту начала сжатия, называют свежим зарядом.

В процессе сжатия рабочим телом является рабочая смесь, представляющая собой смесь окислителя или свежей смеси с остаточными газами, т. е. с продуктами сгорания, оставшимися в цилиндре после завершения предыдущего цикла.

В процессах расширения и выпуска рабочим телом являются продукты сгорания топлива. При осуществлении цикла тепловые свойства рабочего тела изменяются в зависимости от его температуры и состава, что учитывается при расчете действительного рабочего цикла.

Для проведения теплового расчета цикла двигателя внутреннего сгорания необходимо также знать низшую теплоту сгорания топлива, которая зависит от количества горючих соединений в топливе и соотношения элементов, составляющих его горючую часть. Основные свойства жидких и газообразных топлив приведены в учебнике «Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей». (М., Машиностроение, 1980 г.).

Полное сгорание топлива при $\alpha \geq 1$

Количество воздуха, которое теоретически необходимо для сгорания топлива массой 1 кг и состава

$$C + H + O = 1,$$

выражают стехиометрическим соотношением в киломолях (кмоль):

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (34)$$

или

$$L_0 = \frac{C}{0,21 \cdot 12} \left[1 + \frac{3}{C} \left(H - \frac{O}{8} \right) \right]. \quad (35)$$

Воздух принимают состоящим из 0,21 объемных частей кислорода (O_2) и 0,79 объемных частей азота (N_2).

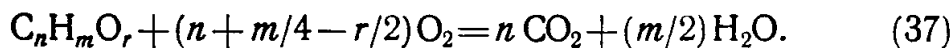
Последнюю формулу можно преобразовать в вид

$$L_0 = (C/1,99)(0,79 + \beta), \quad (36)$$

$$\beta = \frac{3 \cdot 0,79}{C} (H - O/8) = 2,37 \frac{H - O/8}{C}.$$

Величина β пропорциональна отношению количества кислорода, затрачиваемого на сгорание водорода, к количеству кислорода, расходуемого на сгорание углерода. При этом предполагают, что кислород, содержащийся в топливе, расходуется на окисление водорода. Для нефтяных топлив $\beta = 0,33 \div 0,42$.

Для каждого химического соединения вида $C_n H_m O_r$, входящего в состав газообразного топлива, реакцию полного сгорания можно написать в виде



Поэтому выражение для количества воздуха в кмоль или m^3 , теоретически необходимого (стехиометрического) для сгорания 1 кмоль или $1 m^3$ газообразного топлива состава $\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1$, имеет вид

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \sum (n + m/4 - r/2) C_n H_m O_r. \quad (38)$$

Сгорание топлива с теоретически необходимым количеством воздуха является частным случаем сгорания. В зависимости от способа регулирования мощности, условий работы двигателя (различные скоростные и нагрузочные режимы), способа смесеобразования и условий сгорания топлива соотношение количеств топлива и воздуха, поступающих в цилиндр двигателя, может изменяться. Количество L воздуха, находящегося в цилиндре, может быть больше или меньше стехиометрического количества L_0 . В обоих случаях (при $L \geq L_0$) отношение действительного количества воздуха L к стехиометрическому L_0 называют коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = L/L_0. \quad (39)$$

Величина β называется химической характеристикой топлива и зависит от состава топлива и окислителя.

При коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ в действительном процессе сгорания все топливо обычно не может быть сожжено до конечных продуктов окисления. Это происходит вследствие невозможности получения такой совершенной смеси топлива с теоретически необходимым количеством воздуха, в которой каждая частица воздуха была бы обеспечена требуемым для ее сгорания количеством кислорода. Полное сгорание топлива практически возможно только при $\alpha > 1$. Однако в бензиновых карбюраторных двигателях, а также в двигателях с впрыском топлива и принудительным зажиганием при некоторых режимах работы возможен коэффициент избытка воздуха $\alpha < 1$. Топливо при этих режимах окисляется только частично, экономичность двигателя ухудшается, но максимальное среднее давление цикла получается при коэффициентах избытка воздуха, несколько меньших единицы.

Сгорание, при котором все горючие части топлива превращаются в конечные продукты окисления, называют полным сгоранием топлива. Если при полном сгорании топлива в продуктах сгорания отсутствует кислород, то такое сгорание называют совершенным. Оно теоретически возможно при $\alpha = 1$.

В этом разделе мы рассматриваем полное сгорание топлива при $\alpha > 1$ и предельный случай такого сгорания — совершенное сгорание при $\alpha = 1$.

В цилиндре двигателя с внешним смесеобразованием до начала сгорания горючая смесь состоит из воздуха и испарившегося топлива. Если обозначить молярную массу топлива через m_T , то количество горючей смеси в кмоль на 1 кг топлива

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T. \quad (40)$$

В газовых двигателях горючая смесь в цилиндре до начала сгорания состоит из воздуха и газообразного топлива, поэтому количество горючей смеси в кмоль (или m^3) на 1 кмоль (или $1 m^3$) газа

$$M_1 = \alpha L_0 + 1. \quad (41)$$

В двигателях с внутренним смесеобразованием и воспламенением от сжатия объемом жидкого топлива, впрыск которого в цилиндр начинается в самом конце хода сжатия, можно пренебречь по сравнению с объемом воздуха. Поэтому для двигателей такого типа

$$M_1 = \alpha L_0. \quad (42)$$

Продукты полного сгорания топлива при $\alpha > 1$ состоят из углекислого газа (CO_2), водяного пара (H_2O), избыточного кислорода (O_2) и азота (N_2), поступившего с воздухом. Для 1 кг жидкого топлива указанного ранее элементарного состава количества этих компонентов продуктов сгорания в кмоль выражают в виде

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= C/12; \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= H/2; \\ M_{\text{O}_2} &= 0,21(\alpha - 1)L_0 = [C/(12 \cdot 0,79)](\alpha - 1)(0,79 + \beta); \\ M_{\text{N}_2} &= 0,79\alpha L_0 = [\alpha C/(12 \cdot 0,21)](0,79 + \beta). \end{aligned} \right\} (43)$$

Общее количество продуктов сгорания определяют как сумму:

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \quad (44)$$

$$\begin{aligned} M_2 &= C/12 + H/2 + 0,21(\alpha - 1)L_0 + 0,79\alpha L_0 = C/12 + H/2 + \\ &+ (\alpha - 0,21)L_0 = \alpha L_0 + (H + O/8)/4 = H/2 + (C/12)[\alpha(0,79 + \\ &+ \beta) - 0,21\beta]/(0,21 \cdot 0,79) \end{aligned} \quad (45)$$

или

$$M_2 = C/12 + H/2 + 0,79L_0 + (\alpha - 1)L_0 = M_0 + (\alpha - 1)L_0, \quad (46)$$

где

$$M_0 = C/12 + H/2 + 0,79L_0. \quad (47)$$

Здесь M_0 представляет собой количество продуктов сгорания в кмоль, получающихся при сгорании 1 кг топлива принятого состава с теоретически необходимым (стехиометрическим) количеством воздуха ($\alpha = 1$), а $(\alpha - 1)L_0$ — избыточное количество воздуха, находящегося в продуктах сгорания.

Согласно выражению (46), продукты сгорания топлива при различных значениях α можно рассматривать как смесь одного и того же количества продуктов сгорания при $\alpha = 1$ с тем или иным количеством избыточного воздуха.

В то время как масса продуктов сгорания остается равной сумме масс воздуха и топлива до сгорания, M_2 в общем случае не равно M_1 , т. е. при одинаковых температуре и давлении объем продуктов сгорания может быть не равным объему горючей смеси до сгорания. Изменение объема смеси при сгорании происходит вследствие изменения числа молекул газообразных продуктов сгорания по сравнению с числом молекул горючей смеси до сгорания.

Изменение количества рабочего тела при сгорании определяется как разность:

$$\Delta M = M_2 - M_1.$$

Для двигателей с воспламенением от сжатия при подстановке в эту формулу выражений (45) и (42) получим

$$\Delta M = \alpha L_0 + (H + O/8)/4 - \alpha L_0 = H/4 + O/32. \quad (48)$$

Аналогично для двигателей с внешним смесеобразованием, подставив выражения (45) и (40), получим

$$\Delta M = H/4 + O/32 - 1/m_T. \quad (49)$$

Следовательно, согласно выражениям (48) и (49):

изменение объема при сгорании не зависит от коэффициента избытка воздуха α ;

при сгорании жидкого топлива объем продуктов сгорания всегда больше объема горючей смеси.

Содержание кислорода и водорода в жидком топливе влияет на величину ΔM следующим образом. Кислород (объемом которого пренебрегают) при переходе в газообразное состояние обуславливает увеличение объема на $O/32$ кмоль. При сгорании водорода образуется водяной пар, объем которого в 2 раза больше объема кислорода, необходимого для сгорания водорода, следовательно, объем продуктов сгорания увеличивается на $H/4$ кмоль.

Относительное изменение объема при сгорании горючей смеси характеризуется так называемым коэффициентом молекулярного изменения свежей смеси μ_0 , который представляет собой отношение количества продуктов сгорания к количеству горючей смеси до сгорания, т. е.

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 1 + \Delta M/M_1. \quad (50)$$

При подстановке соответственно выражений (49), (40) и (48), (42) в случае полного сгорания при $\alpha \geq 1$ получим для двигателей жидкого топлива с внешним смесеобразованием

$$\mu_0 = 1 + \frac{H/4 + O/32 - 1/m_T}{\alpha L_0 + 1/m_T}, \quad (51)$$

а для двигателей с воспламенением от сжатия

$$\mu_0 = 1 + (H/4 + O/32)/(\alpha L_0). \quad (52)$$

На рис. 15 показана зависимость μ_0 от коэффициента избытка воздуха (при $\alpha \geq 1$) для бензина и этилового спирта, а на рис. 16 — зависимость μ_0 для дизельного топлива. При расчетах принято: для бензина $C=0,855$, $H=0,145$, $m_T=114$; для дизельного топлива $C=0,870$, $H=0,126$, $O=0,004$. Согласно этим зависимостям и формулам (51) и (52), коэффициент μ_0 молекулярного изменения свежей смеси жидкого топлива с воздухом всегда больше единицы и зависит от коэффициента избытка воздуха α , уменьшаясь при его увеличении. Зависимости μ_0 от α имеют гиперболический характер: по мере увеличения α значение μ_0 асимптотически приближается к единице.

Возрастание объема при сгорании жидкого топлива, характеризуемое величинами ΔM и μ_0 , является положительным фактором, так как при этом полезная работа газов в цилиндре двигателя при расширении продуктов сгорания несколько возрастает.

Для определения количества различных составляющих продуктов сгорания газообразного топлива служит выражение (37), которое позволяет подсчитать количества CO_2 и H_2O , получаемое при сгорании различных соединений вида $C_n H_m O_r$.

Количества в кмоль (или в m^3) отдельных компонентов продуктов полного сгорания 1 кмоль (или 1 m^3) га-

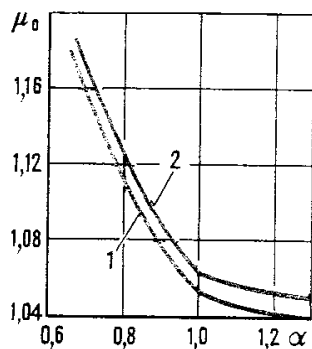


Рис. 15. Зависимость коэффициента молекулярного изменения μ_0 свежей смеси от коэффициента избытка воздуха:

1 — для бензина; 2 — для этилового спирта

зоообразного топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \geq 1$ следующие:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= \sum n C_n H_m O_r; \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r; \\ M_{\text{O}_2} &= 0,21(\alpha - 1)L_0; \quad M_{\text{N}_2} = 0,79L_0 + N_2. \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

Отсюда общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \sum (n + m/2) C_n H_m O_r + \alpha L_0 - 0,21L_0 + N_2 \quad (54)$$

или, так как

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1,$$

$$M_2 = 1 + \alpha L_0 + \sum (m/4 + r/2 - 1) C_n H_m O_r, \quad (55)$$

или

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + 0,79L_0 + (\alpha - 1)L_0 = M_0 + (\alpha - 1)L_0, \quad (56)$$

где M_0 — количество продуктов сгорания, образующееся при сгорании 1 кмоль газового топлива при $\alpha = 1$; $(\alpha - 1)L_0$ — количество воздуха, находящегося в продуктах сгорания при данном α .

Изменение объема при сгорании 1 кмоль (или 1 м³) газообразного топлива

$$\Delta M = M_2 - M_1 = \sum (m/4 + r/2 - 1) C_n H_m O_r. \quad (57)$$

Следовательно, в отличие от сгорания жидкого топлива при сгорании газообразного:

возможно как уменьшение, так и увеличение объема продуктов сгорания по сравнению с объемом смеси до сгорания;

изменение объема зависит от природы входящих в топливо углеводородов, их количества и соотношения углеводородов, водорода и окиси углерода.

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

В генераторном газе содержание углеводородов с числом атомов водорода более четырех обычно незначительно, поэтому при сгорании данного газа наблюдается уменьшением объема ($\Delta M < 0$). При сгорании природного газа объем обычно увеличивается незначительно, так как изменения объема продуктов сгорания его основного компонента — метана CH_4 — при сгорании не происходит ($\Delta M = 0$).

Таким образом, коэффициент молекулярного изменения свежей смеси в случае газообразного топлива может быть, согласно (50), меньше или больше единицы.

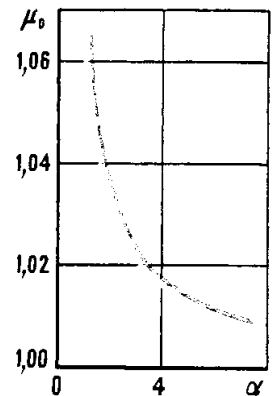


Рис. 16. Зависимость коэффициента молекулярного изменения μ_0 свежей смеси для дизельного топлива от коэффициента избытка воздуха

В двигателях при изменении режима работы изменяется и коэффициент избытка воздуха α , поэтому представляет интерес анализ зависимости состава продуктов сгорания от α . Согласно (43) и (53), при условии полного или совершенного сгорания коэффициент избытка воздуха α не влияет на абсолютные количества CO_2 и H_2O , содержащиеся в продуктах сгорания. Однако с увеличением коэффициента избытка воздуха в продуктах сгорания возрастает количество двухатомных газов (N_2 и O_2), а следовательно, и величина M_2 . Поэтому в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха α меняется объемный состав продуктов сгорания.

Объемные доли отдельных компонентов продуктов сгорания находят делением выражений (43) и (53) на (46) или (56).

Во влажных продуктах сгорания:

$$\left. \begin{aligned} r_{\text{CO}_2} &= M_{\text{CO}_2}/M_2 = M_{\text{CO}_2}/[M_0 + (\alpha - 1)L_0]; \\ r_{\text{H}_2\text{O}} &= M_{\text{H}_2\text{O}}/M_2 = M_{\text{H}_2\text{O}}/[M_0 + (\alpha - 1)L_0]; \\ r_{\text{O}_2} &= M_{\text{O}_2}/M_2 = M_{\text{O}_2}/[M_0 + (\alpha - 1)L_0]; \\ r_{\text{N}_2} &= M_{\text{N}_2}/M_2 = M_{\text{N}_2}/[M_0 + (\alpha - 1)L_0]. \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

Выражения (58) показывают зависимость объемного состава продуктов сгорания от коэффициента избытка воздуха.

Если объемные доли r умножить на 100%, то получим процентные содержания компонентов продуктов сгорания, например, $\text{CO}_2 = r_{\text{CO}_2} \cdot 100/M_2, \%$.

Зависимости состава продуктов сгорания дизельного топлива от коэффициента α для топлива, имеющего приведенный выше элементарный состав, показаны на рис. 17. Процентное содержание углекислого газа и водяного пара уменьшается с увеличением коэффициента избытка воздуха, что объясняется повышением процентного содержания кислорода. Объемное содержание азота мало зависит от коэффициента избытка воздуха.

Для определения состава продуктов сгорания проводят анализ проб газов, отбираемых из выпускного трубопровода двигателя в аспираторы или непосредственно в газоанализатор. По результатам анализа можно судить о полноте сгорания, а также определить коэффициент избытка воздуха и другие параметры, характеризующие рабочий процесс в цилиндре двигателя.

При объемном анализе газов с использованием обычных химических газоанализаторов продукты сгорания, находящиеся в бюретке прибора, насыщены водяным паром. Для определения объемного состава газа объемы компонентов необходимо измерять при постоянных температуре и давлении. При этом условии отношение объемов компонентов, насыщенных водяным паром, к начальному объему также насыщенного газа равно отношению объемов сухих газов. Поэтому объемный состав выпускных газов, определяемый обычными газоанализаторами, выражается в долях общего количества сухих

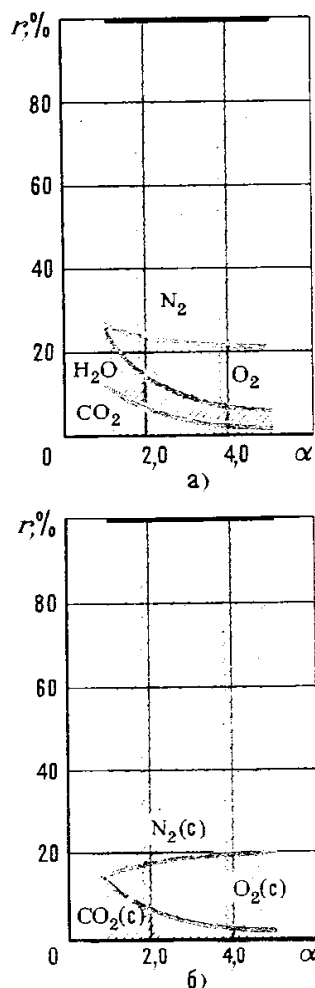


Рис. 17. Состав продуктов сгорания дизельного топлива в процентах по объему:

а — влажные продукты сгорания; б — сухие

продуктов сгорания, т. е. продуктов сгорания, не содержащих водяного пара.

При полном сгорании жидкого топлива в воздухе при $\alpha \geq 1$ могут быть получены следующие зависимости.

Количество сухих продуктов сгорания, согласно выражению (45),

$$(M_2)_c = M_2 - M_{H_2O} = \frac{C}{12} + (\alpha - 0,21)L_0 = \\ = \frac{C}{12} \frac{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}{0,21 \cdot 0,79} \quad (59)$$

Следовательно, объемные доли отдельных компонентов сухих продуктов сгорания, согласно выражениям (43) и (59), могут быть выражены через характеристику топлива β и коэффициент избытка воздуха α :

$$(r_{CO_2})_c = \frac{M_{CO_2}}{(M_2)_c} = \frac{C/12}{(M_2)_c} = \frac{0,21 \cdot 0,79}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}; \quad (60)$$

$$(r_{O_2})_c = \frac{M_{O_2}}{(M_2)_c} = \frac{0,21(\alpha - 1)L_0}{(M_2)_c} = \frac{0,21(\alpha - 1)(0,79 + \beta)}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}; \quad (61)$$

$$(r_{N_2})_c = \frac{M_{N_2}}{(M_2)_c} = \frac{0,79\alpha L_0}{(M_2)_c} = \frac{0,79\alpha(0,79 + \beta)}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta} \quad (62)$$

Согласно зависимостям рис. 17, б при увеличении коэффициента α в сухих продуктах сгорания уменьшается содержание углекислого газа и азота вследствие увеличения относительного содержания кислорода. Предельные значения $(r_{CO_2})_c$ и $(r_{O_2})_c$ будут следующими:

если $\alpha = 1$, то $(r_{O_2})_c = 0$, $(r_{CO_2})_{c \max} = 0,21/(1 + \beta)$;

если $\alpha = \infty$, то $(r_{O_2})_c = 0,21$, а $(r_{CO_2})_c = 0$ (чистый воздух).

Формула (60) позволяет выразить коэффициент α в функции содержания углекислого газа в сухих продуктах сгорания:

$$\alpha = \frac{0,21}{(0,79 + \beta)} \left[\frac{0,79}{(r_{CO_2})_c} + \beta \right] \quad (63)$$

Таким образом, при условии полного сгорания по результатам анализа продуктов сгорания на CO_2 можно подсчитать коэффициент избытка воздуха, если известен элементарный состав топлива. Согласно (63), зависимость α от $(r_{CO_2})_c$ имеет гиперболический характер. Формулу для определения коэффициента α можно получить также из выражения (62):

$$\alpha = \frac{0,21\beta(r_{N_2})_c}{(0,79 + \beta)[(r_{N_2})_c - 0,79]}, \quad (64)$$

$$\text{где } (r_{N_2})_c = 1 - [(r_{CO_2})_c + (r_{O_2})_c]. \quad (65)$$

Совместное решение уравнений (63) и (64) при использовании выражения (65) позволяет установить сле-

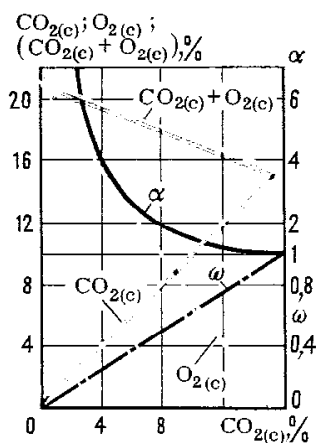


Рис. 18. Диаграмма для контроля полноты сгорания топлива

дующую связь количества $(CO_2)_c$ с суммарным содержанием $(CO_2)_c + (O_2)_c$ в сухих продуктах сгорания при полном сгорании жидкого топлива принятого состава, пригодную для всех типов двигателей,

$$(r_{CO_2})_c + (r_{O_2})_c = 0,21 - \beta (r_{CO_2})_c \quad (66)$$

Уравнение (66) называют контрольным, так как оно позволяет судить о качестве сгорания по результатам анализа выпускных газов двигателя. Равенство (66) имеет место только при полном сгорании. Если правая часть выражения (66) больше левой, то это свидетельствует о несовершенном сгорании углерода топлива. Обратное неравенство возможно только при неправильном анализе или при дефектах газоанализатора. Несовременным сгоранием называют такое сгорание, при котором горячая часть топлива превращается в конечные продукты окисления не полностью — в продуктах сгорания остается неиспользованный кислород. В двигателях сгорание всегда в той или иной степени несовершенно.

Е. К. Мазинг предложил диаграмму таких соотношений, которая пригодна как для полного сгорания, так и для несовершенного сгорания (с образованием сажи). Пример такой диаграммы для дизельного топлива приведен на рис. 18. Величина $\omega = 1/\alpha$ является обратной коэффициенту избытка воздуха, и ее называют коэффициентом использования воздуха, который показывает, какая часть подведенного к топливу воздуха достаточна и необходима для полного его сгорания.

Неполное сгорание жидкого топлива

Сгорание топлива, при котором часть его горючих составляющих превращается в продукты неполного окисления, называют неполным сгоранием. Причиной неполного сгорания может быть общий недостаток кислорода в горючей смеси при $\alpha < 1$, местный недостаток кислорода в зоне горения вследствие несовершенства смесеобразования или недостаточность времени для сгорания переобедненной смеси.

Неполное сгорание углеводородных топлив в результате общего недостатка кислорода возможно при работе карбюраторного двигателя на богатых смесях ($\alpha < 1$), обеспечивающих максимальную мощность двигателя. опыты показывают, что в этом случае продукты сгорания состоят из углекислого газа (CO_2), окиси углерода (CO), водяного пара (H_2O), водорода (H_2), азота (N_2) и его окислов, небольшого количества (0,2—0,3%) метана (CH_4) и следов других углеводородов и кислорода (O_2). Небольшая неполнота сгорания углерода в CO и одновременно наличие следов кислорода (O_2) наблюдаются и при сгорании стехиометрической смеси ($\alpha = 1$). Анализ продуктов неполного сгорания показывает также, что отношение содержания водорода к содержанию окиси углерода очень слабо зависит от коэффициента избытка воздуха, т. е. что это отношение с достаточной

степенью точности может быть принято для данного топлива постоянным:

$$M_{H_2}/M_{CO} = \text{const} = K.$$

Значение K связано с отношением Н/С водорода и углерода, содержащихся в топливе. Для бензинов при $H/C = 0,17 \div 0,19$ можно принять $K = 0,45 \div 0,50$; для природного газа $K = 0,6 \div 0,7$.

При расчете состава продуктов неполного сгорания жидкого топлива обычно пренебрегают содержанием кислорода, метана и других углеводородов и принимают продукты сгорания состоящими из пяти компонентов: CO_2 , CO , H_2O , H_2 и N_2 . Для расчета используют следующие четыре уравнения баланса отдельных компонентов, входящих в состав горючей смеси и продуктов сгорания:

$$\text{углерода} \quad M_{CO_2} + M_{CO} = C/12; \quad (67)$$

$$\text{водорода} \quad M_{H_2O} + M_{H_2} = H/2; \quad (68)$$

$$\begin{aligned} \text{кислорода} \quad M_{CO_2} + 0,5M_{CO} + 0,5M_{H_2O} &= 0,21\alpha L_0 + O/32 = \\ &= \alpha(C/12 + H/4 - O/32) + O/32; \end{aligned} \quad (69)$$

$$\text{азота} \quad M_{N_2} = 0,79\alpha L_0, \quad (70)$$

а также экспериментально установленную связь

$$M_{H_2} = KM_{CO}. \quad (71)$$

Определение величин M_{CO_2} и M_{H_2O} из уравнений (67) и (68) с учетом уравнения (71) и подстановка результатов в уравнение (69) дают возможность определить M_{CO} , а затем и остальные компоненты. Таким образом, содержание (в кмоль) отдельных компонентов продуктов неполного сгорания 1 кг жидкого топлива при $\alpha < 1$ может быть подсчитано по следующим выражениям:

$$\left. \begin{aligned} M_{CO} &= 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21L_0; \\ M_{CO_2} &= \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21L_0; \\ M_{H_2} &= 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21L_0; \\ M_{H_2O} &= \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21L_0; \\ M_{N_2} &= 0,79\alpha L_0. \end{aligned} \right\} \quad (72)$$

Общее количество продуктов неполного сгорания

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0 = \frac{H}{2} + \frac{C}{12} \frac{0,21 + \alpha(0,79 + \beta)}{0,21}. \quad (73)$$

Изменение объема при неполном сгорании

$$\begin{aligned} \Delta M &= M_2 - M_1 = C/12 + H/2 + 0,79\alpha L_0 - \alpha L_0 - 1/m_T = \\ &= 0,21(1-\alpha)L_0 + H/4 + O/32 - 1/m_T. \end{aligned} \quad (74)$$

В отличие от полного сгорания в этом случае изменение объема ΔM зависит не только от содержания в топливе водорода, но также и от содержания углерода, так как при сгорании углерода в CO происходит изменение объема, в то время как при сгорании углерода в CO₂ изменения объема нет.

Принятая ранее предпосылка о составе продуктов сгорания справедлива только при уменьшении коэффициента избытка воздуха до некоторого предельного значения $\alpha_{пр}$, при котором весь углерод топлива сгорает в CO и $M_{CO_2}=0$. При дальнейшем уменьшении коэффициента α часть углерода совершенно не будет окисляться и в продуктах сгорания появится сажа. Значение $\alpha_{пр}$ можно найти, приравняв $M_{CO_2}=0$; тогда

$$(M_{CO})_{max} = \frac{C}{12} + 2 \frac{1 - \alpha_{пр}}{1 + K} 0,21L_0,$$

$$\text{откуда } \alpha_{пр} = 1 - \frac{C}{12} \frac{1 + K}{2 \cdot 0,21L_0}$$

$$\text{или } \alpha_{пр} = 1 - \frac{1 + K}{2} \frac{0,79}{0,79 + \beta}. \quad (75)$$

Для бензина среднего состава при $\beta=0,4$ и $K=0,5$ предельное значение коэффициента избытка воздуха $\alpha_{пр}=0,5$. Такие богатые смеси практически не используются. Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси при $\alpha_{пр} < \alpha < 1$ подсчитывают по выражению

$$\mu_0 = 1 + \frac{0,21(1 - \alpha)L_0 + H/4 + O/32 - 1/m_T}{\alpha L_0 + 1/m_T}. \quad (76)$$

Зависимости μ_0 в области $\alpha < 1$ для бензина и этилового спирта (см. рис. 15) показывают, что при $\alpha < 1$ изменение состава горючей смеси значительно больше влияет на коэффициент молекулярного изменения горючей смеси μ_0 , чем при $\alpha > 1$. Даже в том случае, когда общий коэффициент избытка воздуха $\alpha > 1$, может наблюдаться местный недостаток воздуха из-за несовершенства смесеобразования. При этом неполнота сгорания характеризуется появлением несгоревшего углерода (сажи) при отсутствии водорода и ничтожно малом содержании окиси углерода в продуктах сгорания. Подобная неполнота сгорания наблюдается в дизелях.

При несовершенном сгорании углерода с образованием сажи уравнение сгорания углерода при теоретическом количестве кислорода принимает следующий вид: C кг углерода + $C/12$ кмоль кислорода = $(1 - \varphi_C) \times C/12$ кмоль углекислого газа + $\varphi_C C/12$ кмоль кислорода + $\varphi_C C$ кг сажи, где φ_C — доля несгоревшего углерода. Это выражение показывает, что в этом случае объем продуктов сгорания не зависит от совершенства сгорания, так как чем меньше количество CO₂, тем больше содержание неиспользованного O₂, т. е. $CO_2 + O_2 = C/12 = \text{const}$. Таким образом, коэффициент избытка воздуха

α определяет количество продуктов сгорания независимо от полноты сгорания, т. е.

$$M_{2\text{несов}} = M_{2\text{полн}}$$

Объемное содержание углекислого газа $(\text{CO}_2)_c$ в сухих продуктах при несовершенном сгорании

$$(r_{\text{CO}_2})_c = \frac{C/12(1-\varphi_c)}{(M_2)_c}; \quad (77)$$

при полном сгорании $(r_{\text{CO}_2})_{c.\text{полн}} = \frac{C/12}{(M_2)_c}$, откуда

$$\varphi_c = 1 - \frac{(r_{\text{CO}_2})_c}{(r_{\text{CO}_2})_{c.\text{полн}}}. \quad (78)$$

Определив из контрольного уравнения

$$(r_{\text{CO}_2})_c + (r_{\text{O}_2})_c = 0,21 - \beta(r_{\text{CO}_2})_{c.\text{полн}}$$

значение $(r_{\text{CO}_2})_{c.\text{полн}}$ и подставив его в выражение (78), получим

$$\varphi_c = 1 - \frac{\beta(r_{\text{CO}_2})_c}{0,21 - (r_{\text{CO}_2})_c + (r_{\text{O}_2})_c}. \quad (79)$$

Выражение (79) дает возможность определить неполноту сгорания с образованием сажи по результатам анализа продуктов сгорания, если известна характеристика топлива β . Значения φ_c для дизелей при нагрузках, несколько меньших номинальной, обычно не превосходят 0,01 и возрастают в результате ухудшения смесеобразования как в области перегрузок двигателя, так и при холостом ходе.

Неполнота сгорания с образованием сажи не влияет на значения ΔM и μ_0 , так как водород топлива сгорает полностью, а окиси углерода практически не образуется.

Карбюраторные двигатели часто работают при $\alpha < 1$, т. е. при неполном сгорании топлива с образованием значительного количества окиси углерода, относящейся к числу сильно токсичных газов. Неполное сгорание топлива может иметь место и при $\alpha > 1$. Поэтому в продуктах сгорания дизелей и газовых двигателей также содержится окись углерода.

Кроме того, в продуктах сгорания как двигателей с принудительным воспламенением, так и дизелей при любом составе смеси содержатся, хотя и в относительно небольших количествах, другие токсические вещества: окислы азота, альдегиды, углеводороды (в том числе и канцерогенные), соединения свинца (при использовании этилированных бензинов) и т. п. Сажа, содержащаяся в продуктах сгорания, нетоксична, но загрязняет атмосферу и адсорбирует другие составляющие продуктов сгорания (в том числе и токсические), способствуя таким образом увеличению времени воздействия токсических составляющих на окружающую среду и человека.

§ 2. Теплота сгорания горючих смесей

В двигателях внутреннего сгорания топливо сгорает в замкнутом объеме цилиндра. Эффективность использования этого объема характеризуется количеством получаемой работы, а следовательно, количеством теплоты, выделяющейся в цилиндре в результате сжигания горючей смеси. Таким образом, эффективность использования объема цилиндра зависит от объемной теплоты сгорания горючей смеси $H_{см}$, т. е. от количества теплоты, выделяющейся при полном сгорании единицы ее объема.

Если теплота сгорания горючей смеси отнесена к 1 кмоль, то

$$H_{см} = H_u / M_1, \quad (80)$$

где H_u — низшая теплота сгорания 1 кг жидкого или 1 м³ газообразного топлива.

Для дизелей $M_1 = \alpha L_0$; для карбюраторных двигателей $M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T$; для газовых двигателей $M_1 = (\alpha L_0 + 1)$.

Теплота сгорания смеси, отнесенная к 1 м³ при температуре 0° С и давлении 0,1013 МПа,

$$H'_{см} = H_u / M_1 \cdot 22,4. \quad (81)$$

Значения $H_{см}$ для различных топлив при $\alpha = 1$ приведены в табл. 1. При их сравнении с величинами H_u можно сделать вывод, что значения $H_{см}$ для различных жидких топлив мало отличаются и не пропорциональны величинам H_u для соответствующих топлив. Это объясняется тем, что стехиометрическое количество воздуха L_0 не только зависит от тех же величин (состава топлива и окислителя), от которых зависит теплота сгорания H_u , но и приблизительно пропорционально теплоте сгорания топлива. Чем больше кислорода затрачивается на сгорание топлива, тем больше выделяется теплоты.

Согласно выражениям (80) и (81), теплота сгорания горючей смеси зависит, с одной стороны, от элементарного состава топлива, а с другой — от коэффициента избытка воздуха α . Эти уравнения применимы для расчетов теплоты сгорания смеси при $\alpha \geq 1$. В случае, когда $\alpha < 1$ и, следовательно, невозможно полное сгорание топлива, в выражения (80) и (81) вместо теплоты сгорания топлива должно входить количество теплоты, которое может выделиться при полном использовании кислорода

Согласно формуле (81) и данным табл. 1 для повышения мощности двигателя необходимо выбирать топливо и окислитель, обеспечивающие большие значения $H_{см}$.

1. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ГОРЮЧИХ СМЕСЕЙ ПРИ $\alpha = 1$

Топливо	$H_{см}$, кДж/кмоль	$H'_{см}$, кДж/м ³	Топливо	$H_{см}$, кДж/кмоль	$H'_{см}$, кДж/м ³
Бензин	83 860	3 739	Пропан	79 130	3 534
Керосин	83 900	3 747	Генераторный газ:		
Дизельное топливо	84 150	3 755	из дров	52 335	2 324
Этиловый спирт	81 180	3 626	из антрацита	58 010	2 587
Бутан	80 180	3 580	Природный газ	76 200	3 404

смеси, т. е. $H_u - \Delta H_u$, где ΔH_u — теплота сгорания продуктов неполного сгорания.

Количество невыделившейся теплоты в случае неполного сгорания жидкого топлива определяют на основании следующих соображений. В § 1 гл. II было показано, что при сгорании углеводородных топлив с недостатком воздуха в пределах изменения коэффициента избытка воздуха от 1 до $\alpha_{пр}$ углерод топлива сгорает частично в CO_2 и частично в CO , причем одновременно в продуктах сгорания содержится некоторое количество несгоревшего водорода H_2 ; содержанием других продуктов неполного сгорания можно пренебречь. Вследствие наличия продуктов неполного сгорания часть теплоты сгорания ΔH_u , равная теплоте сгорания продуктов неполного сгорания, не используется. Из уравнений сгорания получим:

для окиси углерода $2CO + O_2 = 2CO_2 + 565\,220$,

для водорода $2H_2 + O_2 = 2H_2O + 481\,480$.

Следовательно, наличие 1 кмоль CO в продуктах сгорания приводит к неполному использованию химической энергии, равной $565\,220 : 2 = 282\,610$ кДж на 1 кмоль CO , а наличие 1 кмоль H_2 — к неполному использованию этой энергии, равной $481\,480 : 2 = 240\,740$ кДж на 1 кмоль H_2 .

Таким образом, если в продуктах сгорания 1 кг топлива содержится M_{CO} кмоль CO и M_{H_2} кмоль H_2 , то

$$\Delta H_u = 282\,610 M_{CO} + 240\,740 M_{H_2}.$$

Так как $M_{CO} = 2[(1 - \alpha)/(1 + K)]0,21L_0$ и

$M_{H_2} = K M_{CO}$, то

$$\Delta H_u = 2[(1 - \alpha)/(1 + K)]0,21L_0(282\,610 + 240\,740K). \quad (82)$$

Для бензина среднего состава ($C = 0,855$ и $H = 0,145$), принимая $K = 0,5$ при $\alpha_{пр} < \alpha < 1$, получаем (в кДж/кг)

$$\Delta H_u = 57\,780(1 - \alpha).$$

Величина объемной теплоты сгорания, зависящая от состава смеси, характеризуемого коэффициентом избытка воздуха, определяет также максимальную температуру сгорания и скорость распространения пламени в смеси. Для углеводородных топлив максимальная скорость наблюдается не при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, а в более богатых смесях ($\alpha = 0,8 \div 0,9$), где влияние диссоциации продуктов сгорания несколько снижается. По мере увеличения или уменьшения концентрации топлива по сравнению с той, при которой скорость распространения пламени максимальна, эта скорость сначала снижается. Затем распространение пламени прекращается — при достижении так называемых концентрационных пределов распространения пламени. Существуют верхний и нижний концентрационные пределы, вне которых смесь не горит.

Верхним концентрационным пределом называют объемное содержание топлива в смеси, при котором даль-

2. КОНЦЕНТРАЦИОННЫЕ ПРЕДЕЛЫ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ В СМЕСЯХ ТОПЛИВА С ВОЗДУХОМ

Топливо	Концентрационные пределы			
	верхний		нижний	
	$r_T, \%$	α_{\min}	$r_T, \%$	α_{\max}
Водород	65,2	0,22	9,5	4,0
Окись углерода	70,9	0,17	15,5	2,3
Метан	11,9	0,78	6,5	1,5
Бензин	5,9	0,3	1,5	1,3
Этиловый спирт	13,7	0,4	4,0	1,7

нейшее его увеличение (обогащение смеси) делает смесь негорючей. Нижним концентрационным пределом называют объемное содержание топлива в смеси, при котором дальнейшее уменьшение его (обеднение смеси) также делает смесь негорючей. Эти пределы зависят как от свойств топлива и окислителя, так и от условий определения (температуры, давления и т. п.). Пределы распространения пламени характеризуются или объемным содержанием топлива в смеси r_T или коэффициентом избытка воздуха α .

Концентрационные пределы распространения пламени в однородных смесях некоторых топлив с воздухом при атмосферном давлении и температуре приведены в табл. 2. С повышением температуры смеси эти пределы расширяются, а с увеличением содержания инертных газов — сближаются.

Верхний концентрационный предел распространения пламени для большей части топлив не имеет практического значения, так как ему соответствуют весьма малые значения коэффициента избытка воздуха, не реализуемые в двигателях. Нижний концентрационный предел распространения пламени ограничен также довольно малыми значениями α . Это не позволяет применять качественное регулирование в двигателях с внешним смесеобразованием, в которых сжигаются однородные смеси, так как для работы с малыми нагрузками было бы необходимо обеднять смесь, переходя за нижний концентрационный предел распространения пламени. Решение этой проблемы обещает применение неоднородных смесей.

Для неоднородных (двухфазных смесей) понятие концентрационные пределы распространения пламени не применимо, поскольку вокруг каждой капли жидкого топлива образуется слой (оболочка) смеси паров топлива с воздухом. В этом слое при соответствующих температуре и давлении имеются зоны горючей смеси независимо от того, что в других частях воздушного заряда пары топлива могут полностью отсутствовать.

§ 3. Термодинамические свойства свежего заряда и продуктов сгорания

Для расчета цикла двигателя внутреннего сгорания необходимо знание средних молярных теплоемкостей при постоянном объеме C_v и различных температурах. Среднюю молярную теплоемкость при постоянном давлении C_p в кДж/(кмоль·К) можно подсчитать по C_v , пользуясь соотношением

$$C_p = C_v + R_u = C_v + 8,3144. \quad (83)$$

Средние молярные теплоемкости при постоянном объеме C_v для газов, входящих в состав рабочего тела, приведены в табл. 3. Значения теплоемкостей указаны через каждые 100°C в интервале $0-2500^\circ\text{C}$; для промежуточных температур теплоемкость определяют интерполяцией.

Свежий заряд в дизелях состоит из воздуха, в карбюраторных двигателях — из воздуха и паров топлива, в газовых двигателях — из воздуха и газообразного топлива.

При точных расчетах газовых двигателей необходимо определять теплоемкость свежего заряда по известному уравнению теплоемкости смеси газов:

3. СРЕДНЯЯ МОЛЯРНАЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗОВ C_v ПРИ ПОСТОЯННОМ ОБЪЕМЕ [В КДЖ/(КМОЛЬ·К)]

$t, ^\circ\text{C}$	H_2	O_2	N_2 (атмосферный)	Воздух	H_2O	CO	CO_2	Продукты сгорания	$t, ^\circ\text{C}$
0	20,302	20,959	20,704	20,758	25,184	20,808	27,545	22,190	0
100	20,620	21,223	20,733	20,838	25,426	20,863	29,797	22,525	100
200	20,758	21,616	20,800	20,984	25,803	20,988	31,744	22,902	200
300	20,808	22,085	20,972	21,206	26,260	21,202	33,440	23,320	300
400	20,871	22,563	21,185	21,474	26,775	21,474	34,935	23,739	400
500	20,934	23,019	21,449	21,780	27,315	21,784	36,258	24,200	500
600	21,001	23,446	21,729	22,090	27,880	22,110	37,438	24,618	600
700	21,093	23,834	22,027	22,408	28,474	22,437	38,498	25,079	700
800	21,202	24,187	22,320	22,713	29,077	22,755	39,448	25,498	800
900	21,332	24,510	22,609	23,006	29,693	23,061	40,302	25,874	900
1000	21,474	24,803	22,881	23,283	30,304	23,350	41,077	26,293	1000
1100	21,629	25,071	23,140	23,547	30,901	23,622	41,784	26,628	1100
1200	21,792	25,318	23,392	23,794	31,510	23,877	42,425	27,005	1200
1300	21,972	25,548	23,626	24,018	32,092	24,112	43,007	27,298	1300
1400	22,152	25,761	23,848	24,250	32,661	24,338	43,543	27,633	1400
1500	22,332	25,967	24,057	24,459	33,210	24,543	44,033	27,884	1500
1600	22,517	26,159	24,250	24,652	33,741	24,736	44,485	28,177	1600
1700	22,697	26,343	24,434	24,863	34,261	24,916	44,903	28,428	1700
1800	22,877	26,519	24,602	25,003	34,755	25,087	45,299	28,638	1800
1900	23,057	26,691	24,765	25,167	35,224	25,246	45,644	28,889	1900
2000	23,233	26,854	24,916	25,326	35,680	25,393	45,975	29,098	2000
2100	23,408	27,013	25,062	25,474	36,120	25,535	46,281	29,308	2100
2200	23,576	27,168	25,200	25,611	36,538	25,665	46,566	29,517	2200
2300	23,743	27,319	25,326	25,745	36,940	25,791	46,829	29,584	2300
2400	23,907	27,470	25,447	25,870	37,330	25,908	47,076	29,852	2400
2500	24,070	27,612	25,560	25,992	37,702	26,021	44,302	30,019	2500

Примечание. Теплоемкость C_{v0} продуктов сгорания подсчитана для дизельного топлива (состав: $\text{C}=0,870$; $\text{H}=0,126$; $\text{O}=0,004$) при $\alpha=1$.

$$C_{v\text{св}} = \sum r_k C_{vк}, \quad (84)$$

где $C_{vк}$ — теплоемкость компонента свежего заряда, кДж/(кмоль·°С); r_k — объемная доля этого компонента в заряде.

В предварительных расчетах теплоемкостей горючих смесей можно пренебрегать объемными долями топлива и паров воды.

Следовательно, если содержание какого-либо газа, например окиси углерода, в газообразном топливе составляет M_{CO} молей, то

$$r_{CO} = M_{CO} / (1 + \alpha L_0).$$

Продукты сгорания в зависимости от состава топлива, коэффициента избытка воздуха и характера сгорания содержат различные компоненты и в разном количестве. Если относительное количество каждого компонента r_k известно, то теплоемкость продуктов сгорания может быть подсчитана как теплоемкость смеси газов, т. е.

$$C_{v\text{п.с}} = \sum r_k C_{vк}. \quad (85)$$

Для дизелей и газовых двигателей рабочий цикл рассчитывают при $\alpha > 1$; в этом случае сгорание топлива принимают полным, а продукты сгорания состоящими только из CO_2 , H_2O , O_2 и N_2 . Для двигателей, работающих на жидком топливе нефтяного происхождения, состав различных сортов которого изменяется очень незначительно, подсчет теплоемкостей продуктов сгорания при разных величинах α может быть намного упрощен, если задаться средним составом топлива и заранее подсчитать теплоемкость продуктов сгорания при $\alpha = 1$, которую далее обозначаем C_{v0} .

Общее количество продуктов, получающееся при сгорании 1 кг топлива при $\alpha = 1$,

$$M_2 = M_0 + (\alpha - 1) L_0.$$

Объемная доля продуктов сгорания при $\alpha = 1$ в общем количестве продуктов сгорания при $\alpha > 1$

$$r_0 = M_0 / M_2, \quad (86)$$

а объемная доля избыточного воздуха

$$r_\alpha = [(\alpha - 1) L_0] / M_2. \quad (87)$$

Тогда теплоемкость продуктов сгорания при $\alpha \geq 1$

$$C_{v\text{п.с}} = r_0 C_{v0} + r_\alpha C_{v\text{возд}}. \quad (88)$$

Способ определения теплоемкостей при C_{v0} не может быть применен в случае сгорания при $\alpha < 1$, так как продукты сгорания нельзя рассматривать как смесь продуктов сгорания M_0 при $\alpha = 1$ с избыточным воздухом. В этом случае теплоемкость подсчитывают по выражению (85).

Расчет дополнительно можно упростить, используя вместо теплоемкости внутреннюю энергию газа u . Подсчет внутренней энергии смесей аналогичен определению теплоемкости, так как

$$u = C_v T = \sum r_k C_{vк} T = \sum r_k u_k. \quad (89)$$

Значения внутренней энергии газов в интервале температур 0—2500°С приведены в табл. 4 и на рис. 19.

4. МОЛЯРНАЯ ВНУТРЕННЯЯ ЭНЕРГИЯ ГАЗОВ $u = C_v T$, МДЖ/(КМОЛЬ·К)

$T, ^\circ\text{C}$	H_2	O_2	N_2 (атмос- ферный)	Воздух	H_2O	CO	CO_2	Продук- ты сго- рания	$T, ^\circ\text{C}$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	2,064	2,123	2,072	2,015	2,541	2,085	2,981	2,252	100
200	4,153	4,325	4,162	4,195	5,162	4,199	6,347	4,580	200
300	6,242	6,628	6,293	6,364	7,879	6,360	10,031	6,992	300
400	8,348	9,027	8,474	8,591	10,710	8,591	13,975	9,483	400
500	10,467	11,509	10,726	10,890	13,657	10,790	18,129	12,100	500
600	12,602	14,068	13,038	13,255	16,726	13,268	22,462	14,779	600
700	14,767	16,684	15,420	15,684	19,993	15,705	26,950	17,585	700
800	16,965	19,347	17,857	18,171	23,262	18,204	31,560	20,390	800
900	19,201	22,060	20,348	20,708	26,724	20,754	36,270	23,237	900
1000	21,474	24,803	22,881	23,983	30,304	23,350	41,077	26,293	1000
1100	23,793	27,578	25,456	25,899	34,001	25,983	45,971	29,308	1100
1200	26,152	30,379	28,068	28,554	37,811	28,654	50,911	32,406	1200
1300	28,562	33,241	30,714	31,238	41,721	31,346	55,894	35,504	1300
1400	31,011	36,065	33,385	33,951	45,720	34,072	60,960	38,686	1400
1500	33,498	38,950	36,086	36,689	49,823	36,814	66,086	41,868	1500
1600	36,023	41,855	38,799	39,444	53,758	38,578	71,175	45,008	1600
1700	38,585	44,799	41,537	42,203	58,238	42,370	76,325	48,358	1700
1800	41,177	47,729	44,296	45,008	62,551	45,175	81,517	51,498	1800
1900	43,794	50,702	47,059	47,813	66,997	47,981	86,708	54,931	1900
2000	46,473	53,716	47,823	50,660	71,343	50,786	90,942	58,197	2000
2100	49,153	56,731	52,628	53,507	75,865	53,633	97,175	61,546	2100
2200	51,879	59,787	55,433	56,354	80,386	56,480	102,541	64,979	2200
2300	54,596	62,844	58,100	59,201	84,950	59,327	107,726	68,287	2300
2400	57,359	65,942	61,085	62,090	89,597	62,174	113,002	71,594	2400
2500	60,164	69,040	63,890	64,979	94,245	55,063	118,277	75,027	2500

$u \cdot 10^{-3}$, кДж/кмоль

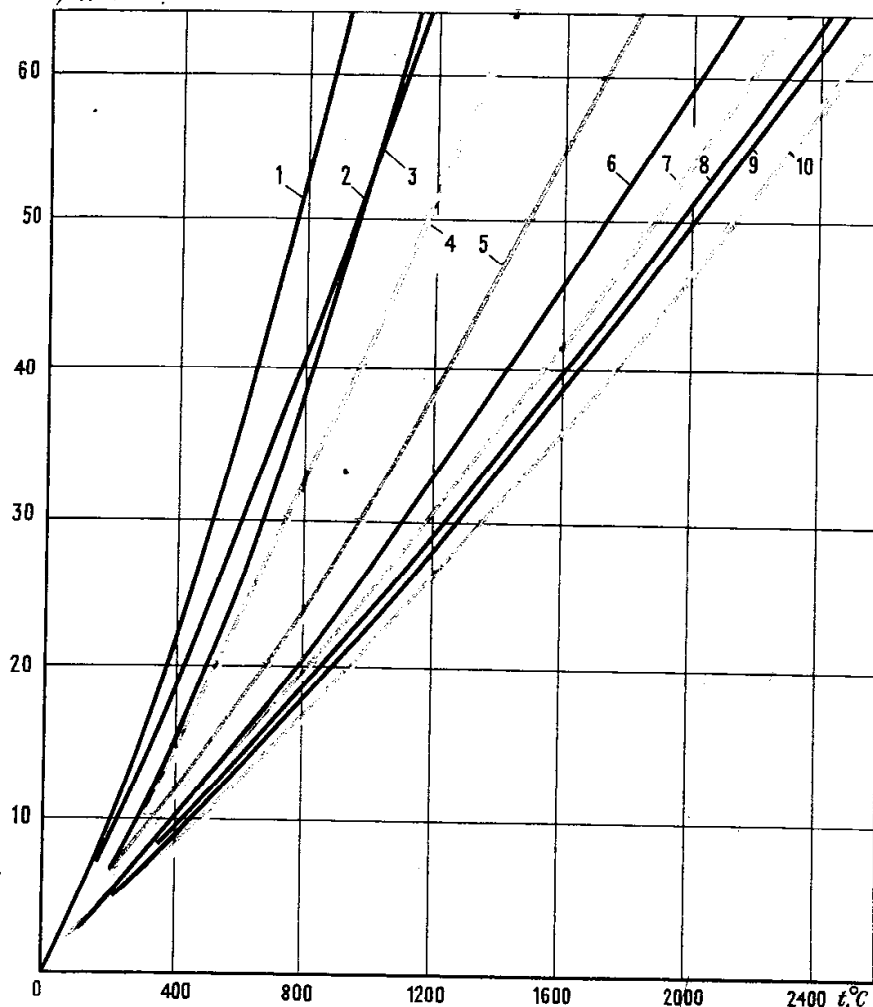


Рис. 19. Диаграмма uT для газов:

1 — C_2H_4 ; 2 — C_2H_2 ; 3 — CH_4 ; 4 — CO_2 ; 5 — H_2O ;
6 — продукты сгорания при $\alpha=1$; 7 — O_2 ; 8 —
воздух и CO ; 9 — N_2 ;
10 — H_2

ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА

§ 1. Периоды газообмена

Процессы выпуска из цилиндра продуктов сгорания и наполнения цилиндра свежим зарядом называют процессами газообмена. Продолжительность процессов выпуска и наполнения, их последовательность в цикле двигателя определяются продолжительностью и последовательностью открытия клапанов (или окон в двухтактных двигателях), т. е. фазами газораспределения. Фазы газораспределения задают угловыми координатами кривошипа в градусах относительно в.м.т. или н.м.т., указывая начало открытия и закрытие клапана (или окна).

Фазы газораспределения четырехтактных двигателей

Выпускной клапан начинает открываться в конце процесса расширения с опережением относительно н.м.т. на угол $\varphi_{о.в} = 30 \div 75^\circ$ (рис. 20) и закрывается после в.м.т. с запаздыванием на угол $\varphi_{з.в}$, когда поршень движется в такте наполнения в направлении к н.м.т. Начало открытия и закрытие впускного клапана также сдвинуты относительно мертвых точек: открытие начинается до в.м.т. с опережением на угол $\varphi_{о.вп}$, а закрытие происходит после н.м.т. с запаздыванием на угол $\varphi_{з.вп}$ в начале такта

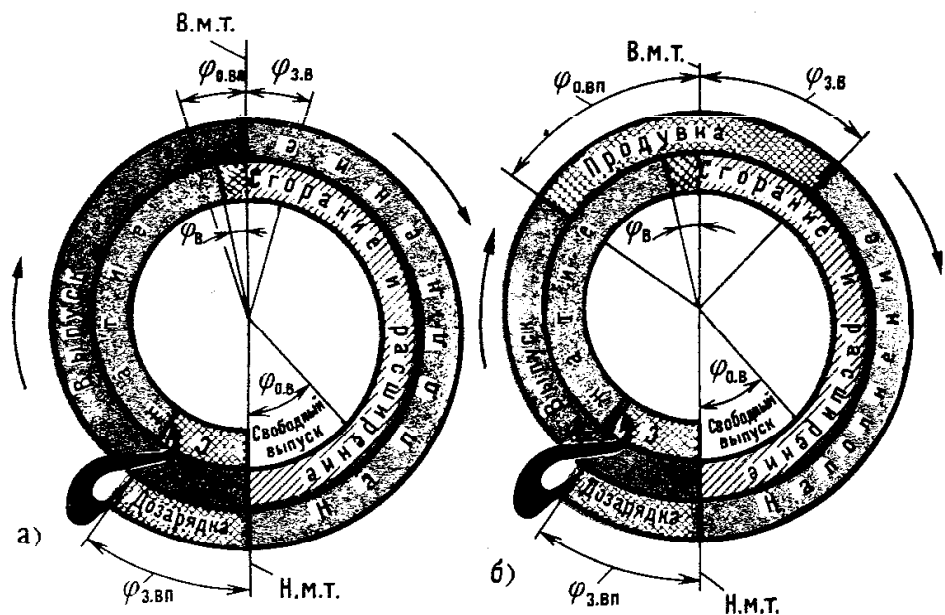


Рис. 20. Фазы газораспределения четырехтактного двигателя:

а — поршневого; б — комбинированного; $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{о.вп}$ — углы открытия соответственно выпускного и впускного клапанов; $\varphi_{з.в}$ и $\varphi_{з.вп}$ — углы закрытия соответственно выпускного и впускного клапанов; $\varphi_{в}$ — угол опережения воспламенения топлива

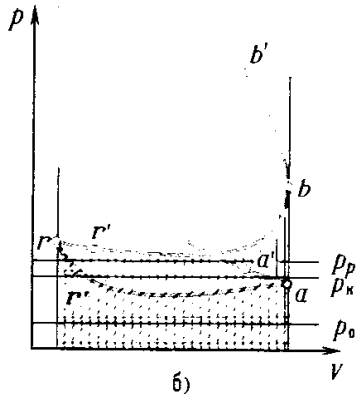
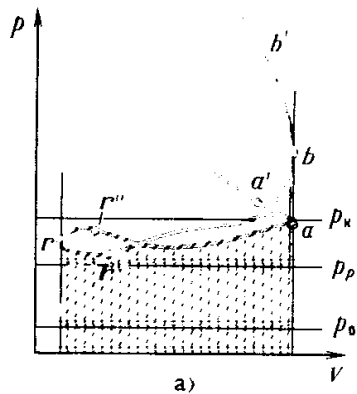


Рис. 22. Индикаторная диаграмма процессов газообмена четырехтактного комбинированного двигателя:

а — при $p_k/p_p > 1$; б — при $p_k/p_p < 1$

В четырехтактных двигателях рассматривают процесс газообмена состоящим из четырех периодов: свободного выпуска, принудительного выпуска, наполнения и дозарядки. В комбинированных двигателях в дополнение к этим четырем возможен еще период продувки цилиндра.

Свободный выпуск происходит при небольшом увеличении объема цилиндра.

В поршневых двигателях давление перед впускным клапаном при полностью открытой дроссельной заслонке обычно принимают равным атмосферному давлению, пренебрегая гидравлическими потерями в воздушном фильтре и впускном трубопроводе. Давление за выпускным клапаном больше атмосферного на величину гидравлического сопротивления выпускного трубопровода и глушителя шума на выпуске:

$$p_p = p_0 + \Delta p_v + \Delta p_{г.ш.}$$

Периоды газообмена

Разделение процессов газообмена на отдельные периоды, хотя и условно, но полезно при изучении физической картины явлений. Периоды газообмена различают, руководствуясь величиной и направлением скорости во впускных или выпускных клапанах и направлением движения поршня.

Свободный выпуск. От начала открытия выпускного клапана до н.м.т. продолжается свободный выпуск. Истечение газов из цилиндра при увеличении его объема происходит вследствие того, что давление в начале выпуска p_b и давление вплоть до н.м.т. выше давления в выпускном патрубке. В начале открытия выпускного клапана давление $p_b = 0,3 \div 0,8$ МПа и перепад давления в выпускном клапане меньше критического:

$$p_p/p < (p_p/p)_{кр} = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}.$$

В надкритической области истечение из сосуда через отверстие или короткий насадок (кольцевую клапанную щель) происходит с критической скоростью, равной местной скорости звука в минимальном сечении потока, или в критическом сечении, которое располагается на небольшом расстоянии от входа в канал за минимальным сечением клапанной щели. Приблизительно критическую скорость можно вычислить, принимая течение на участке выпускного канала до критического сечения квазистационарным, одномерным и изоэнтальпным; тогда

$$\omega_{кр} = a_{кр} = \sqrt{[2k/(k+1)]RT}. \quad (90)$$

Вследствие расширения газов в цилиндре их температура понижается, а следовательно, уменьшается и критическая скорость. Истечение с критической скоростью продолжается, пока перепад давления не сравняется с критическим. Если принять показатель адиабаты для продуктов сгорания $k = 1,3$, то получим $(p_p/p)_{кр} = 0,5457$. Температура газов в цилиндре в начале свободного выпуска (точка b) $T_b = 1600 \div 1000$ К, и, следовательно, критическая скорость по (90) будет равна 720—550 м/с.

О режиме течения в выпускном клапане нельзя вполне достоверно судить по отношению среднего давления за выпускным клапаном к давлению в цилиндре. Во время свободного выпуска в выпускном патрубке образуется волна давления большой амплитуды (рис. 23), и кри-

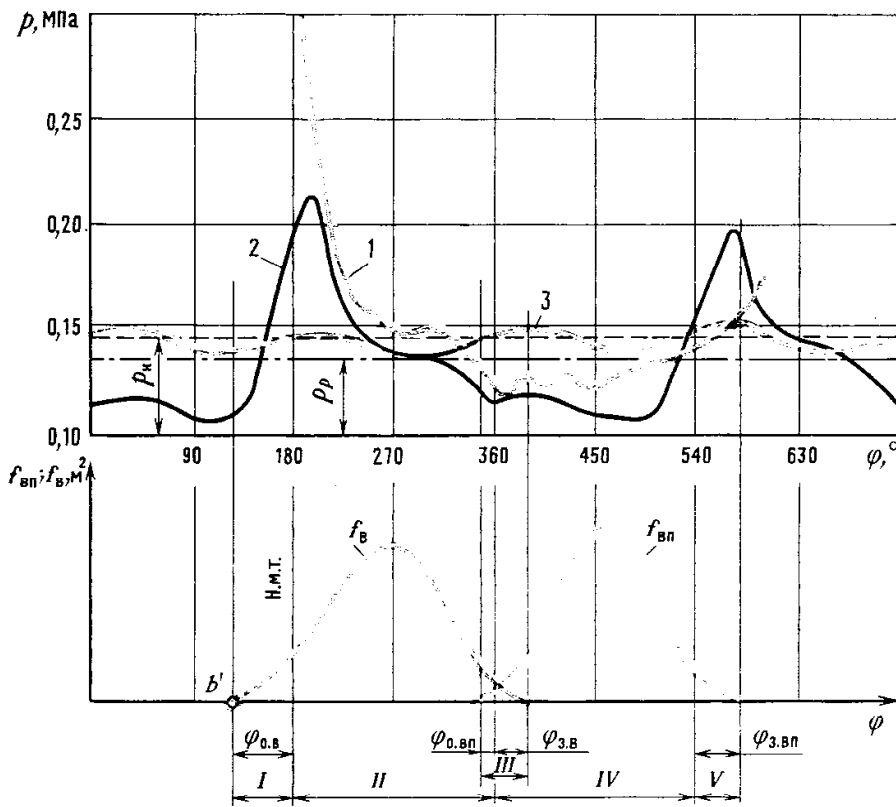


Рис. 23. Диаграммы процессов газообмена четырехтактного комбинированного двигателя:

a — диаграммы давления; *b* — диаграммы площади минимального поперечного сечения клапанной щели; *I* — свободный выпуск; *II* — выпуск; *III* — продувка; *IV* — наполнение; *V* — дозарядка; *1* — давление в цилиндре; *2* — в выпускном патрубке; *3* — во впускном трубопроводе

тический режим течения, когда $(p_p/p) = (p_p/p)_{кр}$, наступает до н.м.т., а после н.м.т. перепад давления и скорость понижаются до значений, характерных для принудительного выпуска.

Принудительный выпуск. Принимают, что принудительный выпуск продолжается от нижней до верхней мертвой точки. Скорость истечения газов и перепад давления в выпускном клапане определяются в основном скоростью движения поршня и отношением площади поперечного сечения клапанной щели к площади поршня. Эта скорость существенно зависит также от характера нестационарного потока газов в выпускном трубопроводе. Средняя скорость в клапанной щели составляет 80—250 м/с. Температура газов в цилиндре во время второй части выпуска, когда давление изменяется мало, остается приблизительно постоянной.

Во время перекрытия клапанов продолжительностью $\varphi_{з.в} + \varphi_{о.вп}$ процессы газообмена в поршневом и комбинированном двигателях существенно отличаются. В поршневых двигателях давление в цилиндре в начале открытия впускного клапана (см. рис. 21) выше давления во впускном трубопроводе, продукты сгорания вытекают одновременно через выпускной клапан и открывающийся впускной клапан, т. е. происходит так называемый заброс продуктов сгорания во впускной трубопровод. Выпуск продуктов сгорания и их заброс во впускной трубопровод продолжают и после в.м.т., пока давление в цилиндре остается больше давления за выпускным и перед впускными клапанами. Поэтому наполнение цилиндра в поршневых двигателях начинается с запозданием — после в.м.т. Во избежание чрезмерного заброса газов и

Характерным признаком принудительного выпуска является уменьшение объема цилиндра в соответствии с перемещением поршня в направлении к в.м.т.

ухудшения наполнения цилиндра угол перекрытия клапанов выполняют в поршневых двигателях небольшим.

Продувка. В комбинированных двигателях среднее давление во впускном трубопроводе чаще бывает выше, чем в выпускном, — отношение давлений $p_k/p_p > 1$ — и выше давления в цилиндре во время принудительного выпуска и наполнения. Воздух (или горючая смесь) поступает в цилиндр от начала открытия впускного клапана (см. рис. 22, а), в результате чего повышается давление вблизи в.м.т., а истечение газов из цилиндра продолжается до его закрытия: происходит продувка цилиндра.

Поступающий во время продувки в цилиндр воздух смешивается с продуктами сгорания, и часть его попадает вместе с ними в выпускной трубопровод. Следовательно, масса свежего заряда цилиндра меньше массы поступившего в цилиндр воздуха (или горючей смеси). Продувкой достигают двух положительных эффектов: уменьшения массы остаточных газов и понижения температурных напряжений в днище головки цилиндра и поршня, а также в выпускных клапанах. Поэтому угол перекрытия клапанов в комбинированных двигателях (см. рис. 20, б) намного больше, чем в поршневых (см. рис. 20, а).

При частичных нагрузках отношение давления на впуске и выпуске комбинированного двигателя может быть равно или меньше единицы. Индикаторная диаграмма при таком отношении давлений (см. рис. 22, б) сходна с диаграммой поршневого двигателя (см. рис. 21). Продувка цилиндра в таких случаях, как правило, не происходит. Возможен, причем более интенсивный, чем в поршневых двигателях, заброс продуктов сгорания во впускной трубопровод, а также обратное течение газов из выпускного трубопровода в цилиндр в начале наполнения.

Наполнение. От верхней мертвой точки до нижней происходит наполнение. Скорость в клапанной щели определяется скоростью поршня и отношением площади минимального поперечного сечения клапанной щели к площади поршня. Влияние волн во впускном трубопроводе на скорость в клапанной щели существенно. Средняя за процесс наполнения скорость в минимальном поперечном сечении составляет 80—200 м/с.

Дозарядка. После н.м.т. — при перемещении поршня в направлении к в.м.т. в такте сжатия — давление в цилиндре остается некоторое время меньше давления перед впускным клапаном, несмотря на уменьшение объема цилиндра. Воздух (или горючая смесь) продолжает поступать в цилиндр через впускной клапан, и процесс сжатия — до закрытия впускного клапана — происходит с переменной массой рабочего тела. Если впускной клапан закрывается после того как давление в цилиндре сравняется с давлением перед впускным клапаном и затем становится выше него, то возникает обратное течение газов из цилиндра во впускной трубопровод.

Продувка цилиндра происходит в период одновременного открытия впускного и выпускного клапанов, если перепад давления $p_k/p_p > 1$.

Дозарядка и затем обратный выброс происходят почти при всех режимах двигателя.

Работа процессов газообмена

В расчете процессов газообмена (как и в расчетах других процессов действительного цикла) состояние газа в цилиндре принимают равновесным. Работа равновесного процесса

$$L_{12} = \int_1^2 p dV. \quad (91)$$

Работу процессов газообмена в четырехтактном двигателе условились определять для тактов выпуска и наполнения и называть ее работой насосных ходов. Пределы интегрирования в (91) принимают для процесса выпуска от $V_b \equiv V_a$ до $V_r \equiv V_c$ (см. рис. 21), а для процесса наполнения от V_c до V_a ; тогда

$$L_{н.х} = L_{в} + L_{нап} = \int_{V_b}^{V_c} p dV + \int_{V_c}^{V_a} p dV. \quad (92)$$

В индикаторной диаграмме (см. рис. 21) работа процесса выпуска эквивалентна площади $brklb$, а работа процесса наполнения — площади $ralkr$. В поршневых четырехтактных двигателях работа насосных ходов, эквивалентная площади $brab$, всегда отрицательна, а в комбинированных двигателях может быть положительной (см. рис. 22, а) или отрицательной (см. рис. 22, б) в зависимости от отношения давлений во впускном и выпускном трубопроводах p_k/p_p и величины потерь во впускном и выпускном каналах и трубопроводах. В равновесных процессах газообмена, которые можно представить, если допустить возможность их осуществления при очень небольших скоростях газа во впускных и выпускных клапанах, потерями энергии можно пренебречь.

Работа насосных ходов в поршневом двигателе в таком случае равна нулю, а в комбинированном двигателе $L_{н.х} = (p_k - p_p) V_h$.

Периоды газообмена в двухтактных двигателях

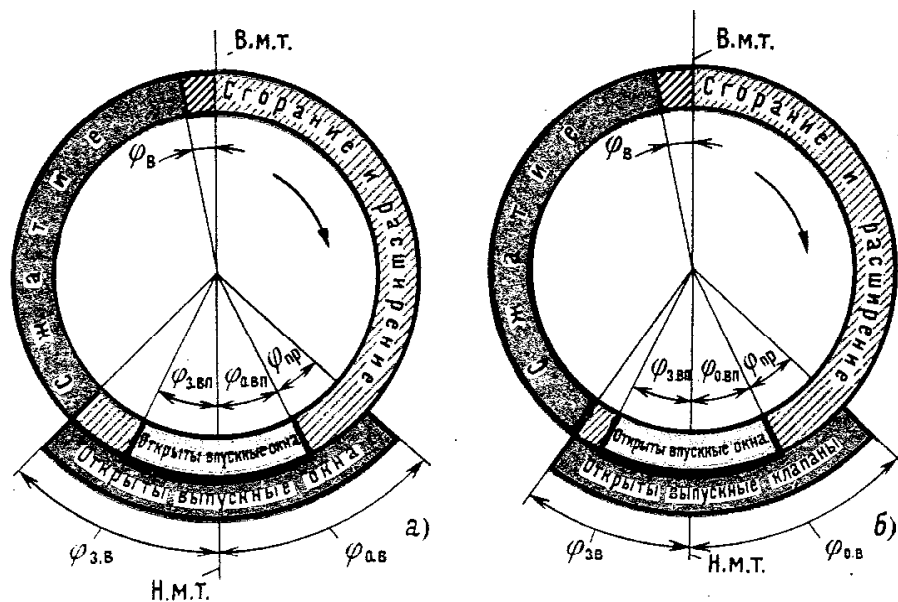
В двухтактном двигателе процессы газообмена происходят при перемещении поршня вблизи н.м.т. и занимают часть хода поршня в тактах расширения и сжатия.

В двигателях с петлевой схемой газообмена и впускные, и выпускные окна открываются поршнем, поэтому фазы газораспределения и диаграммы площади поперечного сечения окон симметричны относительно н.м.т. (рис. 24, а). Во всех двигателях с прямоточными схемами газообмена (рис. 24, б) фазы открытия выпускных окон (или клапанов) выполняют несимметричными относительно н.м.т., достигая тем самым лучшего наполнения цилиндра. Обычно впускные окна и выпускные окна (или клапаны) закрываются одновременно или с небольшой разницей по углу. Осуществить несимметричные фазы возможно и в двигателе с петлевой схемой газообмена,

! В соответствии с принятым в термодинамике правилом работа процесса выпуска отрицательна — работа производится над системой, а работа процесса наполнения положительна — произведенная системой работа передается потребителю.

Рис. 24. Диаграмма фаз газораспределения двухтактного двигателя:

а — с петлевой схемой газообмена; б — с прямой схемой



если установить (на впуске или выпуске) дополнительные устройства — золотники или клапаны. Из-за недостаточной надежности подобных устройств в настоящее время их не применяют.

Общая продолжительность процессов газообмена в двухтактных двигателях соответствует $120\text{--}150^\circ$ угла поворота коленчатого вала, что в 3—3,5 раза меньше, чем в четырехтактных. Угол открытия выпускных окон (или клапанов) $\varphi_{о.в.} = 50\div 90^\circ$ до н.м.т., а угол предварения их открытия $\varphi_{пр.} = 10\div 15^\circ$. В высокооборотных двигателях с выпуском через клапаны эти углы больше, а в двигателях с выпуском через окна — меньше.

В двухтактных двигателях процессы выпуска и наполнения происходят в большей части совместно — при одновременно открытых впускных (продувочных) и выпускных окнах (или выпускных клапанах). Поэтому воздух (или горючая смесь) поступает в цилиндр, как правило, при условии, что давление перед впускными окнами больше давления за выпускными окнами (клапанами).

Свободный выпуск. От начала открытия выпускных окон (клапанов) до начала поступления воздуха в цилиндр через впускные окна продолжается свободный выпуск. Режим истечения в выпускных окнах (клапанах) во время свободного выпуска соответствует, как и для четырехтактных двигателей, вначале надкритической, а затем подкритической области.

В начале открытия впускных окон давление в цилиндре (рис. 25) обычно больше давления во впускном ресивере, и в конце свободного выпуска происходит истечение (заброс) продуктов сгорания из цилиндра во впускной ресивер через впускные окна. Увеличивая угол опережения открытия выпускных окон $\varphi_{пр.}$, можно получить такое сочетание параметров, при котором давление в цилиндре и во впускном ресивере при открытии впускных окон будет одинаковым, а продолжительность свободного выпуска станет равна углу опережения открытия выпускных окон. Однако наполнение цилиндра в та-

В двухтактных двигателях различают периоды свободного выпуска, продувки-наполнения и принудительного выпуска и дозарядки (или дополнительного выпуска).

ком случае, как правило, не улучшится, а ухудшится. Заброс продуктов сгорания во впускной ресивер наблюдается у большинства двухтактных двигателей (за исключением некоторых малооборотных судовых с большими размерами цилиндра), несмотря на сопутствующие нежелательные отложения нагара во впускных окнах и каналах.

Продувка-наполнение и принудительный выпуск. С момента, когда давление в цилиндре становится равным и затем меньшим давления перед впускными окнами, начинается продувка и наполнение. Через выпускные окна (или клапаны) продолжают вытекать продукты сгорания, а затем смесь продуктов сгорания с продувочным воздухом. В начале продувки и наполнения давление в цилиндре снижается настолько, что становится меньше среднего давления в выпускном патрубке. Подобное явление наблюдается во всех двухтактных двигателях, оно возникает как следствие нестационарности потока: в выпускном трубопроводе вслед за волной давления образуется волна разрежения, которая распространяется из трубопровода в цилиндр. При этом происходит истечение газов из цилиндра в выпускной трубопровод, так как давление в цилиндре больше давления в выпускном патрубке.

Дополнительный выпуск и дозарядка. Продувка-наполнение и принудительный выпуск продолжают до тех пор, пока одновременно открыты как впускные, так и выпускные окна (или выпускные клапаны). В двигателях с петлевой схемой газообмена выпускные окна открыты некоторое время после закрытия впускных окон (см. рис. 24). Поскольку поршень движется в направлении к в.м.т. и объем цилиндра уменьшается, истечение из цилиндра через выпускные окна продолжается (происходит дополнительный выпуск). Во всех отношениях дополнительный выпуск нежелателен, так как в результате масса свежего заряда в цилиндре уменьшается, поскольку впускные окна уже закрыты.

В двигателях с прямоточными схемами газообмена выпускные окна (клапаны) закрываются одновременно с впускными окнами или с небольшим запозданием. Дополнительный выпуск поэтому или не происходит или невелик. В некоторых двигателях впускные окна закрываются позднее выпускных и происходит дозарядка цилиндра. Воздух (или горючая смесь) поступает в цилиндр через впускные окна после закрытия выпускных окон (клапанов), масса свежего заряда цилиндра увеличивается.

§ 2. Термодинамический расчет процессов газообмена в цилиндре

Термодинамические процессы в цилиндре двигателя, составляющие его действительный цикл, можно разделить на процессы с постоянной и с переменной массой рабочего тела (смеси газов). В двигателях с внешним

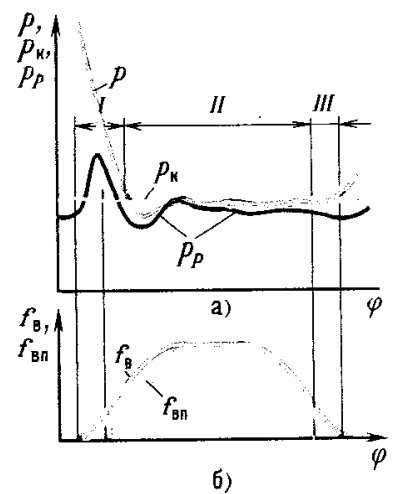


Рис. 25. Диаграммы для двухтактного двигателя с петлевой схемой:

а — давление; б — площадь проходного сечения впускных и выпускных окон:

p — давление в цилиндре; p_k — во впускном ресивере; p_p — в выпускном патрубке; I — свободный выпуск; II — продувка-наполнение и принудительный выпуск; III — дополнительный выпуск

Продувка-наполнение и принудительный выпуск происходят до тех пор, пока открыты одновременно и впускные, и выпускные окна (или клапаны).

смесеобразованием, газовых и бензиновых, массу рабочего тела в цилиндре при расчетах процессов сжатия, сгорания и расширения считают обычно неизменной, пренебрегая утечками газа через зазоры между поршнем и цилиндром. В дизелях масса рабочего тела во время смесеобразования и сгорания увеличивается при испарении впрыскиваемого в цилиндр топлива.

Процессы газообмена в цилиндре протекают с переменной массой, так как происходит истечение газа через впускные и выпускные окна (или клапаны). Уравнение первого закона термодинамики для открытой системы в дифференциальной форме

$$dQ + dE_m = dU + dL \quad (93)$$

устанавливает: подведенная к системе теплота dQ и энергия dE_m с поступившей в систему массой рабочего тела расходуются на изменение внутренней энергии системы и производство внешней работы. Символом U здесь обозначена полная внутренняя энергия системы. Уравнение (93) записано в виде, принятом в термодинамике: теплоту, подведенную к системе, и энергию поступившего в систему рабочего тела считают положительными, а отведенную от системы теплоту и энергию выходящего из системы рабочего тела — отрицательными. Работу, произведенную системой и переданную потребителю, считают положительной, а произведенную над системой — отрицательной.

Уравнение первого закона термодинамики для процессов газообмена в цилиндре

В процессах газообмена возможны все три вида взаимодействия системы с окружающей средой. В результате теплоотдачи от газа в стенки (или от стенок к газу) происходит обмен теплотой, газ в цилиндре производит работу, поскольку объем цилиндра изменяется; изменение массы газа в цилиндре происходит в результате истечения газов через впускные и выпускные клапаны (окна).

Найдем изменение полной энергии системы, которое происходит в результате поступления в цилиндр бесконечно малой массы воздуха (или горючей смеси) через впускной клапан (или окно). Обозначим символом $u_{вп}$ внутреннюю энергию единицы массы (удельную) поступающего в цилиндр воздуха, подсчитанную для параметров в минимальном поперечном сечении клапанной щели, а символом $\omega^2_{вп}/2$ — кинетическую энергию потока в том же сечении, отнесенную к массе, равной 1 кг (поток принимаем одномерным). Сумма внутренней и кинетической энергии бесконечно малой массы потока воздуха, поступающего в цилиндр, равна $(u_{вп} + \omega^2_{вп}/2) dG_{вп}$. На проталкивание воздуха из впускного трубопровода в цилиндр затрачивается работа, равная произведению силы давления газа на перемещение, что также увеличивает энергию системы. Работа проталкивания положительна, если направление силы давления совпадает с направлением

В отличие от закрытой термодинамической системы, которая может обмениваться с окружающей средой только теплотой и работой, систему называют открытой, если она обменивается с окружающей средой (или с другими частями сложной системы) еще и массой.

скорости газа. Для бесконечно малого перемещения газа в узком сечении клапанной щели работа проталкивания $dL_{пр} = p_{вп} f_{вп} dx$, или, имея в виду, что $\int_{вп} dx = dV_{вп} = v_{вп} dG_{вп}$;

$$dL_{пр} = p_{вп} v_{вп} dG_{вп}. \quad (94)$$

Символами $p_{вп}$ и $v_{вп}$ обозначены давление и удельный объем в минимальном поперечном сечении впускного клапана (окна).

Работу проталкивания при истечении бесконечно малой массы газов из цилиндра через выпускной клапан выражают формулой, аналогичной (94), но, согласно принятому правилу знаков, эта работа отрицательна, т. е.

$$dL_{пр} = -p_{в} v_{в} dG_{в}. \quad (95)$$

Во время газообмена возможно одновременное поступление воздуха через впускные клапаны в цилиндр и истечение газов через выпускные. Поэтому в общем случае изменение энергии системы, вызванное изменением массы газа в цилиндре,

$$dE_{м} = (u_{вп} + w_{вп}^2/2 + p_{вп} v_{вп}) dG_{вп} - (u_{в} + w_{в}^2/2 + p_{в} v_{в}) dG_{в}. \quad (96)$$

Изменением потенциальной энергии положения пренебрегаем ввиду ее малости для потока газа. Учитывая, что $u + pv = i$ — удельная энтальпия газов, а $i + w^2/2 = i^*$ — удельная энтальпия заторможенного потока, перепишем (96) для краткости в виде

$$dE_{м} = i_{вп}^* dG_{вп} - i_{в}^* dG_{в}. \quad (97)$$

Принимая течение на коротком участке канала квазистационарным и энергоизолированным и учитывая, что энтальпия заторможенного энергоизолированного потока остается по длине канала постоянной, т. е. $i^* = \text{const}$, перепишем (97) в виде

$$dE_{м} = i_{к}^* dG_{вп} - i_{ц} dG_{в}. \quad (98)$$

Здесь $i_{к}^* = c_{р.з} T_{к} + w_{к}^2/2$ — энтальпия заторможенного потока в граничном сечении впускного канала, а $i_{ц}$ — энтальпия газа в цилиндре.

Обозначив символом Q_w тепловой поток при теплообмене между газом и стенками цилиндра, получим после подстановки (98) в (93) с учетом (91) уравнение первого закона термодинамики для процессов газообмена в виде

$$dQ_w + i_{к}^* dG_{вп} - i_{в}^* dG_{в} = dU + pdV. \quad (99)$$

Это уравнение необходимо дополнить уравнением сохранения массы газа в цилиндре

$$dG = dG_{вп} - dG_{в} \quad (100)$$

Изменение внутренней энергии системы (газа в цилиндре) в результате обмена массой с окружающей средой равно энтальпии поступившего в цилиндр газа за вычетом энтальпии газа, вытекшего из него, подсчитанных по параметрам торможения.

и уравнением состояния газа в объеме цилиндра

$$pV = GR_{\text{см}}T. \quad (101)$$

В уравнении (99) $dU = d(uG) = d(c_{\text{всм}}TG)$. Система из трех уравнений (99), (100) и (101) является замкнутой, поскольку имеет три неизвестных: давление p , температуру T и массу газов G в цилиндре.

Задачи в расчетах процессов газообмена

В общей постановке задачу формулируют следующим образом: определить изменение параметров газа (p и T) в функции объема цилиндра, работу газов в цилиндре и параметры нестационарного потока газа во впускном и выпускном трубопроводах. Подобную задачу решают комплексно методами термодинамики и газодинамики. Систему дифференциальных и алгебраических уравнений решают численными методами совместно с уравнениями граничных и начальных условий.

Решение задачи о расчете процессов газообмена в такой общей постановке целесообразно не во всех случаях. Более или менее сложную расчетную модель выбирают в соответствии с задачами исследования. В термодинамических расчетах действительного цикла выполняют элементарный расчет процессов газообмена. Рассчитывают температуру смеси газов в цилиндре T_a в начале процесса сжатия (в конце наполнения), а давление в начале сжатия определяют по опытным данным. Массу остаточных газов и свежего заряда определяют, используя уравнение состояния и задаваясь по опытным данным температурой и давлением в камере сгорания в конце выпуска (в четырехтактных двигателях).

Температура газов в цилиндре в начале процесса сжатия

Рассматривая задачу о смешении газов при наполнении цилиндра свежим зарядом, определяют температуру газов в начале сжатия в н.м.т. В целях упрощения задачи принимают три допущения.

1. Продувка цилиндра не происходит.

2. Размеры поперечного сечения впускного трубопровода достаточно большие, поэтому воздействием волновых явлений на параметры потока во впускном трубопроводе пренебрегаем и принимаем давление, температуру и энтальпию заторможенного потока постоянными: $T_{\text{к}}^* = \text{const}$; $i_{\text{к}}^* = \text{const}$; $p_{\text{к}}^* = \text{const}$.

3. Давление газов в цилиндре во время наполнения не изменяется и равно давлению p_a в н.м.т.

Таким образом, мы рассматриваем задачу о смешении газов при наполнении переменного объема (цилиндра) с учетом теплообмена, но при постоянном давлении.

В начале периода наполнения (в в.м.т.) объем камеры сгорания V_c занимают оставшиеся в конце выпуска продукты сгорания (остаточные газы) с параметрами

В результате расчетов процесса газообмена определяют изменение температуры и давления в цилиндре, в том числе их значения при закрытии впускного клапана (или окна) — в начале процесса сжатия, массу и состав смеси газов в цилиндре и работу процессов газообмена.

p_r ; T_r ; u_r . Обозначив их массу G_r , запишем полную внутреннюю энергию $U_r = u_r G_r$.

Масса остаточных газов при наполнении цилиндра (согласно первому допущению) не изменяется; следовательно, смесь газов в конце наполнения (в н.м.т.) состоит из массы G_r остаточных газов и G_{1a} свежего заряда; масса смеси $G_a = G_r + G_{1a}$. Смесь занимает объем V_a при параметрах p_a ; T_a и u_a . Полная внутренняя энергия смеси газов $U_a = u_a G_a$.

Воспользуемся для решения задачи уравнением первого закона термодинамики для открытой системы (99). Интеграл этого уравнения для такта наполнения с учетом принятых допущений, согласно которым $dG_b = 0$, принимает вид

$$Q_w + i_k^* G_{1a} = U_a - U_r + \int_{V_c}^{V_a} p dV. \quad (102)$$

Приближенное выражение работы газов в цилиндре найдем, учитывая, что давление остаточных газов в цилиндре в начале наполнения в общем случае не равно давлению в конце наполнения $p_r \neq p_a$; тогда

$$L_{\text{нап}} = \int_{V_c}^{V_a} p dV \approx p_a V_a - p_r V_c = p_a v_a G_a - p_r v_r G_r. \quad (103)$$

Приближенная величина работы наполнения (рис. 26) положительна и эквивалентна разности площадей $nalOn$ и $srkOs$, а точная величина работы — площади $ralkr$ под кривой процесса наполнения.

Учитывая, что $u + pv = i$ — удельная энтальпия, перепишем (102), подставив (103) и переставив члены уравнения; тогда

$$i_k^* G_{1a} + i_r G_r + Q_w = i_a G_a. \quad (104)$$

Перепишем уравнение (104), выразив количество газов в киломолях и учитывая, что энтальпия 1 кмоль идеального газа и смесей идеальных газов $i = C_p T$; тогда

$$i_k^* = C_{p.c.з} T_k^*; \quad i_a = C_{p.c.m} T_a; \quad i_r = C_{p.p.c} T_r.$$

Для упрощения принимают, что теплота от стенок подводится лишь к свежему заряду, в результате чего его температура повышается на ΔT ; тогда $Q_w = C_{p.c.з} \Delta T M_{1a}$. После подстановки получим

$$C_{p.c.з} (T_k + \Delta T) (M_{1ц} / \zeta_{c.з}) + C_{p.p.c} T_r M_r = C_{p.c.m} T_a [(M_{1ц} + M_r) / \zeta_{c.m}]. \quad (105)$$

Коэффициентом $\zeta_{c.m} = M_a' / M_a = (M_{1ц} + M_r) / (M_{1a} + M_r)$ учитываем изменение количества кмоль рабочей смеси газов, а коэффициентом $\zeta_{c.з} = M_{1ц} / M_{1a}$ — изменение количества кмоль свежего заряда за период дозарядки.

Разделим почленно (105) на $M_{1ц}$ и обозначим отношение количества остаточных газов и свежего заряда

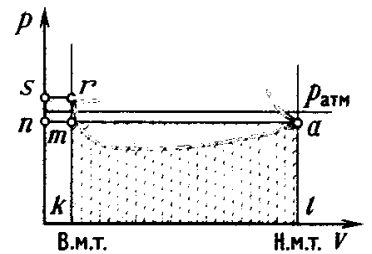


Рис. 26. Диаграмма процесса наполнения

Температуру газов в цилиндре в конце наполнения [в начале сжатия] определяют из уравнения смешения потоков газа при постоянном давлении, или уравнения теплового баланса, которое является частным выражением уравнения первого закона термодинамики для открытой системы.

в цилиндре $M_r/M_{1ц} = \gamma$; тогда после перестановки членов уравнения получим

$$C_{pсм} T_a (1 + \gamma) / \zeta_{см} = C_{pс.з} (T_k + \Delta T) / \zeta_{с.з} + C_{pп.с} \gamma T_r. \quad (106)$$

В уравнении (106) два неизвестных: температура T_a и средняя молярная теплоемкость рабочей смеси $C_{pсм}$ при температуре T_a . Теплоемкость смеси идеальных газов зависит только от температуры (и состава смеси), поэтому уравнение (106) решаем одним из методов приближенных вычислений.

Обычно вычисления упрощают, пренебрегая несущественной разностью теплоемкостей свежего заряда при температуре $T_k + \Delta T$ и смеси газов при температуре T_a , так как их температуры и состав отличаются мало. Обозначим отношение $C_{pп.с} / C_{pсм} = \zeta$ и после почленного деления (106) на $C_{pсм} (1 + \gamma) / \zeta_{см}$, приняв $\zeta_{см} / \zeta_{с.з} \approx 1$, так как $\zeta_{см} / \zeta_{с.з} \leq 1,005$ при $\gamma \geq 0,1$, получим

$$T_a = (T_k + \Delta T + \zeta_{с.з} \zeta \gamma T_r) / (1 + \gamma). \quad (107)$$

Температура рабочей смеси газов T_a в конце наполнения, полученная по формуле (107), хорошо совпадает с действительной, если давление p_a не намного отличается от давления p_r , и давление в цилиндре во время наполнения мало отличается от давления p_a . В этом случае приближенная величина работы процесса наполнения по формуле (103), подставленной при выводе уравнения (105), близка к действительной.

В быстроходных и высокооборотных двигателях действительная работа процесса наполнения меньше приближенной по (103), поэтому действительная температура T_a получится выше, чем при расчете по формуле (107). Этот вывод очевиден из анализа уравнения (102), если представить его в развернутом виде:

$$c_{vсм} T_a = c_{pс.з} (T_k + \Delta T) (G_{1ац} / G_{ац}) + c_{vп.с} T_r (G_r / G_a) - \left(\int_{V_c}^{V_a} p dV \right) / G_a.$$

При дросселировании смеси во впускном трубопроводе двигателей с внешним смесеобразованием действительная работа процесса наполнения (см. рис. 26) больше полученной из приближенного выражения (103), а температура, найденная по формуле (107), больше действительной.

Выражение температуры T_a с учетом действительной работы процесса наполнения получим из уравнения (102), используя очевидное равенство $G_{1а} = G_a + G_r$, уравнение Клапейрона $pV = GRT$, уравнение Майера $c_p - c_v = R$ и средний показатель адиабаты; тогда

$$T_a = \frac{k_{с.з} (T_k + \Delta T)}{1 - (\zeta p_r / \varepsilon p_a) [1 - k_{п.с} (T_k + \Delta T) / T_r]} + (k_{см} - 1) (\varepsilon - 1) \left(\int_{V_c}^{V_a} p dV \right) / p_a V_h. \quad (108)$$

Здесь

$$k_{см} = c_{pсм} / c_{vсм}; \quad k_{с.з} = c_{pс.з} / c_{vс.з}; \quad k_{п.с} = c_{pп.с} / c_{vп.с}$$

Параметры воздуха или горючей смеси во впускном трубопроводе

В термодинамическом расчете процессов газообмена используют среднее (условное) давление p_k и среднюю (условную) температуру T_k во впускном трубопроводе. При расчете цикла комбинированного двигателя среднее давление p_k во впускном трубопроводе после охладителя воздуха (рис. 27) определяют исходя из технического задания на проектирование двигателя.

Давление в выходном сечении улитки компрессора с учетом гидравлических потерь в охладителе воздуха $\Delta p_{ох}$ и во впускном трубопроводе $\Delta p_{тр}$

$$p'_k = p_k + \Delta p_{ох} + \Delta p_{тр} \quad (109)$$

Температуру T'_k в выходном сечении компрессора можно определить, выполнив газодинамический расчет компрессора. Приближенную величину температуры определяют из уравнения политропы

$$T'_k = T_0 \pi_k^{(n-1)/n}, \quad (110)$$

где T_0 — температура воздуха на входе в компрессор.

Показатель политропы сжатия принимают равным 1,4—2,0 в зависимости от типа компрессора и степени повышения давления в компрессоре $\pi_k \approx p'_k / p_0$.

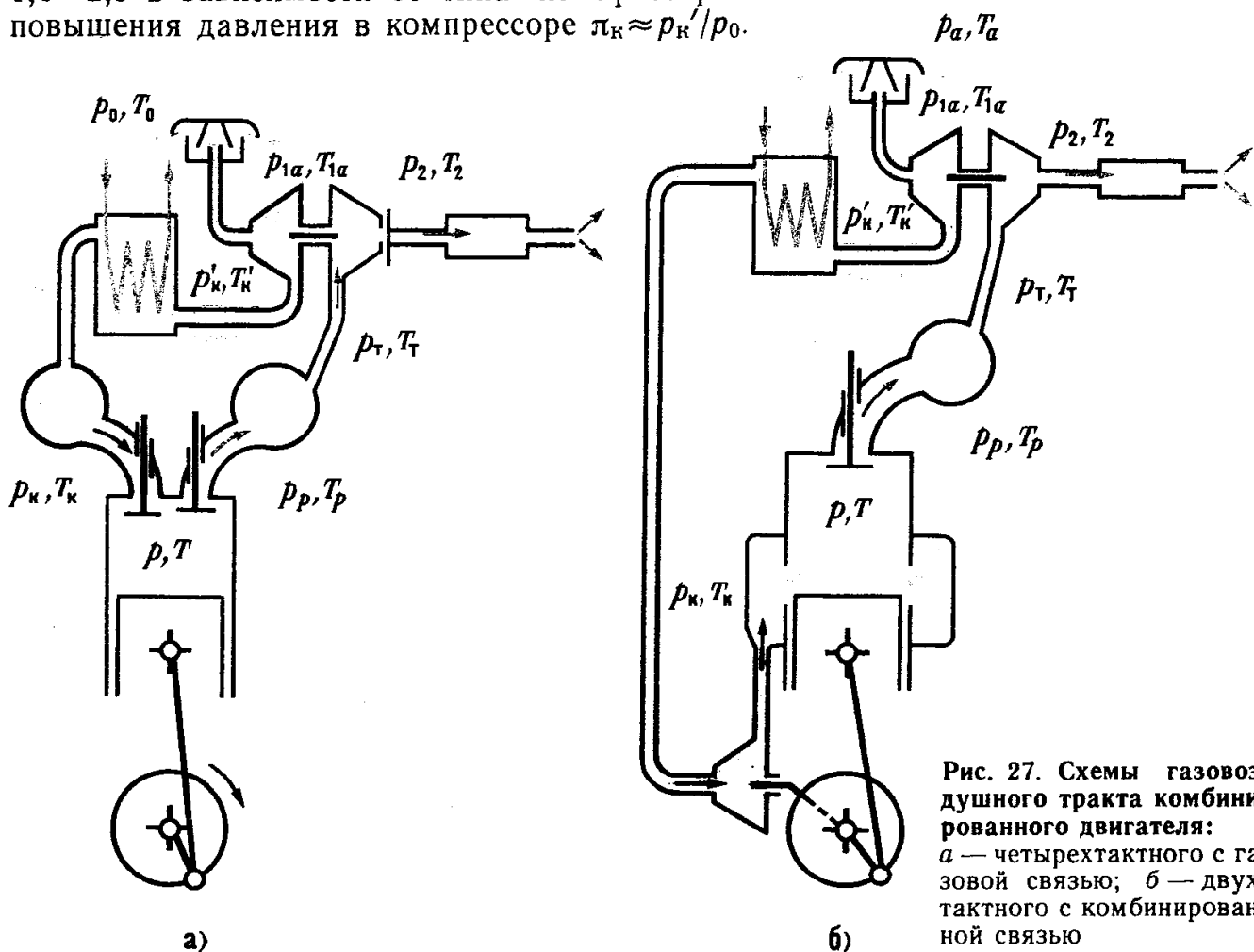


Рис. 27. Схемы газоздушного тракта комбинированного двигателя:
 а — четырехтактного с газовой связью; б — двухтактного с комбинированной связью

Температуру в выходном сечении центробежного и осевого компрессоров можно определить из выражения адиабатного КПД компрессора $\eta_{к.ад} = L_{к.ад}/L_k$. После преобразований получим

$$T'_k = T_0 [1 + (\pi_k^{(k-1)/k} - 1)/\eta_{к.ад}]. \quad (111)$$

Адиабатный КПД компрессоров $\eta_{к.ад} = 0,65 \div 0,85$.

В комбинированном двигателе с охладителем после компрессора температура во впускном трубопроводе

$$T_k = T'_k - \Delta T_{ох}. \quad (112)$$

Снижение температуры воздуха в охладителе определяют из расчета охладителя, если его конструктивные характеристики известны. Температуру воздуха после охладителя можно также определить, задаваясь по (15) степенью охлаждения $\sigma_{ох} = 0,5 \div 0,7$; тогда

$$T_k = T'_k - \sigma_{ох} (T'_k - T_{сг}), \quad (113)$$

где $T_{сг}$ — средняя температура охлаждающего агента в охладителе.

Температура горючей смеси во впускном трубопроводе газового двигателя

В камеру смешения поступает воздух, параметры которого перед воздушной дроссельной заслонкой p'_k ; T'_k ; i'_k , и газ с параметрами перед дросселем p_r ; T_r ; i_r . Из камеры смешения отводится горючая смесь с параметрами p_k ; T_k ; $i^*_{см}$. Расход смеси $M_{см} = M_k + M_r$ кмоль. Температуру смеси определяем из уравнения теплового баланса (104). Принимая процесс в камере смешения адиабатным и пренебрегая разностью кинетической энергии потоков на входе и выходе из камеры смешения, получим

$$i_{см} (M_k + M_r) = i'_k M_k + i_r M_r. \quad (114)$$

Энтальпия 1 кмоль идеальных газов и смесей $i = C_p T$. Соответственно для горючей смеси $i_{см} = C_{pг.с} T_k$, для воздуха $i'_k = C_{pв} T'_k$; для горючего газа $i_r = C_{pг} T_r$. Количество воздуха в смеси с 1 кмоль горючего газа $M_1 = a L_0$ кмоль. После подстановки в (114) получим

$$C_{pг.с} T_k = \frac{C_{pв} T'_k a L_0 + C_{pг} T_r}{1 + a L_0}. \quad (115)$$

Это уравнение решают методами приближенных вычислений. В приближенных расчетах разницей теплоемкостей воздуха, горючего газа и горючей смеси пренебрегают. Тогда из (115) температура горючей смеси

$$T_k = (a L_0 T'_k + T_r) / (1 + a L_0). \quad (116)$$

§ 3. Показатели качества газообмена

Совершенство процессов газообмена оценивают двумя основными показателями: массой свежего заряда и работой насосных ходов. Чем больше масса свежего за-

ряда (воздуха или топливозвоздушной смеси), тем больше, при прочих равных условиях, работа за цикл. Найдем количественную связь между массой свежего заряда и работой действительного цикла (индикаторной работой). Из определения индикаторного КПД (4) индикаторная работа $L_i = Q_{1ц} \eta_i$. Теплота, выделившаяся при полном сгорании $g_{т.ц}$ топлива, поступившего в цилиндр за цикл, пропорциональна низшей теплоте сгорания топлива, т. е. $Q_{1ц} = H_u g_{т.ц}$. Цикловая доза топлива пропорциональна массе горючей смеси и зависит от ее состава: $g_{т.ц} = G_{1ц} / (\alpha l_0)$. После подстановки выражение индикаторной работы примет вид

$$L_i = [G_{1ц} H_u / (\alpha l_0)] \eta_i = G_{1ц} H_{см} \eta_i. \quad (117)$$

Коэффициент наполнения

Определение коэффициента наполнения. Масса свежего заряда определяет, таким образом, работу цилиндра и входит в число важнейших параметров цикла. Однако она не во всех случаях может служить критерием совершенства процессов газообмена, поскольку зависит от размеров цилиндра и параметров воздуха (или смеси) во впускном трубопроводе. Качество газообмена оценивают поэтому не абсолютным количеством свежего заряда, а относительным. Коэффициент наполнения

$$\eta_V = G_{1ц} / G_{1т} = M_{1ц} / M_{1т} = G_{1ц} / (\rho_K V_h). \quad (118)$$

Из уравнения Клапейрона для конечного объема газа $\rho_K V_h = G_{1ц} R T_K$ выразим теоретическое количество свежего заряда (кг) в объеме V_h в виде

$$G_{1т} = \rho_K V_h / (R T_K) = \rho_K V_h; \quad (119)$$

тогда (118) примет вид $\eta_V = G_{1ц} / \rho_K V_h$. Запишем уравнение состояния в виде $\rho_K V_h = M_{1ц} R_\mu T_K$ (в киломолях), откуда

$$M_{1т} = \rho_K V_h / (R_\mu T_K) = \rho_K \mu_B V_h, \quad (120)$$

где $R_\mu = 8,3144$ кДж/(кмоль·К) — молярная (универсальная) газовая постоянная.

Представление о теоретическом количестве заряда можно составить, рассматривая процесс газообмена равновесным. Если скорость поршня бесконечно мала, а стенки цилиндра имеют совершенную тепловую изоляцию, то давление в цилиндре при наполнении равно давлению во впускном коллекторе, заряд от стенок не подогревается и температура его при условии, что он не смешивается с остаточными газами, равна температуре T_K перед впускными клапанами (или окнами). В конце равновесного процесса выпуска (в в.м.т. для четырехтактного двигателя) давление в цилиндре равно давлению в выпускном трубопроводе, а для поршневого двигателя — атмосферному давлению, поэтому остаточные газы занимают объем, равный объему камеры сгорания V_c при температуре T_c и атмосферном давлении.

Коэффициент наполнения равен отношению количества свежего заряда в цилиндре двигателя (в кг или в кмоль) к количеству заряда, который размещается в объеме, равном рабочему объему цилиндра, при давлении p_K и температуре T_K во впускном трубопроводе (за компрессором и охладителем), а в двигателях без наддува — при атмосферных давлении и температуре.

Коэффициент наполнения двухтактного двигателя определяют как отношение количества свежего заряда в цилиндре к количеству заряда в полезном рабочем объеме цилиндра.

Коэффициент наполнения поршневого двигателя определяют, вычисляя количество теоретического заряда при атмосферном давлении и температуре, и выражение (118) записывают в виде

$$\eta_V = G_{1ц} / (\rho_{атм} V_h) = M_{1ц} / (\mu_n \rho_{атм} V_h). \quad (121)$$

Масса действительного заряда обычно меньше теоретической, а коэффициент наполнения меньше единицы. Однако при определенных условиях коэффициент наполнения может быть больше единицы.

Отметим основные факторы, определяющие величину свежего заряда, поступившего в действительном процессе наполнения. Давление в цилиндре p_a в конце наполнения (в н.м.т.), как правило, меньше давления p_k во впускном трубопроводе из-за гидравлических потерь во впускном канале и впускном клапане (окне).

Температура свежего заряда в цилиндре в конце наполнения в результате подогрева от стенок выше температуры T_k во впускном трубопроводе. Объем остаточных газов во многих случаях больше объема камеры сгорания, принятого в расчете массы теоретического заряда по формуле (119).

Коэффициент наполнения может быть и больше единицы при наличии продувки цилиндра — когда объем остаточных газов (в четырехтактном двигателе) меньше объема камеры сгорания — или когда в результате воздействия волновых явлений во впускном (и выпускном) трубопроводе давление в цилиндре в конце наполнения превышает среднее давление во впускном трубопроводе.

Расчет коэффициента наполнения. Рабочее тело в цилиндре в конце дозарядки (в начале сжатия) состоит из смеси $M_{1ц}$ кмоль свежего заряда и M_r кмоль остаточных газов: $M_a' = M_{1ц} + M_r = M_{1ц} (1 + M_r/M_{1ц}) = M_{1ц} (1 + \gamma)$. Тогда количество свежего заряда $M_{1ц} = M_a' / (1 + \gamma)$. Здесь

$$\gamma = M_r / M_{1ц}. \quad (122)$$

Во время дозарядки количество (в кмоль) рабочего тела в цилиндре изменяется от M_a в н.м.т. (в четырехтактном двигателе) до M_a' в конце дозарядки. Учтем это изменение коэффициентом дозарядки $M_a' = \zeta_{см} M_a$, а количество смеси газов в н.м.т. в объеме V_a цилиндра определим из уравнения Клапейрона — Менделеева, полагая параметры газов в цилиндре в н.м.т. p_a и T_a известными: $p_a V_a = M_a R_u T_a$. Тогда

$$M_{1ц} = \frac{M_a'}{1 + \gamma} = \zeta_{см} \frac{M_a}{1 + \gamma} = \zeta_{см} \frac{p_a V_a}{R_u T_a (1 + \gamma)}. \quad (123)$$

Подставив выражения (123) и (120) в (118) с учетом того, что

$$V_a / V_h = V_a / (V_a - V_c) = 1 / (1 - V_c / V_a) = 1 / (1 - 1/\epsilon) = \epsilon / (\epsilon - 1),$$

получим коэффициент наполнения

$$\eta_V = \zeta_{см} [\epsilon / (\epsilon - 1)] p_a T_k / [p_k T_a (1 + \gamma)]. \quad (124)$$

Коэффициентом остаточных газов называют отношение количества остаточных газов (в кмоль) к количеству свежего заряда в цилиндре (в кмоль).

Определение коэффициента наполнения при испытаниях двигателей. В поршневом четырехтактном двигателе продувка не происходит, поэтому количество воздуха (или смеси), поступившего за цикл в цилиндр, равно количеству свежего заряда и его величину можно определить, измерив расход воздуха в двигателе и частоту вращения коленчатого вала n (об/мин). Массу свежего заряда определяют делением массового расхода воздуха G_k (кг/с) на частоту циклов $f_{ц}$ (c^{-1}) и число цилиндров двигателя: $G_{1ц} = G_k / f_{ц} i$. Частота циклов (c^{-1}) равна частоте вращения коленчатого вала в двухтактном двигателе и в 2 раза меньше ее в четырехтактном, т. е.

$$f_{ц} = n / (60\tau / 2), \quad (125)$$

где τ — число тактов за цикл.

Тогда

$$G_{1ц} = 30G_k\tau / (in). \quad (126)$$

После подстановки (126) и (119) в (118) получим

$$\eta_V = 30G_k\tau / (\rho_k V_h i n) \text{ или } \eta_V = 30G_k\tau / (\rho_0 i V_h n), \quad (127)$$

где G_k — расход воздуха в двигателе, кг/с; V_h — рабочий объем, m^3 .

Для определения коэффициента наполнения необходимо измерить также давление p_k и температуру T_k воздуха (или горючей смеси) во впускном коллекторе (при испытаниях комбинированного двигателя) или воздуха в помещении (при испытаниях поршневого двигателя).

Если масса свежего заряда известна, то, измерив расход топлива, можно определить средний коэффициент избытка воздуха в горючей смеси: $\alpha = G_{1ц} / l_{огт.ц}$.

Коэффициент продувки

Не все количество воздуха (или горючей смеси), поступившего в цилиндр за цикл через впускные клапаны (или окна) во время продувки и наполнения, остается в цилиндре. Часть воздуха вытекает через выпускные клапаны (или окна) в выпускной трубопровод и не участвует в процессах сжатия, сгорания и расширения в цилиндре.

Отношение

$$\varphi = G_{к.ц} / G_{1ц} = M_{к.ц} / M_{1ц}, \quad (128)$$

называют коэффициентом продувки, а обратную величину $\eta_{и} = 1/\varphi$ — коэффициентом использования продувочного воздуха. Коэффициент продувки, очевидно, больше единицы, если продувка происходит. Поэтому масса рабочего тела в цилиндре может быть меньше, чем в турбине и компрессоре. Масса продувочного воздуха

$$G_{пр} = G_k - G_1 = G_k(\varphi - 1) / \varphi. \quad (129)$$

В двухтактных двигателях коэффициент продувки может достигать 1,4—1,6, в четырехтактных двигателях

Коэффициент продувки равен отношению количества воздуха (или горючей смеси), поступившего в цилиндр, к количеству свежего заряда цилиндра.

он не превышает 1,15—1,2; обычно же $\varphi = 1,05 \div 1,1$. В двигателях с внешним смесеобразованием, бензиновых и газовых с продувочным воздухом выбрасывается через выпускной трубопровод соответствующее величине коэффициента φ количество топлива, которое возрастает при увеличении коэффициента продувки и концентрации топлива в смеси. Расход топлива двухтактных карбюраторных двигателей поэтому относительно высок.

В четырехтактных поршневых двигателях продувка не происходит или она незначительна, так что $G_{к.ц} = G_{1ц}$, а $\varphi = 1$.

Измерение количества свежего заряда цилиндра при наличии продувки выполняют косвенными методами, что связано с определенными техническими трудностями и требует большого времени. Поэтому в исследованиях двухтактных и комбинированных четырехтактных двигателей от определения коэффициентов наполнения, продувки и коэффициента избытка воздуха в горючей смеси нередко отказываются.

Совершенство наполнения цилиндра качественно оценивают коэффициентом избытка продувочного воздуха, а условия сгорания топлива — суммарным коэффициентом избытка воздуха.

Коэффициент избытка продувочного воздуха. Суммарный коэффициент избытка воздуха

Отношение

$$\varphi_k = G_{к.ц} / (\rho_k V_h) \quad (130)$$

называют коэффициентом избытка продувочного воздуха. Для двухтактных двигателей с выпуском в атмосферу (с приводным компрессором) коэффициент избытка продувочного воздуха выражают в другом виде, подсчитывая количество теоретического заряда при атмосферном давлении и температуре; тогда

$$\varphi_0 = G_{к.ц} / (\rho_{атм} V_h). \quad (131)$$

Сравнивая выражения (130) и (118), замечаем сходство в определениях коэффициентов наполнения и избытка продувочного воздуха. Знаменатели этих формул выражают одинаковое количество свежего заряда, а числители — расход воздуха (или смеси) в двигателе за цикл. В четырехтактных двигателях без продувки цикловой расход воздуха равен количеству свежего заряда в цилиндре, поэтому $\varphi_k \equiv \eta_v$ и понятие коэффициента продувки не имеет физического смысла.

При испытаниях определение коэффициента избытка продувочного воздуха так же несложно, как и коэффициента наполнения четырехтактного поршневого двигателя: требуется лишь измерить расход воздуха в двигателе, частоту вращения коленчатого вала и параметры воздуха на входе в цилиндр. Используя (130), (128) и (118), получаем полезное соотношение основных показателей газообмена: $\eta_v \varphi = \varphi_k$.

Коэффициент избытка продувочного воздуха равен отношению расхода воздуха (или горючей смеси) в двигателе за цикл к количеству свежего заряда, который размещается в рабочем объеме цилиндра при температуре T_k и давлении ρ_k во впускном трубопроводе, т. е. к теоретическому количеству свежего заряда.

Отношение

$$\alpha_c = G_{к.ш}/(l_0 g_{T.ш}) = G_{к}/(l_0 G_T) \quad (132)$$

называют суммарным коэффициентом избытка воздуха. Используя (132) и (128), получаем $\alpha\varphi = \alpha_c$.

Суммарный (условный) коэффициент избытка воздуха равен отношению массового расхода воздуха в двигателе за цикл к массе воздуха в стехиометрической смеси.

§ 4. Процессы газообмена в четырехтактных двигателях

Коэффициент наполнения четырехтактного двигателя

В формулу коэффициента наполнения (124) входят неизвестные величины: температура T_a в конце наполнения и коэффициент остаточных газов. Для четырехтактного двигателя можно получить формулу коэффициента наполнения в другом виде, используя уравнение (104). Имея в виду, что для идеальных газов и их смесей $i_k^* = c_{pс.з} T_k^*$, $i_a = c_{pсм} T_a$, $i_r = c_{pп.с} T_r$ и принимая количество теплоты, подведенное к газам от стенок: $Q_w = c_{pс.з} \Delta T G_{1а}$, перепишем уравнение (104) в виде

$$c_{pс.з} (T_k + \Delta T) G_{1ш}/\zeta_{с.з} = c_{pсм} T_a G_a - c_{pп.с} T_r G_r. \quad (133)$$

Применительно к четырехтактному двигателю это уравнение можно решить благодаря тому, что массу остаточных газов (в конце выпуска эти газы занимают объем камеры сгорания V_c при параметрах p_r и T_r) можно найти из уравнения Клапейрона:

$$G_r = (p_r V_c) / (R_{п.с} T_r). \quad (134)$$

Из уравнения Клапейрона находим также массу рабочей смеси в объеме V_a (в н.м.т.) при параметрах p_a и T_a :

$$G_a = \frac{p_a V_a}{R_{см} T_a}. \quad (135)$$

Из определения коэффициента наполнения (118) масса свежего заряда цилиндра $G_{1ц} = \eta_V G_{1т}$. Подставляя выражение количества теоретического заряда из (119) в кг и (120) в кмоль, получим

$$G_{1ц} = \eta_V \frac{p_k V_h}{R_{с.з} T_k} \quad \text{или} \quad M_{1ц} = \eta_V \frac{p_k V_h}{R_{\mu} T_k}. \quad (136)$$

После подстановки (136), (135) и (134) в уравнение (133) перепишем его в виде

$$\frac{c_{pс.з}}{R_{с.з}} (T_k + \Delta T) \frac{p_k \eta_V V_h}{T_k \zeta_{с.з}} = \frac{c_{pсм}}{R_{см}} p_a V_a - \frac{c_{pп.с}}{R_{п.с}} p_r V_c.$$

Решив это уравнение относительно коэффициента наполнения η_V , получим необходимую формулу, которую запишем в окончательном виде после подстановки $V_a/V_h = \varepsilon/(\varepsilon-1)$; $V_c/V_a = 1/\varepsilon$. Принимаем отношение средних удельных теплоемкостей $c_{pсм}/c_{pс.з} \approx 1$ и обозначаем $\zeta = c_{pп.с}/c_{pс.з}$. После преобразований получим

$$\eta_V = \zeta_{с.з} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{(T_k + \Delta T)} \left(1 - \frac{\zeta p_r}{\varepsilon p_a} \right). \quad (137)$$

Выполнив алгебраические преобразования, представим (137) в удобном для анализа виде:

$$\eta_V = \zeta_{с.з} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left[\frac{p_a}{p_k} - \frac{1}{\epsilon - 1} \left(\frac{\zeta p_r}{p_k} - \frac{p_a}{p_k} \right) \right] \quad (138)$$

При выводе формулы (137) в исходном уравнении использовалось приближенное выражение работы процесса наполнения (103). Целесообразность такого приближения основана на том, что формулу (137) применяют в тех случаях, когда точная величина работы неизвестна. Кроме того, исходные данные в расчете — значения давлений p_r , p_a — определяют по приближенным эмпирическим соотношениям, которые не учитывают конструктивные особенности конкретного двигателя.

Если работу процесса наполнения можно определить, например, по индикаторной диаграмме насосных ходов, то целесообразно рассчитывать коэффициент наполнения по другой формуле, полученной из уравнения (102). Работу процесса наполнения для удобства записи формулы представим в виде

$$L_{\text{нап}} = \int_{V_c}^{V_a} p dV = \sigma_k p_a V_h.$$

Для уравнения (102) выполним такие же преобразования, как при выводе (137), и получим

$$\frac{c_{pс.з}}{R_{с.з}} \frac{(T_k + \Delta T)}{T_k} \frac{\eta_V}{\zeta_{с.з}} p_k V_h = \frac{c_{vс.м}}{R_{с.м}} p_a V_a - \frac{c_{vп.с}}{R_{п.с}} p_r V_c + \sigma_k p_a V_h.$$

Учитывая, что из уравнения Майера $c_p/R = k/(k-1)$, $c_v/R = 1/(k-1)$ после подстановки и преобразований получим

$$\eta_V = \frac{\zeta_{с.з}}{k_{с.з}(\epsilon - 1)} \frac{T_k}{(T_k + \Delta T)} \frac{p_a}{p_k} \left[\epsilon - \frac{(k_{с.з} - 1)}{(k_{п.с} - 1)} \frac{p_r}{p_a} + (\epsilon - 1)(k_{с.з} - 1)\sigma_k \right]. \quad (139)$$

Формула (139) позволяет получить более точные результаты при расчетах высокооборотных и быстроходных двигателей.

Коэффициент остаточных газов

Количество остаточных газов в четырехтактном двигателе можно определить из уравнения состояния Клапейрона — Менделеева, полагая, что в конце выпуска (в в.м.т.) объем газов равен объему камеры сгорания V_c при давлении p_r и температуре T_r , т. е. $M_r' = p_r V_c / R_\mu T_r$. Для комбинированных двигателей при наличии продувки количество остаточных газов меньше подсчитанного по параметрам в объеме V_c . Учитывая уменьшение количества остаточных газов введением коэффициента очистки $\zeta_{оч}$, получим

$$M_r = \zeta_{оч} M_r' = \zeta_{оч} p_r V_c / (R_\mu T_r).$$

По определению коэффициента остаточных газов $\gamma = M_r/M_{\text{ц}}$. Разделим количество остаточных газов M_r (кмоль) на количество свежего заряда $M_{\text{ц}}$ (кмоль) из (136) и после подстановки $V_c/V_h = 1/(\epsilon - 1)$ получим

$$\gamma = \frac{\zeta_{\text{оч}}}{\epsilon - 1} \frac{p_r T_k}{p_k T_r \eta_V}. \quad (140)$$

Исключим из (140) коэффициент наполнения, используя выражение (137); тогда

$$\gamma = \zeta_{\text{оч}} \frac{T_k + \Delta T}{\zeta_{\text{с.з}} T_r} \frac{p_r}{\epsilon p_a - \zeta_{\text{оч}} p_r}. \quad (141)$$

В поршневых четырехтактных двигателях продувка обычно не происходит, и коэффициент очистки $\zeta_{\text{оч}} = 1$.

На основании гипотезы о полном и мгновенном перемешивании продувочного воздуха с газами в цилиндре получена полуэмпирическая зависимость коэффициента очистки от коэффициента избытка продувочного воздуха: $\zeta_{\text{оч}} = 1/(\epsilon \phi_k - 1)$.

Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на наполнение цилиндра

К основным конструктивным параметрам системы газообмена, которые обычно входят в число оптимизируемых параметров при конструировании и доводке двигателя, относят геометрические характеристики каналов и клапанов, геометрические характеристики (длину, диаметр и конфигурацию) впускного и выпускного трубопроводов, фазы газораспределения, а также закон открытия клапанов. В совокупности с частотой вращения коленчатого вала перечисленные факторы определяют расходные и энергетические характеристики впускных и выпускных каналов и клапанов, а следовательно, наполнение цилиндра и работу насосных ходов.

Расходные характеристики отверстий и коротких каналов. Расчет расхода газа во впускных и выпускных клапанах и окнах (каналах) выполняют в рамках одномерной теории. Подобные методы расчетов сложных трехмерных течений на ограниченных участках трубопроводов со сложной конфигурацией (или на участках с местными сопротивлениями) широко применяют в гидравлике благодаря их простоте и доступности.

Течение во впускном и выпускном каналах имеет явно выраженный нестационарный и трехмерный характер, тем не менее в расчетах используют уравнения одномерного стационарного течения газа, основываясь на предположении, что на коротком участке канала в пределах конечного достаточно малого интервала времени течение можно считать квазистационарным. Для уточнения расчетов вводят опытные коэффициенты.

В расчетной схеме при втекании газа в цилиндр выделяют суживающийся участок канала (рис. 28) от граничного сечения $I-I$ до минимального $m-m$ и расширяющийся — от минимального сечения до выходного.

В расчетах расхода газа во впускных и выпускных клапанах (или окнах) применяют уравнения одномерного стационарного течения, принимая течение квазистационарным.

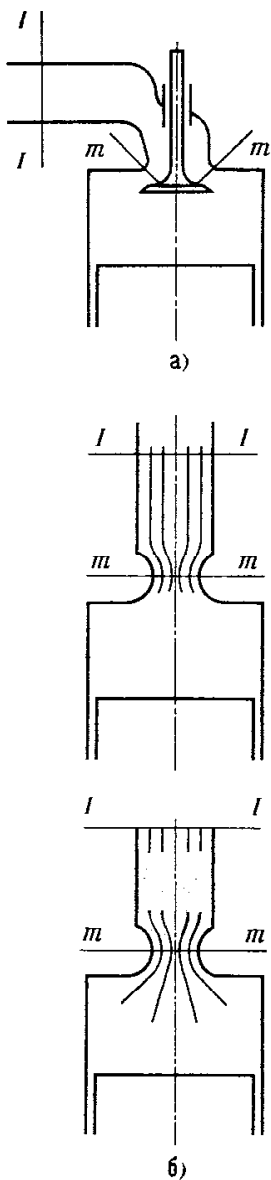


Рис. 28. Схема течения в канале с клапаном:

а — схема канала; б — эквивалентные по площади каналы круглого сечения

Коэффициент расхода отверстия (клапана или окна) представляет собой отношение действительного расхода газа к теоретическому, подсчитанному по уравнениям энергосолированного и о изоэнтропного течения.

На суживающемся участке потерями всех видов и теплообменом со стенками пренебрегают и применяют уравнение Бернулли для одномерного энергосолированного изоэнтропного стационарного потока газа

$$\frac{k}{k-1} \frac{p_M}{\rho_M} + \frac{w_t^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1^*}{\rho_1^*}. \quad (142)$$

Здесь w_t — скорость идеального потока газа в минимальном поперечном сечении клапанной щели; p_M и ρ_M — соответственно давление и плотность газа в том же сечении.

На расширяющемся участке клапанной щели поток принимают энергосолированным и считают, что восстановление давления за минимальным сечением при торможении потока не происходит (кинетическую энергию потока, которая полностью теряется, называют потерями с выходной скоростью) и, следовательно, в уравнении (142) давление газа в минимальном сечении равно давлению в цилиндре: $p_M = p_{\text{ц}} \equiv p$. Отметим, что температура втекающего в цилиндр в процессе наполнения свежего заряда не равна температуре смеси газов в цилиндре. Для энергосолированного потока $T_{\text{к}}^* = T_{\text{м}}^* = T^*$.

В расчетной схеме при истечении из цилиндра через выпускной клапан или через впускной (при забросе продуктов сгорания из цилиндра во впускной трубопровод) также выделяют два участка канала: суживающийся со стороны цилиндра до минимального сечения $m-m$ и расширяющийся участок между этим сечением и граничным сечением $I-I$. На суживающемся участке, пренебрегая теплоотдачей в стенки и всеми видами потерь, применяют в расчете уравнение Бернулли (142), но в его правой части вместо параметров торможения в сечении $I-I$ (p_1^* и ρ_1^*) подставляют параметры газа в цилиндре ($p^* = p$ и $\rho^* = \rho$).

В подкритической области скорость газа в минимальном сечении меньше местной скорости звука; в расчетах расхода газа при истечении из цилиндра часто пренебрегают восстановлением давления на расширяющемся участке канала от минимального сечения $m-m$ до граничного $I-I$ и принимают $p_1 = p_M$. В противном случае расчеты значительно усложняются.

Секундный расход газа определяют по параметрам идеального потока в минимальном поперечном сечении клапанной щели f_M , тогда $G_t = \rho_M w_t f_M$. Для впускного канала $f_M = f_{\text{вп}}$, а для выпускного $f_M = f_{\text{в}}$. Отличие действительного расхода газа от теоретического учитывают коэффициентом расхода

$$\mu = G_{\text{сек}} / G_t. \quad (143)$$

Расход газа за бесконечно малый интервал времени

$$dG = \mu \rho_M w_t f_M dt. \quad (144)$$

Основываясь на предположении о квазистационарности потока и принимая в пределах конечного интервала

времени $\mu = \text{const}$, $\rho_M = \text{const}$ и $\omega_t = \text{const}$, определяют расход газа за этот интервал:

$$\Delta G = \mu \rho_M \omega_t \int_{t_1}^{t_2} f dt. \quad (145)$$

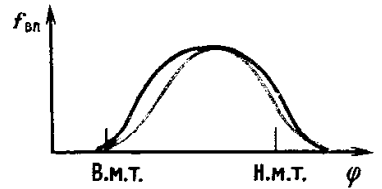


Рис. 29. Диаграммы площади проходного сечения впускного клапана

Определенный интеграл $\int_{t_1}^{t_2} f dt$ называют время-сечением клапана (окна). На диаграмме площади проходного сечения клапана (рис. 29) величина время-сечения эквивалентна площади под кривой. Расход газа через отверстие с переменной по времени площадью проходного сечения зависит, как это следует из выражения время-сечения, не только от величины максимальной площади и времени открытия, но и от закона открытия отверстия.

Диаграмму площади проходного сечения клапана (окна) обычно строят в зависимости от угла поворота кривошипа φ , а не от времени, так как функция $f(\varphi)$ однозначна и не зависит от частоты вращения коленчатого вала. Угол поворота кривошипа выражают здесь в градусах, поэтому угловая скорость кривошипа (при $n = \text{const}$) $\omega = 360n/60 = 6n$, $^\circ/\text{с}$. Угловое перемещение $d\varphi = \omega dt$, поэтому, подставляя выражение угловой скорости, получаем $dt = d\varphi/6n$ и связь величин время-сечения и угол-сечения:

$$\int_{t_1}^{t_2} f dt = \frac{1}{6n} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} f d\varphi.$$

Выражение (145) расхода газа преобразуют, определяя скорость ω_t из уравнения Бернулли (142). Плотность в минимальном сечении выражают через параметры во входном сечении, применяя уравнение адиабаты: для впуска в цилиндр $p_1/\rho_1^k = p_M/\rho_M^k$ и для истечения из цилиндра $p/\rho^k = p_M/\rho_M^k$. В результате преобразований расход газа

$$\Delta G = \mu \psi V \sqrt{p_{\text{вх}} \rho_{\text{вх}}} \int_{t_1}^{t_2} f dt.$$

Здесь (для сокращения записи)

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{(k+1)/k} \right]}.$$

В такой записи выражение справедливо для любого случая течения в канале в подкритической области. Для впускного канала, например, при наполнении цилиндра давление во входном граничном сечении канала $p_{\text{вх}} = p_1 = p_K$; а давление в выходном сечении (с учетом принятых допущений) $p_{\text{вых}} = p_M = p$. При истечении газа из цилиндра через выпускной клапан давление $p_{\text{вх}} \equiv p$ равно давлению в цилиндре, а давление $p_{\text{вых}} = p_p$ — давлению в граничном сечении за клапаном.

Расход газа при истечении из цилиндра в надкритической области не зависит от перепада давления в клапа-

Время-сечение равно определенному интегралу переменной площади проходного сечения клапана (или окна) по времени. Оно характеризует пропускную способность отверстия с переменной по времени площадью сечения.

не, а определяется параметрами газа в цилиндре, площадью проходного сечения и коэффициентом расхода:

$$\Delta G_{кр} = \mu_{в\Gamma кр} \psi \sqrt{p\rho} \int_{t_1}^{t_2} f_v dt.$$

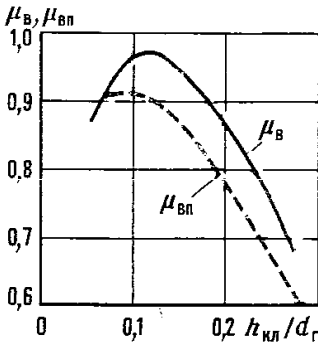


Рис. 30. Зависимость коэффициента расхода клапанов (каналов) от относительного подъема клапанов

Коэффициент расхода клапана определяют обычно при продувке канала (или его модели) на стенде, оборудованном устройством для измерения расхода газа, и приборами для измерения температуры и давления газа в характерных сечениях канала. Измерения выполняют при нескольких фиксированных положениях клапана в стационарных условиях.

Коэффициент расхода клапана слабо зависит от числа Re и M ; для геометрически подобных клапанов его значения, представленные (рис. 30) в зависимости от безразмерного подъема клапана $h_{кл}/d_r$, хорошо совпадают.

Расчеты расхода упрощаются, если применяют эффективное проходное сечение, поскольку вместо двух функций $f(\varphi)$ и $\mu(\varphi)$ достаточно ввести в перечень исходных данных одну функцию $\mu f(\varphi)$. Выражение расхода газа примет вид

$$\Delta G = (\mu f) \psi \sqrt{p_{вх} \rho_{вх}} \Delta t.$$

Эффективное проходное сечение клапана более показательно при сравнении двух каналов с одинаковым диаметром клапана, отличающихся геометрическими соотношениями, например величиной угла посадочной фаски, законом изменения площади поперечного сечения канала по длине (рис. 31) и т. п.

Применяя уравнение Бернулли для несжимаемого газа, можно ориентировочно оценить давление в цилиндре в конце наполнения $p_a = p_k - \xi_{ср} \rho_k \omega^2_{ср} / 2$. В приближенных расчетах давление p_a определяют по эмпирическим соотношениям. Для четырехтактных двигателей без наддува $p_a = (0,85 \div 0,9) p_0$. С увеличением давления наддува относительная величина потерь во впускном канале и клапане уменьшается, а отношение давлений p_a/p_k и коэффициент наполнения увеличиваются (рис. 32). В расчетах двигателей с наддувом принимают $p_a = (0,9 \div 0,95) p_k$.

Анализируя формулу (138), видим, что гидравлические потери в выпускных клапанах значительно меньше влияют на коэффициент наполнения, чем потери во впускных, поэтому при увеличенном диаметре впускного клапана и соответственно (с учетом ограничения диаметра клапанов диаметром цилиндра) уменьшенном диаметре выпускного клапана коэффициент наполнения повышается.

Наполнение цилиндра в условиях нестационарности потока во впускном трубопроводе. Записанное на диаграмме (рис. 33) изменение давления является результатом наложения серии элементарных волн разрежения, распространяющихся во впускном трубопроводе из ци-

!
Наряду с коэффициентом расхода в качестве расходной характеристики клапана (или окна) применяют эффективное проходное сечение, которое равно произведению коэффициента расхода на площадь минимального поперечного сечения (переменного по времени) клапана (или окна).

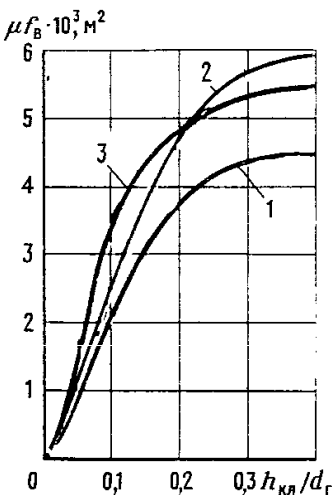


Рис. 31. Диаграмма эффективного проходного сечения выпускного клапана:

1 — при отношении радиуса галтели к диаметру тарелки $R_r/d_k = 0,65$; 2 — при отношении $R_r/d_k = 0,55$; 3 — при сужении в горловине канала

линдра, и серии отраженных на концах трубопровода элементарных волн давления. Суммарная волна разрежения большой амплитуды, наблюдаемая во впускном патрубке перед клапаном, сменяется вблизи н.м.т. волной давления, вследствие чего увеличивается дозарядка цилиндра после н.м.т., и коэффициент наполнения может превысить единицу.

Приращение свежего заряда цилиндра вследствие нестационарности потока может превосходить отрицательное влияние гидравлических потерь, и поэтому возможны варианты, необъяснимые с позиций стационарной газодинамики, когда наполнение цилиндра улучшается при установке впускного трубопровода и клапана меньшего диаметра.

Оптимальный угол закрытия впускного клапана выбирают, учитывая два противоположных явления: с одной стороны, при увеличении угла заметно возрастает время-сечение впускного клапана (рис. 34, а) и наполнение улучшается, с другой же стороны, возможен обратный выброс заряда. Оптимальный угол выбирают в сочетании с оптимальной длиной и диаметром впускного трубопровода для определенной частоты вращения коленчатого вала (рис. 34, б).

Начало открытия выпускного клапана устанавливают таким, чтобы получить наибольшую полезную работу газов в цилиндре. В случае чрезмерно большого угла предварения выпуска полезная работа в такте расширения заметно уменьшается (рис. 35), а если угол предварения слишком мал, то значительно возрастает отрицательная работа газов в процессе принудительного выпуска. В быстроходных двигателях угол предварения выпуска должен быть больше.

Угол перекрытия клапанов выбирают, учитывая положительный эффект при увеличении время-сечения клапанов и нежелательные последствия обратного выброса продуктов сгорания во впускной трубопровод. По этой причине угол опережения открытия впускного клапана и угол запаздывания закрытия выпускного клапана в двигателях без наддува невелики.

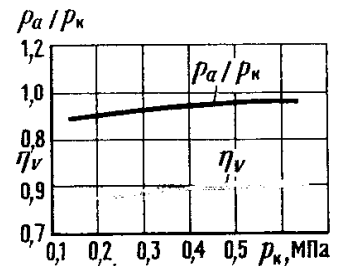
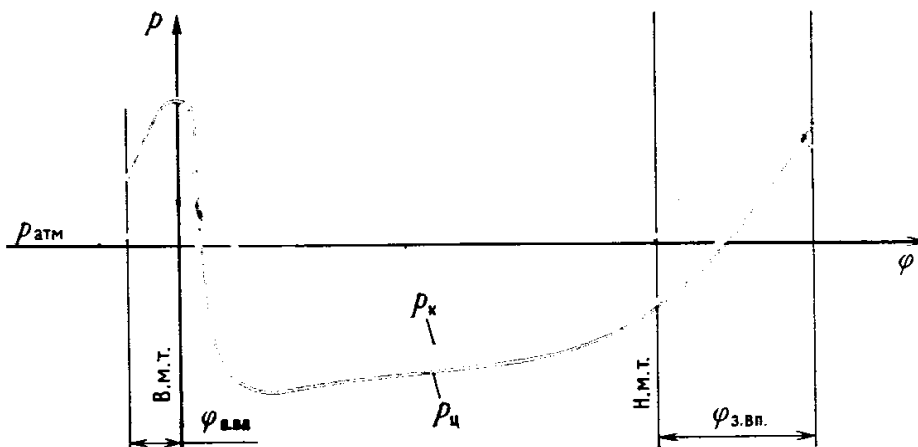


Рис. 32. Зависимость показателей наполнения цилиндра от давления наддува

Наибольший коэффициент наполнения получают, если каждый цилиндр двигателя имеет отдельный неразветвленный трубопровод оптимального диаметра и оптимальной, достаточно большой, длины. В таком случае эффект дозарядки цилиндра, связанный с волновыми явлениями в трубопроводах, наибольший.

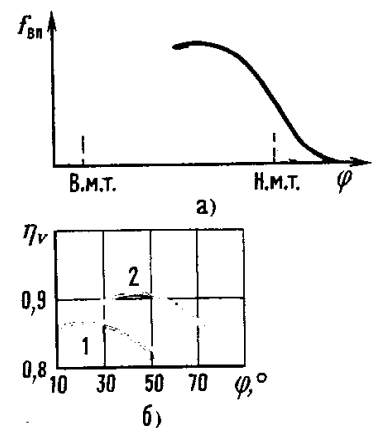


Рис. 34. Диаграмма проходного сечения клапана и зависимость коэффициента наполнения от угла поворота коленчатого вала:

а — $f_{вп}(\varphi)$; б — $\eta_v(\varphi_{з.вп})$; 1 — при $n = 1200$ об/мин; 2 — при $n = 2500$ об/мин

Рис. 33. Диаграмма давления при наполнении цилиндра четырехтактного двигателя с неразветвленным впускным трубопроводом

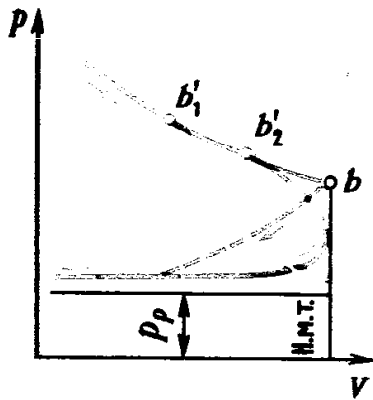


Рис. 35. Индикаторная диаграмма при различных углах начала открытия выпускного клапана

В комбинированных двигателях угол перекрытия клапанов значительно больше, чем в двигателях без наддува, что обеспечивает продувку цилиндра и охлаждение поршня, крышки цилиндра и клапанов.

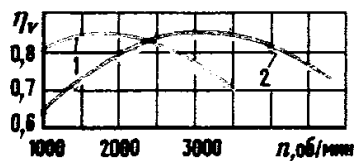


Рис. 36. Зависимости коэффициента наполнения автомобильных двигателей от частоты вращения коленчатого вала:

1 — ЗИЛ-130; 2 — ЗАЗ-966А

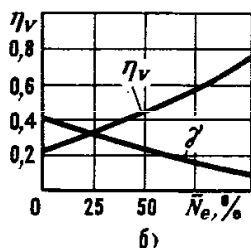
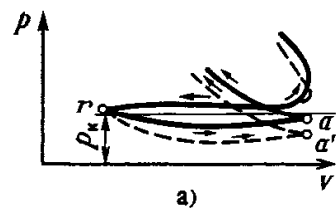


Рис. 37. Диаграммы процессов газообмена и зависимости показателей газообмена при дросселировании от нагрузки: а — диаграмма насосных ходов; б — $\eta_v(N_e)$ и $\gamma(N_e)$

Расширения угла перекрытия клапанов достигают в первую очередь увеличением угла опережения открытия впускного клапана, чтобы избежать заброса газов из выпускного трубопровода в цилиндр в конце выпуска под действием волны давления от смежного по порядку работы цилиндра.

Оптимальные сочетания фаз газораспределения, длины и диаметра впускного трубопровода можно получить в некотором диапазоне частоты вращения коленчатого вала. С повышением частоты вращения оптимальные величины фаз газораспределения и диаметра трубопровода увеличиваются, а длины трубопровода уменьшаются. Для высокооборотных автомобильных двигателей трубопроводы оптимальной длины получают относительно короткими, 500—700 мм.

В целях улучшения характеристики двигателей машин наземного транспорта оптимальные значения фаз и размеры трубопровода принимают в области максимального крутящего момента, поэтому коэффициент наполнения обычно имеет максимум (рис. 36). В табл. 5 приведены фазы газораспределения некоторых двигателей.

Влияние нагрузки двигателя (т. е. крутящего момента) на коэффициент наполнения различно в зависимости от способа регулирования двигателя. При количественном регулировании (карбюраторные и газовые двигатели) необходимого изменения количества горючей смеси, поступающей в цилиндр, достигают соответствующим изменением положения регулирующего органа (дроссельной заслонки). Для уменьшения мощности сопротивление впускной системы увеличивают, что снижает отношение p_a/p_k (рис. 37, а) и соответственно коэффициент наполнения.

Зависимость коэффициента η_v от нагрузки при постоянной частоте вращения приведена на рис. 37, б. Крайняя правая точка кривой показывает значение η_v при работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой, а крайняя левая — при работе без нагрузки (холостой ход). Коэффициент наполнения при холостом ходе двигателя имеет минимальное для данной частоты вращения значение, так как в этом случае требуемое количество горючей смеси невелико: работа газов в цилиндре равна механическим потерям. При этом значительно возрастают концентрация продуктов сгорания в смеси со свежим зарядом и коэффициент остаточных газов.

В двигателях с качественным регулированием (дизелях) изменение нагрузки двигателя связано с изменением количества топлива при почти постоянном количестве воздуха (в двигателях со впуском из атмосферы), поступающего за цикл. Поэтому сопротивление впускной системы не зависит от нагрузки (при постоянной частоте вращения), отношение давлений $p_a/p_k = \text{const}$ и коэффициент наполнения η_v слабо изменяется в соответствии с условиями подогрева воздуха при впуске.

5. ПРИМЕРНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (В ГРАДУСАХ УГЛА ПОВОРОТА КРИВОШИПА)

Двигатели	Выпускной клапан		Впускной клапан		Перекрытие
	Открытие до н. м. т.	Закрытие после в. м. т.	Открытие до в. м. т.	Закрытие после н. м. т.	
Высокооборотные мобильные Дизели:	50—75	15—45	15—30	45—70	30—60
без наддува	40—60	15—25	15—20	30—50	20—40
с наддувом	40—60	40—60	50—80	40—50	60—140

§ 5. Процессы газообмена в двухтактных двигателях

Организация движения газов в цилиндре

Процессы смены рабочего тела (газообмена) в двухтактных двигателях значительно отличаются от таковых в четырехтактных. Особенно это относится к процессу газообмена при одновременно открытых впускных и выпускных органах (процесс продувки-наполнения). Процесс свободного выпуска имеет одинаковый характер для четырех- и двухтактных двигателей.

Направление, скорости и давления воздушных и газовых потоков внутри цилиндра двухтактного двигателя должны обуславливать наименьшее сопротивление этим потокам и наименьшую мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивлений. Необходимо стремиться к тому, чтобы процесс газообмена (продувки) протекал с преобладанием послойного вытеснения продуктов сгорания, при котором перемешивание их с воздухом будет минимальным. Непродуваемые и застойные зоны, образующиеся над поршнем, у стенок цилиндра, а также под клапанами (если они имеются) должны быть незначительными.

Качество газообмена в двухтактных двигателях оценивают теми же коэффициентами, которые были указаны выше.

Вследствие недостаточного числа термодинамических взаимосвязей параметров рабочего тела, находящегося в цилиндре двухтактного двигателя в период газообмена, до настоящего времени нет точных аналитических зависимостей для определения коэффициентов ϕ , η_i , γ , η_s и η_v , поэтому их находят экспериментально. Расчет коэффициента η_v возможен, если коэффициент γ определен.

На процесс газообмена в поршневой части комбинированного двухтактного двигателя в большей степени, чем в обычном двухтактном двигателе, влияют конструкция и размеры впускных и выпускных систем, начальные

параметры состояния газов в цилиндре, в выпускной системе и непосредственно перед газовой турбиной и другие факторы. Схема газообмена, связанная с ней величина отношения S/D , форма днища поршня и другие конструктивные элементы, как и в любом двухтактном двигателе, оказывают большое влияние на качество газообмена.

Петлевые схемы газообмена

Поперечные, эксцентричные и другие петлевые схемы характеризуются поворотом (петлей) основного потока воздуха при его движении внутри цилиндра. Во многих петлевых схемах петля образуется движением потока по контуру цилиндра, поэтому такие схемы иногда называют контурными.

Основные преимущества петлевых схем газообмена — сравнительная простота конструкции двигателя, отсутствие клапанов и привода к ним, удобство осуществления реверса. Для петлевых схем в большей мере, чем для прямоточных, характерно наличие непродуваемых зон в цилиндре. Кроме того, при петлевых схемах затруднена организация воздушных потоков, необходимых для эффективного смесеобразования.

В двухтактных двигателях наиболее старых типов, а также в некоторых современных двигателях применяют поперечную петлевую схему газообмена, характеризуемую параллельным расположением впускных и выпускных окон (рис. 38, а).

Характер потока в цилиндре двигателя с поперечной петлевой схемой газообмена в значительной мере зависит от степени открытия окон, формы днища поршня, а также от наклона осей окон к оси цилиндра.

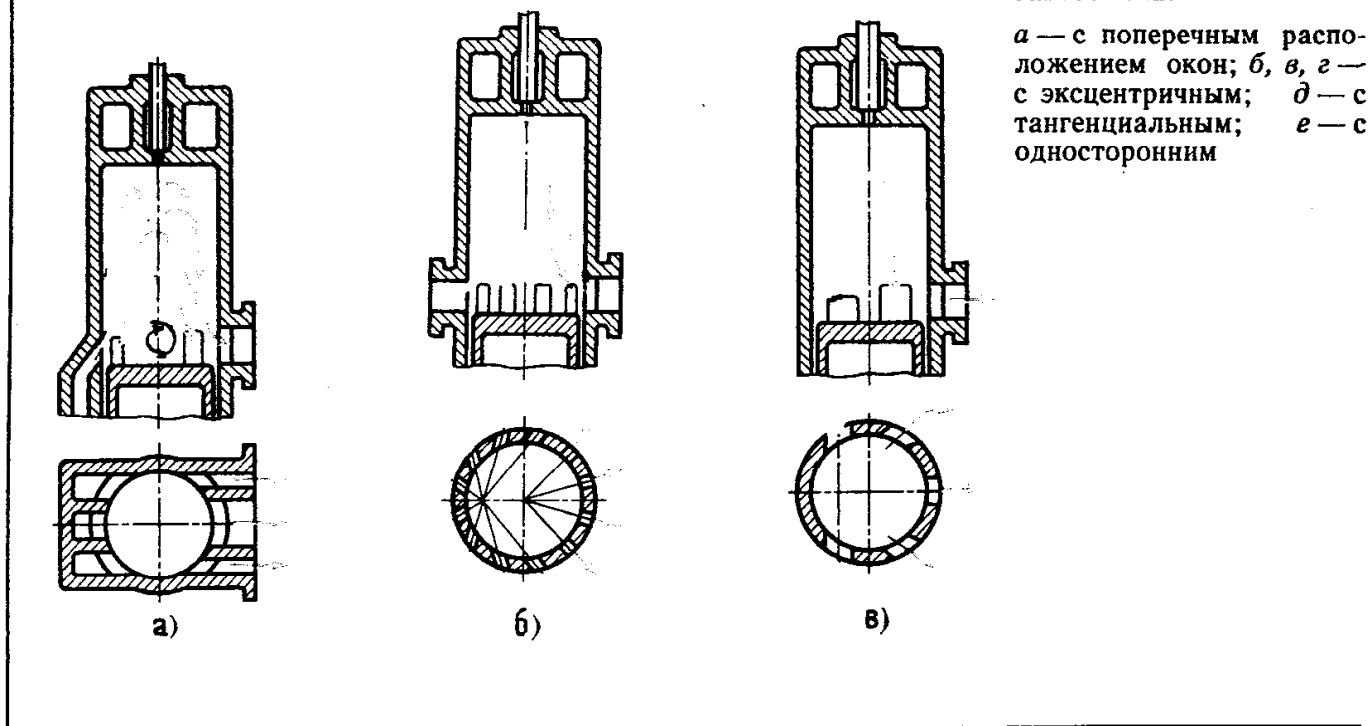
В начале открытия впускных окон потоки поступающего в цилиндр воздуха интенсивно движутся к головке (крышке) цилиндра вдоль его стенки, на которой и расположены впускные окна. По мере движения поршня к н. м. т. поток воздуха отклоняется от стенки и направляется к противоположной стороне цилиндра. Позади основного потока образуется вихревой поток, движущийся против часовой стрелки, если считать, что впускные окна расположены слева. При дальнейшем движении поршня основной поток изменяет направление в сторону выпускных окон. Когда поршень достигает н. м. т., образуется почти «плоский» поток, так как перетекание воздуха от впускных окон к выпускным происходит по наиболее короткому пути. При движении поршня к в. м. т. основным остается этот поток, имеющий форму дуги, степень выгнутости которой меняется; под указанным потоком происходит вращательное движение газов.

Если воздух начинает поступать в цилиндр лишь после того, как поршень открыл окна на значительную величину (30—40% их длины), то воздух не будет двигаться вдоль стенки цилиндра, а сразу же устремится под

Схемы газообмена двухтактных двигателей делят на петлевые и прямоточные.

Впускные и выпускные окна двигателей с петлевой схемой газообмена открывает и закрывает поршень.

Рис. 38. Петлевые схемы газообмена:



a — с поперечным расположением окон; *б, в, г* — с эксцентричным; *д* — с тангенциальным; *е* — с односторонним

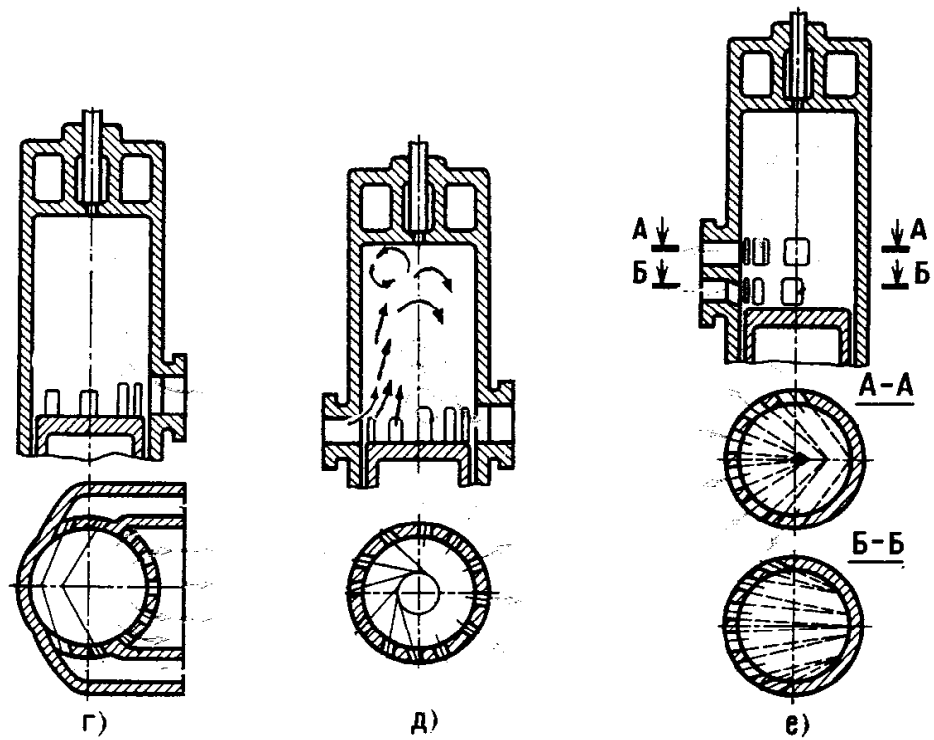
большим углом к оси каналов (окон) и далее очень быстро отклонится к поршню, образуя «плоский» поток в первой же стадии процесса продувки.

Угол и высота подъема потока сравнительно мало зависят от того, под каким углом к оси цилиндра расположены оси впускных окон. Угол наклона влияет главным образом на степень выгнутости потока, под которым образуется вращающийся вихрь.

Проходное сечение впускных окон должно быть таким, чтобы поперечное сечение потока воздуха, направленного внутри цилиндра к головке цилиндров, приближалось к 50% площади поперечного сечения цилиндра.

При выборе угла наклона осей окон конструктор сталкивается с двумя противоречивыми требованиями. С одной стороны, для получения устойчивости направления потока вдоль стенки по направлению к головке цилиндра надо стремиться к увеличению наклона осей впускных окон. С другой стороны, с увеличением наклона осей каналов уменьшается их эффективное проходное сечение, вследствие чего необходимо увеличение доли «потерянного» хода. Кроме того, при этом возрастает застойная зона над поршнем, что приводит к ухудшению очистки цилиндра.

При соответствующем расположении окон можно значительно улучшить качество процесса очистки и смесеобразования. В частности, можно указать конструкции, предложенные Н. А. Гостинцевым, Ф. П. Федоровым и др., с эксцентричным расположением впускных окон (рис. 38, б и в). При таком расположении окон направление потоков продувочного воздуха в одной половине цилиндра эксцентрично, что создает взаимный подпор



Наилучшее качество очистки цилиндра двигателя с петлевой схемой газообмена обеспечивает эксцентричное расположение окон.

струй воздуха, способствующий движению воздуха к головке цилиндра и улучшению очистки.

Процесс при очистке — наполнении цилиндра — в данном случае можно представить себе приблизительно следующим. Струи воздуха, поступающие в цилиндр через впускные окна, движутся к его центру и, встретившись на некотором расстоянии от поршня благодаря наклону осей окон к оси цилиндра, движутся к головке цилиндра, а затем, описывая петлю и очищая периферию цилиндра, достигают выпускных окон. По мере движения поршня к н. м. т. при определенном открытии окон нарушается равновесие потоков воздуха. К головке цилиндра продолжает двигаться по прежней траектории только часть воздушного потока, способствующая вытеснению и перемещению продуктов сгорания. Другая часть потока воздуха отклоняется к днищу поршня, частично перемешиваясь с продуктами сгорания и вытесняя их; эта часть потока воздуха выходит в выпускные окна, в результате чего в той или иной степени очищается средняя зона цилиндра.

Подобный характер процесса наблюдается и при движении поршня к в. м. т. Как показывают опыты, проведенные в ЦНИДИ (Центральный научно-исследовательский дизельный институт) с моделями двигателей, имеющих петлевую эксцентричную схему газообмена, в конце продувки потоки воздуха в средней части цилиндра движутся под значительным углом к оси цилиндров, что способствует хорошему смесеобразованию. Такая же или несколько видоизмененная схема газообмена применена на двигателях фирм Зульцер, Фербенкс-Морзе, Фиат и др.

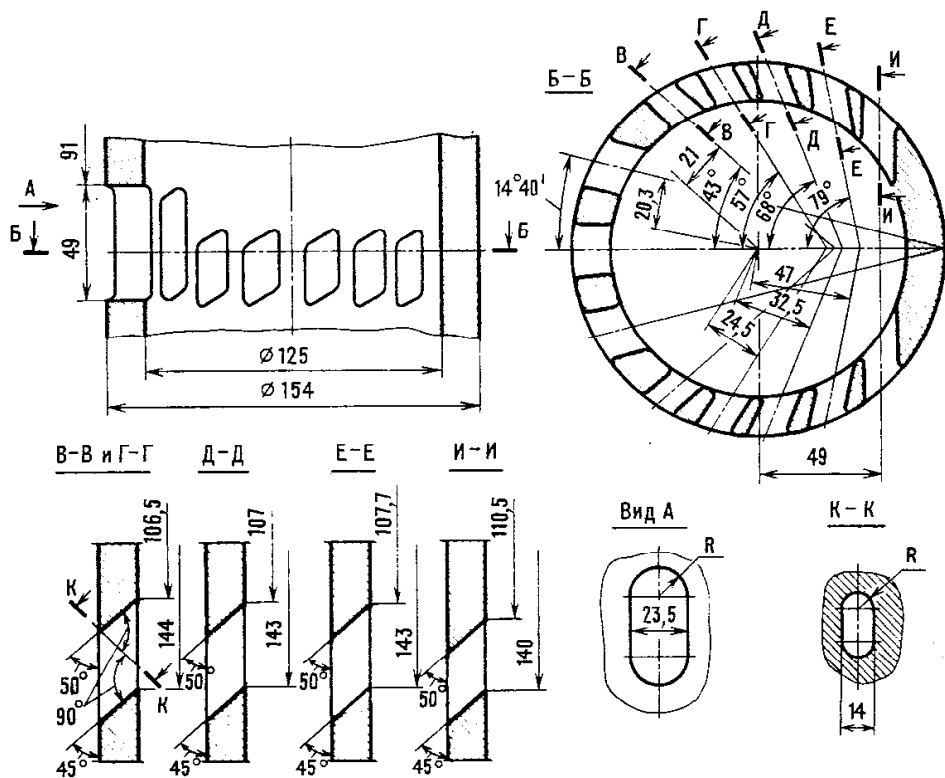


Рис. 39. Гильза с эксцентричным расположением впускных окон

В последние годы довольно широко применяются транспортные двигатели, имеющие схему газообмена Листа-Шнюрле (рис. 38, з) которая отличается другим расположением впускных окон (также на одной стороне цилиндра). Впускные органы на схеме располагаются (рис. 39) двумя группами по обе стороны от выпускных и имеют осевой наклон. Воздух, поступающий в цилиндр, прижимается к стенке, противоположной той, на которой расположены выпускные органы. Поднимаясь вверх по стенке, воздух вытесняет выпускные газы, затем он опускается вдоль противоположной стенки и направляется к выпускным окнам. При такой организации движения газов и воздуха уменьшается их перемешивание и улучшается качество газообмена. Это подтверждают результаты экспериментального исследования двухтактных двигателей с петлевой схемой газообмена.

В конструкции, показанной на рис. 38, д, предусмотрена возможность образования закрученного потока воздуха в цилиндре для улучшения смесеобразования. Из схем с эксцентричным расположением окон (рис. 38 и 39) лучшей является схема, показанная на рис. 39, несмотря на несколько большую длину впускных окон.

В двигателях МАН впускные и выпускные окна расположены на одной стороне и занимают большую часть окружности цилиндра (рис. 38, е), что увеличивает проходное сечение органов газораспределения. Впуск и выпуск происходят с одной стороны, что вместе с соответствующим расположением окон по окружности и их осевым наклоном обуславливает достаточно хорошее об-

!

Впускные и выпускные окна современных двигателей с петлевой схемой газообмена расположены в поперечном сечении цилиндра зеркально симметрично.

теkanie воздухом внутреннего пространства цилиндра и его очистку.

Установка золотников на выпуске для увеличения заряда в последние годы почти не применяется.

Прямоточные схемы газообмена

В комбинированных двигателях транспортного типа повышенной удельной мощности, имеющих малые габаритные размеры и массу, большее распространение получают прямоточные схемы газообмена. В цилиндре двигателя с прямоточной схемой остаются сравнительно небольшие непродутые зоны и непродуваемые мешки, что обуславливает относительно низкий коэффициент остаточных газов. За исключением отдельных случаев, двигатели с подобной схемой газообмена характеризуются несимметричной диаграммой газораспределения, обеспечивающей в той или иной степени разделение процессов очистки и наполнения.

Прямоточные схемы газообмена могут быть разделены на следующие:

клапанно-щелевые схемы;

схемы газообмена двигателей с двумя поршнями в одном цилиндре;

прямоточные схемы в двигателях с золотниковым распределением;

схемы газообмена двигателей с цилиндрами, расположенными параллельно (или под углом), и общей камерой сгорания.

Клапанно-щелевая схема газообмена, в которой выпуск продуктов сгорания осуществляется через окна, а воздух или смесь подается через расположенные в головке цилиндра клапаны, не применяется вследствие присущих ей крупных недостатков.

Из клапанно-щелевых схем единственно рациональной следует признать схему с выпуском продуктов сгорания через клапаны в крышке цилиндра и впуском воздуха через окна (рис. 40 а и б). Идея такой схемы впервые была предложена русскими инженерами в 1906—1907 гг. Данная схема характеризуется сравнительно хорошими условиями работы поршня, омываемого воздухом во время процесса наполнения-продувки, чем выгодно отличается от других прямоточных схем, например от предыдущей, а также и от петлевых схем.

Рассматриваемая схема имеет ряд других преимуществ. В частности, зависимости площадей открытия впускных и выпускных органов от угла поворота коленчатого вала благоприятны: в конце процесса наполнения имеется значительное избыточное время-сечение впускных органов по сравнению с время-сечением выпускных, характеризующее в большей степени зарядку цилиндра. Охлаждение головки цилиндра с размещенными в ней выпускными клапанами выполнить проще, чем охлаждение перемычек выпускных окон в двигателях с впуском через клапаны и выпуском через окна.

Главный поток продувочного воздуха в цилиндре двигателя пересекает один раз (в одной зоне) любую плоскость, перпендикулярную его оси.

Рис. 40. Прямоточные
схемы газообмена двух-
тактных двигателей

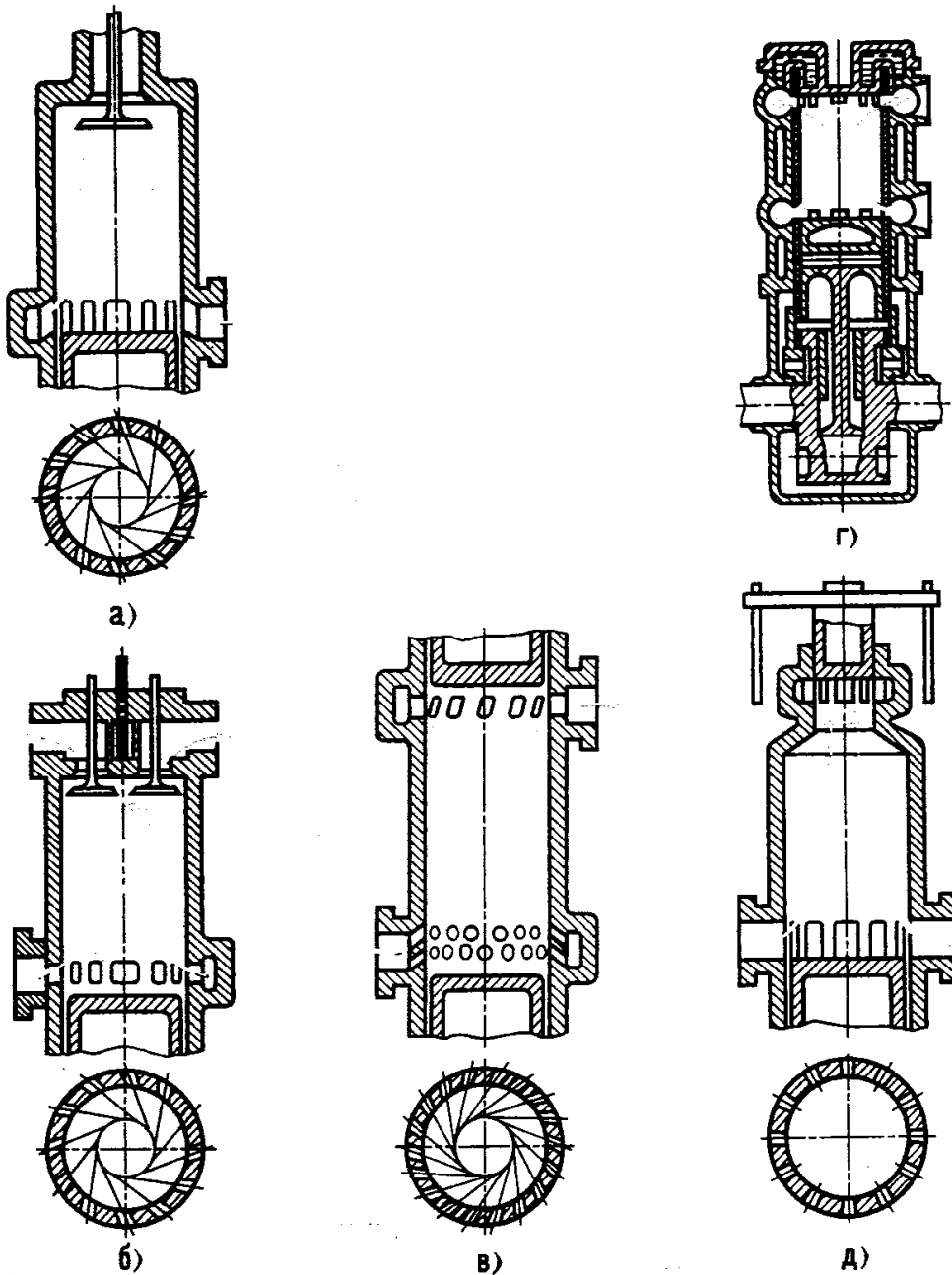


Схема газообмена двигателей с двумя поршнями в одном цилиндре (рис. 40, *в*), из которых один управляет впуском, а другой — выпуском, отличается, как правило, высоким качеством процессов очистки-наполнения и сме-сеобразования. Последнее является следствием расположения продувочных и выпускных окон по концам цилиндра и формы впускных органов, обуславливающих спиральное движение потоков воздуха в цилиндре. При этом время-сечения впускных и выпускных органов получают достаточными.

Для улучшения очистки и наполнения здесь использованы динамические явления при движении газов. Схема позволяет осуществить несимметричную диаграмму газораспределения, дающую возможность получить фазу дозарядки. С этой целью кривошипы поршней, расположенных в одном цилиндре, смещают на угол, превышающий 180° на $10-20^\circ$. Двигатели с рассматриваемой

Впускные окна двигателей с прямоточной схемой обычно располагают тангенциально, вследствие чего в цилиндре образуется вращательное движение заряда, необходимое для хорошей очистки цилиндра и сме-сеобразования.

схемой газообмена применяют в промышленных и транспортных установках.

К преимуществам двигателей с данной схемой газообмена следует отнести также возможность получения повышенной мощности при умеренных габаритных размерах. Кроме того, для таких двигателей характерны отсутствие клапанов и крышек цилиндров и уменьшенная теплоотдача в воду и масло.

К основным недостаткам двигателей с рассматриваемой схемой газообмена относится сложность создания надежной конструкции поршня, управляющего выпуском, и остова двигателя.

Золотниковое газораспределение в четырехтактных двигателях применяют очень давно. Двухтактных двигателей с золотниковым распределением известно немного, хотя они имеют то преимущество перед четырехтактными, что один возвратно-поступательно движущийся золотник может обеспечить процессы как очистки, так и наполнения. Некоторые из схем (в частности, с гильзовым газораспределением) бесспорно могут быть признаны перспективными, несмотря на ряд трудностей в их осуществлении.

В двигателях с гильзовым газораспределением (рис. 40, з) гильза получает движение от кривошипно-шатунного механизма или кулачковой шайбы. При этом окна следует располагать так же, как и в двигателях с противоположно движущимися поршнями, т. е. по обоим концам цилиндра. Выпускные окна целесообразно открывать и закрывать при помощи только золотника, а впускные окна — как золотника, так и кромки поршня.

Двигатели с поршневыми (золотниковыми) клапанами (рис. 40, д), используемыми обычно в качестве выпускных органов, имеют много общего в характере процессов наполнения-очистки с двигателями, имеющими два поршня в цилиндре. В рассматриваемой схеме продувочный воздух поступает через окна, расположенные по всей окружности цилиндра. Выпускными окнами, размещенными в верхней части цилиндра меньшего диаметра, управляют поршневым клапаном. Привод клапана чаще всего осуществляют от коленчатого вала при помощи дополнительного кривошипа или эксцентриков. Данная конструкция так же, как и предыдущие, позволяет осуществить дозарядку.

Процессы, происходящие в цилиндре при газообмене

Явления, возникающие при газообмене в комбинированных двухтактных двигателях, исключительно сложны. На характер газообмена непосредственно влияют процессы, происходящие в смежных системах — впускной и особенно в выпускной, а также в газовой турбине.

В большей степени это влияние заметно в двигателях с импульсной системой наддува.

Неустановившееся движение газов оказывает наибольшее влияние в период свободного выпуска именно в комбинированных двигателях, отличающихся повышенным давлением в цилиндре в начале выпуска. В этот период движение газов в выпускных органах и в выпускной системе характеризуется наибольшими скоростями и их изменением, а также наибольшими изменениями давления и температуры. Таким образом, на параметры газообмена в значительной степени влияют ускоренно движущиеся массы газов и волновые явления в выпускной системе.

Констатируя значительное влияние на газообмен смежных с цилиндром систем, в том числе и газовой турбины, следует считать особенно важным определение параметров процессов, происходящих в выпускных органах, в выпускной системе и, в частности, перед газовой турбиной.

В начале открытия выпускных органов внезапно изменяется давление, в результате чего возникают неустановившиеся процессы различного характера. Процесс течения газов, устремляющихся в выпускную систему, связан с интенсивным снижением давления в цилиндре до значительного разрежения вследствие влияния ускоренных масс газов. Образующееся в цилиндре двухтактных быстроходных двигателей разрежение, достигающее при некоторых условиях 30—40 кПа, зависит от многих факторов, в том числе от давления в начале выпуска, конструкции выпускной системы, а также от времени и скорости открытия и закрытия выпускных органов.

В период открытия впускных органов, обычно после н. м. т., давление в цилиндре повышается, а затем может снова несколько понизиться. В дальнейшем возникающие изменения давления — волны — имеют значительно меньшие амплитуды, а иногда исчезают почти совсем.

Влияние ускоренных масс газов на их скорость и расход выражается в том, что в начале открытия выпускных органов расход газов не достигает тех значений, которые определяются перепадом давлений и проходными сечениями органов газораспределения, а впоследствии превышает эти значения. При дальнейшем открытии проходного сечения, наоборот, влияние столба газов выражается в увеличении скорости в проходном сечении, которая превышает скорость установившегося потока. Одновременно в цилиндре возникают колебания другого характера. Местное изменение давления около выпускных органов при их открытии распространяется по длине цилиндра со скоростью, равной скорости звука или превышающей ее.

До настоящего времени еще не выяснен вопрос о степени влияния изменения состояния газа у выпускных органов на изменение его параметров внутри цилиндра, хотя это влияние бесспорно имеется. Выяснить влияние указанного фактора до известной степени затрудняет

Чем больше длина выпускного трубопровода, тем больше в начале открытия выпускного клапана (или окна) различие между действительной скоростью газа и скоростью в квазистационарном представлении.

градиент давлений, образующийся вследствие наличия определенной скорости течения газов внутри цилиндра. Для цилиндров с большим отношением S/D и с выпускными окнами, расположенными по всей окружности цилиндра, влияние рассматриваемого фактора более значительно.

Возникающая после открытия выпускных органов волна давления отражается, достигнув головки цилиндра или днища поршня (в зависимости от схемы газообмена). Эти колебания влияют на поле давлений внутри цилиндра. Наинизшая из возможных частот свободных колебаний так высока, что указанные волны практически не влияют на процесс. Это положение справедливо для большей части двигателей. Наибольшая длина полного пути волны примерно равна двойному расстоянию от днища поршня до головки цилиндра.

Таким образом, ощутимой разности давлений вследствие влияния волн давления в цилиндре, по-видимому, можно не опасаться, так как колебания распространяются не от всего днища поршня или головки цилиндра, а от части их поверхности (соответствующей месту возникновения импульса), значительно меньшей всей поверхности поршня или головки.

Характер неустановившегося движения газов в начальный период свободного выпуска

Весьма актуальными следует считать исследования, имеющие целью установление зависимостей между параметрами процессов, происходящих в цилиндре, органах газораспределения и в смежных с ними выпускных системах, а также в лопаточных машинах. Этими исследованиями должны быть установлены действительный характер и соотношения параметров неустановившихся процессов движения газов, протекающих через органы газораспределения, патрубки и трубопроводы.

Газодинамические явления, возникающие в процессе свободного выпуска рабочего тела в выпускных органах и в смежных с ними системах комбинированного двигателя, исключительно сложны вследствие явно выраженного пространственного неустановившегося характера движения газов. Кроме того, за время процесса свободного выпуска изменяются параметры рабочего тела в цилиндре и проходные сечения органов газораспределения, повышается давление на выпуске, усиливается влияние ускоренных масс газов и возникают волновые явления.

Решение вопроса о характере образования и распространения импульса давления в выпускном трубопроводе комбинированного двигателя имеет исключительно важное значение. Это объясняется тем, что величина импульса давления и сопутствующее движение газовой среды, которое возникает при перемещении импульса по трубопроводу, особенно в двухтактном двигателе, в значительной степени определяют качество процесса очистки и наполнения цилиндра, а также величину располагаемой энергии перед турбиной.

Ввиду сложности характера движения газов около выпускных органов двухтактных двигателей при создании расчетных зависимостей нельзя получить полноценные с инженерной точки зрения решения без введения некоторых допущений. Поэтому весьма важно выбрать удачную концепцию, которая отражала бы действительные явления и в то же время позволила получить уравнения для определения рациональных конструктивных параметров. Основной в этой концепции должна быть правильная и достаточно обоснованная замена пространственного движения рабочего тела около выпускных органов более простым неустановившимся движением, решение уравнений которого может быть найдено.

Очевидно, подобную замену следует проводить конкретно для каждой схемы газообмена, так как конструктивное выполнение органов газообмена и выпускной системы двигателя однозначно определяет характер неустановившегося движения рабочего тела.

Двухтактные двигатели характеризуются наличием выпускных органов в виде окон или клапанов, конфигурация которых иногда приближается к конфигурации насадков, имеющих сложное очертание. В надкритической области истечения в органах газораспределения следует ожидать возникновения скачков уплотнения как прямых, так и косых. Особое внимание необходимо уделять влиянию геометрических параметров выпускной системы на образование указанных скачков уплотнения.

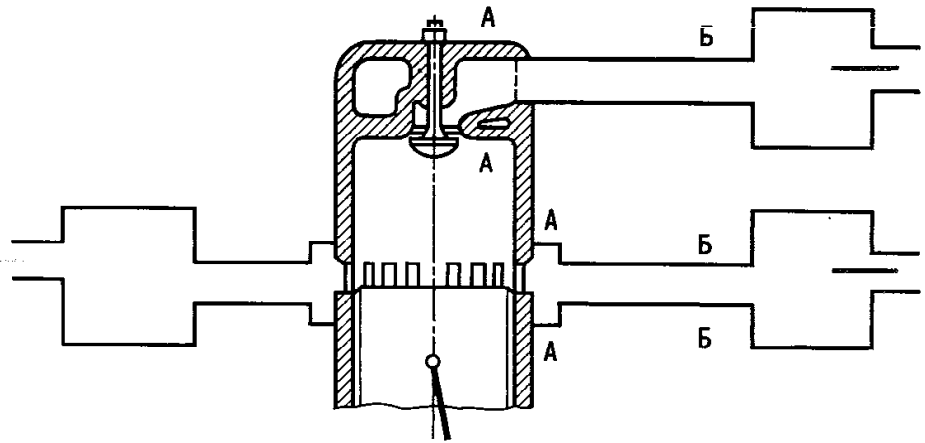
Вследствие возникающего импульса газов, вытекающих в начале выпуска в выпускной патрубок, давление в нем (в пространстве, смежном с выпускными органами цилиндра) повышается. Выпускные газы вытекают из цилиндра в виде компактной массы с повышенным давлением, которое распространяется вдоль трубопровода. Эта масса сталкивается с массами газов, находящихся в трубопроводе. Анализ кривых давления газов в выпускной системе, полученных опытным путем, показывает, что фронт давления движется от цилиндра с высокой скоростью. Передние части волны давления распространяются со сверхзвуковой скоростью, воздействуя при этом на крутизну волнового фронта, которая изменяется с продвижением волны по длине трубопровода.

До настоящего времени вопрос об образовании скачков уплотнения при выпуске является дискуссионным. Некоторые исследователи отрицают возможность получения сверхзвуковых скоростей истечения, а значит и образования скачков уплотнения. Однако это не исключает образования при определенных условиях в выпускных трубопроводах скачков уплотнения, связанных с распространением по трубопроводу волн сжатия.

После достижения крайнего сечения *ББ* (рис. 41), граничащего с газовой турбиной, волна отражается с уменьшенной амплитудой, имеющей обычно обратный знак. Отраженная волна движется непрерывно в обратном направлении, и ее амплитуды складываются с амплитудой

Независимо от характера течения газов из цилиндра в клапанной щели (или окне) и в смежной области выпускного патрубка течение газа в выпускном трубопроводе по своему характеру приближается к одномерному.

Рис. 41. Схема цилиндра и смежных с ним систем (тонкие линии относятся к петлевой схеме газообмена)



литудами волны, движущейся также непрерывно в прямом направлении. При достижении отраженной волной крайнего сечения AA , граничащего с выпускным патрубком (от сечения AA начинается движение первоначальной волны), она вновь отражается. В патрубок же «проходят» волны с измененной амплитудой и влияют на давление как в самом патрубке, так и в цилиндре. Аналогичные блуждающие волны возникают и во впускной системе.

Едва ли не наибольшее влияние на процесс очистки и наполнения цилиндра оказывают колебания, связанные с ускорением газов. В этом случае величина разрежения зависит также от отношения площади сечений органов газораспределения к площади поперечного сечения цилиндра и частично от скорости открытия окон. В случае преобладающего влияния распространения и отражения волн давлений в трубопроводе величина разрежения зависит и от других факторов, весьма существенным из которых является конфигурация выпускного трубопровода. При большом объеме выпускного патрубка и плавном переходе его в трубопровод давление в патрубке при течении выпускных газов повышается мало, в особенности, если сечение выпускного трубопровода значительно.

§ 6. Определение параметров газа в период газообмена

Исходные уравнения

Определение параметров газа во время газообмена в быстроходном двигателе (в особенности двухтактном) в общем виде представляет большие трудности. В расчетах следует пользоваться дифференциальными уравнениями движения, уравнениями неразрывности и состояния.

Если упростить задачу и обратиться к одномерному потоку, не учитывая теплообмен, влияние трения и массовых сил, то можно написать

$$\left. \begin{aligned} \omega \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial \omega}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \omega \frac{\partial \rho}{\partial x} &= -\rho \frac{\partial \omega}{\partial x}; \\ \rho &= C\rho^k, \end{aligned} \right\} \quad (146)$$

С уменьшением объема выпускного патрубка увеличивается влияние ускоренных масс газов на процесс в цилиндре.

где w — скорость газа; x — координата, характеризующая положение движущейся частицы газа; t — время; p — давление; ρ — плотность газа.

Уравнения одномерного потока использованы некоторыми исследователями при установлении зависимостей, касающихся процессов в цилиндре, в выпускной и впускной системах. Наиболее актуальным является установление влияния ускоренных масс газа при процессе выпуска.

Уравнение движения можно переписать в виде

$$w \frac{\partial w}{\partial x} dx + \frac{\partial w}{\partial t} dx = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx.$$

Интегрируя вдоль линии тока и считая $\partial w / \partial t$ не зависящим от координаты x , получим

$$\frac{w^2}{2} + l_b \frac{\partial w}{\partial t} = - \int_p^{p_p} v dp, \quad (147)$$

где w — скорость газа в крайнем сечении, например в сечении BB ; l_b — в простейшем случае длина трубопровода; v — удельный объем; p — текущее давление в цилиндре.

Использование уравнения (147) представляет большие трудности. Как известно, производные от скорости и давления по времени в уравнении стационарного потока равны нулю. Таким образом, уравнение (147) принимает вид

$$\frac{w^2}{2} = - \int_p^{p_p} v dp.$$

Отсюда при адиабатическом процессе расширения (для подкритической области истечения)

$$w = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p v \left[1 - \left(\frac{p_p}{p} \right)^{(k-1)/k} \right]}.$$

Экспериментальные и теоретические исследования показывают, что расчетные уравнения при относительно небольшой длине трубопровода могут быть построены на основании уравнения (147). Применение уравнений установившегося движения допустимо в первом приближении при условии построения расчета, учитывающего все основные фазы процесса, и при введении в расчетные формулы коэффициентов, полученных экспериментально.

Принимая процесс расширения газа при истечении из области с давлением p в области с давлением p_p адиабатическим и используя термодинамические зависимости, получим известное уравнение секундного расхода газа, являющееся исходным для вывода расчетных соотношений:

$$G = \frac{\mu f w}{v_p} = \mu f \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_p}{p} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_p}{p} \right)^{(k+1)/k} \right]} \sqrt{\frac{p}{v}}, \quad (148)$$

Расчет основных фаз процесса и определение размеров проходных сечений клапанов (или окон) проводится по уравнениям стационарного течения.

где μ — коэффициент расхода; f — площадь сечения органов газораспределения; v и v_p — удельные объемы газа, соответствующие давлениям p и p_p .

Расчет сгорания в двигателе

При расчете обычно предполагают, что в двухтактных двигателях характер процесса следующий. В конце такта расширения открываются выпускные органы и продукты сгорания устремляются с переменной по времени критической скоростью в выпускной трубопровод.

После уменьшения соотношения давлений в цилиндре и в выпускном патрубке до значения ниже критического скорость газов снижается более интенсивно. После открытия впускных органов продувочный воздух начинает поступать в цилиндр. На рис. 42, а показаны типичные диаграммы площадей открытия органов газораспределения двухтактных двигателей с петлевой схемой газообмена. Предварение выпуска определяется началом открытия выпускных (точка А) и впускных (точка С) органов. Процесс свободного выпуска заканчивается позже (точка G). Органы газораспределения закрываются в точке E.

Давление p_n в цилиндре в начале открытия впускных окон обычно больше давления p_k (рис. 42, б), поэтому примем, что начало процесса продувки-наполнения (конец процесса свободного выпуска) совпадает со снижением давления в цилиндре до p_c (точка G). Давление p_c близко к давлению в цилиндре во время второй части продувки, когда изменение давления во времени относительно невелико и процесс по характеру часто приближается к установившемуся движению. Одновременно укажем, что нередко давление p_c близко по своему значению к давлению начала сжатия p_a (для прямоточных схем точка B).

Распределение перепадов давления между впускными ($p_k - p_c$) и выпускными ($p_c - p_p$) органами близко к распределению перепадов давления в случае продувки двигателя в холодном состоянии при неподвижном кривошипно-шатунном механизме, когда измерение давления упрощается.

В современных быстроходных комбинированных двухтактных двигателях с прямоточными клапанно-щелевыми схемами газообмена период, соответствующий фазе дополнительной зарядки, нередко отсутствует. Исходным при выводе расчетных уравнений обычно является выражение секундного расхода газа

$$G = \mu f \psi \sqrt{p/v},$$

где ψ — функция, зависящая в общем случае от отношения давлений p_p/p , а для процесса впуска — от p/p_k .

В надкритической области истечения ψ имеет максимальное значение и не зависит от отношений давлений, так как

$$\psi = \psi_{\max} = [2/(k+1)]^{1/(k-1)} \sqrt{2k/(k+1)}.$$

Расчетные формулы получают, допуская, что при процессе продувки — принудительного выпуска давления p_k в ресивере, p_c в цилиндре и p_p в выпускном трубопроводе постоянные.

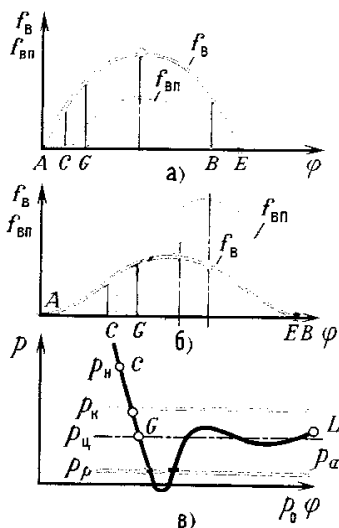


Рис. 42. Зависимость площади открытия органов газораспределения $f_{вп}$ и $f_{в}$ двухтактных двигателей и давления p в цилиндре от угла поворота коленчатого вала:

а — при петлевой схеме газообмена; б — при клапанно-щелевой; в — диаграмма давления

При $k = 1,3$ функция $\psi_{\max} = 0,6673$.

Критическое давление

$$p_{кр} = [(k+1)/2]^{k/(k-1)} p_p. \quad (149)$$

В подкритической области для выпускных органов

$$\psi_{кр} = \sqrt{2k/(k-1) [(p_p/p)^{2/k} - (p_p/p)^{(k+1)/k}]},$$

для впускных органов

$$\psi_{вп} = \sqrt{\frac{2k}{(k-1)} [(p/p_{кр})^{2/k} - (p/p_{кр})^{(k+1)/k}]}$$

Температура в цилиндре в исследуемой фазе процесса обычно колеблется в пределах $500-1200^\circ\text{C}$, что соответствует показателю адиабаты $k = 1,32 \div 1,29$.

За бесконечно малый элемент времени dt количество газа, вытекающего из цилиндра,

$$dG_B = \mu f_B \psi \sqrt{p/v} dt,$$

где f_B — площадь проходного сечения выпускных органов.

Массу вытекающих продуктов сгорания можно выразить как разность начальной массы G_0 газа в цилиндре и оставшейся их массы G после истечения за время t в с (за начальный может быть принят любой момент времени, от которого и ведут отсчет):

$$G_B = G_0 - G,$$

откуда

$$dG_B = -dG = -d(V/v),$$

где V — объем цилиндра в данный момент.

Таким образом:

$$-d(V/v) = \mu f_B \psi \sqrt{p/v} dt.$$

Предполагая, что процесс расширения в цилиндре при открытых органах газораспределения следует закону политропы с показателем m , можно выразить удельный объем v через давление p и начальные параметры состояния по уравнению

$$pv^m = p_0 v_0^m,$$

откуда

$$v = (p_0 v_0^m / p)^{1/m} = (p_0 / p)^{1/m} v_0$$

и далее

$$p/v = (p/v_0) (p/p_0)^{1/m} = (p_0/v_0) (p/p_0)^{1+1/m}.$$

Подставив полученные выражения для p/v и v в исходное уравнение, получим

$$\mu f_B \psi \sqrt{p_0/v_0} (p/p_0)^{1/2+1/2m} dt = -(1/v_0) d[(p/p_0)^{1/m} V].$$

Свободный выпуск можно представить как процесс истечения из цилиндра переменного объема при изменяющихся давлении в цилиндре и площади сечения выпускных клапанов (или окон).

После дифференцирования и умножения обеих частей уравнения на $(v_0/V) (p_0/p)^{1/m}$ получим следующее равенство:

$$(\mu f_b \psi / V) \sqrt{p_0 v_0} (p/p_0)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} dt = -(1/m) [1/(p/p_0)] d(p/p_0) - dV/V.$$

После решения уравнения относительно $\frac{f_b dt}{V}$ и интегрирования оно примет вид

$$\int \frac{f_b dt}{V} = -\frac{1}{m\mu \sqrt{p_0 v_0}} \int \frac{(p/p_0)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}}}{\psi} d\left(\frac{p}{p_0}\right) - \frac{1}{\mu \sqrt{p_0 v_0}} \times \int \frac{1}{\psi (p/p_0)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}}} \frac{dV}{V}. \quad (150)$$

Интегрирование можно распространить на любой период времени, соответствующий свободному выпуску и характеризующийся конечным давлением p_x и объемом V_x .

Если рассматривать процесс в надкритической области истечения, то первый интеграл правой части равенства после замены начальных параметров p_0 и v_0 соответственно на p_b и v_b и интегрирования (при $\psi = \psi_{\max} = \text{const}$) примет вид

$$A = \frac{1}{V} \int_{t_b}^{t_x} f_b dt = -\frac{1}{\mu m \psi_{\max} \sqrt{p_b v_b}} \int_1^{p_x/p_b} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} \times \times d\left(\frac{p}{p_b}\right) = \frac{2}{\mu(m-1)\psi_{\max} \sqrt{p_b v_b}} \left[\left(\frac{p_b}{p_x}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} - 1 \right]. \quad (151)$$

Как показали подсчеты, особой погрешности в результатах не будет, если в приведенных соотношениях считать объем цилиндра постоянным и равным среднему арифметическому его крайних значений:

$$V_{\text{ср}} = (V_b + V_x)/2.$$

Очистка цилиндра от продуктов сгорания происходит по двум законам истечения в соответствии с наличием надкритической и подкритической областей. Рассматривая период времени, включающий обе стадии выпуска, равенство (150) можно переписать, разделив первый интеграл в правой части на два и подставив соответствующие пределы интегрирования, а вместо p_0 и v_0 — начальные параметры фаз процесса p_b и v_b , $p_{\text{кр}}$ и $v_{\text{кр}}$. Второй интеграл правой части исследуемого равенства не делим на два, так как подстановка ψ_{\max} вместо ψ в подкритической области существенно не влияет на конечный результат; тогда

$$\frac{1}{V} \int_{t_b}^{t_x} f_b dt = -\frac{1}{\mu m \psi_{\max} \sqrt{p_b v_b}} \int_1^{p_{\text{кр}}/p_b} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_b}\right) -$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{1}{\mu m \sqrt{p_{кр} v_{кр}}} \int_1^{p_x/p_{кр}} \frac{1}{\psi} \left(\frac{p}{p_{кр}} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left(\frac{p}{p_{кр}} \right) - \\
& - \frac{1}{\mu \psi_{\max} \sqrt{p_b v_b}} \int_{V_b}^{V_x} \frac{1}{(p/p_b)^{(m-1)/2m}} \frac{dV}{V} = A' + A'' + A'''. \quad (152)
\end{aligned}$$

Для полного процесса выпуска до начала продувки необходимо заменить верхние пределы интегрирования t_x , $p_x/p_{кр}$ и V_x соответственно на $t_{п}$, $p_{ц}/p_{кр}$ и $V_{п}$, где индекс «п» соответствует началу продувки.

Для определения время-сечения первой фазы процесса, соответствующей надкритическому периоду, проинтегрируем в указанных пределах выражение, входящее в первое слагаемое формулы (152), и получим

$$\begin{aligned}
& \int_1^{p_{кр}/p_b} \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left(\frac{p}{p_b} \right) = \int_1^{p_{кр}/p_b} \frac{1}{1/2m - 1/2} \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} = \\
& = - \frac{2m}{m-1} \left[\left(\frac{p_{кр}}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} - 1 \right] = \\
& = - \frac{2m}{m-1} \left[\left(\frac{p_b}{p_p} \frac{p_p}{p_{кр}} \right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} - 1 \right].
\end{aligned}$$

После подстановки формулы (149) получим

$$\begin{aligned}
& \int_1^{p_{кр}/p_b} \left(\frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left(\frac{p}{p_b} \right) = - \frac{2m}{(m-1)} \left\{ \left(\frac{p_b}{p_p} \right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} \times \right. \\
& \times \left. \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{(k-1)} \left(\frac{1}{2m} - \frac{1}{2} \right)} - 1 \right\}.
\end{aligned}$$

Таким образом, первое из слагаемых правой части равенства (152) можно написать в виде

$$\begin{aligned}
A' = & \frac{2}{\mu (m-1) \psi_{\max} \sqrt{p_b v_b}} \left\{ \left(\frac{p_b}{p_p} \right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} \times \right. \\
& \times \left. \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{(k-1)} \left(\frac{1}{2m} - \frac{1}{2} \right)} - 1 \right\}.
\end{aligned}$$

При $p_x = p_{ц} > p_{кр}$ последнее выражение принимает вид формулы (151).

Второе слагаемое A'' относится к подкритической фазе процесса выпуска; интегрирование проводят в пределах от 1 до $p_x/p_{кр}$. Это слагаемое можно преобразовать таким образом, чтобы подынтегральное выражение было функцией p_p/p , так как ψ является функцией отношения этих давлений

$$p/p_{кр} = (p/p_p)(p_p/p_{кр}); \quad (153)$$

тогда

$$d\left(\frac{p}{p_{кр}}\right) = d\left(\frac{p}{p_p} \frac{p_p}{p_{кр}}\right) = d\left[\left(\frac{p_p}{p}\right)^{-1} \frac{p_p}{p_{кр}}\right] = -\left(\frac{p_p}{p}\right)^{-2} \times \\ \times \frac{p_p}{p_{кр}} d\left(\frac{p_p}{p}\right). \quad (154)$$

Если обе части равенства (153) возвести в степень $1/(2m) - 3/2$ и умножить на $1/\psi$ и на уравнение (154), то получим подынтегральное выражение вида

$$\frac{1}{\psi} \left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_{кр}}\right) - \frac{1}{\psi} \left(\frac{p_p}{p_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \left(\frac{p_p}{p}\right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d\left(\frac{p_p}{p}\right).$$

Следовательно, интеграл, входящий в слагаемое A'' , можно представить в виде

$$\int_{p_p/p_{кр}}^{p_p/p_x} \frac{1}{\psi} \left(\frac{p_p}{p_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \left(\frac{p_p}{p}\right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d\left(\frac{p_p}{p}\right) = \\ = -\left(\frac{p_p}{p_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \int_{p_p/p_{кр}}^{p_p/p_x} \frac{1}{\psi} \left(\frac{p_p}{p}\right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d\left(\frac{p_p}{p}\right) = \\ = -\left(\frac{p_p}{p_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} Z.$$

Интеграл Z не может быть взят в замкнутой форме. Обычно интегрирование ведут графическим способом или разложением в ряд. С достаточной степенью точности (рис. 43) этот интеграл может быть выражен (при $m = k = 1,3$) в виде

$$Z = 2,24p/p_x - 1,212. \quad (155)$$

Второе слагаемое правой части равенства (152) можно переписать в виде

$$A'' = \frac{1}{\mu m \sqrt{p_{кр} v_{кр}}} \left(\frac{p_p}{p_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} Z = \frac{1}{\mu m \sqrt{RT_{кр}}} \left(\frac{p_{кр}}{p}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} Z = \\ = \frac{1}{\mu m \sqrt{RT_{кр}}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}\right) Z.$$

Ввиду того, что процесс истечения соответствует политропе, температуру $T_{кр}$ можно связать с температурой начала выпуска T_b соотношением

$$T_{кр} = T_b \left(\frac{p_{кр}}{p_b}\right)^{(m-1)/m} = T_b \frac{\left[p_p \left(\frac{k+1}{2}\right)^{k/(k-1)}\right]^{(m-1)/m}}{p_b^{(m-1)/m}} = \\ = T_b \left(\frac{p_p}{p_b}\right)^{(m-1)/m} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{[k/(k-1)](m-1)/m}.$$

Таким образом, после подстановки выражения $T_{кр}$ в уравнение для A'' и значения газовой постоянной R для

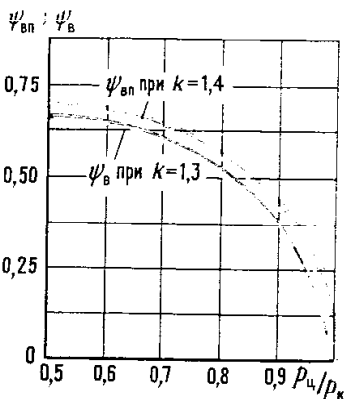


Рис. 43. Зависимости $\psi_{вп}$ и $\psi_{в}$ соответственно от $p_{п}/p_{к}$ и $p_p/p_{п}$ и зависимость интеграла Z от p_p/p_x

воздуха [287,4 Дж/(кг·К)] получим

$$A'' = \frac{0,059}{\mu m \sqrt{T_b}} \left(\frac{p_b}{p_p} \right)^{(m-1)/(2m)} Z. \quad (156)$$

Слагаемое A''' в равенстве (152) учитывает изменение объема цилиндра за период свободного выпуска. Влияние изменения объема цилиндра не особенно значительно, и некоторые авторы при расчете газообмена им пренебрегают. Мы считаем, что его следует учитывать особенно для комбинированных двигателей, имеющих относительно широкие фазы газораспределения и большой угол поворота вала, соответствующий периоду свободного выпуска. Однако нет особой необходимости в точном учете влияния изменения объема цилиндра: ошибка в 10—20% и даже более при подсчете данного слагаемого влияет незначительно на общий результат (время-сечение свободного выпуска).

Входящий в рассматриваемое слагаемое интеграл может быть вычислен приближенно. При $m=1 \div 1,5$ и $p_b/p=1 \div 5$ величина $1/(p/p_b)^{(m-1)/(2m)} \approx 1 \div 1,3$, поэтому без особой погрешности ее можно считать постоянной и равной 1,15. Сравнение результатов расчета по предлагаемому способу с результатами расчетов, основанных на более точном вычислении данного слагаемого, не дает заметных расхождений. Таким образом, выражение для третьего слагаемого можно написать в виде

$$A''' = - \frac{1,15}{\mu \psi_{\max} \sqrt{p_b v_b}} \ln \frac{V_x}{V_b}. \quad (157)$$

Суммируя слагаемые A' и A''' , после использования характеристического уравнения и преобразований получаем следующую формулу для время-сечения органов газораспределения при процессе в надкритической области:

$$A_0 = (A' + A''') V = \frac{2V}{\mu \psi_{\max} \sqrt{p_b v_b}} \left[\frac{(p_b/p_x)^{(m-1)/(2m)} - 1}{m-1} - 0,57 \ln \frac{V_x}{V_b} \right] = \frac{0,118V}{\mu \psi_{\max} \sqrt{T_b}} \left[\frac{(p_b/p_x)^{(m-1)/(2m)} - 1}{m-1} - 0,57 \ln \frac{V_x}{V_b} \right].$$

После суммирования A' , A'' и A''' и проведения преобразований получим формулу для определения время-сечения свободного выпуска при наличии надкритической и подкритической областей:

$$A_0 = \int_{t_b}^{t_x} f_b dt = \frac{0,118V}{\mu \sqrt{T_b}} \left\{ \left[\left(\frac{p_b}{p_p} \right)^{(m-1)/(2m)} \times \left(\frac{k+1}{2} \right)^{[k/(k-1)](1-m)/m} \right] \frac{1}{(m-1)\psi_{\max}} + \frac{0,5}{m} \left(\frac{p_b}{p_p} \right)^{(m-1)/(2m)} Z - \frac{0,57}{\psi_{\max}} \ln \frac{V_x}{V_b} \right\}. \quad (158)$$

В быстроходных двигателях процесс предварения выпуска обычно заканчивается при сверхкритическом отношении давлений.

Для периода предварения выпуска при отсутствии подкритической области предыдущая формула может быть написана в виде

$$A_0 = \int_{t_b}^{t_n} f_b dt = \frac{0,118V}{\mu\psi_{\max} \sqrt{T_b}} \left[\frac{(p_b/p_n)^{(m-1)/(2m)} - 1}{m-1} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]. \quad (159)$$

При подстановке $m = k = 1,3$, $p_x = p_{ц}$ и $V_x = V$ последние формулы можно представить в другом виде. Выведенные выше соотношения справедливы для любого положения поршня. В этом случае p_x — давление в цилиндре при заданном положении поршня во время его движения к н. м. т.; то же относится и к объему цилиндра V_x . Следовательно, формулы соответственно для подкритической и надкритической областей можно написать в виде

$$p_x = \frac{0,102 p_p}{\left(\frac{\mu \sqrt{T_b}}{V} \int f_n dt + 0,59 + 0,1 \ln \frac{V_x}{V_b} \right) \left(\frac{p_p}{p_b} \right)^{0,115} - 0,496}; \quad (160)$$

$$p_x = \frac{p_b}{\left(\frac{\mu \sqrt{T_b}}{0,59V} \int f_b dt + 0,17 \ln(V_x/V_b) + 1 \right)^{1/0,115}}, \quad (161)$$

где $V = (V_b + V_x)/2$.

Температуру подсчитывают по уравнению политропного расширения. Во время свободного выпуска температура

$$T_x = (p_x/p_b)^{(m-1)/m} T_b.$$

Количество газов $G_{в0}$, вытекающих из цилиндра за период выпуска до начала продувки, наиболее просто определить как разность масс газа в цилиндре в начале и в конце периода свободного выпуска, т. е.

$$G_{в0} = p_b V_b / (RT_b) - p_{ц} V_{п} / (RT_{п}).$$

Определение изменения давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала

Давление и температура в цилиндре изменяются во времени под действием поступающего в цилиндр воздуха и вытекающей из него смеси продуктов сгорания и воздуха, а также вследствие изменения объема цилиндра. Изменение параметров непосредственно связано с изменением во времени площадей открытия органов газораспределения. Большое влияние оказывают также теплообмен с окружающей средой и динамические явления, возникающие при течении воздуха и газов через цилиндр и смежные с ним системы.

Уравнения, основанные на законах установившегося движения, могут быть использованы для расчета процессов в цилиндре и смежных системах лишь при условии знания коэффициентов расхода, которые приобретают, по существу, значение поправочных коэффициентов, а уравнения в этом случае становятся полуэмпирическими.

За исходное положение при выводе расчетных соотношений принята разность масс поступающего в цилиндр за время dt количества воздуха $dG_{вп}$ и вытекающих за то же время продуктов сгорания $dG_{в}$; эти величины определяют изменение массы газа в цилиндре.

Весь процесс, начиная с фазы предварения выпуска, делят по времени на участки. Для каждого участка времени Δt применяют соотношения установившегося движения в форме, позволяющей находить давление и температуру в конце участка при известных давлении и температуре в начале участка. В результате определяют кривые изменения давления и температуры в цилиндре по времени, коэффициент избытка продувочного воздуха, баланс газов, а также параметры начала сжатия p_a и T_a .

Для процесса свободного выпуска давление в конце каждого промежутка времени можно определять по формулам (160) и (161). Температуру подсчитывают по уравнению политропного расширения.

Концом периода свободного выпуска в двухтактных двигателях целесообразно считать момент, когда давление в цилиндре снизится до давления p_p в выпускной системе, а в четырехтактных двигателях — до давления при положении поршня у н. м. т.

За время dt количество вытекающего газа

$$dG_{в} = \mu \frac{\psi_{в} p}{\sqrt{RT}} f_{в} dt.$$

Считая давление и температуру в цилиндре, а также величину $\psi_{в}$ в пределах отрезка времени Δt постоянными и равными средним значениям, получим

$$\Delta G_{в0} = \mu \frac{\psi_{в} p}{\sqrt{RT}} \int_{\Delta t} f_{в} dt.$$

Полное количество вытекающего газа при числе участков, равном i ,

$$G_0 = \sum_1^i \Delta G_{в0} = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_p V_{п}}{RT_{п}},$$

где $V_{п}$ и $T_{п}$ — соответственно объем газов и их температура в цилиндре в конце периода свободного выпуска.

При выводе соотношений для процесса продувки — принудительного выпуска — напишем выражение для изменения массы газа в цилиндре за время dt применительно к рассматриваемому периоду:

$$dG = dG_{вп} - dG_{в} = \mu_{вп} \frac{\psi_{вп} p_k}{\sqrt{RT_k}} f_{вп} dt - \mu_{в} \frac{\psi_{в} p}{\sqrt{RT}} f_{в} dt. \quad (162)$$

В излагаемом методе расчета приняты исходные уравнения сохранения энергии, массы, а также уравнение состояния.

Интегрируя выражение (162) в пределах от t_1 до t_2 (где t_1 — начало участка, а t_2 — его конец) и считая давление и температуру в данном промежутке времени постоянными, получаем следующее приближенное соотношение:

$$\Delta G = \Delta G_{\text{вп}} - \Delta G_{\text{в}} = \mu_{\text{вп}} \frac{\psi_{\text{вп}} p_{\text{к}}}{\sqrt{RT_{\text{к}}}} \int_{t_1}^{t_2} f_{\text{вп}} dt - \mu_{\text{в}} \frac{\psi_{\text{в}} p}{\sqrt{RT}} \int_{t_1}^{t_2} f_{\text{в}} dt. \quad (163)$$

Изменение массы газа в цилиндре можно также определить по формуле

$$\Delta G = \frac{p_2 V_2}{RT_2} - \frac{p_1 V_1}{RT_1}.$$

Подставив это выражение в уравнение (163), после преобразований получим

$$p_2 = p_1 \frac{V_1 T_2}{V_2 T_1} - \frac{RT_2}{V_2} (\Delta G_{\text{вп}} - \Delta G_{\text{в}}) = p_1 \frac{V_1}{V_2} \frac{T_2}{T_1} + \frac{RT_2}{V_2} \times \\ \times \left(\mu_{\text{вп}} \frac{\psi_{\text{вп}} p_{\text{к}}}{\sqrt{RT_{\text{к}}}} \int_{t_1}^{t_2} f_{\text{вп}} dt - \mu_{\text{в}} \frac{\psi_{\text{в}} p}{\sqrt{RT}} \int_{t_1}^{t_2} f_{\text{в}} dt \right), \quad (164)$$

где $p = (p_1 + p_2)/2$; $T = (T_1 + T_2)/2$.

Температура газов в цилиндре зависит от количества продуктов сгорания и их температуры, а также от теплообмена поступающего воздуха со стенками цилиндра.

Вопрос теплопередачи через стенки требует специального исследования, так как точно не известны ни температура стенок, ни характер движения воздуха в цилиндре. Целесообразно в данном случае принять закон изменения температуры во время продувки подчиняющимся уравнению

$$T = (T_1 - T_2) / \ln(T_1/T_2).$$

Если исходить из условий полного перемешивания продуктов сгорания и воздуха в количестве $\Delta G_{\text{вп}}$ (не учитывая при этом теплопередачу и разность теплоемкостей), то в первом приближении

$$T_2 = \frac{\Delta G_{\text{вп}} T_{\text{к}} + \frac{pV}{RT} T_1}{\Delta G_{\text{вп}} + \frac{pV}{RT}}. \quad (165)$$

Полученные уравнения (164) и (165) с двумя неизвестными p_2 и T_2 решают одним из методов приближенных вычислений.

Определим также массу поступившего в цилиндр воздуха за весь процесс продувки-наполнения:

$$G_{\text{к}} = \sum_1^i \frac{\mu_{\text{вп}} \psi_{\text{вп}} p_{\text{к}}}{\sqrt{RT_{\text{к}}}} \int f_{\text{вп}} dt = \sum \Delta G_{\text{вп}}$$

При расчетах процессов газообмена в цилиндре двигателей с петлевой схемой газообмена используют гипотезу о равномерном перемешивании продуктов сгорания с продувочным воздухом.

и массу продуктов сгорания и воздуха, вытекающих за тот же период через выпускные органы:

$$G_{\text{в}} = \sum_1^i \frac{\mu_{\text{в}} \psi_{\text{в}} p}{\sqrt{RT}} \int f_{\text{в}} dt = \sum \Delta G_{\text{в}}.$$

Таким образом, можно определить коэффициент избытка продувочного воздуха:

$$\varphi_0 = \sum \Delta G_{\text{вн}} / (\rho_0 V_{\text{н}}),$$

где ρ_0 — плотность воздуха, отнесенная к условиям окружающей среды.

По уравнению массового баланса можно проверить правильность выбранных значений $\mu_{\text{вн}}$ и $\mu_{\text{в}}$:

$$G_{\text{в}} + G_{\text{в0}} = G_{\text{вн}} + g_{\text{т.ц}},$$

где $g_{\text{т.ц}}$ — масса впрыснутого в цилиндр топлива.

Применение рассмотренного метода позволяет приближенно учитывать влияние изменения площади открытия органов газораспределения по времени на параметры процесса во время продувки. Имеется возможность проверить точность расчетов, подсчитав баланс газов и коэффициент избытка продувочного воздуха, а также определить p_a и T_a . Полученные уравнения следует применять лишь в том случае, когда известны значения $\mu_{\text{вн}}$ и $\mu_{\text{в}}$, подсчитанные с применением приведенных выше уравнений.

Расчет неустановившегося процесса

При расчете процесса газообмена целесообразно из совокупности явлений выделить факторы, оказывающие преобладающее влияние на качество очистки и наполнения. Приведем расчет процесса с учетом явлений неустановившегося движения. Выведенные уравнения справедливы в первом приближении для двигателей, характеризующихся малой длиной выпускного трубопровода и повышенным перепадом давлений между продувочным ресивером и выпускной системой.

В современных быстроходных двигателях время, соответствующее рабочему процессу и, в частности, процессам выпуска и наполнения цилиндра, в результате повышения частоты вращения вала уменьшается. В известной степени с этим связана необходимость увеличения перепадов давлений между впускной и выпускной системой в двухтактных двигателях. При этом вопросы качества очистки цилиндра и степени разбавленности воздуха продуктами сгорания не являются основными, так как количество остаточных газов сравнительно незначительно. Опытами установлено, что отношение $p_{\text{к}}/p_{\text{р}} = 1,3 \div 1,4$ и более обуславливает хорошую очистку цилиндра для диапазона частоты вращения 1000—2000 об/мин при $p_{\text{к}} = 0,15 \div 0,2$ МПа для всех распространенных в настоящее время схем газообмена. Следова-

тельно, основной задачей является обеспечение высокого давления в цилиндре в конце периода, соответствующего смене рабочего тела (обычно в начале сжатия). В рассматриваемом случае давление начала сжатия p_a уже определяет в значительной степени величину заряда для прямоточных схем.

Таким образом, установление условий и метода получения зависимости изменения давлений в цилиндре по времени, а также способа определения количества воздуха и продуктов сгорания, протекающих через газораспределительные органы, является весьма актуальным. Одновременно следует подчеркнуть большую трудность решения данной задачи вследствие того, что рассматриваемые процессы происходят при повышенных перепадах давлений и больших скоростях, обуславливающих неприменимость волновых уравнений, справедливых для волн малых амплитуд. Кроме того, необходимо принимать во внимание влияние на процесс всех составляющих элементов, образующих тракт движения воздуха и газов: впускной трубопровод — впускной ресивер — впускные органы — цилиндр — выпускные органы — выпускной патрубок — выпускной трубопровод.

Уравнения следует составлять для групп однотипных двигателей, имеющих, например, одинаковую схему газораспределения, одинаковую форму и расположение выпускных и впускных органов и т. п. Весьма важно установить, какой вид динамических явлений для двигателя данной конструкции и выпускной системы является основным. Значительное влияние оказывают параметры газообмена, форма и размеры смежных с цилиндром систем, а также размеры цилиндра, система газораспределения и другие факторы.

При решении задачи наиболее правильно рассматривать весь комплекс систем в совокупности. В связи с большой сложностью вопроса обычно выделяют основные явления, влияющие на процесс и относящиеся в большей степени к тому или иному из упомянутых выше элементов системы.

Учитывая сказанное и основываясь на предыдущих исследованиях, можно утверждать, что при построении расчета указанных систем для быстроходных двухтактных двигателей одним из основных факторов следует считать влияние ускоренных масс газов как в смежных с цилиндром системах, так, отчасти, и в самом цилиндре. Ускоряющиеся в выпускных и впускных органах «столбы» газов представляют собой инертные массы, для которых цилиндр является как бы «задерживающей силой». Вытекающие из цилиндра массы газов (а также втекающие) обуславливают возникновение объемных колебаний в цилиндре, давление и температура в котором для данного случая практически постоянны во всех точках.

Процесс очистки и наполнения цилиндра происходит при переменных давлениях по времени и пространству в цилиндре, патрубках и трубопроводах, а также при пе-

Расчет нестационарного потока в трубопроводах двигателя выполняют в одномерной постановке.

ременных сечениях органов газораспределения. Ввиду исключительной сложности вопроса применим приближенный метод исследования. Для этого используем уравнение движения в одномерном потоке:

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} dx + \frac{\partial w_x}{\partial t} dx = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx.$$

Применительно к упрощенной схеме газоздушного тракта при постоянном сечении канала, интегрируя вдоль линии тока и считая величину $\partial w/\partial t$ не зависящей от координаты x тракта, получаем

$$\frac{w_x^2 - w_{x0}^2}{2} + x \frac{\partial w_x}{\partial t} = - \int_{p_{x0}}^{p_x} v dp, \quad (166)$$

где w_x и w_{x0} — скорости газов соответственно в рассматриваемом и начальном сечениях; p_x и p_{x0} — давления в соответствующих сечениях.

Правую часть уравнения можно обозначить через $w_0^2/2$, где w_0 — скорость установившегося движения, соответствующая перепаду давлений p_x/p_{x0} при скорости w_{x0} в начале канала, равной нулю.

Учитывая принятые обозначения и относя рассматриваемое сечение к концу канала, предыдущее уравнение можно переписать в виде

$$\frac{w_l^2 - w_{x0}^2}{2} + l \frac{dw_l}{dt} = \frac{w_0^2}{2}; \quad (167)$$

допуская, что $w_{x0} = 0$, получим

$$2l = \frac{dw_l}{w_0^2 - w_l^2} = dt.$$

Интегрируя в пределах от 0 до t и считая w_0 в пределах выбранного участка времени t постоянным, получим

$$w_2 = w_0 \frac{(w_1 + w_0) e^{w_0 t/l} + (w_1 - w_0)}{(w_1 + w_0) e^{w_0 t/l} - (w_1 - w_0)}$$

или

$$w_2 = w_0 \frac{(w_1/w_0 + 1) e^{w_0 t/l} + (w_1/w_0 - 1)}{(w_1/w_0 + 1) e^{w_0 t/l} - (w_1/w_0 - 1)}, \quad (168)$$

где w_1 — скорость в конце канала в начале рассматриваемого периода времени t (индекс l опускаем); w_2 — то же, но в конце периода времени t .

При перепадах давлений в области ниже критических отношений давлений p_{x0}/p_l (где p_l — давление в конце канала) скорость

$$w_0 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_{x0} \left[1 - \left(\frac{p_l}{p_{x0}} \right)^{(k-1)/k} \right]};$$

при перепадах давлений выше критических скорость

$$w_0 = \sqrt{k RT_{x0} \left(\frac{p_l}{p_{x0}} \right)^{(k-1)/k}}. \quad (169)$$

Расчет нестационарного потока в коротких трубопроводах построен на допущении, что локальное ускорение и плотность газа не изменяются по длине трубопровода.

Выведем расчетные соотношения применительно к процессу течения газов через впускные и выпускные органы.

Рассмотрим впускную систему. Учитывая неодинаковость проходных сечений органов газораспределения и трубопроводов, заменим трубопровод, имеющий сечение f_k , трубопроводом с сечением f_n , равным сечению впускных органов (эквивалентным в отношении влияния на процесс). Излагаемый метод определения длины такого трубопровода справедлив и для трубопроводов с переменным по длине поперечным сечением.

В приближенном исследовании условимся считать справедливым уравнение неразрывности в виде

$$w_k f_k \rho_k = w_n f_n \rho_n,$$

где w_k и ρ_k — соответственно скорость и плотность воздуха в трубопроводе; w_n и ρ_n — соответственно скорость и плотность воздуха в цилиндре на выходе из впускных органов.

Дифференцируя последнее выражение по t , получим

$$\frac{\partial w_k}{\partial t} f_k \rho_k + \frac{\partial \rho_k}{\partial t} w_k f_k = \frac{\partial w_n}{\partial t} f_n \rho_n + \frac{\partial f_n}{\partial t} w_n \rho_n + \frac{\partial \rho_n}{\partial t} w_n f_n.$$

Последние члены левой и правой частей уравнений отличаются незначительно. Неустановившееся движение проявляется главным образом в первой половине процесса наполнения, когда изменение площади сечения впускных и выпускных органов относительно невелико. Основываясь на высказанном положении, последнее уравнение можно переписать в виде

$$\frac{\partial w_k}{\partial t} f_k \rho_k = \frac{\partial w_n}{\partial t} \rho_n f_n.$$

После преобразований и интегрирования этого выражения вдоль линии тока при длине подводющего трубопровода l_k получим

$$\int_0^{l_k} \frac{\partial w_k}{\partial t} dx = \frac{\partial w_n}{\partial t} \frac{\rho_n}{\rho_k} \int_0^{l_k} \frac{f_n}{f_k} dx.$$

При этом было сделано допущение, что плотность ρ_k постоянна по длине трубопровода. Следовательно, в расчет необходимо ввести соответствующие поправочные (опытные) коэффициенты.

Интегрирование уравнения движения применительно к впускной системе дает

$$\frac{w_n^2}{2} + \frac{dw_n}{dt} \frac{\rho_n}{\rho_k} \int_0^{l_k} \frac{f_n}{f_k} dx = - \int_{p_k}^p v dp, \quad (170)$$

где p — давление в цилиндре.

Сравнивая уравнения (167) и (170), видим, что величина l в уравнении (167) эквивалентна

$$l_n = \frac{\rho_n}{\rho_k} \int_0^{l_k} \frac{f_n}{f_k} dx.$$

Для комбинированного двухтактного двигателя наиболее актуальным является исследование влияния ускоренных масс газов при процессе свободного выпуска (рис. 44). Повторяя рассуждения, аналогичные сделанным для случая короткого выпускного трубопровода, получаем уравнение

$$\frac{w_B^2}{2} + \frac{dw_B}{dt} \frac{\rho_B}{\rho_P} \int_0^{l_P} \frac{f_B}{f_P} dx = - \int_p^{P_P} v dp, \quad (171)$$

где ρ_B — плотность газов при выходе из выпускных органов; ρ_P — плотность газов в выпускной системе; l_P — «активная» длина столба газа (трубопровода), соответствующая массе газов, влияющей на характер процесса в цилиндре; f_B — площадь сечения выпускных органов (эффективная); f_P — площадь поперечного сечения трубопровода.

Как и ранее, получим

$$\frac{w_B^2}{2} + \frac{dw_B}{dt} l_B = - \int_p^{P_P} v dp, \quad (172)$$

$$\text{где } l_B = \frac{\rho_P}{\rho_B} \int_0^{l_P} \frac{f_B}{f_P} dx. \quad (173)$$

При небольших перепадах давлений, как это нередко наблюдается в практике (и весьма приближенно для значительных перепадов), можно принять $\rho_P \approx \rho_B = \text{const}$; тогда

$$l_B = \int_0^{l_P} \frac{f_B}{f_P} dx. \quad (174)$$

Величину l_P можно определить только экспериментально.

В левой части уравнения (172) кроме слагаемого $w_B^2/2$, написанного для выходного сечения органов газораспределения, имеется слагаемое, пропорциональное производной от скорости истечения по времени. Коэффициент пропорциональности зависит от отношения сечений органов газораспределения и трубопровода.

Правую часть уравнения можно обозначить через $w_0^2/2$, где w_0 — скорость установившегося движения, соответствующая перепаду давления p/P_P . Грубо приближенно $l_P = l_B$. С учетом принятого обозначения уравнение (172) можно переписать в виде

$$l_B \frac{dw_B}{dt} = \frac{w_0^2 - w_B^2}{2}$$

или

$$2l_B \frac{dw_B}{w_0^2 - w_B^2} = dt. \quad (175)$$

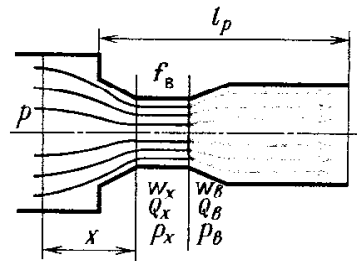


Рис. 44. Схема движения газов при выпуске

Интегрируя в пределах 0 до t и приписывая индексы 1 и 2 соответственно началу и концу промежутка времени t , получим

$$w_{B2} = \frac{(w_{B1} + w_0) e^{w_0 t / l_B} + (w_{B1} - w_0)}{(w_{B1} + w_0) e^{w_0 t / l_B} - (w_{B1} - w_0)}. \quad (176)$$

При известной скорости определяем давление в цилиндре, для чего воспользуемся уравнением адиабатного изменения состояния:

$$\frac{dp}{p} = k \frac{dG}{G}, \quad (177)$$

где G — масса газа в цилиндре в рассматриваемый момент времени.

Используя характеристическое уравнение, преобразуем предыдущее выражение следующим образом:

$$dp = k \frac{RT}{V} dG. \quad (178)$$

Изменение массы газа в цилиндре за время dt можно приближенно выразить соотношением

$$dG = -\mu_B \rho_B f_B w_B dt = -\mu_B \frac{p_p}{RT_p} f_B w_B dt. \quad (179)$$

Подставляя полученное соотношение вместо dG в выражение для dp , получим

$$dp = -\mu_B \frac{k}{V} \frac{T}{T_p} p_p f_B w_B dt. \quad (180)$$

Подстановка в данное уравнение вместо величины w_B ее значения из уравнения (176) и интегрирование в пределах выбранного участка времени дает

$$p_2 - p_1 = -\mu_B \frac{k}{V} \frac{T}{T_p} p_p w_0 \int_0^t f_B \times \\ \times \frac{(w_{B1} + w_0) e^{w_0 t / l_B} + (w_{B1} - w_0)}{(w_{B1} + w_0) e^{w_0 t / l_B} - (w_{B1} - w_0)} dt. \quad (181)$$

Интегрирование проводим вдоль линии тока, поэтому для нахождения несложной расчетной формулы, выражающей зависимость между основными величинами, делаем допущение о постоянстве во времени скорости w_0 (перепада давлений) в рассматриваемом промежутке времени. Подсчет давлений связан с делением периода времени, в течение которого происходит процесс выпуска-наполнения цилиндра, на промежутки, соответствующие повороту коленчатого вала на 5—7°; в течение этого промежутка величину f_B можно считать постоянной.

Подстановка $e^{w_0 t / l_0}$ позволяет привести подынтегральное выражение к рациональной дроби. После интегрирования и подстановки пределов получим

$$p_2 - p_1 = -\mu_B \frac{k}{V} \frac{T}{T_p} p_p f_B l_B \times \\ \times \ln \frac{[(w_{B1}/w_0 + 1) e^{\omega_0 t/l_B} - (w_{B1}/w_0 - 1)]^2}{4e^{\omega_0 t/l_B}} \quad (182)$$

Учитывая приведенные выше выражения, нетрудно определить расход газа за время t :

$$G_B = (p_2 - p_1) \frac{V}{kRT} = -\mu_B \frac{p_p}{RT_p} f_B l_B \times \\ \times \ln \frac{[(w_{B1}/w_0 + 1) e^{\omega_0 t/l_B} - (w_{B1}/w_0 - 1)]^2}{4e^{\omega_0 t/l_B}}. \quad (183)$$

Применяя аналогичную методику, можно найти изменение давлений и расход газа во время продувки-наполнения.

Расчет процесса в выпускной системе при переменном давлении в трубопроводе

Для расчета параметров в выпускной системе комбинированного двигателя необходимо иметь данные о закономерностях изменения по времени: объема цилиндра, отношений площадей проходных сечений впускных и выпускных органов к площади поперечного сечения трубопровода и коэффициентов расхода органов газораспределения. Кроме того, необходимо учесть влияние газовой турбины.

Методы использования энергии выпускных газов, предложенные Рато и Бюхи, несколько различаются. Метод Рато связан с наличием перед турбиной ресивера относительно большого объема, обуславливающего «сглаживание» колебаний давления. В этом случае пульсация давления выпускных газов превращается в статическое давление перед турбиной. Метод Бюхи основан на использовании энергии импульсов выпускных газов в коротком выпускном трубопроводе. В многоцилиндровом двигателе эти импульсы должны распределяться таким образом, чтобы к колесу турбины подводилась большая часть их энергии без увеличения противодействия на выпуске, отрицательно влияющего на процесс двухтактного двигателя (при высоком давлении в выпускной системе).

В случае короткого выпускного трубопровода при расчете следует руководствоваться формулами (176) и (182), по которым могут быть определены скорости и давления. Определение давления в трубопроводе значительной длины при наличии больших амплитуд колебаний представляет собой отдельную задачу.

Исходные данные при расчете процесса газообмена в двухтактных двигателях

Давление $p_{ц}$ в цилиндре в начале принудительного выпуска и в течение наполнения и газообмена может быть установлено при помощи коэффициента, определя-

ющего долю потерянного перепада давлений в выпускных органах во время газообмена:

$$a = (p_{ц} - p_p) / (p_k - p_p).$$

Значение коэффициента a выбирают по экспериментальным данным. Как показывают исследования, величины a почти одинаковы для комбинированных и обычных двухтактных двигателей с приводным компрессором. Большой разброс значений a объясняется многочисленными факторами, влияющими на процесс газообмена. Одним из основных таких факторов является соотношение время-сечений впуска и выпуска.

Значения коэффициентов расхода μ выбирают на основании следующих опытных данных:

Схема газообмена	Коэффициенты расхода	
Петлевая	$\mu = 0,65 \div 0,75;$	$\mu_{вп} = 0,7 \div 0,75$
С противоположно движущимися поршнями .	$\mu = 0,65 \div 0,75;$	$\mu_{вп} = 0,7 \div 0,75$
Клапанно-щелевая . . .	$\mu = 0,6 \div 0,8;$	$\mu_{вп} = 0,7 \div 0,75$

Значения коэффициента φ_0 избытка продувочного воздуха зависят от типа и назначения двигателя, схемы газообмена и параметров процесса. Этот коэффициент при проектировании ориентировочно выбирают на основе опытных данных.

За выпускными органами двухтактных двигателей с выпуском в атмосферу давление $p_p = 0,105 \div 0,115$ МПа. В комбинированных двигателях давление p_p определяют, оценив отношение давлений p_k/p_p , которое равно 1,15—1,4.

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

§ 1. Общие положения

Процесс сжатия в действительном цикле двигателя внутреннего сгорания служит:

для расширения температурных пределов рабочего цикла;

для создания условий, необходимых для воспламенения и сгорания горючей смеси; эти условия обеспечивают эффективное преобразование теплоты в полезную работу.

В зависимости от того, какой принцип смесеобразования и воспламенения топлива применяется в данном двигателе, различны требования, предъявляемые к процессу сжатия.

В двигателях с внешним смесеобразованием и зажиганием от постороннего источника (от свечи зажигания), когда в цилиндре сжимается смесь воздуха с жидким карбюрированным или газообразным топливом, в процессе сжатия происходит дополнительное перемешивание смеси, что повышает однородность ее состава по всему объему. Это облегчает и ускоряет распространение пламени от места его возникновения, т. е. от искрового промежутка свечи, по всему пространству сгорания и улучшает использование кислорода воздуха. Особенно благоприятные условия в этом отношении создаются в том случае, когда к концу сжатия в цилиндре сохраняется турбулентное с достаточно высокими пульсационными скоростями движение сжатой рабочей смеси.

Для улучшения показателей работы следует стремиться к повышению степени сжатия. В то же время степень сжатия должна быть такова, чтобы температура и давление в конце сжатия не достигали таких значений, при которых могли бы возникнуть преждевременные вспышки или детонационное сгорание. Поэтому верхний предел степени сжатия зависит от свойств топлива, состава горючей смеси, условий теплоотдачи, конструкции камеры сгорания и т. п.

В двигателях, работающих с воспламенением топлива, распыленного в воздухе, нагретом до высокой температуры благодаря сжатию (дизели), также весьма желательно, чтобы к концу хода сжатия (к моменту впрыски-

вания топлива в цилиндр) в камере сгорания существовало движение турбулентного потока сжатого воздуха. Это облегчает распределение впрыскиваемого топлива в воздушном заряде и, следовательно, улучшает использование для сгорания имеющегося воздуха. Необходимо, однако, чтобы движение воздуха в камере сгорания было организовано в соответствии с ее формой и направлением факелов впрыскиваемого топлива.

Для работы дизелей необходимо, чтобы температура в конце сжатия была достаточна для воспламенения впрыснутого топлива. Этим требованием определяется минимальная степень сжатия, при которой двигатель может работать. Однако в действительности степень сжатия должна быть значительно выше по следующим причинам:

1) повышение температуры сокращает период между началом впрыска топлива и его воспламенением (период задержки воспламенения), что обеспечивает более мягкую работу двигателя, при которой сгорание происходит без резкого повышения давления;

2) значительно более высокая температура в конце сжатия при обычных условиях обуславливает возможность работы двигателя при низкой температуре всасываемого воздуха, а также надежный пуск холодного двигателя, когда при увеличенной потере теплоты в стенки температура заряда в конце сжатия сильно снижается.

Таким образом, степень сжатия зависит от условий эксплуатации двигателя и его конструктивных особенностей. Двигатели, работающие при низких температурах окружающей среды, двигатели с разделенными камерами сгорания и двигатели с малыми размерами цилиндров должны иметь более высокие степени сжатия.

Ориентировочные пределы степеней сжатия ϵ для двигателей различных типов следующие:

Карбюраторные двигатели	6,5—11,0
Газовые двигатели	6—10
Дизели без наддува	15—22
Дизели с наддувом	11—16

Допустимая степень сжатия ϵ карбюраторных двигателей определяется октановым числом бензина, и с улучшением его качества возрастает. Допустимые значения степени сжатия ϵ в зависимости от октанового числа бензина следующие:

Октано- вое число	66—72	73—76	77—80	81—90	91—100	Более 100
ϵ	5,5—6,5	6,6—7,0	7,1—7,5	7,6—8,5	8,6—9,5	До 12,5

При высоких степенях сжатия вследствие диссоциации углекислого газа образуется окись углерода, а по причине возрастания температуры в продуктах сгорания увеличивается количество окислов азота, т. е. повышается токсичность продуктов сгорания. Это относится как к двигателям с принудительным воспламенением, так и к дизелям.

Причина ограничения повышения степени сжатия в дизелях заключается в том, что ее увеличение вызывает повышение давления в конце сжатия и соответственно максимального давления сгорания. В результате большие нагрузки на кривошипно-шатунный механизм приводят к необходимости утяжеления его деталей и двигателя в целом. Кроме того, с повышением максимального давления на поршень увеличивается мощность, затрачиваемая на преодоление трения в двигателе. Особенно это относится к двигателям с наддувом, в которых степень сжатия выбирают минимальной, лишь бы она обеспечивала надежное воспламенение топлива.

Напомним, что при увеличении степени сжатия в области ее высоких значений ($\epsilon \geq 20$) использование теплоты улучшается весьма незначительно. Таким образом, применение особо высоких степеней сжатия оказывается нерациональным, за исключением тех случаев, когда двигатель предназначен для работы на топливе, отличающимся низкой воспламеняемостью (малым цетановым числом). Поэтому многотопливные двигатели выполняют с повышенными степенями сжатия.

§ 2. Теплообмен и тепловой баланс в процессе сжатия. Определение параметров рабочего тела в конце сжатия

В разные периоды процесса сжатия направление теплового потока различно. В начальный период после закрытия впускного клапана, продувочных или выпускных окон температура заряда, заполняющего цилиндр, ниже температуры поверхностей, окружающих сжимаемое рабочее тело (гильзы цилиндра, головки и днища поршня). Поэтому в первой части хода сжатия сжимаемое рабочее тело дополнительно нагревается от этих поверхностей. В этот период затрата внешней работы сопровождается получением теплоты от внешней среды, и, следовательно, показатель политропы сжатия n_1 больше показателя адиабаты k_1 . В процессе сжатия с повышением температуры рабочего тела уменьшается относительное количество теплоты, получаемое от стенок, поэтому показатель политропы непрерывно снижается. В тот момент, когда средние температуры сжимаемого газа и внутренних поверхностей камеры сгорания становятся равными, теплообмен прекращается, т. е. процесс сжатия в этот момент становится адиабатным ($n_1 = k_1$).

Дальнейшее повышение температуры сжимаемого газа изменяет направление теплового потока; начинается отдача теплоты от газа к поверхности камеры сгорания, причем показатель адиабаты становится больше показателя политропы сжатия ($n_1 < k_1$) и продолжает увеличиваться вследствие повышения температуры газа в цилиндре. Отдача теплоты во время этого периода определяется следующим:

изменением относительной поверхности охлаждения (т. е. поверхности, приходящейся на единицу массы

Действительный процесс сжатия отличается от такового в обратимых термодинамических циклах наличием утечек рабочего тела и изменением его состава в результате испарения и окисления топлива и масла, а также наличием теплообмена со стенками.

сжимаемого газа), постепенно уменьшающейся с приближением поршня к в. м. т.;

изменением состояния заряда;

зависимостью теплоемкости от температуры.

Таким образом, сжатие рабочего тела в действительном цикле представляет собой процесс с переменным показателем. На практике переменный показатель политропы заменяют некоторым средним показателем $n_1 = 1,32 \div 1,39$. Эти числа указывают на то, что за весь период сжатия в большинстве случаев происходит отдача некоторого количества теплоты. Однако общая отдача теплоты незначительна, и процесс сжатия в двигателях обычно очень близок к адиабатному. В двигателях с не охлаждаемыми горячими поршнями возможен и показатель $n_1 \geq 1,4$.

Основными факторами, влияющими на показатель политропы сжатия n_1 , являются интенсивность охлаждения цилиндра, его размеры, частота вращения коленчатого вала и интенсивность движения заряда. Влияние охлаждения цилиндра совершенно очевидно: при пониженных температурах стенок отвод теплоты от сжимаемого газа более интенсивен, что и определяет уменьшение показателя политропы. Поэтому, например, двигатели с жидкостным охлаждением характеризуются меньшими значениями n_1 , чем двигатели с воздушным охлаждением. В двигателях с малыми геометрическими размерами цилиндра и особенно в двигателях с разделенными камерами сгорания средний показатель политропы сжатия обычно несколько меньше, так как удельная поверхность охлаждения — поверхность камеры сгорания, приходящаяся на единицу массы сжимаемого газа, — относительно больше.

Утечки газа через неплотности поршневых колец и клапанов также влияют на показатель политропы сжатия, вызывая его снижение. Влияние частоты вращения коленчатого вала сказывается на суммарном количестве теплоты, которое передается стенкам во время сжатия. Общая продолжительность процесса обратно пропорциональна частоте вращения коленчатого вала, поэтому с увеличением частоты вращения средний показатель политропы сжатия возрастает. Влияние нагрузки на процесс сжатия в дизелях без наддува незначительно. Равным образом незначительна и зависимость показателя политропы сжатия от степени сжатия.

В двигателях с количественным регулированием, а также в дизелях с наддувом при изменении нагрузочного режима изменяется плотность заряда. Соответственно с повышением плотности заряда уменьшается удельная поверхность охлаждения, что, несмотря на увеличение коэффициента теплоотдачи, приводит к повышению показателя политропы сжатия при увеличении нагрузки и его снижению с уменьшением нагрузки.

Средний показатель политропы сжатия можно также получить, применяя метод Е. К. Мазинга, заключающийся

в составлении баланса теплоты в процессе сжатия. На основании первого принципа термодинамики

$$Q_{ac} = U_c - U_a + L_{ac}, \quad (184)$$

где Q_{ac} — теплота, отданная от стенок на участке ac цикла вследствие теплообмена со стенками; U_c и U_a — внутренняя энергия рабочего тела соответственно в точках c

(конец сжатия) и a (начало сжатия); $L_{ac} = \int_a^c p dV$ — работа политропного сжатия рабочего тела на участке ac цикла; $L_{ac} = [1/(n_1 - 1)](p_a V_a - p_c V_c)$

Количество сжимаемого рабочего тела составляет $M_{1ц}$ кмоль свежего заряда и M_r кмоль остаточных газов. В соответствии с этим уравнение (184) в развернутом виде может быть написано следующим образом:

$$g_{Т.ц} [(u_{c.c.з} M_1 + u_{c.п.c} M_r) - (u_{a.c.з} M_1 + u_{a.п.c} M_r)] + \frac{1}{n_1 - 1} (p_a V_a - p_c V_c) = \vartheta H_u g_{Т.ц},$$

где $u_{c.з}$ и $u_{п.с}$ — внутренняя энергия 1 кмоль соответственно свежего заряда и остаточных газов.

После преобразований левой части и почленного деления на $M_1 g_{Т.ц}$ получим

$$u_{c.c.з} + \gamma u_{c.п.c} - u_{a.c.з} - \gamma u_{a.п.c} - (1 + \gamma) \frac{R_{\mu}}{n_1 - 1} (T_c - T_a) = \frac{\vartheta H_u}{M_1}. \quad (185)$$

В частном случае, когда свежий заряд считают состоящим только из воздуха и $\alpha > 1$, при использовании табличных значений внутренней энергии 1 кмоль продуктов сгорания топлива среднего состава при $\alpha = 1$, выражение (185) можно преобразовать к виду

$$q_1 (u_{c.c.з} - u_{a.c.з}) + q_2 (u_{0c} - u_{0a}) - R_{\mu} \frac{T_c - T_a}{n_1 - 1} = \frac{\vartheta H_u}{(1 + \gamma) M_1}, \quad (186)$$

где $u_{c.з}$ — внутренняя энергия 1 кмоль свежего заряда при температуре соответствующей точки цикла, указанной в индексе; u_0 — внутренняя энергия 1 кмоль продуктов сгорания при $\alpha = 1$ и температуре соответствующей точки цикла, указанной в индексе;

$$q_1 = (1 + \gamma r_{\alpha}) / (1 + \gamma); \quad (187)$$

$$q_2 = (\gamma r_0) / (1 + \gamma); \quad (188)$$

величины r_{α} и r_0 подсчитывают по формулам (87) и (86).

Уравнение (185) дает одну связь между показателем политропы n_1 и температурой T_c . Другой связью между этими величинами служит уравнение политропы в виде

$$t_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} - 273.$$

Эту систему уравнений решают численным методом. Если процесс сжатия принимается адиабатным, то $\phi = 0$ и, следовательно, член $\phi H_u / [(1 + \gamma) M_1]$ также равен нулю и $n_1 = k_1$, где k_1 — средний показатель адиабаты в процессе сжатия.

В двигателях с разделенными камерами сгорания, состоящими из двух и более соединенных каналами полостей, изменение параметров рабочего тела в процессе сжатия значительно сложнее. В такой камере сгорания сжимаемое рабочее тело перетекает из одной ее части в другую, в результате чего давление в отдельных частях камеры сгорания в один и тот же момент не равно. Различия в температурах и давлениях в отдельных частях камеры сгорания определяется также неодинаковыми условиями охлаждения рабочего тела в них и в каналах. Изменение количества рабочего тела и теплообмена приводит к тому, что показатели политропических кривых, описывающих изменение давления при сжатии в различных камерах, также отличаются один от другого и всегда имеют меньшие значения, чем при сжатии в неразделенных камерах сгорания, вследствие более интенсивной отдачи теплоты. Ввиду сложности учета конструктивных особенностей камер сгорания (форма, условия теплообмена и т. п.) при тепловом расчете двигателей с разделенными камерами сгорания параметры рабочего тела в конце сжатия обычно определяют так же, как для двигателей с неразделенными камерами, и лишь в конечные результаты теплового расчета вводят экспериментальные поправки.

После установления величины показателя политропы n_1 параметры рабочего тела в конце сжатия определяют из уравнений политропного изменения состояния; тогда давление конца сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad (189)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (190)$$

Примерные расчетные значения давлений и температур рабочего тела в конце сжатия приведены в табл. 6.

6. РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА В КОНЦЕ СЖАТИЯ

Двигатели	n_1	p_c , МПа	T_c , К	
С принудительным воспламенением жидкого топлива и охлаждением:	жидкостным	1,36—1,39	1,5—3,5	550—750
	воздушным	1,39—1,42	2,2—2,0	600—800
	Газовые	1,37—1,39	1,2—2,0	650—750
Дизели:				
без наддува с неохлаждаемыми поршнями	1,35—1,42	3,0—5,0	800—950	
с наддувом и с охлаждаемыми поршнями	1,32—1,37	5,5—9,0 (и более)	700—1100	

При определении p_c и T_c принимают начало и конец процесса сжатия соответственно в н.м.т. и в в.м.т.

ПРОЦЕССЫ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ

§ 1. Образование горючих смесей

Начало и развитие реакций окисления топлива невозможны без контактов реагентов — молекул топлива и кислорода. Необходимое количество таких контактов обеспечивается смешением реагентов, называемым, применительно к двигателям, смесеобразованием.

Полнота и скорость сгорания топлива определяются не только общим соотношением количества топлива и воздуха в смеси (коэффициентом избытка воздуха), но и такими факторами, как однородность смеси, скорость, место и время образования смеси.

Однородной называют смесь, в которой около каждой молекулы топлива расположено одинаковое количество молекул кислорода, азота и других компонентов. Смесь, состоящая из компонентов, находящихся в разных агрегатных состояниях, например, окислитель в виде газа, а топливо в виде капель или пленки, всегда неоднородна, и ее называют двухфазной или гетерогенной.

Смешение компонентов горючей смеси происходит в результате молекулярной диффузии одного газа в другой через условную поверхность, разделяющую их неподвижные объемы или ламинарные потоки. При этом большая однородность смеси достигается тем быстрее, чем ближе отношение объемов перемешиваемых газов к единице.

В современных двигателях процесс смесеобразования составляет 0,0005—0,06 с. Интенсификация диффузионных процессов возможна повышением температуры компонентов, увеличением поверхностей смешения разделением потоков на отдельные струи, организацией турбулентной диффузии, способствующей переходу из одной среды в другую не только отдельных молекул, но и определенных объемов компонентов.

В газовых двигателях осуществляют главным образом внешнее смесеобразование при помощи смесителей, устанавливаемых во впускной системе. При использовании газообразных топлив с высокой теплотой сгорания в двухтактных двигателях применяют внутреннее смесеобразование, устраняющее потерю топлива при продувке цилиндров и опасность взрывов в выпускных системах. Топливо в этих случаях подают в цилиндр в начале сжатия через клапаны-форсунки. Для улучшения смешения используют завихривание воздуха в процессе напол-

Однородной может быть только гомогенная смесь.

Горючая смесь, приготовленная из суспензий, которые впервые стали применять в малооборотных дизелях, является трехфазной.

Подогрев газообразного топлива и воздуха при смесеобразовании не применяется, так как он снижает наполнение цилиндров и может вызвать детонационное сгорание.

нения цилиндров, многодырчатые форсунки и впуск газа под давлением, обеспечивающим втекание газа в цилиндры с надкритическими, как правило, скоростями. Тем не менее смесь при внутреннем смесеобразовании получается менее однородной, чем при внешнем.

Образование горючей смеси из воздуха и легко испаряющихся жидких топлив затрудняют различные агрегатные состояния компонентов. Диффузионным процессам смешения должно предшествовать испарение топлива; если топливо полностью испарить, то отношение объемов воздуха и паров топлива в смеси будет равно не менее 5,8 для метанола и 65 для бензинов. Это, наряду с большой массой молекул топлива, замедляет смешение в результате молекулярной диффузии в еще большей степени, чем при смешении с воздухом газообразных топлив с высокой теплотой сгорания.

Ускорения испарения топлива достигают увеличением поверхности испарения в десятки и сотни раз распыливанием топлива, вытекающего из распылителей карбюраторов, на отдельные капли размером в 100—300 мкм. При испарении топлива уменьшается температура смеси; это снижает давление насыщенных паров топлива и, следовательно, количество испарившегося топлива в единице объема смеси. Для поддержания скорости испарения смесь подогревают так, чтобы на пути следования смеси от форсунок до цилиндров испарялось 60—80% топлива. Остальное топливо попадает в цилиндры с потоком паровоздушной смеси в виде капель и пленки, образуемой осаждающимися на стенках трубопроводов каплями. При этом количество топлива, попадающее в отдельные цилиндры в жидкой фазе, различно вследствие сепарации взвешенных капелек и неравномерности распределения пленки по цилиндрам. Условия для испарения жидкого топлива в цилиндрах могут быть различны; это определяет неодинаковость смеси в отдельных цилиндрах не только по степени однородности, но и по составу, отличающемуся в многоцилиндровых двигателях от среднего на 5—15%.

Равномерность состава смеси по отдельным цилиндрам и однородность ее можно увеличить, обеспечивая более тонкое распыливание топлива и более интенсивный прогрев двухфазной смеси во впускной системе двигателя. Однако уменьшение размеров капель при карбюрировании и подогрев уменьшают наполнение цилиндров. Поэтому карбюрирование осуществляют при $T = 250 \div 350$ К и относительно малых скоростях воздуха в диффузорах карбюраторов (25—150 м/с).

Дальнейшее улучшение смесеобразования возможно при использовании вместо карбюрирования впрыска топлива насосами и форсунками во впускные патрубки (под давлением 0,25—0,5 МПа) или непосредственно в цилиндры (под давлением 0,9—1,5 МПа). Применение впрыска улучшает наполнение цилиндров, распыливание и дозирование топлива по цилиндрам, регулирование топливоподачи в зависимости от условий работы двига-

Распыливание топлива увеличивает поверхности прогрева, испарения и диффузионного смешения паров топлива и воздуха.

теля. Использование внутреннего смесеобразования при этом позволяет применять повышенные степени сжатия, так как устранением подогрева во впускной трубе и более поздним впрыском топлива можно избежать излишнего нагрева молекул топлива.

Особенностями процессов смесеобразования в двигателях с воспламенением топлива от теплоты сжатого заряда являются плохая испаряемость топлива, их совпадение, в значительной части, по времени с процессами сгорания, неравномерность распределения топлива в объеме камеры сгорания. Для ускорения испарения дизельного топлива необходимо обеспечить распыливание и прогрев капель. Это в значительной степени определяет момент начала впрыска, его продолжительность и давление топлива при впрыске.

Угол опережения впрыска топлива θ (рис. 45) в современных двигателях составляет $10\text{--}30^\circ$ до в. м. т., а продолжительность впрыска дозы топлива, соответствующей полной мощности, $\theta_1 = 12\text{--}40^\circ$ угла поворота коленчатого вала двигателя. Для обеспечения необходимой тонкости распыливания приходится применять давление впрыска не менее 7,5 МПа для разделенных камер и 25 МПа для неразделенных камер в начале впрыска и достигающее в процессе впрыска соответственно до 25—245 МПа.

При течении топлива по каналам распыливающих отверстий и при его отделении от кромок этих отверстий поток получает возмущения, вызывающие поперечные и продольные колебания давления в струе, деформирующие струю и в отдельных случаях разрывающие ее на части. При попадании струи в плотный воздушный заряд камеры сгорания начинается взаимодействие сил поверхностного натяжения на неровной поверхности струи и аэродинамических сил со стороны воздушного заряда. К этим силам по мере продвижения и нагревания струи от воздушного заряда прибавляются силы давления образующихся в струе и на ее поверхности паров испаряющихся фракций топлива и выделяющегося растворенного в топливе воздуха.

Под действием этих сил струя начинает разрушаться на отдельные объемы различной величины и формы. Относительная величина аэродинамических сил на поверхностях этих объемов увеличивается по мере дробления струи, а силы поверхностного натяжения уменьшаются с прогревом. При перемещении отдельных объемов аэродинамические силы на их поверхностях уменьшаются вследствие снижения их скорости относительно воздуха; эти объемы под воздействием сил поверхностного натяжения и окружающего давления начинают приобретать шарообразную форму. Капли продолжают уменьшаться в результате испарения и продолжающегося распада. В результате монолитная вначале струя, распадаясь, образует факел, состоящий из отдельных капель, паров топлива и газов, заполняющих пространство между каплями.

Применение непосредственного впрыска облегчает пуск двигателей, снижает расход топлива (до 10% в четырехтактных и до 25% в двухтактных двигателях), повышает мощность на 6—10% и снижает токсичность отработавших газов.

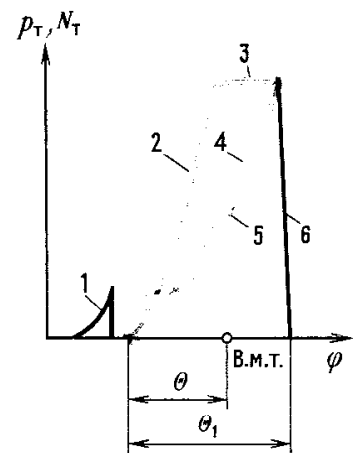
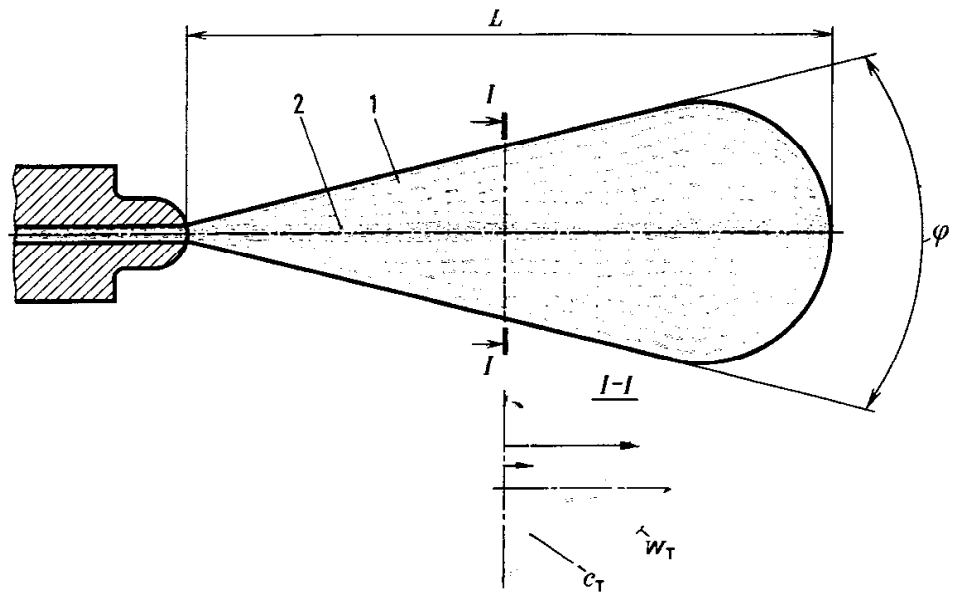


Рис. 45. Зависимость давления впрыска топлива p_T от угла поворота коленчатого вала:

1 — впрыск запальной дозы топлива при двухфазном впрыске; 2 и 4 — впрыск с непрерывно возрастающим давлением; 3 — участок впрыска с постоянным давлением; 5 — ступенчатый впрыск; 6 — конечный участок впрыска

Рис. 46. Схема строения факела распыливаемого топлива при впрыске бесштифтовой форсункой:

1 — оболочка; 2 — стержень



Строение факела распыленного и испаренного топлива меняется непрерывно во время впрыска. Сначала длина факела L (рис. 46) возрастает; концентрация топлива C_T в сечениях факела неравномерна (по оси располагается основная масса в виде струй и капель, образующая так называемый стержень или сердцевину факела); по мере удаления от оси размер капель и их скорость w_T быстро уменьшаются, а количество капель и паров возрастает; из капель вокруг стержня образуется так называемая оболочка факела. За первыми каплями образуется спутный поток газа и паров, температура в котором в результате испарения капель снижается. Вследствие этого последующие капли распадаются и испаряются менее интенсивно и улетают дальше от форсунки, удлинняя факел. Мелкие капли, обладающие меньшей начальной кинетической энергией и большей относительной поверхностью, быстрее затормаживаются, вследствие чего происходит сепарация капель по размерам вдоль факела: крупные капли проникают в заряд камеры дальше, чем мелкие.

По мере перемещения капель их траектория отклоняется от оси, чему способствуют случайно направленные от оси факела результирующие аэродинамических сил и образующиеся в результате повышения массовой плотности центральной части факела выталкивающие силы. В результате сечение факела увеличивается, что характеризуется величиной телесного угла факела φ . Этому процессу раскрытия факела и увеличения его объема способствует подсос в факел воздуха с периферии, захватываемого вращающимися каплями, а также уменьшающиеся начальные размеры и масса капель.

Топливо может воспламениться уже во время развития факела; в результате местного выделения теплоты могут образоваться высокотемпературные заполняемые продуктами сгорания зоны с локально повышающимся давлением. Это приводит к разрушению и перестройке факела, ускорению прогрева и испарению капель. После

отсечки подачи топлива давление перед распыливающими отверстиями быстро уменьшается, скорость струй и капель снижается, факел начинает укорачиваться, а сечения его уменьшаться.

Аналогичным образом развивается процесс распыливания и при впрыске в неподвижную среду штифтовыми (рис. 47) или клапанными форсунками. В этом случае факел приобретает форму полого конуса, углы φ и φ_1 которого при прямом ходе штифта или клапана увеличиваются, а при обратном — уменьшаются, способствуя более равномерному распределению топлива в объеме заряда.

Качество (тонкость) распыливания оценивают среднестатистическим размером капель на основе измерений капель, фиксированных тем или иным способом (в слое копоти на стеклянной пластинке, расплавленном воске или парафине, на кинолентке). Средний размер капель определяют по среднеобъемному диаметру:

$$x_v = \sqrt[3]{\frac{\sum x_i^3}{n_i}}, \quad (191)$$

и по среднеарифметическому отношению объема капель к их поверхности — так называемому среднему диаметру Заутера:

$$x_s = \frac{\sum x_i^3}{\sum x_i^2}. \quad (192)$$

Первый способ позволяет судить о средних размерах и массе капель; второй — об их средней поверхности. При однородном распыливании оба способа дадут одинаковый средний диаметр капель, а при неоднородном — подсчитанные обоими способами средние диаметры капель не совпадут. Это позволяет по степени сходимости расчетных результатов судить о равномерности распыливания.

Оценка качества распыливания по среднему размеру капель позволяет судить о влиянии различных факторов на тонкость распыливания и строение факела. Установлено, например, что уменьшение диаметра распыливающих отверстий, интенсификация в них возмущений, увеличение давлений впрыска и в камере сгорания уменьшают средний размер капель и длину факела и увеличивают угол φ факела.

Ход процесса сгорания определяется совокупным влиянием капель разных размеров. Для более полного выяснения связей качества распыливания с качеством сгорания топлива используют характеристики распыливания, среди которых наибольшее признание получила характеристика, называемая суммарной кривой распределения объемов капель Ω , диаметр которых не превышает текущего диаметра x_i . Эту кривую (рис. 48), которая представляет собой отношение объемов капель с диамет-

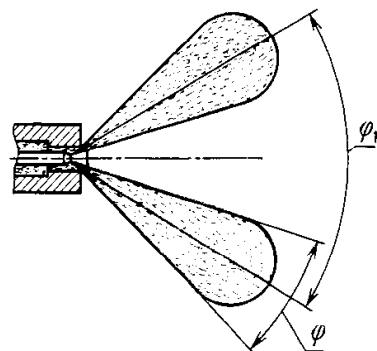


Рис. 47. Схема строения факела распыливаемого топлива при впрыске штифтовой форсункой

Если снижение давления после отсечки происходит быстро, то капель большого объема образуется относительно мало; при медленном снижении давления количество таких капель топлива возрастает, что приводит к появлению дыма в отработавших газах.

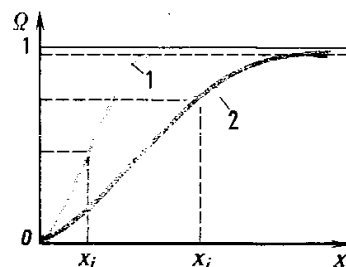


Рис. 48. Кривая сумм объемов капель диаметром $x < x_i$ в долях полного объема впрыснутого топлива:

1 — при n_1 ; 2 — при n_2 ; $n_1 > n_2$

ром $0 \leq x \leq x_i$ к общему объему капель, строят по уравнению Розина — Рамлера:

$$\Omega = 1 - e^{-(x/x_0)^n}, \quad (193)$$

где x_0 — константа, определяющая размерную характеристику распыливания — размер капли $x = x_0$, при котором $\Omega = 1 - e^{-1} = 0,632$; n — константа, определяющая характеристику равномерности распыливания (крутизну кривой Ω).

Данная характеристика распыливания позволяет сделать следующие выводы:

чем ближе кривая располагается к оси ординат, тем тоньше распыливание;

чем круче идет кривая, тем однороднее распыливание (т. е. в тем более узком диапазоне диаметров капель находится основная масса топлива);

в факеле распыленного топлива всегда есть и маленькие, и большие капли.

Распределение топлива в воздушном заряде начинается уже в процессах впрыска, распыливания и испарения топлива. Процессы молекулярной диффузии паров топлива в воздух ускоряются перемещением капель в заряде со скоростью до 600 м/с, вследствие чего пары, сдуваемые с поверхностей капель, образуют за ними шлейфы, объем которых превышает объем капель в сотни и тысячи раз. Из этих шлейфов молекулы топлива диффундируют в соседние объемы воздуха.

Увеличению скорости диффузии способствуют турбулентность внутри топливных факелов и увеличение их числа. Это, а также изменение геометрических параметров факелов в процессе впрыска способствуют распределению капель топлива в объеме камер сгорания. Организацией турбулентной диффузии и интенсивным завихриванием воздушного заряда камер сгорания достигают необходимой степени равномерности распределения топлива.

При конструктивном оформлении использования указанных принципов смесеобразования в дизелях были разработаны камеры сгорания, позволяющие достичь необходимых результатов при использовании различных топлив и двигателей, работающих в разных условиях. Камеры сгорания делят на неразделенные и разделенные. На рис. 49 показаны основные конструктивные формы неразделенных камер сгорания. Основным принципом смесеобразования в таких камерах является стремление распределить распыленное топливо по объему камеры. Такое смесеобразование называют объемным. Для этой форму факела стараются сочетать с формой камер сгорания, увеличивают число факелов до четырех—десяти и число форсунок до двух в цилиндрах большего диаметра (450—1050 мм) и до четырех в двигателях двухтактных с противоположно движущимися поршнями. Распределение топлива в таких камерах (рис. 49, а) отличается значительной неравномерностью, поэтому при их использовании применяют высокие коэффициенты из-

Для современных дизелей характерны следующие параметры распыливания: $x_{\max} \approx 200$ мкм; $x_v \approx 40$ мкм; $x_s \approx 60$ мкм; $x_0 \approx 50 \div 80$ мкм; $n = 2 \div 3$.

бытка воздуха ($\alpha = 1,5 \div 2,2$) и давления впрыска топлива (20—245 МПа).

Для улучшения распределения капель топлива в объеме заряда последнему придают вращательное движение вокруг оси цилиндра, образующее потоки, перпендикулярные факелам. Такое завихривание создается при зарядке цилиндров в двухтактных двигателях тангенциальным наклоном продувочных окон (рис. 49, *г*), специальной формой впускных каналов (рис. 49, *б*) или направляющей ширмой на тарелке впускных клапанов (рис. 49, *в*). Перпендикулярные потоки газа, сепарируя капельки в факелах по размерам, способствуют распределению топлива в пространствах между факелами (рис. 49, *б, в, г*).

Интенсивность вихря определяется вихревым отношением H , равным отношению частот вращения вихря n_1 и коленчатого вала n (или отношением угловых скоростей), т. е.

$$H = n_1/n = \omega_1/\omega. \quad (194)$$

Частоту вращения заряда в неразделенных камерах сгорания определяют из следующих условий. Пусть впрыск топлива длится φ градусов угла поворота коленчатого вала, число факелов z , а угол между факелами (см. рис. 49, *а*)

$$\psi = 360/z. \quad (195)$$

Тогда время t впрыска топлива определим из пропорции:

$$360n = 1,$$

$$\varphi = t, \quad (196)$$

$$t = \psi/(360n).$$

Полагая, что часть мелких капель перемещается в тангенциальном направлении вместе с газом, определяем, что за время t вихрь должен повернуться вокруг оси цилиндра на угол ψ ; необходимую для этого частоту вращения получаем по аналогии с (196):

$$n_1 = \psi/360t.$$

Подставляя сюда значения ψ и t из (195) и (196), получаем

$$n_1 = 360n/(z\varphi), \quad (197)$$

а вихревое отношение

$$H = 360/(z\varphi). \quad (198)$$

Для четырехтактных двигателей $H = 8 \div 18$, а для двухтактных двигателей с прямоточной продувкой цилиндров (см. гл. III) величина H достигает 23.

Неразделенные камеры получили наибольшее распространение и применяются практически во всех типах двигателей с диаметром цилиндра $D \geq 100$ мм. Их основными достоинствами являются простота конструкции, высшая топливная экономичность двигателя при

Ширмы уменьшают наполнение цилиндров и усложняют клапаны.

Более интенсивные вихри не улучшают смесеобразование, но увеличивают отвод теплоты от заряда в стенки.

Рис. 49. Основные формы неразделенных камер:

а — цилиндрическая, расположенная в поршне; *б* — плоская, в которой вихри образуются при помощи впускного канала; *в* — тороидальная, в которой вихри образуются при помощи ширмы на впускном клапане; *г* — плоская, размещенная между поршнями

умеренных степенях сжатия ($\epsilon = 12 \div 17$), высокая компактность элементов системы охлаждения и хорошие пусковые качества.

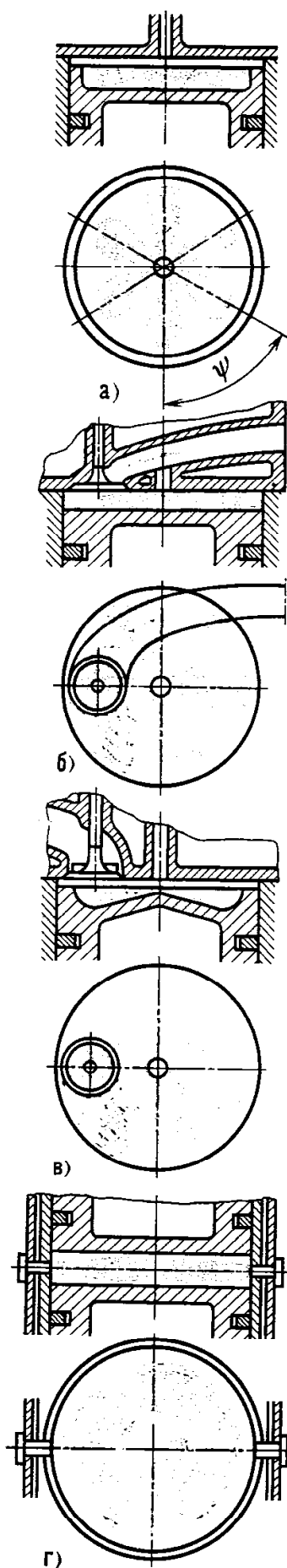
Основным недостатком неразделенных камер является рассогласование форм и размеров факела распыленного топлива и камеры сгорания, вихревого отношения и частоты вращения коленчатого вала при работе в нерасчетных режимах. Кроме того, жесткая связь условий смесеобразования с качествами топлива исключает использование в таких двигателях различных сортов топлива.

В этих отношениях лучше зарекомендовали себя разделенные камеры (рис. 50), состоящие из двух полостей — надпоршневой и отделенной, соединенной с надпоршневой одним или несколькими каналами небольшого сечения. Вследствие этого наполнение отделенной части камеры в процессе сжатия осуществляется при значительном перепаде давлений, что создает в ней интенсивную турбулентность и перемешивание распыливаемого топлива с зарядом, мало зависящее от количества и массовой скорости впрыскиваемого топлива.

Вторая характерная особенность разделенных камер заключается в том, что хотя бы часть их поверхности охлаждается менее интенсивно, чем стенки неразделенных камер, и они имеют повышенную температуру (до 1050 К). Это повышает температуру заряда в отделенной части камеры и улучшает испарение топлива, попадающего на горячие поверхности отделенной части камеры. Поэтому двигатели с разделенными камерами хорошо работают на различных сортах топлива, при меньших коэффициентах избытка воздуха и давлениях впрыска топлива, менее чувствительны к изменению условий работы двигателя, лучше приспособлены для работы в широком диапазоне изменения нагрузок и частот вращения.

Вихревые камеры шаровой, цилиндрической или бочкообразной формы располагают в головке блока цилиндров или в верхней части блока цилиндров и соединяют с надпоршневым пространством камеры сгорания одним—тремя каналами цилиндрической или овальной формы (рис. 50, а), выполняемыми в горячей вставке касательно к окружности камеры. Это создает в камере организованный вихрь. Топливо подается, как правило, штифтовой или клапанной форсункой в направлении к поверхности горячей вставки. Меняющийся полый факел распыленного топлива хорошо распределяет топливо в объеме камеры, что позволяет использовать малые значения $\alpha = 1,15 \div 1,4$.

Объем отделенной части камеры составляет 40—60% полного объема V_c ; наблюдается тенденция к снижению объема до 30%. Суммарная площадь соединяющих отверстий составляет 0,8—2,7% площади поршня, что позволяет получать скорости втекания до 200 м/с и $H = 20 \div 40$. Начальное давление впрыска составляет не более 12—15 МПа. Однако вследствие достаточно большого перепада давлений в основной и отделенной частях



камеры сгорания к концу процесса сжатия ($p_{0-н}/p_c = 0,92 \div 0,97$) и увеличенной поверхности теплоотдачи степень сжатия приходится выбирать равной не менее 17. Вихревые камеры применяют в двигателях, имеющих $D \leq 150$ мм.

Предкамеры (или форкамеры) располагают в крышках или головках блоков цилиндров и с основной частью камеры соединяют одним или несколькими (до семи) каналами, что при относительно больших скоростях втекания (до 320 м/с) воздуха и малых размерах предкамер создает в них интенсивные беспорядочные вихри, разрушающие факел и перемешивающие топливо с воздухом (рис. 50, б). При высоких степенях сжатия ($\epsilon = 19 \div 22$) и наличии горячей вставки это позволяет снизить начальное давление впрыска до 7,8—12,3 МПа, а коэффициент избытка воздуха α до 1,05—1,2. Объем предкамер составляет не более 20—40% объема V_c ; суммарное сечение соединительных каналов равно 0,3—1,0% площади поршня, что обеспечивает максимальную разность давлений в конце сжатия в предкамере и в надпоршневом пространстве, равную 0,3—0,5 МПа.

Истечение из отделенных камер продуктов неполного сгорания и паров топлива сопровождается их интенсивным перемешиванием с зарядом надпоршневых частей камер, что обеспечивает достаточно полное сгорание. Предкамеры делают двигатели еще менее чувствительными к сорту топлива и условиям работы, чем вихревые; меньшие потери на перетекание и теплообмен по сравнению с вихревыми камерами позволяют применять предкамеры в двигателях, имеющих $D \leq 350$ мм.

При больших размерах цилиндра дальнобойность отдельных струй и их энергия не обеспечивают необходимую турбулизацию, поэтому в последние годы для таких двигателей стали применять предкамеры с одним отверстием и выступом-вытеснителем на поршне (рис. 50, в). Этот выступ входит в предкамеру и создает интенсивную турбулизацию заряда при выходе из камеры, способствующую получению экономичности, близкой к экономичности двигателей с неразделенными камерами.

Стремление улучшить процессы смесеобразования и сгорания и уменьшить недостатки разделенных камер привело к созданию так называемых полуразделенных камер сгорания, выполняемых в поршне (рис. 51). Первоначально предполагалось получить улучшение смесеобразования в результате более интенсивного нагрева сжимаемого заряда более простым способом — вытеснением заряда выступающей частью поршня (вытеснителем) в камеру поршня. Однако этот способ не давал должных результатов до тех пор, пока не было разработано С. Мойером пленочное смесеобразование.

Для пленочного смесеобразования необходимо значительную часть впрыскиваемой дозы топлива (до 90—95%) подавать на стенку камеры сгорания под небольшим углом, обеспечивающим растекание топлива по стенке тонким слоем, а около стенки организовать дви-

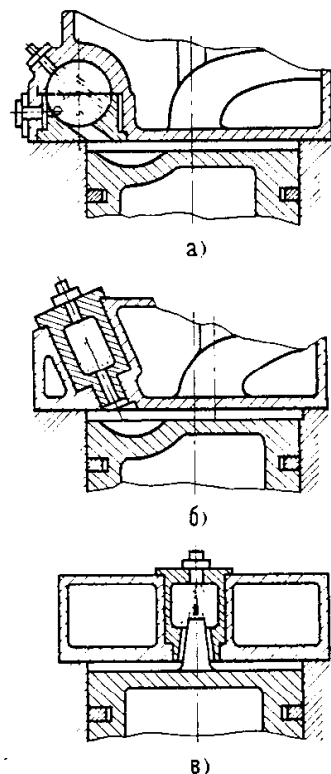


Рис. 50. Основные типы разделенных камер:

а — вихревая; б — предкамера; в — предкамера с вытеснителем на поршне

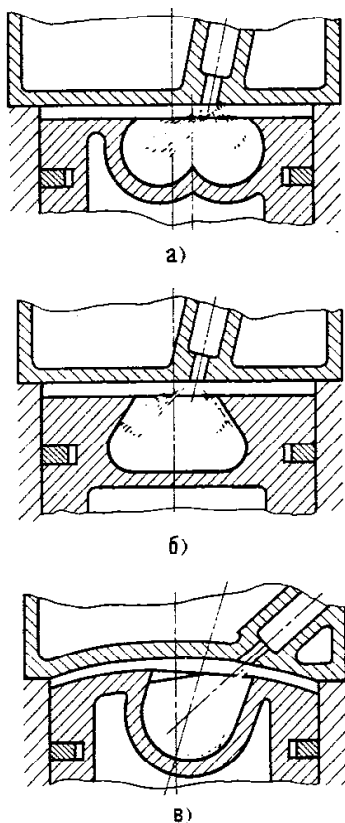


Рис. 51. Основные формы полуразделенных камер:

а — торообразная (Татра); *б* — коническая (ЦНИДИ); *в* — несимметричная (Дейтц)

Объемы полуразделенных камер в поршнях составляют 70—90% полного объема V_c ; минимальное сечение камеры равно 36—75% площади поршня F_n ; коэффициент $\alpha = 1,3 \div 1,6$; давление начала впрыска топлива 15—17 МПа; вихревое отношение $H = 15 \div 25$; число сопловых отверстий $z = 2 \div 5$.

жение заряда так, чтобы был интенсивный отвод паров топлива от пленки, но пленка не разрушалась бы. Это оказалось возможным при вихре, направленном вдоль факела топлива с относительной скоростью движения около стенки примерно 10—15 м/с.

Максимальная скорость испарения имеет место при оптимальном сочетании толщины пленки, интенсивности движения заряда над пленкой и температуры стенки. Последняя имеет определяющее значение, так как при недостаточно высокой температуре стенки будет недостаточен и прогрев пленки, а при чрезмерно высокой температуре интенсивно образующиеся пары отделят пленку от греющей поверхности или разорвут ее и интенсивность подвода теплоты снизится. В выполненных конструкциях поддерживается $T_{ст} = 620 \div 725$ К. Воспламенение происходит в объеме той части смеси, которая образовалась в результате испарения топлива из факела, где температура заряда превысила температуру стенки.

В целом пленочное смесеобразование при средней величине коэффициента избытка воздуха $\alpha \approx 1,3$ обеспечивает удовлетворительное сгорание в достаточно широком диапазоне условий работы двигателя, сочетая в себе положительные качества неразделенных и разделенных камер сгорания.

Для организации пленочного смесеобразования наиболее удобными оказались полуразделенные камеры — компактные, позволяющие сочетать вихри, образующиеся при вытеснении воздуха в камеру, и вращательное движение воздуха, создаваемое при наполнении цилиндров. Изменением толщины стенок камеры, а при необходимости и регулированием охлаждения поршня, оказалось возможным регулировать поле температур на поверхности; удобным получилось и расположение форсунок и факелов распыленного топлива. Эти обстоятельства удалось использовать, когда обнаружились недостатки чисто пленочного смесеобразования (сложность доводки рабочего процесса, плохие пусковые качества двигателей, повышенная токсичность отработавших газов и дымление при работе с малыми нагрузками) и начали организовывать объемно-пленочное смесеобразование, при котором на стенку подается 40—60% топлива и используются вихри вытеснения и тангенциальные составляющие вращательного движения заряда. Остальное топливо должно подаваться в объеме заряда камеры.

Затраты энергии на смесеобразование складываются из затрат на распыливание (до 10 Дж/кг топлива), на создание запаса кинетической энергии капель (14—20 Дж/кг топлива в системах с отдельными форсунками и до 69 кДж/кг топлива для насос-форсунок), на прогрев, испарение и перегрев паров топлива (до 1500 кДж/кг топлива), на вихреобразование (2—5 кДж/кг воздуха для неразделенных и полуразделенных камер, до 10 и 15 кДж/кг воздуха соответственно для предкамер и вихревых камер). В сумме эти затраты составляют до 1,5—

4,5% теплоты сгорания топлива. Однако часть этой энергии участвует в дальнейших преобразованиях тепловой энергии; остальную энергию учитывают как работу насосных ходов или как механические потери.

§ 2. Процессы воспламенения и горения

Окислительные процессы являются процессами перемещения электронов с орбит атомов или ионов окисляющегося вещества на орбиты атомов или ионов окислителя. Для такого перемещения электронов необходима энергия, которая подводится к молекулам в начале реакции в виде кинетической энергии при соударениях. Число соударений и их энергия зависят от концентрации реагентов в смеси и температуры и могут быть определены для гомогенных и гетерогенных смесей из законов молекулярной физики.

Развитию теории окисления углеводов положила начало перекисная теория окисления, предложенная А. Н. Бахом в 1897 г., по которой окисление происходит через промежуточные образования перекисей, обладающих большей окислительной способностью, чем молекулярный кислород.

Предложенная в 1903 г. гидросилияционная теория была заметным началом в познании последовательности промежуточных реакций. Согласно этой теории, на некоторой стадии происходит распад молекул кислорода на атомы и внедрение последних между атомами углерода и водорода углеводов с образованием молекул, содержащих группу ОН и ускоряющих окислительные процессы.

Н. Н. Семеновым в 1927 г. была высказана идея о возможности цепных реакций (существование которых было обнаружено В. Нернстом в 1919 г.) при окислении углеводов. Эта идея была развита впоследствии в стройную теорию цепных окислительных процессов, объясняющую процессы воспламенения и сгорания топлив и объединившую в себе перекисную и гидросилияционную теории.

Согласно этой теории, окисление идет через последовательность промежуточных реакций образования промежуточных продуктов, осуществляющих переход реагирующей системы от исходного состояния к конечным продуктам. Такими промежуточными продуктами могут быть перекиси, молекулы и их «осколки» с группой ОН, атомы водорода и кислорода, свободные радикалы ОН, СН, СН₂. Наиболее химически активные из них (атомы, радикалы) играют очень важную роль активных центров реакций: появление одного из них может повлечь за собой лавинообразную массу превращений в реагирующей системе, в которых участвуют конечные продукты окисления и менее активные насыщенные молекулы углеводородокислородных соединений (альдегиды, спирты, аминокислоты), способствующие образованию все новых активных центров.

Для начала горения необходима первоначальная затрата энергии, роль которой выполняет теплота сжатого заряда или энергия электрического разряда.

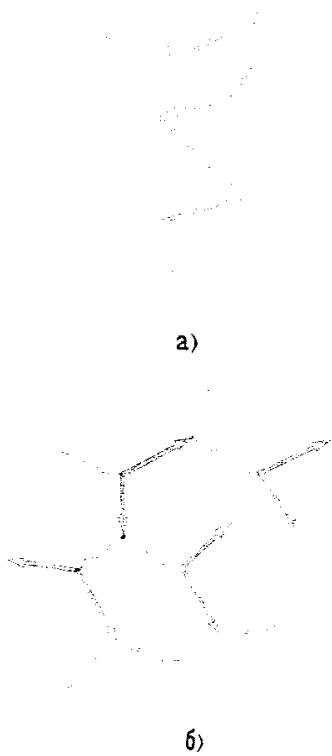


Рис. 52. Схема цепных реакций окисления:

а — неразветвленных;
б — разветвленных

В зависимости от условий в зоне реакции может развиваться неразветвленная или разветвленная цепная реакция (рис. 52). В первом случае вместо одного активного центра образуется один новый, и реакция идет до тех пор, пока не израсходуются реагенты или реакция не оборвется в результате местных неблагоприятных условий (мало число соударений активных частиц промежуточных продуктов из-за малой концентрации реагентов или пониженной температуры, замедляющее каталитическое действие некоторых реагентов, стенок камеры сгорания).

Во втором случае в результате реакции в одном активном центре могут образоваться два или больше новых активных центров; как следствие, реакция окисления саморазгоняется, несмотря на то, что концентрации реагентов уже начали убывать. Процесс ускоряется, так как возрастают энергия соударений и в результате дробления молекул — число центров реакций. При разветвленной цепной реакции скорость сгорания могла бы быстро увеличиться до бесконечности. Однако этого не происходит, так как часть ответвлений в реакции обрывается (главным образом около стенок камеры сгорания), а число частиц, вступающих в реакцию, уменьшается по мере расходования смеси. Достигнув максимальной величины, скорость реакции начнет уменьшаться.

После того как в реакцию вступит достаточно много молекул, отвод теплоты от заряда в стенки и на испарение топлива будет компенсироваться выделяющейся теплотой окисления (момент теплового равновесия) и в камере установится так называемая критическая температура $T_{кр}$, или температура воспламенения смеси, по достижении которой начинается быстрое общее повышение температуры и давления. Момент теплового равновесия можно заметить, если индикатором давления записать сначала изменение давления в камере без впрыска топлива, а затем при впрыске.

При записи давлений достаточно чувствительным датчиком можно заметить, что после точки 1 (рис. 53), в которой начался впрыск топлива, линия давлений сначала пойдет ниже линии сжатия без впрыска топлива, а затем в точке 2 пересечет линию сжатия и быстро начнет подниматься. Отставание линии давлений в начале впрыска объясняется затратой теплоты на прогрев и испарение капель впрыснутого топлива; если датчик давлений не очень чувствителен, то разность давлений в камере при впрыске топлива и без него можно не заметить, так как они сольются в одну линию. Однако в некоторый момент времени, соответствующий точке 2, линии разойдутся. Можно, следовательно, отметить существование скрытого периода окислительных процессов между точками 1 и 2, когда сгорание как бы отсутствует или запаздывает по сравнению с подачей топлива. Этот период называют периодом индукции или периодом задержки воспламенения топлива и обозначают τ_i (в секундах) или φ_i (в градусах).

Измеренный по индикаторной диаграмме угол φ_i будет зависеть от чувствительности датчика давлений: чем он чувствительнее и чем точнее записывающая часть индикатора зафиксирует сигнал датчика, тем меньше окажется угол φ_i и тем точнее он будет определен. Ясно, что угол φ_i зависит от физико-химических свойств топлива и условий развития окислительных процессов в камере.

Более глубокое изучение процессов в период самовоспламенения топлива с использованием химических, оптических и ионных методов позволило установить, что в цепочно-тепловой теории воспламенения при различных условиях могут преобладать цепочные или тепловые процессы, вследствие чего А. С. Соколикком были выдвинуты гипотезы низкотемпературного многостадийного и высокотемпературного одностадийного воспламенения.

Согласно теории низкотемпературного воспламенения сначала в камере развиваются предпламенные окислительные процессы с образованием промежуточных продуктов в достаточно большом объеме смеси. Теплоты при этом выделяется недостаточно для резкого ускорения реакций окисления; кроме того, превращения идут в многостадийном процессе с накоплением в результате местного недостатка кислорода сначала спиртов, альдегидов (формальдегид НСНО , акролеин $\text{СН}_2\text{СНСНО}$, ацетальальдегид или уксусный альдегид $\text{СН}_3\text{СНО}$), окиси углерода, а затем перекисей и радикалов. В результате таких процессов в камере сгорания возникает так называемое холодное пламя — голубое свечение, являющееся результатом оптического возбуждения молекул формальдегида и радикала НСО . В этот период времени τ_1 (рис. 54, кривая 1) давление в камере не увеличивается или даже снижается; температура, при которой начинается и заканчивается свечение, составляет 440—670 К, практически не изменяясь.

Во втором периоде τ_2 идет процесс окисления альдегидов и образование перекисей нового типа, химически более активных; становится заметным увеличение давления на $\Delta p_{\text{хол.пл}}$ в результате повышения температуры холодного пламени (от нескольких десятков до сотен градусов).

В дальнейшем появляется вторичное, более интенсивное свечение; накопление активных перекисей, радикалов и атомов приводит к тепловому местному взрыву в конце периода τ_i и образованию очага сгорания. Такие процессы в период задержки самовоспламенения топлива с характерным преобладанием в них цепных многостадийных химических превращений имеют место при относительно низких температурах и мало зависят от температуры; при этом период τ_1 с повышением температуры сокращается и мало зависит от давления, а период τ_2 , наоборот, увеличивается с повышением температуры и уменьшается с возрастанием давления.

Низкотемпературное многостадийное воспламенение свойственно для парафинов и нафтеннов и имеет место в дизелях, при этом, чем выше цетановое число топлива,

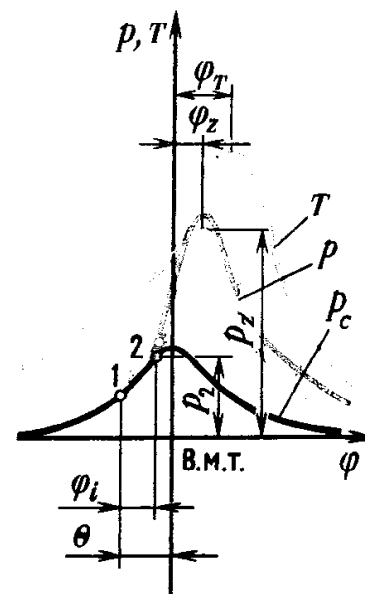


Рис. 53. Диаграммы давления и температуры

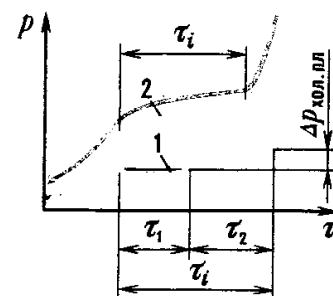


Рис. 54. Зависимость давления при самовоспламенении однородной сжатой смеси от периода τ :

1 — одностадийное воспламенение; 2 — двухстадийное воспламенение

тем короче период τ_i . Таких очагов может образоваться в камере и даже в одном факеле несколько, в точках, где создаются наиболее благоприятные для этого условия — сочетание температуры, давления и меняющегося в процессе образования очага сгорания состава смеси (от $\alpha \approx 0,1$ в начале до $\alpha \approx 1$ в конце), обычно под поверхностью факела, на некотором удалении от сопла форсунки, в зоне повышенных температур (со стороны выпускных каналов, над нагретыми поверхностями).

Длительность τ_i и число образующихся очагов сгорания, как показывают эксперименты, мало зависят от тонкости распыливания топлива, так как даже при очень грубом распыливание оказывается достаточное для воспламенения количество мелких капель. Увеличение угла опережения впрыска топлива удлиняет период задержки воспламенения для всех сортов топлива, так как процессы прогрева, испарения топлива и разгона химических реакций начинаются при более низких температурах; интенсификация турбулентности увеличивает период τ_i вследствие снижения температуры и концентрации паров топлива в вероятной точке образования очага сгорания.

Высокотемпературное воспламенение (кривая 2) имеет место при высоких начальных температурах (800—1200 К) и представляет собой непрерывный процесс цепных химических самоускоряющихся в результате выделения теплоты превращений. Мощный тепловой толчок, вызывающий ускорение процессов, приводящих к образованию очага сгорания, можно осуществить электрическим разрядом между электродами свечи зажигания при напряжении $(8—15) \cdot 10^3$ В. При высоких температурах в канале или шнуре разряда ($T \geq 10\,000$) образуется очаг сгорания небольшого объема. Это означает, что в данном объеме процессы прогрева, распада, ионизации молекул топлива и кислорода и воспламенение происходят столь быстро (через состояние плазмы), что укладываются в период разряда, длительность которого не превышает $(1—2) \cdot 10^{-5}$ с. Естественно предположить, что это возможно в гомогенной, достаточно однородной смеси.

Если объем образовавшегося очага сгорания достаточно велик, а времени его существования достаточно для прогрева и воспламенения окружающих слоев смеси, то процесс сгорания начинает распространяться, и через некоторое время τ_i (период задержки воспламенения) на индикаторной диаграмме давлений можно будет заметить отрыв линии давления в процессе начавшегося сгорания от линии давления сжатия, которую можно записать при выключенном зажигании. Если же объем очага сгорания и длительность его поддержки разрядом оказались недостаточными, то очаг затухает и сгорание не развивается.

Опытами установлено, что период задержки воспламенения зависит от сорта топлива, состава смеси, температуры и давления смеси в конце сжатия, а также от мощности электрического разряда. Чем ниже температура

воспламенения топлива и его термическая стабильность, тем короче период задержки воспламенения; период задержки сокращается с обогащением смеси (до $\alpha = 0,4 \div 0,6$ и ниже). Повышение температуры и давления смеси снижает τ_i ; повышение мощности разряда снижает τ_i тем сильнее, чем неблагоприятнее другие условия самовоспламенения.

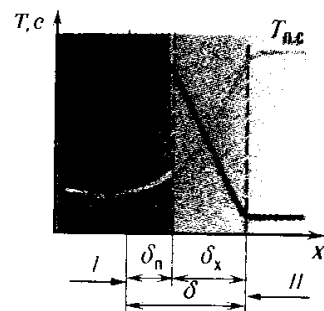
Высокотемпературное воспламенение характерно для всех двигателей с электрическим зажиганием, а также для дизелей при использовании топлив с большим содержанием ароматиков.

В двигателях с электрическим зажиганием образование очага сгорания в результате действия искры сопровождается насыщением его объема продуктами сгорания и образованием слоя — раздела между негорящей смесью и образовавшимися продуктами сгорания. В этот слой со стороны смеси в результате диффузии поступают молекулы топлива и окислителя, а со стороны очага сгорания — продукты сгорания и теплота. Образуется так называемый ламинарный фронт пламени (рис. 55, а) толщиной δ в несколько десятых миллиметра и площадью в несколько квадратных миллиметров. Температура в этом слое резко изменяется от $T_{см}$ до $T_{пс}$, что способствует ускорению диффузионных процессов и образованию зоны прогрева толщиной δ_n и зоны химических реакций толщиной δ_x , в которой концентрации молекул топлива C_T и кислорода C_{O_2} постепенно уменьшаются. Пламя начинает перемещаться в сторону горючей смеси перпендикулярно к поверхности фронта с так называемой нормальной скоростью u_n .

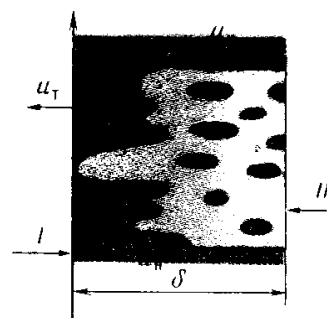
Опытами в бомбах установлено, что распространение сгорания по объему возможно только при определенных составах горючих смесей, ограниченных как минимальными, так и максимальными значениями α , различными для разных условий сгорания (температура, давление, количество инертных газов). В табл. 7 даны концентрационные пределы распространения пламени в воздушных смесях топлив при атмосферных условиях во время испытаний в бомбе.

7. КОНЦЕНТРАЦИОННЫЕ ПРЕДЕЛЫ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ В ВОЗДУШНЫХ СМЕСЯХ ТОПЛИВ И ЗНАЧЕНИЯ $u_{н\ max}$

Топливо	Верхний предел $\alpha_{в.п.}$	Нижний предел $\alpha_{н.п.}$	$u_{н\ max}$ (м/с) в смесях ($\alpha=1$)	
			с воздухом	с кислородом
Водород	0,22	4,00	2,50	9,00
Окись углерода	0,17	2,30	0,42	1,10
Метан	0,78	1,50	0,37	—
Ацетилен	0,08	2,30	—	—
Бензин	0,30	1,30	0,12	—
Бензол	0,40	1,60	—	—
Этиловый спирт	0,40	1,70	—	—



а)



б)

Рис. 55. Схема перемещения фронта пламени при турбулентности:

а — мелкомасштабной;
б — крупномасштабной;
I — горючая смесь; II — продукты сгорания



Рис. 56. Зависимость нормальной скорости перемещения фронта пламени от состава смеси (штриховыми кривыми показаны области, соответствующие неустойчивому горению)

Нормальные скорости u_n находятся в большой зависимости от состава смесей (рис. 56) и имеют максимальные значения в смесях с воздухом при α от 0,5 (для окиси углерода) до 1,1 (для метана). Для бензино- и спиртовоздушных смесей $u_{n \max}$ имеет место при $\alpha = 0,85 \div 0,95$. При повышенных температурах и давлениях концентрационные пределы горючести расширяются, а скорости u_n повышаются; с увеличением остаточных газов в смеси концентрационные пределы сужаются, а скорости u_n уменьшаются.

Ускорению распространения сгорания по объему камеры способствуют возникающие мелкомасштабные пульсации, масштаб которых не превышает толщины δ_x (мелкомасштабная или микротурбулентность), и крупномасштабные пульсации — макротурбулентность, возникновение которой связано с вихреобразованием во время наполнения и сжатия.

Микротурбулентность способствует увеличению u_n в результате интенсификации диффузии и замены кондуктивной теплопроводности в зоне прогрева турбулентной; макротурбулентность искривляет фронт пламени по мере его развития, а затем и разрывает его (см. рис. 55, б). Поверхность и толщина фронта увеличиваются (последняя до 25 мм); объемы реагирующих компонентов внедряются в зоны прогрева и в негорящую смесь, которая вследствие нагрева поджигается. В результате скорость перемещения фронта пламени в сторону смеси повышается до 15—80 м/с; ее называют турбулентной скоростью u_t . Количество смеси, сгорающей в единицу времени, возрастает. В результате увеличения скорости тепловыделения возрастают скорости повышения температуры и давления в цилиндре двигателя (см. рис. 53).

После того как пламя распространится по всему объему камеры сгорания, количество смеси, вступающей в реакцию, уменьшается. Снижается и скорость реакций, так как концентрации топлива и окислителя в зонах сгорания уменьшаются, а концентрация продуктов сгорания увеличивается. Вместе с возрастающими отводом теплоты в стенки камеры сгорания и объемом цилиндра с началом перемещения поршня от в. м. т. это приводит к тому, что давление, достигнув максимального значения при положении поршня, соответствующем углу φ_z , начинает снижаться.

Надежно записанных диаграмм изменения температур в процессе сгорания еще недостаточно для количественной характеристики процессов сгорания и обобщений. Однако установлено, что температуры, полученные из уравнения состояния газов в различные моменты сгорания и расширения при использовании давлений из индикаторных диаграмм и известных конструктивных объемов камеры сгорания и цилиндра, также возрастают в процессе сгорания и достигают максимальных значений в момент φ_T (см. рис. 53), позднее момента достижения максимальных давлений. Последнее обстоятельство объясняется совместным влиянием увеличения объема газа

вследствие перемещения поршня от в. м. т. и продолжающимся подводом теплоты к газу.

При некоторых условиях описанный нормальный процесс сгорания может нарушаться, что отражается на мощности и экономичности работы двигателя, шумности, токсичности отработавших газов, надежности и сроке работы двигателя. К таким нарушениям сгорания относятся следующие.

1. Пропуски вспышек в цилиндрах, появляющиеся в результате переобеднения смеси, пропусков в искрообразовании или в результате малой мощности искры; двигатель при этом не запускается или не развивает мощности.

2. Вспышки во впускной системе; могут иметь место в результате малой скорости сгорания в цилиндрах, главным образом из-за переобеднения смеси или позднего зажигания; смесь в этих случаях продолжает гореть даже в такте выпуска и при значительном перекрытии фаз действия выпускных и впускных клапанов может зажечь смесь во впускной системе, что воспринимается как хлопок в карбюраторе.

3. Преждевременное, до появления искр, самовоспламенение смеси в цилиндрах, которое возможно при местном перегреве поверхностей камеры сгорания (выпускные клапаны, свечи зажигания, отдельные участки головки цилиндра или поршня) или перегреве нагара на этих поверхностях (каильное зажигание); снижение мощности двигателя из-за чрезмерного противодействия в конце хода поршня к в. м. т., его перегрев, неясно выраженные на общем шумовом фоне глухие стуки, возникающие вследствие больших скоростей повышения давления и увеличения их максимальных значений, — признаки каильного зажигания.

4. Детонация — сложный химико-тепловой процесс, развивающийся в горючей смеси при особых условиях; внешними признаками детонации являются появление звонких металлических звуков в цилиндрах двигателя, снижение мощности и перегрев двигателя, выброс из выпускной системы черного дыма; в темноте замечается зеленоватая окраска пламени, выбрасываемого из коротких выпускных патрубков двигателей, имеющих поршни из легких сплавов; на индикаторной диаграмме, записанной при детонации, в зоне максимальных давлений отмечается их резкое колебание в виде острых пиков (рис. 57).

Возникновению детонации и ее интенсификации способствуют нестойкие в отношении детонации топлива с малыми октановыми числами; обогащенные ($\alpha \approx 0,9$) составы смеси; высокая степень сжатия; большие нагрузки на двигатель; снижение частоты вращения вала двигателя; чрезмерно большой угол опережения зажигания; высокие температура и давление на впуске в двигатель; перегрев стенок камеры сгорания; увеличение размеров цилиндров.

Детонационное сгорание возникает в наиболее удаленном от свечи зажигания месте, расположенном около горячих стенок. Смесь до прихода фронта пламени нор-

Если в камере образуется много очагов самовоспламенения (например, около взвешенных отскочивших частиц нагара), то шумность сгорания увеличивается и воспринимается как грохот (rumble—английский термин).

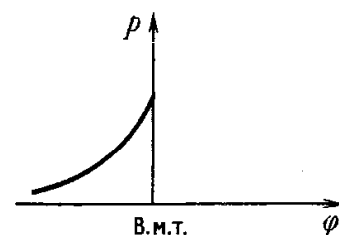


Рис. 57. Диаграмма давления в камере сгорания при детонации

мального сгорания успевает в таких местах сильно перегреться и подвергается интенсивному сжатию при распространении фронта пламени, что способствует быстрому развитию в ней предпламенных реакций с образованием и накоплением химически активных промежуточных продуктов (радикалы, перекиси, атомы водорода и кислорода).

В результате таких процессов возникает самовоспламенение смеси с самоускоряющимися процессами. Сгорание приобретает взрывной характер с резким местным повышением температуры и образованием ударной волны давления; скорость ее перемещения в камере может достигнуть до 1000—2300 м/с. Отражаясь от стенок камеры сгорания, ударная волна образует новые волны и новые очаги воспламенения, приводящие к развитию диссоциации с образованием окиси углерода, атомарных углерода, водорода, кислорода и поглощением большого количества теплоты.

Работа двигателя с детонацией недопустима, так как двигатель перегревается, перегружается, а поверхности деталей камер сгорания из легких сплавов подвергаются интенсивной эрозии (причина зеленоватой окраски отработавших газов).

Продукты диссоциации и несгоревшая часть топлива догорают в процессе расширения неполностью и с меньшей эффективностью, мощность и экономичность снижаются, а перегрев двигателя и дымление на выпуске увеличиваются тем сильнее, чем в большем объеме смеси развивается детонация. Ударные волны, действуя локально и кратковременно, не повышают работу газов, но резко увеличивают теплоотдачу в стенки, механические и тепловые ударные нагрузки на детали, газовую коррозию поверхностей, особенно днищ поршней. Длительная работа двигателей с детонацией недопустима.

5. Вспышки в выпускной системе, сопровождаемые звуками, похожими на выстрелы; такие вспышки являются следствием воспламенения накопившейся там горючей смеси при пропусках вспышек в цилиндрах или сажи, срываемой с нагретых стенок при внезапном нагружении двигателя.

В дизелях после образования в камере сгорания очагов сгорания вокруг них формируется фронт пламени; выделение теплоты и расширение продуктов сгорания приводит к образованию тепловой волны и поджатию смеси. Это ускоряет предпламенные реакции и образование новых очагов сгорания. Поддержание сгорания в очагах и образование новых очагов в неоднородной смеси начинает лимитироваться не скоростью химических реакций окисления, а скоростью образования смеси горючих составов. Поэтому при температурах выше 1000 К факторами, определяющими скорость выгорания топлива, становятся диффузионные процессы и вихревые движения заряда.

Если за время задержки воспламенения впрыснуто много топлива, то возникает и большее число очагов. В результате этого резко ускоряются химические реакции и образование новой смеси; скорости тепловыделения и нарастания давлений могут оказаться слишком большими, а сгорание будет характеризоваться как «жесткое».

А. И. Толстовым для оценки количества впрыснутого топлива σ_B за период задержки его воспламенения и предположительной оценки скорости нарастания давления в процессе сгорания предложен фактор динамичности $D = \sigma_B / \sigma$, (199)

где σ — полная цикловая подача топлива.

При дальнейшем развитии сгорания скорость поступления паров топлива или кислорода в зоны сгорания уменьшается, смесь оказывается в некоторых зонах переобедненной топливом или, наоборот, кислородом. Вместе с увеличивающейся концентрацией в зонах реакции продуктов сгорания и уменьшающимися давлениями и температурами это приводит к снижению скоростей сгорания, продолжению его в процессе расширения, а затем и к его прекращению в зонах, где состав смеси не обеспечивает ее горючести.

Нарушения сгорания в дизелях проявляются в виде дымного выпуска или чрезмерно больших скоростей повышения давления в цилиндрах, вызывающих стуки. Причинами их являются нарушения в топливopодаче или уменьшение коэффициента избытка воздуха в результате отклонения параметров газа в конце сжатия от нормальных хотя бы в одном из цилиндров до $\alpha_{\text{дым.л}}$, при котором начинается дымное сгорание.

Нарушение топливopодачи может быть результатом изменения размеров и формы распыливающих отверстий форсунок в результате закоксовывания или износов, потери упругости пружин игл форсунок или клапанов топливных насосов, износов прецизионных пар, потери подвижности игл и клапанов форсунок и насосов. В результате этих дефектов ухудшается распыливание топлива, изменяются фазы, продолжительность впрыска и цикловая подача топлива, могут появиться пропуски вспышек.

Снижение температуры и давления заряда в конце сжатия может быть следствием засорения воздушного фильтра, закоксовывания клапанов и щелей газораспределительных органов, потери плотности клапанов и поршневых колец, изменения фаз газораспределения; при наддуве могут быть нарушения воздухопонабжения из-за неплотностей в газоздушном тракте, закоксовывания проточной части турбин, попадания масла в воздух.

Причиной нарушения сгорания могут явиться и несоответствующие сорта применяемых топлив и масел, вызывающие интенсивное нагарообразование, дымление, жесткое сгорание.

Фактор динамичности равен 0,5—0,6, а в быстpоходных форсированных двигателях доходит до 0,8—1,0.

Внезапно появившиеся признаки ухудшения сгорания являются следствием нарушений в подаче топлива.

§ 3. Методы организации процесса сгорания

Основными параметрами процесса сгорания, определяющими мощность, экономичность и надежность двигателя, являются максимальная $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ и средняя $\Delta p / \Delta \phi = (p_z - p_2) / \psi_z$ скорости нарастания давлений (см. рис. 53), величина и момент достижения максимального

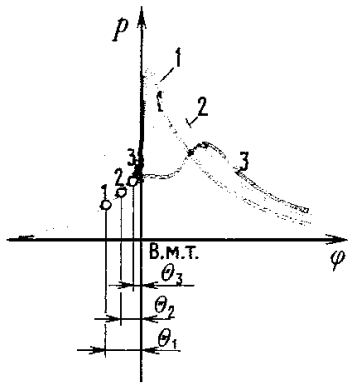


Рис. 58. Диаграммы давлений при различных углах опережения зажигания или впрыска топлива

давления, количество топлива, сгорающего в процессе расширения. Необходимые значения указанных параметров обеспечивают организацией процесса сгорания.

В двигателях с электрическим зажиганием при выбранных сорте топлива и значении ϵ на процесс сгорания можно воздействовать изменением угла опережения зажигания и скорости сгорания смеси (количеством смеси, сгорающим в единицу времени).

Угол опережения зажигания оказывает огромное влияние на процесс сгорания. При излишне большом угле θ_1 сгорание смеси начинается слишком рано, создается большое противодействие ходу поршня к в. м. т. (линия 1, рис. 58), скорость нарастания и максимальное давление оказываются чрезмерно большими, двигатель перегружается газовыми силами и перегревается, а его мощность и экономичность не достигают оптимальных значений; в результате возможно возникновение детонации. Слишком малый угол θ_3 приводит к запаздыванию развития сгорания (линия 3), мощность и экономичность вновь не достигают возможных значений. При угле θ_2 получаются приемлемые скорость нарастания и максимальное давление (линия 2), наибольшие мощность и экономичность. Поэтому угол опережения зажигания θ_2 называют наивыгоднейшим или оптимальным. Его величина определяется периодом задержки воспламенения смеси и временем, отводимым на сгорание.

Скорость сгорания смеси определяется скоростью перемещения фронта пламени u_t и его площадью. Скорость перемещения фронта пламени можно регулировать составом смеси, а величину фронта пламени во время сгорания — формой камеры сгорания.

Для камеры, схема которой показана на рис. 59, а, характерным является быстрое увеличение поверхности фронта пламени в начале его перемещения и уменьшение этой поверхности к концу распространения пламени по камере. В результате этого давление в начале сгорания в такой камере возрастает с очень большими, а в конце сгорания — с малыми скоростями. Средняя скорость по-

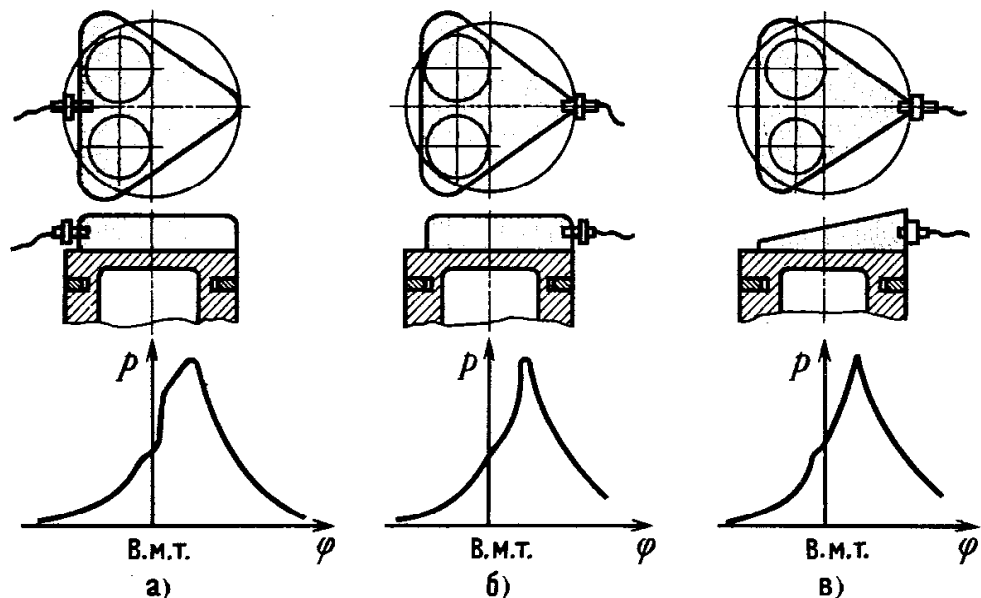


Рис. 59. Схемы камер сгорания, позволяющих регулировать скорость сгорания изменением площади фронта пламени

вышения давления за время сгорания окажется невысокой, но работа двигателя будет жесткой. В камере, выполненной по схеме, показанной на рис. 59, б, свеча расположена в узкой части. Теперь поверхность фронта пламени будет увеличиваться до конца распространения пламени по камере, скорость которого все время возрастает из-за повышения температуры и давления в камере; скорость повышения давления будет все время увеличиваться и работа двигателя останется жесткой.

Для камеры, схема которой показана на рис. 59, в, характерно снижение ее высоты по мере удаления от свечи, поэтому поверхность фронта пламени будет изменяться мало, что в сочетании с увеличивающимися скоростями u_n и объемом цилиндра позволяет получить почти постоянную умеренную скорость повышения давления.

Регулирование скорости повышения давления изменением площади фронта пламени широко применяют при проектировании, и это позволило создать основные типы камер сгорания (рис. 60) бензиновых и газовых двигателей, хорошо отвечающих главным требованиям — получению целесообразных скоростей выгорания топлива, минимальных гидродинамических потерь в процессах газообмена и сжатия, малых потерь теплоты в стенки, конструктивной и технологической простоты.

В последние годы ведутся работы по использованию для организации сгорания послойного (или расслоенного) смесеобразования, при котором в зоне образования очага сгорания смесь обогащается, что обеспечивает ее надежное воспламенение. Остальная смесь обедняется до $\alpha = 1,15 \div 1,5$ и более и поджигается горячей богатой смесью, ускоряющей ее сгорание в результате турбулизации и инициирования окислительных процессов химически активными продуктами неполного сгорания богатой смеси. Такая организация сгорания возможна и в неразделенной камере, однако проще и надежнее это осуществить с использованием отделенной части (форкамеры).

Для уменьшения возможности детонационного сгорания необходимо применять высокооктановые топлива, более теплопроводные материалы для изготовления поршней и головок и интенсивное их охлаждение, ускорять перемещение фронта пламени турбулизацией и применением богатых смесей, уменьшать период задержки воспламенения смеси интенсификацией разряда и уменьшением вихрей в зоне электродов заглублением свечи, уменьшать путь, проходимый пламенем до возможного очага возникновения детонации, выбором более компактной камеры, расположением свечи в центре камеры или вблизи возможных очагов детонации, применением двух свечей.

На процесс сгорания в дизелях можно воздействовать выбором типа камеры сгорания, угла опережения впрыска, закона изменения давления впрыска, определяющего массовую скорость впрыска топлива и продолжительность впрыска.

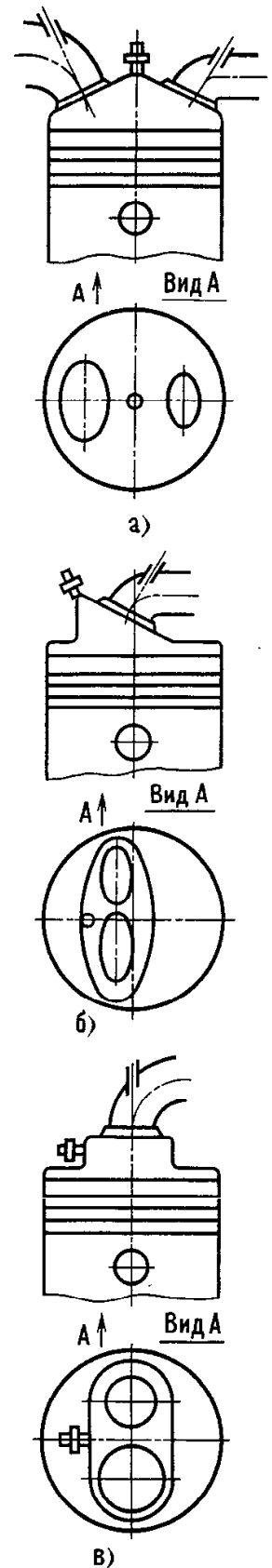


Рис. 60. Основные типы современных камер сгорания бензиновых и газовых двигателей:

а — шатровая цилиндрическая, полусферическая; б — клиновая; в — овальная

Объем предкамеры для форкамерно-факельного зажигания составляет 2—3% полного объема V_{cr} , а площадь соединительных каналов равна 1,5—7,5% площади поршня F_n .

Продолжаются исследования разновидности двухфазного впрыска — подачи части топлива во впускную систему или в подогреваемый отработавшими газами газификатор, соединенный с впускной системой. Такая система впрыска увеличивает количество паров топлива и их прогрев к началу смесеобразования, а также улучшает управление процессом сгорания, подачей основной части топлива.

Применение разделенных камер сгорания позволяет снизить скорость нарастания давления в надпоршневом пространстве благодаря снижению интенсивности истечения из отделенной части камеры.

Угол опережения впрыска топлива определяет, как и в двигателях с электрическим зажиганием, своевременность сгорания топлива; этот угол выбирают в зависимости от цетанового числа топлива, теплового состояния заряда и времени, отводимого на сгорание. Поэтому при топливах с высоким цетановым числом, при большей температуре стенок камеры сгорания и меньшей частоте вращения коленчатого вала угол опережения впрыска топлива следует уменьшать.

При уменьшении цикловой подачи топлива (нагрузки на двигатель) не только снижаются температуры стенок и заряда, но и увеличивается относительное количество топлива, впрыскиваемое в начале и в конце впрыска при малых давлениях, что может привести к недостатку мелких капель, способных быстро испариться и образовать смесь необходимого для воспламенения состава. Это явление можно ослабить повышением температуры заряда перепуском на всасывание части отработавших газов или выключением охлаждения наддувочного воздуха и полностью устранить выключением из работы части форсунок или цилиндров.

Начальное давление впрыска влияет на время начала впрыска, тонкость распыливания и скорость подачи топлива, поэтому регулирование давления как в начале впрыска, так и в течение всего периода впрыска дает возможность влиять на процесс сгорания.

Мгновенный расход топлива через сопла форсунок определяет скорость ввода топлива в процесс сгорания и продолжительность впрыска и сгорания, что имеет очень важное значение. Поэтому закон подачи топлива подбирают экспериментально для режимов полной мощности или наиболее часто встречающихся в условиях эксплуатации двигателей, обеспечивая допустимую величину фактора динамичности D . Необходимый закон подачи топлива обеспечивают приводом плунжера насоса от кулачков специальных профилей. Эти профили обеспечивают впрыски с непрерывно нарастающими давлениями и расходами топлива, с постоянными давлениями и скоростями, достигаемыми к некоторому моменту впрыска, ступенчатый впрыск, при котором на некотором его участке давление и расходы сохраняются постоянными, и двухфазный впрыск, при котором сначала впрыскивается небольшая запальная порция топлива, а затем основная (см. рис. 45).

Разрабатываемые гидравлическое и электронно-гидравлическое управление иглами форсунок позволят осуществить регулирование впрыска топлива (давлений, фаз и скоростей впрыска) в зависимости от режима работы двигателя, окружающих условий, сорта топлива. Введение такого управления наиболее перспективно для совершенствования процесса сгорания.

§ 4. Анализ процесса сгорания по индикаторной диаграмме.

Основные фазы сгорания в двигателях

Большой опыт, накопленный в экспериментальных исследованиях процесса сгорания, дает возможность по виду индикаторной диаграммы составить качественное заключение о совершенстве процесса сгорания. Известно, например, какой должна быть диаграмма при нормальном сгорании, когда двигатель развивает наибольшие мощность и экономичность. В анализе процесса сгорания используют кроме экспериментальной индикаторной диаграммы, полученную на ее основании из расчета по уравнению состояния кривую температуры. Руководствуясь характером кривых давления и температуры, устанавливают условные границы основных фаз сгорания и оценивают качество процесса сгорания.

Фазы сгорания в двигателях с принудительным воспламенением

Первая фаза I — образование начального очага пламени от электрической искры и развитие турбулентного фронта пламени. Длительность первой фазы принимают равной длительности задержки воспламенения — от момента образования искры между электродами свечи, т. е. от момента зажигания (точка 1 на рис. 61), до начала резкого повышения давления в цилиндре (точка 2), где кривая давления (сплошная линия) при сгорании отрывается от кривой при выключенном зажигании (штриховая линия).

Вторая фаза II — фаза быстрого сгорания — основная. В продолжении второй фазы фронт пламени распространяется в большей части пространства камеры сгорания и достигает стенок цилиндра. Принимают, что основное сгорание заканчивается при достижении максимального давления в цилиндре (точка 3) или максимальной температуры. В опытах обычно располагают индикаторной диаграммой, а кривую температуры не рассчитывают, поэтому длительность фазы чаще устанавливают по максимуму давления.

Третья фаза III — догорание. Считают, что третья фаза начинается от момента достижения максимального давления, а заканчивается с завершением горения топлива (точка 4), которое продолжается некоторое время в начале процесса расширения. В третьей фазе происходит догорание продуктов неполного окисления топлива за фронтом пламени и в пристенном слое, в зазорах между поршнем и головкой цилиндра, и идет рекомбинация молекул. Одним из признаков окончания горения топлива считают равенство скорости выделения теплоты скорости теплоотдачи в стенку (квазиadiaбатическую точку процесса).

Оценка процесса сгорания по индикаторной диаграмме. Двигатель развивает наибольшую мощность и имеет наименьший расход топлива, если давление в цилиндре

Процесс сгорания в двигателях с принудительным воспламенением условно рассматривают состоящим из фазы образования начального очага пламени, фазы быстрого сгорания и фазы догорания.

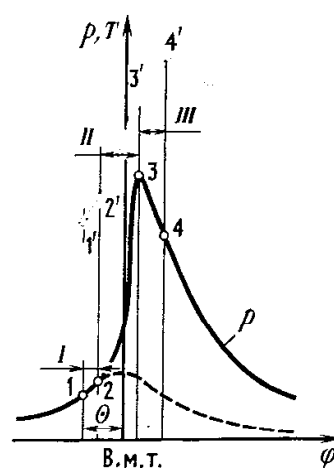
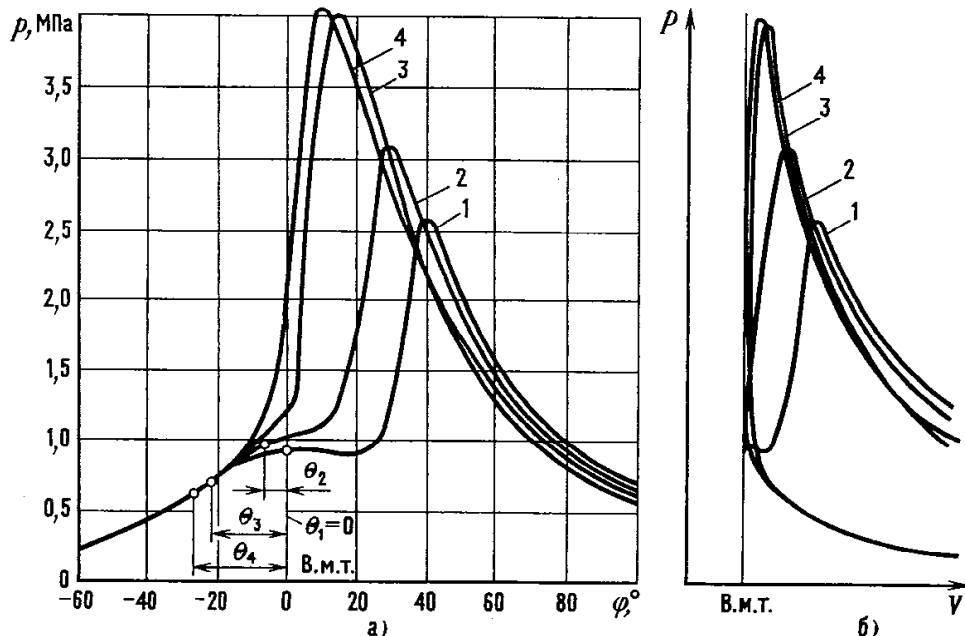


Рис. 61. Индикаторная диаграмма давления и температуры в цилиндре двигателя с принудительным воспламенением при нормальном сгорании

Рис. 62. Фрагменты индикаторных диаграмм двигателя с принудительным воспламенением при различных значениях угла опережения зажигания θ :

a — φp — диаграмма; b — Vp — диаграмма; 1 — $\theta_1 = 0^\circ$; 2 — $\theta_2 = 7^\circ$; 3 — $\theta_3 = 22^\circ$; 4 — $\theta_4 = 27^\circ$



достигает максимума при повороте коленчатого вала на угол $12\text{--}15^\circ$ после в. м. т., а начало быстрого нарастания давления соответствует положению кривошипа за $12\text{--}15^\circ$ до в. м. т. Скорость фронта пламени возрастает приблизительно пропорционально частоте вращения вала, поэтому длительность второй фазы в градусах поворота коленчатого вала изменяется мало. Но длительность задержки воспламенения и фазы догорания увеличивается. Чтобы обеспечить нормальное протекание процесса и чтобы быстрое повышение давления началось приблизительно при одинаковом положении кривошипа (за $12\text{--}15^\circ$ до в. м. т.), увеличивают угол опережения зажигания.

Отклонение угла опережения зажигания от оптимального в любую сторону вызывает существенное изменение вида индикаторной диаграммы (рис. 62). — уменьшение мощности и увеличение расхода топлива.

По индикаторной диаграмме можно различить отклонения процесса сгорания от нормального: как детонацию, так и калильное зажигание. Напомним, что при детонации нарушение процесса проявляется в конце основной (второй) фазы процесса сгорания, а при калильном зажигании — в начале. В обоих случаях жесткость работы и шум двигателя возрастают.

Скорость распространения турбулентного фронта пламени имеет наибольшую величину при горении богатой смеси ($\alpha = 0,8\text{--}0,9$). С обеднением смеси возрастает длительность задержки воспламенения (рис. 63) и фазы догорания, поэтому угол опережения зажигания, оптимальный по мощности и экономичности, увеличивается. Продолжительность сгорания при работе двигателя на бедной смеси заметно возрастает, положение максимума давления смещается на индикаторной диаграмме дальше от в. м. т. Максимальное давление цикла становится при обеднении смеси ниже главным образом вследствие того, что уменьшается количество теплоты, подведенной к единице массы рабочей смеси газов в цилиндре. Систе-

Нормальное (без детонации) сгорание однородной смеси в двигателе сопровождается относительно небольшой скоростью нарастания давления (не более $0,2$ МПа), поэтому уровень шума двигателей с принудительным воспламенением относительно невелик ($70\text{--}82$ дБ).

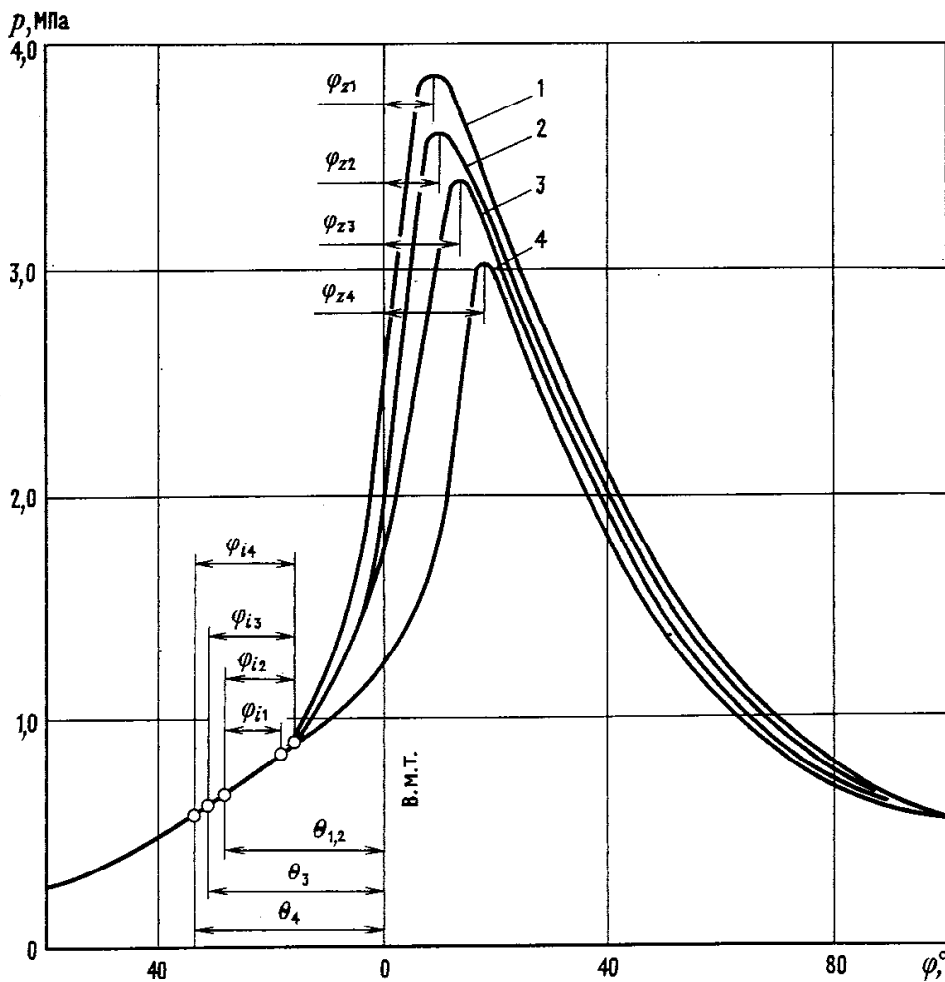


Рис. 63. Индикаторные диаграммы двигателя с принудительным воспламенением при работе на смесях, отличающихся избытком воздуха:

1 — $\alpha = 0,84$; 2 — $\alpha = 0,65$; 3 — $\alpha = 1,0$; 4 — $\alpha = 1,18$

мы зажигания двигателей снабжают устройствами для автоматического регулирования опережения зажигания как минимум по двум параметрам — составу смеси и частоте вращения коленчатого вала.

Фазы сгорания в дизелях

Первая фаза I (рис. 64) — задержка самовоспламенения. Ее длительность определяют по индикаторной диаграмме в координатах p — ϕ от начала впрыска топлива, регистрируя начало подъема иглы (закрытой форсунки) — в точке 1, до момента отклонения кривой давления при сгорании от кривой давления при сжатии — расширении без впрыска топлива — в точке 2. Длительность задержки самовоспламенения получается меньше, если ее определять не по индикаторной диаграмме, а методом регистрации яркого свечения, появляющегося при образовании первого очага пламени.

Вторая фаза II — фаза быстрого сгорания. Во второй фазе сгорает большая часть топлива, впрыснутого за время задержки самовоспламенения, а также часть топлива, впрыскиваемого во второй фазе.

От очага воспламенения пламя быстро распространяется в зонах, где за время задержки впрыскиваемое топливо успевает испариться и образует смесь горючей концентрации. Впрыск топлива обычно заканчивается во второй фазе. Однако в высокооборотных двигателях с целью

Процесс сгорания в дизеле принято разделять на четыре фазы: задержку воспламенения, быстрое сгорание, сгорание при постоянном давлении и догорание.

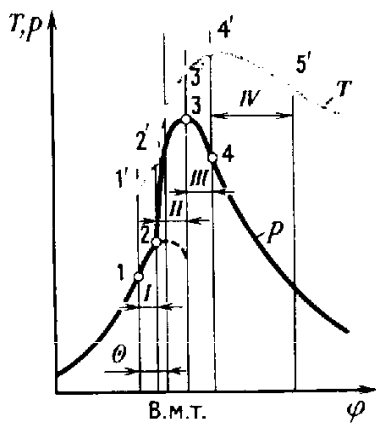


Рис. 64. Диаграммы давления и температуры в цилиндре дизеля при нормальном сгорании

Мощность и КПД дизеля достигают наибольшей величины, если положение максимума давления в цилиндре (на индикаторной диаграмме) соответствует углу поворота кривошипа на 10—15° после в.м.т.

повышения КПД двигателя вся доза топлива впрыскивается еще в первой фазе. Таким двигателям свойственна высокая жесткость работы, так как скорость повышения давления во второй фазе тем выше, чем больше доля топлива, впрыскиваемого в цилиндр за время задержки самовоспламенения, т. е. чем больше фактор динамичности $D = \sigma/g_{т-д}$.

Третья фаза III — сгорание при почти постоянном и несколько понижающемся давлении. Начало третьей фазы определяется положением максимума давления (точка 3), а конец — положением максимума температуры газов в цилиндре (точка 4).

Четвертая фаза IV — догорание топлива и продуктов его неполного окисления. Образование горючей смеси в фазе догорания происходит относительно медленно, поскольку количество неиспользованного воздуха в камере сгорания невелико сравнительно с началом сгорания. К тому же в зонах горения и вокруг них находятся продукты сгорания топлива, что в совокупности значительно снижает скорость взаимной диффузии паров топлива и воздуха и скорость сгорания. Сгорание заканчивается в точке 5.

Оценка процесса сгорания по индикаторной диаграмме. Сгорание в дизелях происходит при высоком давлении и относительно больших значениях среднего коэффициента избытка воздуха. В таких условиях продукты сгорания практически не диссоциируют, и влияние рекомбинации невелико.

Несмотря на большой по соотношению цикловой дозы топлива и массы свежего заряда избыток воздуха осуществить полное сгорание топлива в высокооборотных двигателях не всегда удается, и в выпускных газах содержатся продукты неполного сгорания (в основном в форме сажи).

Регулируя угол опережения впрыска топлива, можно воздействовать на вид индикаторной диаграммы и на положение максимума давления с тем, чтобы установить оптимальное по показателям мощности и экономичности значение угла. Однако по мере увеличения угла опережения впрыск топлива в цилиндр начинается при все более низких температуре и давлении, в связи с чем длительность задержки самовоспламенения, а следовательно, и фактор динамичности увеличиваются. В итоге повышается максимальное давление цикла, возрастает скорость нарастания давления (рис. 65) в цилиндре. Очевидно, что одним увеличением угла опережения впрыска нельзя компенсировать увеличение задержки самовоспламенения при работе на топливе с низким цетановым числом или при относительно низкой температуре газов в цилиндре в конце сжатия. С повышением частоты вращения длительность задержки самовоспламенения (в угловых градусах) увеличивается, возрастает и оптимальный угол опережения впрыска. Многие двигатели наземного транспорта оборудуют устройствами автоматического регулирования угла опережения впрыска топлива.

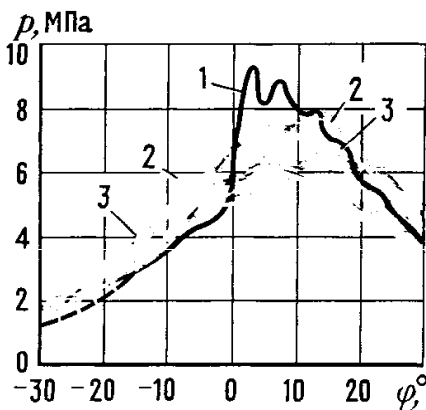
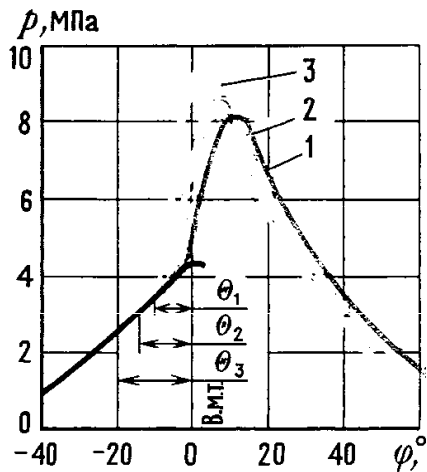


Рис. 65. Индикаторные диаграммы дизеля при трех значениях угла опережения впрыска топлива:

1 — $\theta = 10^\circ$; 2 — $\theta = 15^\circ$;
3 — $\theta = 20^\circ$

Рис. 66. Индикаторные диаграммы дизелей:

1 — с неразделенной камерой; 2 — с вихревой камерой; 3 — с предкамерой (сплошные кривые для камеры над поршнем, а штриховые для вихревой камеры и предкамеры)

Меньшей жесткостью работы обладают дизели с пленочным смесеобразованием и с разделенными камерами сгорания. В двигателях с пленочным смесеобразованием (см. § 2 гл. V) желательные скорость испарения топлива и скорость смесеобразования поддерживаются регулированием температуры стенки камеры сгорания, на которой образуется пленка топлива, и относительной скоростью заряда.

В разделенных камерах ограничение скорости сгорания во второй фазе процесса (в фазе быстрого сгорания) и, следовательно, скорости нарастания давления достигается тем, что воспламенение и начало сгорания осуществляются при недостатке воздуха (при $\alpha < 1$) в камере небольшого объема — в предкамере или вихревой камере. Скорость нарастания давления и максимальное давление в цилиндре (над поршнем) двигателей с разделенными камерами существенно ниже (рис. 66).

Скорость потоков воздуха и продуктов сгорания, образующихся в соединительных каналах разделенных камер сгорания при сжатии и расширении, и характеристики турбулентности в пространстве камер однозначно связаны с частотой вращения коленчатого вала. С повышением частоты возрастают скорости диффузионного переноса паров топлива и воздуха, особенно заметные эффекты наблюдаются в третьей и четвертой фазах процесса сгорания. Поэтому в двигателях с разделенными камерами наблюдается изменение времени сгорания в некотором соответствии с частотой вращения, и эффективное сгорание топлива, без дымления, возможно при значительно более высокой частоте вращения (до 5000 об/мин) и при меньшем коэффициенте избытка воздуха, чем в двигателях с неразделенными камерами. Несмотря на заметно большую теплоотдачу в стенки и потери работы при перетекании газов в двигателях с разделенными камерами расход топлива при высокой частоте вращения (более 3000—4000 об/мин) меньше, чем в двигателях с неразделенными камерами.

В комбинированных двигателях давление и температура в конце сжатия в цилиндре тем выше, чем больше давление наддува. Соответственно сокращается задержка самовоспламенения и уменьшается скорость нараста-

Скорость нарастания давления при сгорании в дизелях выше, чем в двигателях с принудительным воспламенением. Она достигает 0,3—0,6 МПа/°, а в высокооборотных двигателях 1,5 МПа/° и более. Уровень шума дизелей может быть поэтому чрезмерно высоким (более 100 дБ).

ния давления. Тем не менее организация эффективного процесса смесеобразования и сгорания в комбинированных двигателях требует большего внимания для исключения чрезмерного увеличения продолжительности процесса сгорания при повышенной цикловой подаче топлива и жестком ограничении максимального давления сгорания.

§ 5. Характеристики тепловыделения

В обратимых термодинамических циклах двигателей (см. гл. 1) рассматривают три способа подвода теплоты к рабочему телу: при постоянном объеме, при постоянном давлении и смешанный. Закон подвода теплоты определяет вид процесса, от него зависит и термодинамическая эффективность цикла.

В действительном цикле к рабочему телу подводится и используется на изменение внутренней энергии и производство работы не все количество выделившейся при сгорании теплоты $Q_{\text{выд}}$, часть теплоты (Q_w) отдается в стенки цилиндра:

$$Q_{\text{исп}} = Q_{\text{выд}} - Q_w. \quad (200)$$

Теплоту, подведенную к рабочему телу, называют поэтому использованной теплотой, а зависимость $Q_{\text{исп}}(V)$ или $Q_{\text{исп}}(\varphi)$ — характеристикой использования теплоты (или характеристикой «активного» тепловыделения).

Очевидно, что вид характеристик тепловыделения определяется закономерностями процесса сгорания топлива в цилиндре и законом перемещения поршня. С другой стороны, термодинамическая эффективность цикла и его КПД связаны с законом подвода теплоты к рабочему телу. Характеристики тепловыделения позволяют поэтому оценивать и совершенствовать процесс сгорания с точки зрения термодинамической эффективности цикла, с термодинамических позиций. В этом заключается основная причина широкого использования характеристик тепловыделения в исследованиях и при доводке циклов двигателей.

В большинстве исследований используют не абсолютные характеристики тепловыделения, сравнение которых мало показательное, а относительные. Их получают делением теплоты в произвольной точке абсолютной характеристики на теплоту, выделившуюся в результате сгорания цикловой дозы топлива $g_{\text{т.д}}$. Относительная характеристика выделения теплоты

$$x_{\text{выд}}(V) = Q_{\text{выд}}(V)/Q_{\text{выд.ц}} \quad \text{или} \quad x_{\text{выд}}(\varphi) = Q_{\text{выд}}(\varphi)/Q_{\text{выд.ц}}. \quad (201)$$

Относительная характеристика использования теплоты (или коэффициент использования теплоты)

$$\xi(V) = Q_{\text{исп}}(V)/Q_{\text{выд.ц}} \quad \text{или} \quad \xi(\varphi) = Q_{\text{исп}}(\varphi)/Q_{\text{выд.ц}}. \quad (202)$$

В результате сгорания цикловой дозы топлива $g_{\text{т.д}}$ в цилиндре двигателя выделяется теплота, меньшая нижней теплоты сгорания $Q_{\text{н.ц}} = H_u g_{\text{т.д}}$. Это связано с непол-

Характеристиками тепловыделения называют зависимости количества теплоты, выделившейся при сгорании топлива в цилиндре, и теплоты, подведенной к рабочему телу в цилиндре, от объема цилиндра, т. е. $Q_{\text{выд}}(V)$ и $Q_{\text{исп}}(V)$ или от угла поворота кривошипа, т. е. $Q_{\text{выд}}(\varphi)$ и $Q_{\text{исп}}(\varphi)$.

ным сгоранием и недогоранием топлива и с потерями части теплоты при диссоциации молекул, протекающей с поглощением теплоты:

$$Q_{\text{выд.ц}} = H_u g_{\text{T.ц}} - Q_{\text{нед}} - Q_{\text{дис}}$$

Выделившуюся за цикл теплоту выражают при расчетах в долях низшей теплоты сгорания цикловой дозы топлива:

$$Q_{\text{выд.ц}} = \chi H_u g_{\text{T.ц}}, \quad (203)$$

где $\chi = \kappa\psi$ — коэффициент выделения теплоты при сгорании цикловой дозы топлива.

Коэффициент полноты сгорания

$$\kappa = 1 - Q_{\text{нед}} / (H_u g_{\text{T.ц}}) = 1 - \Delta H_u / H_u \quad (204)$$

учитывает уменьшение теплоты из-за неполного сгорания цикловой дозы топлива. А коэффициент

$$\psi = 1 - Q_{\text{дис}} / (H_u g_{\text{T.ц}} \kappa)$$

учитывает суммарную за цикл потерю теплоты из-за диссоциации. Сюда же относят и другие виды потерь, если их не учитывают отдельно.

Низшую теплоту сгорания продуктов неполного окисления и паров топлива, содержащихся в выпускных газах, можно определить, если их концентрация измерена газовым анализом при испытаниях двигателя. В расчетах цикла неполноту сгорания топлива учитывают обычно лишь для богатой смеси ($\alpha < 1$), а ΔH_u определяют в таком случае по (82).

Определение характеристик тепловыделения при испытаниях двигателя

В исследованиях циклов реального двигателя характеристики тепловыделения определяют расчетно-экспериментальным методом. В основу положено решение уравнения первого закона термодинамики при допущении, что процесс сгорания можно рассматривать как обратимый термодинамический процесс. Вычитая из выделившейся теплоты теплоотдачу в стенки, принимают, что подвод теплоты к рабочему телу представляет собой обратимый процесс.

Другими источниками необратимости термодинамических процессов при сгорании также пренебрегают. Одним из источников необратимости является температурная неоднородность в пространстве камеры сгорания. Температура газов в зоне горения и температура продуктов сгорания существенно выше температуры воздуха вне зоны горения в дизелях и температуры несгоревшей смеси в двигателях с принудительным воспламенением. Самопроизвольное выравнивание температуры газов в

Состояние равновесной термодинамической системы определено, если известны два из трех термических параметров состояния газа — давление, температура, удельный объем — в любом сочетании (третий параметр определяют из уравнения состояния).

цилиндре в результате теплообмена и смешения газов — типично необратимые процессы.

Пренебрегая необратимостью в процессе сгорания, в расчетах применяют уравнение первого закона термодинамики в форме, справедливой для обратимых процессов в термодинамической системе с неподвижным центром тяжести:

$$dQ = dU + pdV.$$

Для получения характеристики использования теплоты вида $Q_{исп}(V)$ или $Q_{исп}(\varphi)$ интегрированием уравнения первого закона термодинамики необходимо, следовательно, записать при испытаниях двигателя изменение давления или температуры в цилиндре, определить массу и состав смеси газов, непрерывно изменяющиеся в процессе сгорания. Техника записи переменного давления несравненно совершеннее, чем записи температуры, поэтому характеристики тепловыделения определяют по индикаторным диаграммам, используя численные методы решения уравнения на ЭВМ.

Относительная характеристика использования теплоты (202) после подстановки (203) примет вид

$$\xi(V) = \frac{Q_{исп}(V)}{\chi H_{u} g_{T,ц}} = \frac{\Delta U + \int_{V_0}^V pdV}{\chi H_{u} g_{T,ц}}. \quad (205)$$

Относительную характеристику тепловыделения находят из (201). Учитывая (200) и (205), получим

$$x_{выд}(\varphi) = \xi(\varphi) + \frac{Q_w(\varphi)}{\chi H_{u} g_{T,ц}} \quad (206)$$

$$\text{или } x_{выд}(\varphi) = \xi(\varphi) + q_w(\varphi).$$

Общие свойства характеристик тепловыделения

Кривую тепловыделения (рис. 67) строят от начала воспламенения топлива за φ_w угловых градусов до в.м.т. и до окончания сгорания продолжительностью φ_z . Хотя согласно определению (201), относительное количество выделившейся теплоты в конце сгорания должно быть равно единице, условие $x_{выд} = 1$ не выполняется, так как горение, хотя бы и незначительное, продолжается в процессе расширения и до, и после открытия выпускного клапана (или окон). Условно принимают, что окончание сгорания соответствует значению $x_{выд} = 0,98 \div 0,99$.

Кривую использования теплоты продолжают иногда до начала открытия выпускных органов, хотя после окончания сгорания (в точке z) называть ее характеристикой использования теплоты можно лишь условно. Теплота в процессе расширения не подводится к рабочему телу, а отводится от него в стенки за счет уменьшения внутренней энергии газов.

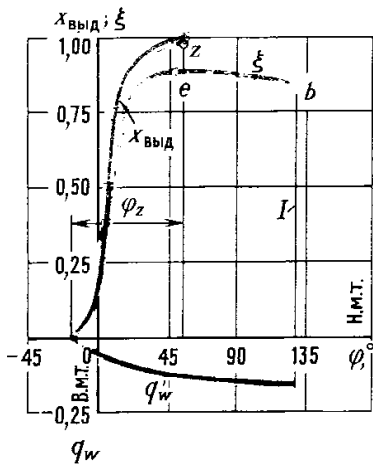


Рис. 67. Относительные характеристики выделения и использования теплоты:

I — открытие выпускного клапана

В квазиадиабатной точке e скорость подвода теплоты $d\xi/d\varphi=0$, а использованная теплота достигает максимального значения. Сгорание в точке максимума не заканчивается. Эта точка характерна тем, что в ней соблюдается, согласно (206), условие равенства скорости выделения теплоты и скорости теплоотдачи в стенке: $dx_{\text{выд}}/d\varphi=dq_w/d\varphi$. Количество выделившейся в дальнейшем теплоты невелико, и условие $d\xi/d\varphi=0$ можно принимать в качестве признака окончания сгорания.

Вид характеристики тепловыделения оценивают исходя из стремления повысить КПД и работу цикла и получить приемлемые максимальную скорость нарастания давления, максимальное давление и температуру цикла. От вида характеристики тепловыделения зависит количество выбросов вредных веществ.

Большое значение имеют максимальные относительные скорости тепловыделения $(dx/d\varphi)$ и подвода теплоты $(d\xi/d\varphi)_{\text{max}}$, а также положение максимумов относительно начала видимого сгорания, считая от точки c воспламенения топлива.

Характеристики тепловыделения двигателя с принудительным воспламенением

В двигателе с принудительным воспламенением основная часть использованной теплоты подводится во второй фазе (до p_{max}): значения $\xi_p = (0,8—0,85)\xi_{\text{max}}$. В примере (рис. 68) $\xi_{\text{max}}=0,87$, положение максимума соответствует 50 градусам угла поворота кривошипа после в.м.т., а $\xi_p=0,73$. Скорость тепловыделения в начале сгорания увеличивается медленно, она достигает максимального значения приблизительно посередине сгорания ($\varphi_M/\varphi_z = 0,55 \div 0,65$); максимум скорости один.

В двигателях с высоким индикаторным КПД продолжительность сгорания составляет не более 40—45° угла поворота кривошипа при работе на стехиометрической смеси. С увеличением продолжительности сгорания до 60° угла поворота кривошипа индикаторный КПД уменьшается относительно немного — на 1—2%; при этом положительным эффектом является снижение скорости нарастания давления.

Основная часть теплоты подводится вблизи в.м.т.: в примере на рис. 69, перестроенном по данным рис. 68, при увеличении относительного объема цилиндра $\Delta V/V_h$ на 4% коэффициент использования теплоты $\xi \approx 0,85\xi_{\text{max}}$, хотя продолжительность сгорания сравнительно большая; $\varphi_z=70^\circ$. Таким образом, в действительном цикле нецелесообразно добиваться подвода теплоты строго при $V = \text{const}$ ввиду нежелательного повышения скорости нарастания и максимума давления при всяком сокращении продолжительности сгорания. Оптимальная продолжительность сгорания $\varphi_z = 40 \div 50^\circ$.

При анализе характеристик тепловыделения сравнивают величину теплоты в характерных точках кривых: при максимальных давлениях в цилиндре ξ_p (рис. 68) и температуре ξ_T . Отмечают положение максимумов относительно в.м.т., указывают также величину максимума использованной теплоты ξ_{max} и продолжительность сгорания φ_z .

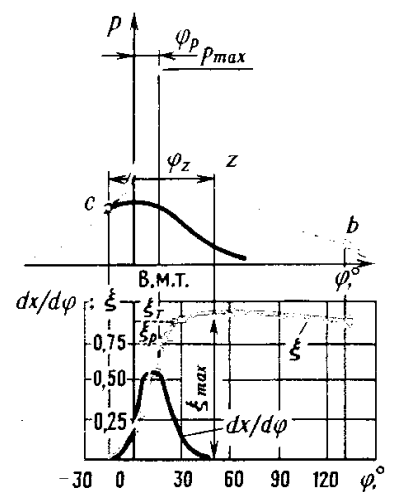


Рис. 68. Относительная характеристика использования теплоты для двигателя с принудительным воспламенением

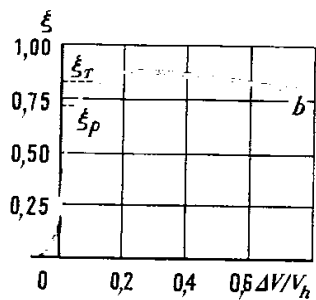


Рис. 69. Характеристика использования теплоты в функции безразмерного объема цилиндра

Доля теплоты, выделившейся за период до максимума скорости тепловыделения, в дизеле значительно меньше, чем в двигателе с принудительным воспламенением.

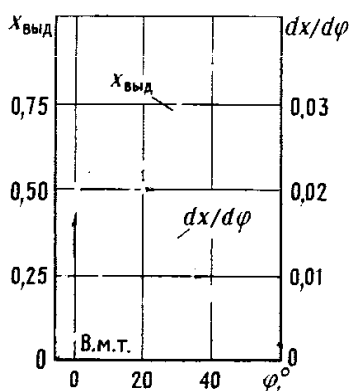


Рис. 70. Относительная характеристика выделения теплоты и относительная скорость тепловыделения для дизеля

Характеристики тепловыделения дизеля

Во второй фазе (до p_{\max}) в дизеле сгорает значительно меньшая часть топлива (рис. 70), чем в двигателе с принудительным воспламенением (см. рис. 68). Существенно отличается и доля топлива, сгорающего в интервале от максимального давления до максимальной температуры, — в дизеле она в несколько раз больше. Максимум скорости тепловыделения в дизеле расположен значительно ближе от начала сгорания: безразмерная координата максимума $\varphi_M/\varphi_z = 0,1 \div 0,2$ (в двигателях с принудительным воспламенением $\varphi_M/\varphi_z = 0,55 \div 0,65$). Причины столь существенного отличия характеристик тепловыделения заключаются в различии принципов смесеобразования и сгорания. В двигателе с принудительным воспламенением происходит горение гомогенной смеси, температура смеси перед фронтом пламени ниже температуры самовоспламенения. Скорость тепловыделения зависит от площади и скорости фронта пламени, поэтому в начале сгорания, пока площадь фронта невелика, скорость тепловыделения возрастает медленно.

В дизеле за время задержки воспламенения часть топлива испаряется, образуется и накапливается горючая топливовоздушная смесь. Вследствие высоких температуры и давления в конце сжатия пламя распространяется от очага самовоспламенения с высокой скоростью (100 м/с и более) и охватывает зоны, где состав горючей смеси находится в концентрационных пределах. Горение происходит почти одновременно во всем объеме смеси горючей концентрации — такую разновидность горения называют объемным горением, или тепловым взрывом. Поэтому скорость тепловыделения в дизеле достигает максимума вблизи от начала горения, в точке $\varphi_M = (0,1 \div 0,2)\varphi_z$, хотя доля выделившейся при объемном горении теплоты может быть небольшой: $x_M = (0,1 \div 0,3)x_{\text{выд}}$.

Объемное горение возникает, таким образом, как результат совокупности двух условий: образования смеси горючей концентрации до появления очага самовоспламенения и высокой температуры смеси в конце сжатия, превышающей температуру самовоспламенения. Скорость химических реакций окисления при высокой температуре согласно закону Аррениуса очень высока, образовавшаяся за период задержки самовоспламенения горючая смесь быстро сгорает, а затем скорость тепловыделения резко снижается. В дальнейшем горение происходит по мере поступления в зону горения (или в зоны горения) паров топлива и воздуха, а скорость горения определяется в основном не скоростью химических реакций, а скоростями испарения капель топлива и диффузии паров топлива и воздуха в зону горения.

Скорость диффузионного горения повышается с увеличением скорости испарения и диффузии топлива, например, в результате интенсивной турбулизации заряда

цилиндра, и на кривой тепловыделения возможно появление второго максимума, уже при диффузионном горении. Он расположен дальше от начала сгорания, его безразмерная координата $\varphi_M/\varphi_z = 0,3 \div 0,4$. Кривые скорости тепловыделения с двумя максимумами (рис. 71) характерны для двигателей с интенсивной турбулентностью в камере сгорания, например с камерой в поршне, в двигателях с разделенными камерами сгорания, предкамерных и вихрекамерных

Зависимость скорости нарастания давления от скорости тепловыделения получим из уравнения первого закона термодинамики $dQ = dU + pdV$, записанного с целью упрощения для случая с постоянной массой рабочего тела; тогда ($dV = Gdv$). Используя уравнение Клапейрона, запишем уравнение в виде

$$\frac{dQ}{dV} = \frac{V}{k-1} \left(\frac{dp}{dV} + k \frac{p}{V} \right).$$

Далее найдем скорость нарастания давления в цилиндре:

$$\frac{dp}{dV} = \left[(k-1) \frac{dQ}{dV} - kp \right] \frac{1}{V}.$$

Высокая скорость тепловыделения вблизи начала сгорания и около в.м.т. служит основной причиной высокой скорости нарастания давления и сопутствующих (нежелательных в работе дизеля) явлений: высокого уровня шума, значительной динамической нагрузки подшипников и деталей кривошипно-шатунного механизма. Установлена прямая связь между величиной первого максимума скорости тепловыделения, концентрацией окислов азота, образующихся при сгорании, и скоростью нарастания давления.

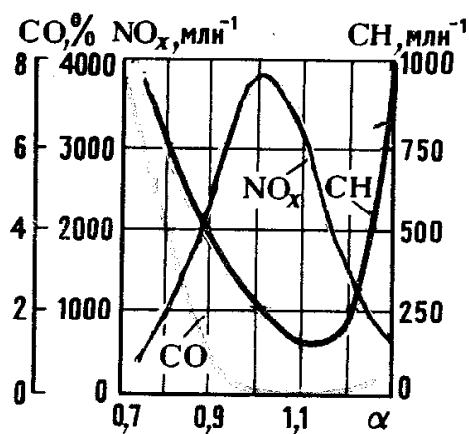
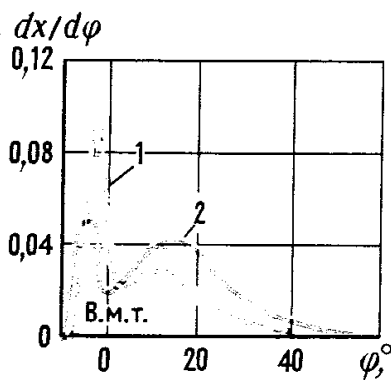
Учитывая все это, стремятся уменьшить первый максимум скорости тепловыделения, а второй — увеличить и сдвинуть далее от начала сгорания. Скорость тепловыделения при объемном горении зависит в основном от длительности задержки самовоспламенения. Увеличение температуры и давления в цилиндре в конце сжатия (существенное в комбинированном двигателе), повышение цетанового числа топлива, улучшение мелкости распыливания топлива и другие факторы, способствующие сокращению периода задержки самовоспламенения, уменьшают значение первого максимума скорости тепловыделения.

Увеличение длительности задержки, например, при работе с малой нагрузкой (кривая 2) приводит к повышению максимальной скорости тепловыделения. При работе с большей нагрузкой (кривая 1) первый максимум скорости тепловыделения меньше или он вообще не проявляется.

Рис. 71. Относительная скорость тепловыделения для дизеля с камерой в поршне при нагрузке:

1 — частичной; 2 — полной

Рис. 72. Концентрация токсических веществ в выпускных газах карбюраторного четырехтактного двигателя



§ 6. Образование токсических веществ при сгорании топлива в двигателях

Выпускные газы двигателей внутреннего сгорания состоят в основном из безвредных продуктов сгорания топлива — углекислого газа и паров воды; в относительно небольшом количестве в них содержатся вещества, обладающие токсическим или канцерогенным действием, и сажа, сама по себе не токсичная.

В процессе сгорания в двигателях образуются два вида вредных веществ: продукты частичного разложения и неполного сгорания топлива и окислы азота.

К первой разновидности вредных веществ относят вещества, образующиеся при сгорании традиционного углеводородного топлива — продукты его частичного окисления и разложения: окись углерода, углеводороды различного химического состава и строения и сажу. К углеводородам относят также пары несгоревшего топлива, наличие которых в выпускных газах не связано непосредственно с процессом окисления топлива.

Вторую разновидность токсических веществ представляют окислы азота, образующиеся в процессе сгорания независимо от вида и свойств применяемого топлива. Токсичность выпускных газов двигателей с принудительным воспламенением выходит за допустимые пределы по трем основным компонентам, поэтому уделяют значительно большее внимание изучению закономерностей образования токсических веществ в этих двигателях.

Ввиду чрезвычайной сложности цепного механизма горения углеводородного топлива образование токсических продуктов неполного окисления углеводородов рассматривают, ограничиваясь основными факторами, связанными с условиями сгорания топлива в двигателях.

Окись углерода

В двигателях с принудительным воспламенением концентрация окиси углерода достигает больших значений при работе на богатой смеси (при $\alpha < 1$) из-за недостатка кислорода для полного окисления топлива. Как промежуточный продукт цепных реакций окись углерода образуется и при горении бедной смеси (при $\alpha > 1$), но большая ее часть в результате последующих реакций

(при наличии несвязанного кислорода) окисляется в углекислый газ.

Образование окиси углерода возможно также в результате распада альдегидов в зоне холодного пламени и вследствие диссоциации углекислого газа при высокой температуре.

Концентрация окиси углерода в выпускных газах определяется в основном средним коэффициентом избытка воздуха в горючей смеси для каждого цилиндра: она значительна при работе двигателя на богатой смеси — до 7% (рис. 72) и невелика — около 0,2—0,3% — при работе на бедной смеси ($\alpha > 1$). Слишком бедная смесь, по мере приближения к нижнему концентрационному пределу ($\alpha \approx 1,3$) горит относительно медленно, и в выпускных газах увеличивается концентрация продуктов неполного окисления топлива, в том числе и окиси углерода.

Достаточно высокую концентрацию окиси углерода (до 1%) при работе на стехиометрической смеси объясняют неидентичностью состава смеси в отдельных цилиндрах, в связи с чем при среднем для двигателя коэффициенте $\alpha > 1$ возможно в одном (или нескольких) цилиндрах наполнение богатой смесью ($\alpha < 1$), а также нарушением термодинамического равновесия в цепных реакциях горения топлива. Полученная в опытах концентрация СО заметно превышает в конце процесса расширения равновесную.

В дизелях окись углерода, образовавшаяся при горении в зонах с богатой смесью, успевает догореть в процессе расширения, поскольку в цилиндре дизеля всегда есть в избытке воздух, и концентрация СО в выпускных газах дизелей невысока — не более 0,2—0,3%.

Углеводороды

Углеводородные соединения содержатся в выпускных газах в виде продуктов неполного окисления и разложения топлива и в виде паров топлива при всех режимах работы двигателя, включая режимы его наилучшей экономичности.

В двигателе с принудительным воспламенением неполное сгорание топлива происходит в тонком пристенном слое горючей смеси, где из-за теплоотдачи в стенки камеры сгорания температура смеси существенно ниже, чем на удалении от них, и скорость реакций недостаточна для полного окисления топлива. На фотографиях, снятых через кварцевое стекло при работе двигателя, видна темная зона (зона гашения пламени) у стенки цилиндра на фоне ярко светящейся зоны горения.

Наличие продуктов неполного окисления топлива в пристенном слое подтверждают анализы газовых проб малого объема из прилегающих к стенке слоев: концентрация углеводородов в пробах в 5—6 раз выше, чем в выпускных газах.

Для средних нагрузок при работе на бедной смеси (при $\alpha = 1,1 \div 1,2$) концентрация углеводородов достигает

Температура закалки при догорании окиси углерода в стехиометрической однородной смеси составляет приблизительно 1000 К, поэтому реакции окисления СО с образованием СО₂ продолжаются [при наличии несвязанного кислорода] в процессах расширения и выпуска не только в цилиндре, но и в выпускном трубопроводе.

Толщина зоны гашения пламени в пристенном слое камеры сгорания составляет 0,05—0,38 мм.

минимума. Приблизительно при таких же значениях коэффициента избытка воздуха двигатель имеет наилучшую экономичность.

Отклонение состава смеси как в сторону обеднения, так и в сторону обогащения, вызывает резкое повышение концентрации углеводородов в выпускных газах. При работе двигателя на бедной смеси, близкой в среднем для двигателя к нижнему концентрационному пределу, в отдельных цилиндрах смесь из-за неидентичности состава по цилиндрам может оказаться слишком обедненной. В таких случаях появляются пропуски воспламенения и концентрация углеводородов резко возрастает, так как в выпускной трубопровод попадают пары несгоревшего топлива.

Повышение концентрации углеводородов при работе на богатой смеси ($\alpha < 1$) объясняется недостатком кислорода.

В дизелях неполное сгорание топлива с образованием сажи и углеводородов (в основном метана и этилена) происходит из-за очень плохого распыливания топлива, вытекающего из форсунки в цилиндр после посадки иглы форсунки. Экспериментально установлена прямая зависимость концентрации углеводородов от объема под иглой форсунки, включая отверстия распылителя.

Углеводороды образуются также у границы топливного факела в зонах с очень бедной смесью, где концентрация топлива выходит за нижний концентрационный предел. В двигателях с организованным тангенциальным движением заряда в цилиндре такие зоны располагаются с подветренной стороны факела, там скапливаются и быстро испаряются мелкие капли, в результате чего образуется смесь, близкая к однородной, которая либо не горит, либо сгорает не полностью. Концентрация углеводородов в выпускных газах дизелей невелика, и для обычных (городских) условий эксплуатации ее не нормируют.

Оксиды азота

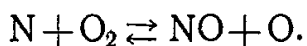
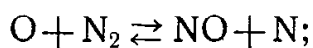
Азот — химически инертный газ при атмосферных условиях, с кислородом реагирует при высоких температурах и давлении, образуя окись азота NO и небольшое количество двуокиси NO₂. Окисление азота начинается при температурах выше 1500 К, а при 2300 К и более реакция протекает достаточно быстро (время реакции равно 10⁻²—10⁻⁶ с).

Согласно теории Я. Б. Зельдовича скорость образования окиси азота определяется максимальной температурой в зоне реакций, концентрацией кислорода и азота в продуктах сгорания и не зависит от химических свойств топлива (если в топливе нет азотсодержащих компонентов) и материала стенок камеры сгорания.

По предложению Н. Н. Семенова принят цепной механизм образования окиси азота с двумя основными реакциями, в которых активную роль играют атомы азота

Всеобщее признание у нас в стране и за рубежом получила теория Я. Б. Зельдовича о термической природе образования окиси азота.

и кислорода, образующиеся при диссоциации молекул азота и кислорода:



Скорость цепных реакций в целом определяет первая, эндотермическая, реакция, требующая значительной энергии (316,1 кДж/кмоль).

Образование окислов азота в цилиндре двигателя происходит при быстро изменяющихся температуре и давлении, что существенно влияет, наряду с максимальной температурой газов в цилиндре, на протекание реакций. При температуре газов выше 2500 К время релаксации окиси азота $\tau \leq 5 \cdot 10^{-3}$ с, что значительно меньше длительности цикла. Поэтому в реакциях окисления газы находятся в состоянии термодинамического равновесия. В связи с резким уменьшением температуры газов в процессе расширения время релаксации возрастает: при температуре ниже 2300 К оно больше 10^{-1} с, т. е. значительно превышает продолжительность цикла. В результате быстрого понижения температуры и давления термодинамическое равновесие газов в реакциях нарушается и происходит явление, которое называют «закалкой» газов: концентрация окиси азота остается на уровне равновесной концентрации при температуре около 2300 К ($\alpha > 1$).

При работе двигателя на богатой смеси ($\alpha < 1$) небольшое количество окиси азота (NO) распадается на исходные продукты: азот (N_2) и кислород (O_2). Концентрация NO зависит от скорости охлаждения газов.

Существенная температурная неоднородность в камере сгорания дизелей вызвана неоднородностью состава смеси. Образование окиси азота происходит в зонах топливного факела, где смесь приближается по составу к стехиометрической, а локальная температура может достигать 2500 К. И хотя максимальная температура газов в цилиндре (средняя по объему) дизеля редко превышает 2200 К, концентрация окислов азота в выпускных газах имеет такой же порядок, как и в двигателях с принудительным воспламенением (приблизительно в 2 раза ниже).

Сажа

Сажа образуется в результате пиролиза топлива при высокой температуре и давлении в среде с недостатком кислорода. Подобные условия наблюдаются в ядре топливного факела вблизи форсунки при впрыске последних порций топлива. Одновременно с сажей образуются окись углерода и углеводороды. Сажа представляет собой твердые сферические частицы с начальным диаметром около 0,45 мкм. Частицы образуют структурные соединения размером нескольких микрон.

Концентрация окиси азота в выпускных газах достигает максимума при работе двигателя на смеси, близкой к стехиометрической [при $\alpha = 1,0 \div 1,05$], когда концентрация несвязанного кислорода в продуктах сгорания достаточно высока [рис. 73], а максимальная температура цикла не намного ниже ее абсолютного максимума при работе на богатой смеси [при $\alpha = 0,90 \div 0,95$].

§ 7. Совершенствование смесеобразования и сгорания с целью уменьшения выбросов вредных веществ и снижения расхода топлива

Достаточный избыток кислорода в горючей смеси и высокая скорость горения являются неизменными условиями, обеспечивающими низкую концентрацию окиси углерода и углеводородов в выпускных газах.

Изучение природы и механизма образования токсических веществ позволяет обосновать направления и принципы воздействия на процесс сгорания с целью уменьшения выброса токсических веществ. В связи с ограничением топливных ресурсов актуальными можно считать такие способы воздействия, которые позволяют избежать повышения расхода топлива и, более того, добиться его снижения.

В двигателях с принудительным воспламенением применяют следующие способы воздействия на смесеобразование и сгорание, обеспечивающие снижение концентрации CO и CH и расхода топлива:

повышают интенсивность турбулентности смеси в камере сгорания, увеличивают продолжительность и мощность электрической искры для расширения области работы двигателя на бедной смеси;

улучшают распыливание топлива и его испарение совершенствованием карбюраторов с тем, чтобы обеспечить однородную смесь надлежащего состава при всех режимах, включая неустановившиеся режимы и принудительный холостой ход;

применяют многокамерные карбюраторы, повышают турбулизацию и подогрев смеси во впускном трубопроводе, уменьшающие неидентичность состава смеси в отдельных цилиндрах и позволяющие выдерживать близким к оптимальному состав смеси во всех цилиндрах;

повышают температуру стенок, уменьшают поверхности камеры сгорания для сокращения объема смеси в слое гашения пламени у стенки и снижения концентрации углеводородов.

Понижение максимальной температуры происходит при работе двигателя на очень богатой (рис. 73) или на очень бедной смеси ($\alpha > 1,3$), а также при уменьшении угла опережения зажигания. Рециркуляцией продуктов сгорания из выпускного трубопровода перепуском во впускной (10—15% по отношению к объему свежего заряда) достигают снижения максимальной температуры цикла, так как уменьшается масса свежего заряда и, следовательно, подведенная теплота сгорания топлива, а из-за разбавления смеси нейтральными продуктами сгорания замедляются также реакции окисления топлива.

Такое же влияние оказывают остаточные газы, массу которых можно увеличить установкой соответствующих фаз газораспределения. Сходный эффект наблюдается при добавлении воды в топливо (применение водотопливных эмульсий) и при впрыске воды во впускной трубопровод.

Обеднение смеси позволяет снизить концентрацию окислов азота и окиси углерода, не вызывая увеличения концентрации углеводородов, и одновременно обеспечить

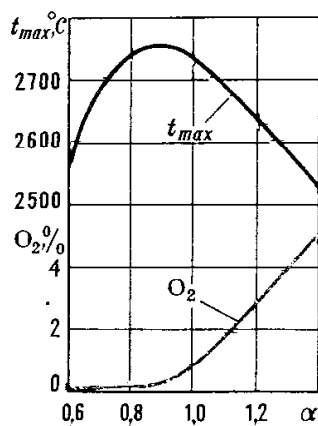


Рис. 73. Максимальная температура газов в цилиндре и концентрация кислорода в выпускных газах четырехтактного двигателя с принудительным воспламенением

уменьшение расхода топлива, поэтому такой способ перспективен для применения на двигателях.

Концентрация окиси азота при горении смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1,3$ существенно ниже, чем при горении стехиометрической смеси (см. рис. 72). В двигателях с обычной камерой сгорания граница области устойчивой работы на бедных смесях определяется появлением пропусков воспламенения — при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1,2$, а минимальный расход топлива при работе со средними нагрузками получается при меньших значениях коэффициента: $\alpha = 1,05 \div 1,15$.

Устойчивую работу двигателя на обедненной смеси можно обеспечить повышением интенсивности турбулентности заряда в камере сгорания (рис. 74). Обеднение смеси целесообразно до предела, соответствующего минимальному расходу топлива: при установившихся режимах в интервале $\alpha = 1,1 \div 1,4$. Одновременно получают низкие концентрации всех токсических веществ: окиси азота, окиси углерода и углеводородов.

Граница детонации при работе двигателя на обедненной смеси в условиях повышенной турбулизации заряда смещается в область с более высокой степенью сжатия. В итоге интервал допустимого изменения коэффициента α расширяется: $1,2 < \alpha < 1,8$ при $\epsilon = 12$. Экспериментальные образцы двигателей со степенью сжатия $\epsilon = 11 \div 12$ работали без детонации на бензине АИ-93 при средних нагрузках с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,4$.

В этих режимах двигатель работает в эксплуатации длительное время при неблагоприятных условиях смесеобразования и сгорания (рис. 75). По мере прикрытия дроссельной заслонки увеличивается коэффициент остаточных газов (см. рис. 37, б), т. е. более существенными становятся последствия от разбавления горючей смеси нейтральными продуктами сгорания: снижается скорость реакций окисления и возрастает продолжительность сгорания, существенно ухудшаются условия воспламенения от искры. При режимах малых нагрузок и холостого хода отрицательное действие остаточных газов усиливается из-за понижения давления в цилиндре вследствие дросселирования. Чтобы обеспечить надежное воспламенение и удовлетворительное сгорание топлива, прибегают к вынужденному обогащению смеси: коэффициент избытка воздуха уменьшают до $0,75 - 0,85$, что во всех отношениях нежелательно, так как из-за неполноты сгорания увеличивается как расход топлива, так и выброс окиси углерода и углеводородов.

Повышенная турбулизация заряда обеспечивает при малых нагрузках устойчивое воспламенение и горение смеси, близкой к стехиометрической (при $\alpha \approx 1$), что дает заметное снижение эксплуатационного расхода топлива и уменьшение токсичности выпускных газов. Повышение интенсивности турбулентности заряда применяют в комплексе с другими способами, улучшающими работу двигателя: совершенствованием карбюратора и системы за-

Уменьшения концентрации окислов азота достигают, создавая такие условия в камере сгорания, при которых скорость реакций окисления азота уменьшается: понижают максимальную температуру газов и концентрацию несвязанного кислорода в продуктах сгорания.

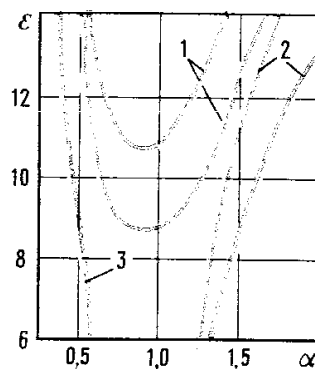


Рис. 74. Параметры двигателя с обычной камерой сгорания и с повышенной турбулизацией смеси:

1 — границы появления детонации; 2 — границы пропусков воспламенения в области бедной смеси; 3 — то же, в области богатой смеси

Расширение области устойчивой работы на бедной смеси обеспечивает значительное снижение выбросов токсических веществ и расхода топлива при малых нагрузках.

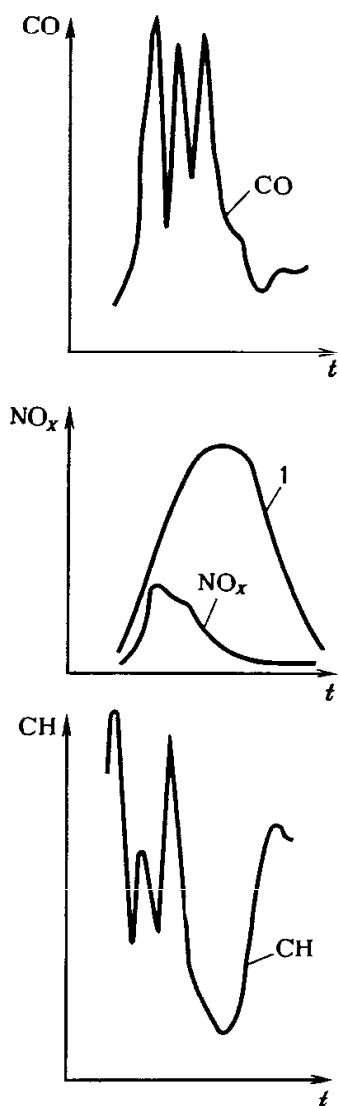


Рис. 75. Концентрация токсических веществ в выпускных газах автомобиля ВАЗ 21011 при испытании по ездовому циклу:

1 — скорость автомобиля

жигания, оптимизацией регулировок двигателя во всем диапазоне эксплуатационных режимов.

Система электронного регулирования угла опережения зажигания и состава смеси на базе микропроцессоров обеспечивает их оптимизацию с учетом температуры окружающего воздуха, разрежения во впускном трубопроводе, температуры жидкости в системе охлаждения, частоты вращения коленчатого вала, положения дроссельной заслонки и скорости ее углового перемещения при изменении нагрузки при неустановившихся режимах.

Турбулентное движение заряда образуется в процессе наполнения и в результате перетекания заряда из одной области камеры сгорания в другую при движении поршня. Повышенную интенсивность турбулентности заряда обеспечивают применением тангенциальных и спиральных впускных каналов (по аналогии с дизелями), установкой вставок-завихрителей во впускных каналах. Заметный эффект обеспечивает рациональное сочетание углублений и выступов («турбулизаторов») на поверхностях поршня и головки цилиндра, образующих камеру сгорания.

На экспериментальных двигателях опробован способ дросселирования не дроссельной заслонкой, а впускными клапанами с изменяемым максимальным подъемом. Со снижением нагрузки автоматически уменьшается подъем клапана, и скорость смеси в клапанной щели не снижается, как при обычном дросселировании заслонкой, а возрастает, и соответственно увеличивается интенсивность турбулентности в цилиндре.

В камерах сгорания с послойной смесью реализуется идея о возможности снижения концентрации окислов азота разделением заряда на зоны с богатой ($\alpha = 0,7 \div 0,8$) и бедной ($\alpha < 1,3$) смесью. Свечу зажигания располагают в зоне богатой смеси, поэтому надежное воспламенение и эффективное горение возможно при очень бедной в среднем для цилиндра смеси ($\alpha = 1,7 \div 2,5$). Выбросы окиси азота и окиси углерода двигателя с послойной смесью уменьшаются, а выброс углеводородов остается приблизительно на исходном уровне. Кроме того, эксплуатационный расход топлива получается меньше на 5—10%.

В неразделенной камере неоднородная (послойная) смесь образуется при впрыске топлива форсункой в цилиндр с тангенциальным вихревым движением заряда (рис. 76). Концентрационная неоднородность смеси в топливном факеле непрерывно изменяется во времени, поэтому необходимо определенное сочетание угла опережения впрыска, направления оси и дальности факела, чтобы к моменту зажигания в зоне свечи находилась богатая ($\alpha = 0,7 \div 0,8$), хорошо воспламеняющаяся смесь.

На экспериментальных образцах двигателей опробованы и другие способы расслоения смеси в неразделенной камере сгорания, например, применением двух впускных клапанов с отдельными впускными каналами и отдельными карбюраторами. Через обычный впускной клапан

в цилиндр поступает сильно обедненная смесь, а через второй клапан, меньших размеров, очень богатая смесь с направлением в зону расположения свечи зажигания.

Устойчивую работу двигателя с послойной смесью в неразделенной камере очень трудно обеспечить при неустановившихся режимах. Поэтому в настоящее время отдают предпочтение двигателям с разделенной камерой сгорания, обеспечивающей эффективное расслоение смеси и стабильные эксплуатационные характеристики. Образцы двигателей с такими камерами выпускаются серийно.

Различают два варианта разделенных камер с послойной смесью, отличающихся способом образования смеси в предкамере. В первом варианте топливо впрыскивается в предкамеру через форсунку, а во втором — в предкамеру поступает через дополнительный впускной клапан очень богатая смесь с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 0,4 \div 0,7$ (рис. 77).

В обоих вариантах свеча зажигания расположена в предкамере, в камеру над поршнем поступает через впускной клапан сильно обедненная гомогенная смесь, образованная карбюрированием или впрыском топлива во впускной трубопровод.

Двигатель с продуваемой предкамерой обладает более стабильным сгоранием при частичных нагрузках и холостом ходе, даже при очень небольшом относительном объеме предкамеры $V_{\text{к}}/V_{\text{с}}$. В двигателе с форкамерно-факельным зажиганием, разработанным в АН СССР, относительный объем предкамеры составляет 3—4%. Обычно объем продуваемой предкамеры составляет 10—15%, а непродуваемой (с впрыском топлива) — около 20%.

Снижение токсичности и дымности дизелей осуществляют, воздействуя на процессы смесеобразования и сгорания. Действующими нормами ограничена лишь дымность выпускных газов дизелей, токсичность же нормирована для условий эксплуатации с ограниченным воздухообменом, причем основное внимание уделяют снижению выбросов окислов азота.

Снижение дымности и выбросов окислов азота достигают улучшением распыливания топлива, совершенствованием смесеобразования и сгорания. Перспективно также применение антидымных присадок, разделенного впрыска топлива и рециркуляции выпускных газов. Целесообразно ограниченное уменьшение угла опережения впрыска топлива.

Решающее значение для снижения выброса окислов азота имеет сокращение периода задержки воспламенения топлива, поскольку при этом уменьшается скорость нарастания давления, скорость тепловыделения в начале сгорания и, следовательно, максимальная температура газов. Уменьшение угла опережения впрыска топлива также приводит к понижению максимальной температуры и уменьшает выбросы окислов азота, но целесообразно лишь в ограниченных пределах, так как одновременно



Рис. 76. Неразделенная камера сгорания с послойной смесью:

1 — форсунка; 2 — свеча зажигания

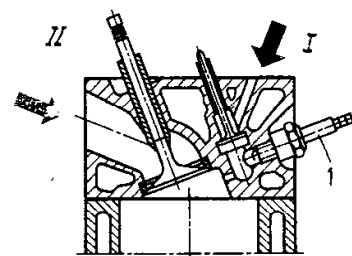


Рис. 77. Разделенная камера сгорания с продуваемой предкамерой:

I — поток богатой горячей смеси; II — поток бедной смеси; 1 — свеча зажигания

В процессе наполнения предкамеры с клапаном остаточные газы вытесняются из нее свежим зарядом, поэтому такую предкамеру называют продуваемой.

увеличивается дымность выпускных газов и повышается расход топлива. Снижение длительности задержки воспламенения наблюдается при разделенном впрыске, и его можно рассматривать как один из способов уменьшения выбросов окислов азота и снижения дымности.

Для улучшения распыливания топлива повышают давление впрыска, что обеспечивает уменьшение дымности и расхода топлива, особенно заметное при низкой частоте вращения вала.

Эффективно уменьшают дымность выпускных газов органометаллические присадки, содержащие барий и марганец. Дымность дизеля с неразделенной камерой сгорания уменьшается при больших нагрузках на 40—90%, причем на концентрацию окислов азота присадки не влияют. Большая часть бария соединяется с содержащейся в топливе серой и попадает с выпускными газами в атмосферу в виде безвредного сульфата бария.

Предложены две гипотезы действия присадок: согласно первой они тормозят процессы образования частиц сажи при сгорании топлива, согласно второй — снижение дымности объясняется каталитическим действием присадок при окислении частиц сажи в процессах расширения и выпуска.

ТЕРМОДИНАМИКА ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ И РАСШИРЕНИЯ

§ 1. Использование теплоты в процессах сгорания и расширения в цилиндре

В расчете процессов сгорания и расширения определяют или задают по опытным данным количество теплоты, подведенной к рабочему телу в цилиндре, в виде функции времени или угла поворота кривошипа. Эта теплота используется на изменение внутренней энергии и производство работы. От закона подвода теплоты (в теории ДВС его называют характеристикой использования теплоты) зависит вид процесса.

Характеристику использования теплоты представляют в виде разности теплоты, выделившейся в результате сгорания топлива, и теплоты, отданной в стенки (см. § 5 гл. V). В начале процесса расширения выделение теплоты при сгорании топлива происходит с достаточно высокой скоростью, особенно в дизелях; скорость тепловыделения намного превышает скорость теплоотдачи. Затем, по мере уменьшения скорости тепловыделения скорость подвода теплоты к рабочему телу уменьшается и в квазиadiaбатной точке, незадолго до конца сгорания, становится равной нулю. В дальнейшем большая часть процесса расширения происходит с отдачей теплоты от газов в стенки, хотя сгорание продолжается еще некоторое время после квазиadiaбатной точки.

Качественно охарактеризовать действительный процесс, условия подвода теплоты в котором непрерывно изменяются, можно сравнением действительного процесса с адиабатным, который осуществляется без теплообмена. В общем случае процесс с теплообменом описывают уравнением политропы при постоянном для одного какого-либо процесса показателе политропы n .

Условия подвода теплоты в процессе расширения переменны, поэтому реальный процесс можно с приемлемой точностью представить в виде составленного из большого числа политропных процессов с постоянными для каждого малого политропного процесса показателем. Говорить о действительном процессе расширения как о политропном процессе с переменным показателем, очевидно, нельзя, так как это противоречит определению политропного процесса.

Политропными называют обратимые термодинамические процессы, подчиняющиеся уравнению $pV^n = \text{const}$, при постоянном для одного какого-либо процесса значении показателя политропы n .

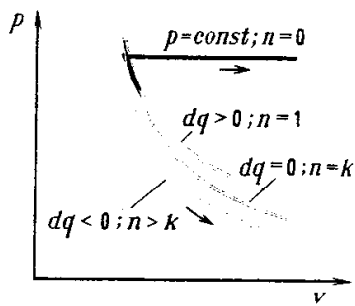


Рис. 78. Характеристики процессов расширения в p - v -диаграмме состояния

Если в процессе расширения теплота подводится к рабочему телу, то показатель политропы меньше показателя адиабаты ($n < k$), и, наоборот, в процессе с отводом теплоты $n > k$ (рис. 78). Вблизи максимума давления действительный процесс расширения на малом участке можно представить изобарным ($p = \text{const}$) с показателем политропы $n = 0$, вблизи максимума температуры — изотермическим ($pv = \text{const}$ для идеального газа) с показателем $n = 1$ и, наконец, в квазиадиабатной точке показатель $n = k$. В дальнейшем процесс расширения происходит с отводом теплоты и показатель $n > k$. В конце процесса расширения на малом участке показатель политропы $n = 1,5 \div 1,6$. Истинные показатели адиабаты для продуктов сгорания бензина при $\alpha = 1,0$ и дизельного топлива при $\alpha = 1,0$ и $1,5$ приведены в табл. 8. При $\alpha = 1$ и температурах от 1000 до 2000°C средний показатель адиабаты $k_{cp} = 1,26$.

8. ПОКАЗАТЕЛЬ АДИАБАТЫ ДЛЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Температура, $^\circ\text{C}$	Показатель адиабаты для газов при работе		
	на бензине ($\alpha = 1$)	на дизельном топливе	
		$\alpha = 1$	$\alpha = 1,5$
1000	1,2773	1,2770	1,2893
1500	1,2592	1,2592	1,2716
2000	1,2499	1,2500	1,2624
2500	1,2446	—	—

Продукты сгорания бензина и дизельного топлива по составу мало отличаются при $\alpha = \text{idem}$, поэтому и значения показателя адиабаты при одинаковой температуре мало различаются. Показатель адиабаты для продуктов сгорания при $\alpha = 1,5$ выше, чем при $\alpha = 1$, так как с обеднением смеси теплоемкость при постоянном объеме уменьшается в связи с увеличением в продуктах сгорания доли двухатомных газов — азота и кислорода.

§ 2. Расчет процессов сгорания и расширения методом Гриневецкого — Мазинга

Основу расчетной схемы процессов сгорания и расширения и всего цикла составляет способ описания характеристики подвода теплоты к рабочему телу.

Действительную сложную зависимость характеристики подвода (использования) теплоты (см. § 5 гл. V) заменяют при расчете подводом теплоты в элементарных процессах — изохорном и изобарном. Сформулируем принятые допущения.

1. В расчетной схеме цикла двигателя с самовоспламенением от сжатия теплота подводится к рабочему телу в изохорном процессе sz' и изобарном процессе $z'z$ (рис. 79), а в цикле двигателя с принудительным воспламенением — в изохорном процессе sz (рис. 80). Подвод теплоты начинается, следовательно, в в.м.т., хотя в действительности воспламенение топлива происходит до в.м.т. (см. рис. 67).

2. Количество теплоты, подведенной к рабочему телу на участке видимого сгорания cz , оценивают по опытным характеристикам использования теплоты. Согласно (202) и (203)

$$Q_{cz} = Q_{\text{исп}} = \xi_z Q_{\text{выд.и}} = \xi_z \chi H_u g_{\text{T.ц}} \quad (207)$$

Коэффициентом ξ_z использования теплоты на участке видимого сгорания учитывают потери теплоты в результате теплоотдачи в стенки и другие необратимые потери в процессе сгорания (см. § 5 гл. V). Подвод теплоты к рабочему телу не заканчивается в точке z , так как $\xi_z < \xi_{\text{max}}$. Остальная теплота подводится в процессе расширения zb :

$$Q_{zb} = (\xi_b - \xi_z) \chi H_u g_{\text{T.ц}} \quad (208)$$

Коэффициенты использования теплоты ξ_z в процессе cz для номинального режима работы двигателя следующие:

Двигатели с принудительным воспламенением:	
бензиновые	0,80—0,90
газовые	0,80—0,85
Двигатели с самовоспламенением от сжатия	
	0,65—0,80

Меньшие значения коэффициента относятся к высокооборотным двигателям и двигателям с высоким давлением наддува, имеющим большую продолжительность сгорания.

3. В качестве рабочего тела принимают смесь идеальных газов. В точке c количество газов $M_c = (M_{\text{иц}} + M_r)$ кмоль и состоит из $M_{\text{иц}}$ кмоль свежего заряда и M_r кмоль остаточных газов; в точке z из $M_{2ц}$ кмоль продуктов сгорания и M_r кмоль остаточных газов; количество газов $M_z = (M_{2ц} + M_r)$ кмоль. В расчете принимают, следовательно, что изменение массы и состава рабочего тела в процессе сгорания происходит так же, как если бы сгорание начиналось в точке c , а заканчивалось в точке z . При таком допущении количество и состав газов в процессе расширения zb не изменяются, а остаются такими же, как в точке z , т. е. $M_{zb} = (M_{2ц} + M_r)$ кмоль. Уменьшением массы газов в цилиндре после открытия выпускного клапана (или окон) в конце процесса расширения пренебрегают. Не учитывают также изменение массы газов из-за утечек через зазор между поршнем и цилиндром.

4. Процесс расширения описывают одной политропой.

При расчете процесса сгорания в дизеле определяют параметры рабочего тела в конце процесса p_z, T_z и объем V_z или степень предварительного расширения $\rho = V_z/V_c$, а в двигателе с принудительным воспламенением — p_z и T_z , поскольку в расчетной схеме цикла принято $V_z = V_c$. Параметры в начале процесса сгорания p_c и T_c в точке c известны, так как были получены при расчете процесса сжатия.

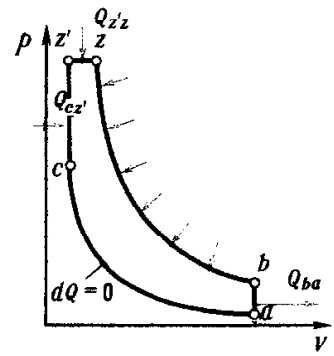


Рис. 79. Расчетная схема цикла дизеля

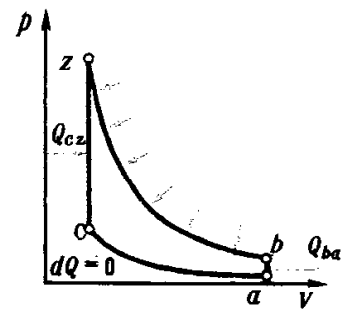


Рис. 80. Расчетная схема цикла двигателя с принудительным воспламенением

В расчете цикла по Гриневецкому — Мазингу все процессы в цилиндре принимают внутренне обратимыми.

§ 3. Расчет процесса сгорания

Исходные уравнения

В расчете используют два основных уравнения: уравнение первого закона термодинамики для участка видимого сгорания cz :

$$Q_{cz} = U_z - U_c + L_{cz}, \quad (209)$$

и уравнение Клапейрона — Менделеева, записанное для газов в объеме цилиндра V_z в точке z :

$$p_z V_z = R_{\mu} M_z T_z. \quad (210)$$

Приращение полной внутренней энергии газов в цилиндре на участке видимого сгорания запишем в виде

$$U_z - U_c = u_{z \text{ п.с}} M_z - u_{c \text{ см}} M_c = u_{z \text{ п.с}} (M_{2\text{ц}} + M_r) - u_{c \text{ см}} (M_{1\text{ц}} + M_r).$$

После подстановки его и выражения (207) в исходное уравнение (209) получим

$$\xi_z \chi H_u g_{\text{T.ц}} = u_{z \text{ п.с}} (M_{2\text{ц}} + M_r) - u_{c \text{ см}} (M_{1\text{ц}} + M_r) + L_{cz}. \quad (211)$$

Расчет процесса сгорания в двигателе с самовоспламенением от сжатия

Используя известное выражение работы обратимого процесса, найдем работу газов в изобарном процессе $z'z$ (см. рис. 79):

$$L_{cz} = \int_{V_c}^{V_z} p dV = p_z V_z - p_c V_c = p_z V_z - \lambda p_c V_c.$$

Исключим из выражения работы параметры p и V , применяя уравнение Клапейрона — Менделеева для газов в точках c и z (210), и получим

$$L_{cz} = R_{\mu} (M_{2\text{ц}} + M_r) T_z - R_{\mu} \lambda (M_{1\text{ц}} + M_r) T_c.$$

После подстановки L_{cz} в уравнение (211) получим

$$\xi_z \chi H_u g_{\text{T.ц}} = u_{z \text{ п.с}} (M_{2\text{ц}} + M_r) - u_{c \text{ см}} (M_{1\text{ц}} + M_r) + R_{\mu} (M_{2\text{ц}} + M_r) T_z - R_{\mu} \lambda (M_{1\text{ц}} + M_r) T_c.$$

Далее преобразуем уравнения к виду, упрощающему вычисление температуры T_z . Запишем уравнение для 1 кмоль рабочей смеси, для чего разделим его почленно на $(M_{1\text{ц}} + M_r) = M_{1\text{ц}}(1 + \gamma) = M_1 g_{\text{T.ц}}(1 + \gamma)$. Отношение количества рабочего тела в конце и в начале видимого сгорания

$$(M_{2\text{ц}} + M_r) / (M_{1\text{ц}} + M_r) = (\mu_0 + \gamma) / (1 + \gamma) = \mu$$

называют коэффициентом молекулярного изменения рабочей смеси. После перестановки членов с известными $u_{c \text{ см}}$ и T_c в левую часть уравнения получим

$$\xi_z L_t \chi H_u / [M_1 (1 + \gamma)] + u_{c \text{ см}} + R_{\mu} \lambda T_c = \mu (u_{z \text{ п.с}} + R_{\mu} T_z). \quad (212)$$

Внутренняя энергия смеси идеальных газов (см. гл. II)

$$u_{см} = \sum_{i=1}^n r_i u_i. \text{ Следовательно, для 1 кмоль рабочей смеси}$$

свежего заряда с остаточными газами в точке c

$$u_{c см} = u_{c с.з} r_{с.з} + u_{c п.с} r_{п.с} = (u_{c с.з} M_{1ц} + u_{c п.с} M_r) / (M_{1ц} + M_r) = \\ = (u_{c с.з} + \gamma u_{c п.с}) / (1 + \gamma).$$

Подставляя $u_{см}$ в (212) и учитывая, что в расчете цикла дизеля обычно принимают сгорание полным и коэффициент выделения теплоты $\chi = 1$, получим

$$\xi_z H_u / [M_1 (1 + \gamma)] + (u_{c с.з} + \gamma u_{c п.с}) / (1 + \gamma) + R_\mu \lambda T_c = \\ = \mu (u_{z п.с} + R_\mu T_z). \quad (213)$$

Из уравнения (213) находим максимальную температуру цикла T_z . Для определения еще двух параметров газов p_z и V_z в точке z мы располагаем одним уравнением (210), поэтому в исходных данных должно быть задано максимальное давление цикла p_z или степень повышения давления $\lambda = p_z / p_c$.

В расчете определяют обычно не объем цилиндра V_z , а степень предварительного расширения $\rho = V_z / V_c$. Поделив почленно уравнение Клапейрона — Менделеева (210), записанное для объема газа в точках c и z , получим

$$p_z V_z / (p_c V_c) = [(M_{2ц} + M_r) T_z] / [(M_{1ц} + M_r) T_c] \text{ или} \\ \lambda \rho = \mu T_z / T_c. \quad (214)$$

Расчет процесса сгорания в двигателе с принудительным воспламенением

В расчетной схеме цикла (см. рис. 80) процесс cz — изохора и работа $L_{cz} = \int_V p dV = 0$. В изохорном процес-

се вся теплота, подведенная к рабочему телу, расходуется согласно (209) на изменение внутренней энергии: $Q_{cz} = U_z - U_c$. После аналогичных преобразований этого уравнения получим (для бензиновых двигателей)

$$\xi_z \chi H_u / [M_1 (1 + \gamma)] + (u_{c с.з} + \gamma u_{c п.с}) / (1 + \gamma) = \mu u_{z п.с}. \quad (215)$$

В расчетах цикла двигателя при $\alpha > 1$ сгорание принимают полным, и коэффициент выделения теплоты $\chi = 1$. Руководствуясь аналогичными целями, как и при выводе (213), уравнение приводят к виду

$$\xi_z H_u / [M_1 (1 + \gamma)] + [(1 + \gamma r_\alpha) / (1 + \gamma)] u_{c с.з} + [\gamma r_0 / (1 + \gamma)] u_{0c} = \\ = \mu (u_{0z} r_0 + u_{z с.з} r_\alpha). \quad (216)$$

В расчетах цикла при режимах работы на богатой смеси ($\alpha < 1$) учитывают неполное сгорание топлива. Коэффициент выделения теплоты в уравнении (215) принимают равным коэффициенту полноты сгорания топлива и определяют его по (82).

При расчете процесса сгорания в дизеле определяют два неизвестных — температуру и объем газов в конце сгорания, а при расчете этого процесса в двигателе с принудительным воспламенением одну — температуру, так как объем при сгорании принимают постоянным.

При расчетах цикла газового двигателя в уравнении сгорания удельную теплоту сгорания 1 м³ горючего газа обычно определяют для нормальных физических условий (при температуре 0°С и давлении 101,3 кПа), а количество продуктов сгорания и свежего заряда в кмоль относят в расчете к 1 кмоль горючего газа. Единицы измерения членов уравнения приводят в соответствие умножением на объем 1 кмоль при нормальных условиях, равный 22,4 м³. Уравнение (215) примет вид

$$22,4\xi_z\chi H_u/[M_1(1+\gamma)] + (u_{c.c.з} + \gamma u_{c.p.c.})/(1+\gamma) = \mu u_{z.p.c.} \quad (217)$$

В расчетной схеме цикла процесс *cz* изохорный, $V_z = V_c$. Следовательно, после определения из уравнения сгорания максимальной температуры цикла T_z можно найти максимальное давление p_z и степень повышения давления $\lambda = p_z/p_c$ из уравнения состояния (210). Воспользуемся уравнением (214) и, поскольку $\rho = 1$, получим

$$\lambda = \mu (T_z/T_c) \quad \text{и} \quad p_z = \lambda p_c \quad (218)$$

Принятый в расчетной схеме цикла двигателя с принудительным воспламенением способ подвода теплоты — в изохорном процессе — не вызывает заметного отклонения величин индикаторного КПД и работы цикла, но получаемое максимальное давление существенно выше действительного. Отклонение учитывают поправочным коэффициентом: $p_{zd} = p_{zp}\varphi_p$, принимая $\varphi_p = 0,8 \div 0,9$.

§ 4. Процесс расширения

В начале процесса расширения еще продолжается подвод теплоты к рабочему телу и показатель политропы меньше показателя адиабаты ($n < k$), а после окончания сгорания расширение происходит с отводом теплоты и тогда $n > k$.

Суммарная теплота, подведенная в процессе расширения, $Q_{zb} = (\xi_b - \xi_z)\chi H_u g_{T.п.}$. В большинстве случаев $Q_{zb} > 1$, а показатель политропы расширения n_2 меньше среднего показателя адиабаты, подсчитанного при температурах от T_z до T_b ,

$$k_{cp} = 1 + (R_{\mu.p.c.}/C_{v.p.c.}) \quad (219)$$

Все конструктивные и режимные факторы, которые способствуют увеличению доли теплоты, выделяющейся при догорании топлива в процессе расширения, и уменьшают теплоотдачу в стенки, приводят к увеличению подведенной в процессе *zb* теплоты и уменьшают показатель политропы n_2 . В высокооборотных дизелях теплоотдача меньше, а догорание больше, и показатель $n_2 = 1,15 \div 1,25$. У мало- и среднеоборотных дизелей с охлаждаемыми поршнями теплоотдача, наоборот, больше, а догорание меньше, и показатель политропы расширения больше, $n_2 = 1,20 \div 1,30$.

В расчете цикла методом Гриневецкого — Мазинга процесс расширения описывают одной политропой.

Используя уравнение политропы, определяют в конце процесса расширения zb давление

$$p_b = p_z (V_z/V_b)^{n_2} = p_z/\delta^{n_2}. \quad (220)$$

Для политропного процесса в идеальном газе из уравнений политропы и Клапейрона получим уравнение для определения температуры в конце расширения:

$$\frac{T_b}{T_z} = (V_z/V_b)^{n_2-1} \text{ или } T_b = T_z/\delta^{n_2-1}. \quad (221)$$

Степень последующего расширения $\delta = V_b/V_z$ определяют по результатам расчета процесса сгорания, используя очевидное равенство $\varepsilon = \rho\delta$.

В расчете цикла двигателя с принудительным воспламенением принято $V_z = V_c$, следовательно, $\varepsilon = \delta$ и

$$p_b = p_z/\varepsilon^{n_2}; \quad T_b = T_z/\varepsilon^{n_2-1}. \quad (222)$$

Показатель политропы определяют из уравнения первого закона термодинамики, записанного для процесса расширения zb в виде

$$Q_{zb} = U_b - U_z + L_{zb}.$$

После подстановки выражения подведенной теплоты и известного выражения работы политропного процесса перепишем это уравнение в виде

$$(\xi_b - \xi_z) \chi H_{u_{г.ц}} = (u_{b_{п.с}} - u_{z_{п.с}}) (M_{2ц} + M_r) + [R_{\mu}/(n_2 - 1)] \times \\ \times (T_z - T_b) (M_{2ц} + M_r).$$

Разделив члены уравнения на количество (в кмоль) газов в процессе zb , равное $M_{2ц} + M_r = M_{1ц}(\mu_0 + \gamma) = M_1 g_{г.ц}(\mu_0 + \gamma)$, получим расчетное уравнение для процесса расширения zb :

$$[(\xi_b - \xi_z) \chi H_u] / [M_1(\mu_0 + \gamma)] = [R_{\mu}/(n_2 - 1)] (T_z - T_b) - \\ - (u_{z_{п.с}} - u_{b_{п.с}}). \quad (223)$$

В расчетах циклов при $\alpha > 1$ принимают $\chi = 1$. Для сокращения объема вычислений уравнение представляют в другом виде, рассматривая продукты сгорания как смесь продуктов сгорания (в кмоль) стехиометрической смеси M_{20} и избыточного воздуха $(\alpha - 1)L_0$; тогда

$$[(\xi_b - \xi_z) H_u] / [M_1(\mu_0 + \gamma)] = [R_{\mu}/(n_2 - 1)] (T_z - T_b) - \\ - r_a (u_{z_{с.з}} - u_{b_{с.з}}) - r_0 (u_{0z} - u_{0b}). \quad (224)$$

Уравнения можно записать, подставив выражение молярной внутренней энергии для смесей идеальных газов $u = C_v T$.

Уравнения (223) и (224) решают численным методом совместно с уравнением (221) в расчетах дизеля или с уравнением (222) в расчетах двигателя с принудительным воспламенением. В расчете цикла газового двигателя H_u в уравнении (223) заменяют $22,4 H_u$, если теплота сгорания горючего газа отнесена к 1 м^3 при нормальных условиях. В расчете бензинового двигателя при $\alpha < 1$

Уравнения процесса расширения содержат два неизвестных — температуру T_b и показатель политропы расширения n_2 [внутренняя энергия идеального газа есть функция температуры T].

коэффициент χ определяют, учитывая неполноту сгорания, по формуле (82).

Анализируя уравнение (223), видим, что показатель политропы расширения зависит от подведенной в процессе теплоты, пропорциональной разности $\xi_b - \xi_z$, от температурных пределов цикла и состава продуктов сгорания, так как изохорная молярная теплоемкость смеси газов есть функция температуры и состава смеси. По опытным данным, коэффициент $\xi_b = 0,82 \div 0,87$, а в комбинированных двигателях достигает 0,92.

Параметры газа в конце процесса расширения, полученные в расчетах цикла при номинальном режиме по схеме Гриневецкого — Мазинга, приведены в табл. 9.

9. ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ РАСШИРЕНИЯ И ПАРАМЕТРЫ ГАЗОВ В ТОЧКЕ b

Двигатели	n_s	p_b , МПа	T_b , К
Бензиновые	1,22—1,28	0,35—0,5	1200—1500
Дизели	1,15—1,30	0,25—0,6	1000—1200

§ 5. Расчет процессов сгорания и расширения на основе численного решения дифференциальных уравнений

В расчете цикла методом Гриневецкого — Мазинга нашли отражение важные особенности реальных процессов. Учтена зависимость теплоемкости рабочей смеси газов от температуры и состава смеси. Потери теплоты в результате теплоотдачи в стенки и реальный закон тепловыделения при сгорании топлива учтены суммарно коэффициентом ξ_z использования теплоты.

Принятые в расчете допущения ограничивают, однако, возможности этого метода. В расчетной схеме не рассматриваются, в частности, продолжительность сгорания, длительность задержки воспламенения топлива, угол опережения воспламенения топлива. Получаемое в расчете цикла двигателя с принудительным воспламенением максимальное давление значительно выше действительного — причина такого отклонения становится понятной, если вспомнить о допущениях относительно способа подвода теплоты в расчетной схеме цикла.

Действительные характеристики тепловыделения и использования теплоты отличаются от принятых в расчетной схеме цикла по методу Гриневецкого — Мазинга. Это различие сказывается на точности определения работы и КПД действительного цикла, оно становится более заметным при увеличении продолжительности сгорания.

С внедрением в инженерную практику ЭВМ наряду с методом Гриневецкого — Мазинга находят применение методы расчета процессов сгорания и расширения, основанные на численном решении дифференциального уравнения первого закона термодинамики в форме, справед-

ливой для обратимых процессов в термодинамической системе, центр тяжести которой неподвижен; тогда

$$dU = dQ_{\text{исп}} - pdV. \quad (225)$$

Подведенную к рабочему телу теплоту, которая используется на изменение внутренней энергии и производство работы, выражают в виде разности теплоты, выделившейся при сгорании топлива, и теплоотдачи в стенки (см. § 5 гл. V); тогда

$$dQ_{\text{исп}} = dQ_{\text{выд}} - dQ_w.$$

Теплоотдачу в стенки определяют по уравнению Ньютона — Рихмана (см. § 2 гл. XII):

$$dQ_w = \alpha (T - T_{\text{ст}}) F_{\text{ст}} dt.$$

Выделившуюся при сгорании топлива теплоту за бесконечно малый интервал времени можно представить в виде

$$dQ_{\text{выд}} = \chi H_u dg_T. \quad (226)$$

Здесь принимают допущение, что коэффициент выделения теплоты (или полноты сгорания) не зависит от массы сгоревшего топлива и остается неизменным в продолжении всего процесса сгорания.

Производная от выделившейся теплоты по времени есть скорость тепловыделения:

$$\frac{dQ_{\text{выд}}}{dt} = \chi H_u \frac{dg_T}{dt}. \quad (227)$$

Разделив правую и левую части уравнения (226) на выражение теплоты, выделившейся при сгорании топлива за цикл (203), получим

$$dx_{\text{выд}} = dQ_{\text{выд}} / (\chi H_u g_{T,u}) = d(g_T / g_{T,u}). \quad (228)$$

Следовательно, относительная характеристика тепловыделения $x_{\text{выд}}(t)$, или $x_{\text{выд}}(\varphi)$, численно равна массовой доле сгоревшего топлива, считая от момента воспламенения. Функцию $x_{\text{выд}}(t)$, или $x_{\text{выд}}(\varphi)$, называют поэтому также законом сгорания (или выгорания) топлива. Очевидно, в начале сгорания $x_{\text{выд}} = 0$, а в конце сгорания $x_{\text{выд}} \approx 1$.

Полуэмпирические уравнения характеристики тепловыделения

На основе качественных представлений о скорости цепных реакций И. И. Вибе получил следующее полуэмпирическое уравнение характеристики тепловыделения в зависимости от безразмерного времени t/t_z , отсчитываемого от момента воспламенения:

$$x = 1 - \exp \ln(1 - x_z) (t/t_z)^{m+1}. \quad (229)$$

Уравнение (229) называют также уравнением сгорания (выгорания топлива), так как по (228) характеристика $x = g_T / g_{T,u}$ численно равна массовой доле условно

В расчетных исследованиях на ЭВМ циклов применяют способ описания характеристики тепловыделения полуэмпирическими уравнениями.

В уравнении характеристики тепловыделения (229) должны быть заданы три величины, имеющие значения параметров процесса сгорания: продолжительность сгорания φ_z , доля сгоревшего топлива x_z за время сгорания t_z и показатель характера сгорания m .

сгоревшего топлива. Если принять долю сгоревшего топлива $x_z=0,999$, то, подставив $t=t_z$ в (229), получим коэффициент $C=\ln(1-x_z)=\ln(1-0,999)=-6,9077$. Хорошее совпадение с действительной характеристикой тепловыделения получается, если принять $x_z=0,95$. Тогда коэффициент $C=\ln(1-x_z)=-2,9957$.

Взяв производную от (229) по безразмерному времени, получим уравнение безразмерной скорости тепловыделения:

$$\frac{dx}{d(t/t_z)} = -C(m+1)(t/t_z)^m \exp C(t/t_z)^{m+1}. \quad (230)$$

В уравнениях (229) и (230) t/t_z — безразмерное время, равное безразмерному углу поворота кривошипа φ/φ_z при постоянной угловой скорости вращения коленчатого вала. Эти уравнения универсальны; их применяют в расчетах характеристик тепловыделения как дизелей, так и двигателей с принудительным воспламенением. Особенности процесса сгорания учитывают в уравнениях показателем характера сгорания m , однозначно определяющим положение максимума безразмерной скорости тепловыделения. Найдем координату максимума, приравняв нулю производную относительной скорости тепловыделения (227) по времени. После преобразований получим

$$\frac{t_M}{t_z} = \left[\frac{m}{-C(m+1)} \right]^{1/(m+1)}$$

Чем меньше показатель m , тем круче характеристика тепловыделения (рис. 81, а) и тем ближе расположен максимум скорости тепловыделения (рис. 81, б) к началу сгорания.

В двигателях с самовоспламенением при сжатии максимум скорости тепловыделения расположен значительно ближе к началу сгорания ($\varphi_M/\varphi_z=0,1 \div 0,3$), чем в двигателях с принудительным воспламенением ($\varphi_M/\varphi_z=0,5 \div 0,6$), соответственно и показатели m в дизелях меньше:

	m	$\varphi_{z'}$, °
Дизели	$-0,3 \div +0,7$	60—100
Двигатели с принудительным воспламенением	3,0—4,0	40—60

В комбинированных двигателях продолжительность сгорания может превышать 100° угла поворота кривошипа.

Показатель характера сгорания m определяют, используя индикаторную диаграмму, записанную при испытаниях двигателя. Расчетным методом (см. § 5 гл. V) по индикаторной диаграмме находят относительную характеристику тепловыделения $x_{\text{выд}}(t)$ и строят график этой функции в логарифмических координатах. Действительную характеристику тепловыделения аппроксимируют, применяя методы математической статистики, уравнением (229) после двойного логарифмирования.

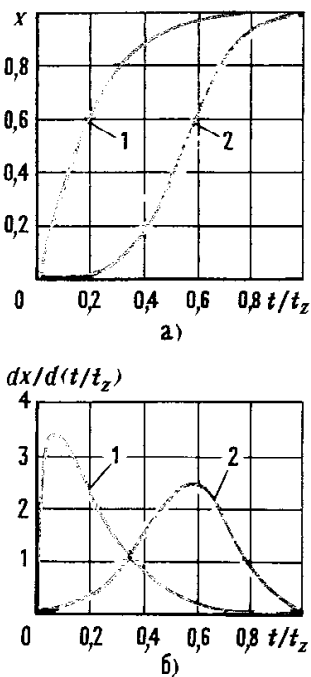


Рис. 81. Характеристики тепловыделения в безразмерных координатах:

а — относительная характеристика тепловыделения; б — относительная скорость тепловыделения; 1 — для дизеля при $m=0,25$; 2 — для карбюраторного двигателя при $m=3$

Натуральный логарифм уравнения (229)

$$-C(t/t_z)^{m+1} = -\ln(1-x).$$

Второе логарифмирование — десятичный логарифм:

$$\lg t = \frac{1}{m+1} \{ \lg [\ln(1-x)] - \lg(-C) \} + \lg t_z.$$

Полученное уравнение описывает прямую линию (рис. 82). Обозначим $Y = \lg t$; $Y_z = \lg t_z$; $X = \lg [\ln(1-x) - \lg(-C)]$ и представим уравнение в виде

$$Y = Y_z + X/(m+1).$$

Используя свойства уравнения прямой линии, получим очевидные соотношения

$$1/(m+1) = \operatorname{tg} \beta = Y_z/X_z \text{ и } m = X_z/Y_z - 1.$$

Этим методом можно определить также продолжительность сгорания, принимая условно, что оно заканчивается при достижении x некоторого значения x_z , которому соответствует вполне определенное значение постоянной C ; тогда $t_z = 10^{Y_z}$.

В расчетах циклов применяют и другие полуэмпирические уравнения характеристик тепловыделения, например, Б. М. Гончара (ЦНИДИ), Б. П. Пугачева (ЛПИ). Для карбюраторных двигателей применяют также зависимость

$$x = 0,5 [1 - \cos(t/t_z) \pi].$$

Дифференциальное уравнение процесса сгорания

Основным исходным уравнением в термодинамическом расчете процесса сгорания является *уравнение первого закона термодинамики* в дифференциальной форме (225). С точки зрения численного решения уравнения количество рабочего тела целесообразно выражать в единицах массы (кг). После подстановки в (225) выражения $dQ_{\text{выд}}$ из (226) и $dQ_{\text{исп}}$ из (200) получим

$$dU = \chi H_u g_{\text{т.ц}} dx - dQ_w - p dV. \quad (231)$$

В общем случае, когда масса газов в цилиндре в процессе сгорания будет изменяться, в уравнении (231) будут три неизвестных: давление p , температура T и масса рабочей смеси газов G . Обычно в расчетах утечками газов через зазоры между поршнем и цилиндром пренебрегают и учитывают лишь изменение массы в результате испарения впрыскиваемого в цилиндр топлива (в дизелях). *Уравнение сохранения массы* для такого случая записывается в виде

$$dG = dg_{\text{т}} \text{ или } dG = g_{\text{т.ц}} dx. \quad (232)$$

Здесь принимают допущение, что испарившееся топливо сразу сгорает и паров топлива в цилиндре нет.

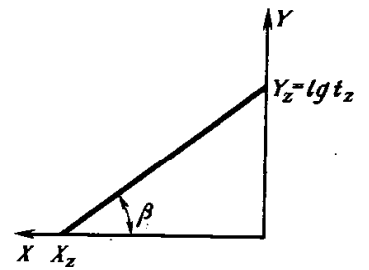


Рис. 82. График, построенный в логарифмических координатах $X Y$

!
Скорость тепловыделения по уравнению (230) имеет один максимум, в то время как для дизелей максимумов может быть и один и два. Поэтому уравнения (229) и (230) можно применять лишь с известными оговорками.

Третьим исходным уравнением является уравнение Клапейрона — Менделеева для конечной массы газов в цилиндре:

$$pV = GRT. \quad (233)$$

Уравнение сгорания в двигателе с принудительным воспламенением. В двигателях с внешним смесеобразованием массу газов в цилиндре считают неизменной, пренебрегая утечками в зазоры. При $G_{см} = \text{const}$ дифференциал полной внутренней энергии $dU = d(G_{см}u) = G_{см}du$. Выразим массу рабочей смеси как смесь $G_{1ц}$ свежего заряда и G_r остаточных газов; тогда

$$G_{см} = G_{1ц} + G_r = G_1 g_{T.н} (1 + \gamma/\mu_0),$$

где $\gamma = M_r/M_{1ц}$ — коэффициент остаточных газов; $G_1 = (\alpha l_0 + 1)$ — масса свежего заряда, подсчитанная для 1 кг топлива; $\mu_0 = M_2/M_1$ — коэффициент молекулярного изменения свежей смеси.

После подстановки перепишем (231) в виде

$$du = \frac{\gamma H_u}{G_1 (1 + \gamma/\mu_0)} dx - \frac{1}{G} (dQ_w + pdV). \quad (234)$$

В функциях $U = U(T, g_\alpha)$ и $u = u(T; g_\alpha)$ аргумент g_α — параметр, определяющий состав газовой смеси; например, массовая доля свежего заряда $g_\alpha = G_{с.з}/G_{см}$.

Поскольку внутренняя энергия — функция состояния, ее дифференциал есть полный дифференциал. Запишем выражение полного дифференциала (учитывая, что внутренняя энергия идеально-газовой смеси есть функция двух переменных — температуры и параметра состава смеси) в виде

$$du = (\partial u/\partial T)_{g_\alpha} dT + (\partial u/\partial g_\alpha)_{T} dg_\alpha. \quad (235)$$

Согласно определению изохорной теплоемкости $(\partial u/\partial T)_{g_\alpha} = c_{v см}$ первый член дифференциала (235) представляет собой удельную изохорную теплоемкость рабочей смеси газов при температуре T . Второй член дифференциала учитывает изменение теплоемкости газовой смеси, вызванное изменением ее состава при сгорании элементарной массы топлива.

Внутреннюю энергию смеси газов, состав которой изменяется в процессе сгорания, определяют, принимая допущение о том, что состав продуктов сгорания в произвольной точке процесса не зависит от доли сгоревшего топлива и соответствует составу, определяемому по стехиометрическим уравнениям (см. гл. II) и зависящему только от элементарного состава топлива и среднего коэффициента избытка воздуха. Внутреннюю энергию смеси газов, учитывая свойства аддитивности, можно представить как сумму внутренней энергии несгоревшей свежей смеси $U_{1x} = u_{с.з} G_{1x}$ и внутренней энергии $U_{2x} = u_{п.с} G_{2x}$ продуктов сгорания g_T топлива вместе с внут-

Внутренняя энергия смеси газов в идеальном состоянии не зависит от объема (и давления), а зависит только от температуры и состава смеси.

ренной энергией $U_r = u_{п.с} G_r$ остаточных газов того же состава, что и продукты сгорания; тогда

$$U_{см} = u_{см} G_{см} = u_{с.з} G_{1x} + u_{п.с} (G_{2x} + G_r).$$

Разделив это уравнение на массу рабочей смеси и обозначив

$$g_\alpha = G_{1x}/G_{см} \text{ и } g_r = (G_{2x} + G_r)/G_{см}, \text{ получим} \\ u_{см} = u_{с.з} g_\alpha + u_{п.с} g_r = (c_{v с.з} g_\alpha + c_{v п.с} g_r) T. \quad (236)$$

Для бинарной газовой смеси $g_\alpha = 1 - g_r$ и $dg_\alpha = -dg_r$. Найдем частную производную выражения (236) внутренней энергии по g_α при $T = \text{const}$:

$$(\partial u / \partial g_\alpha)_T = (c_{v с.з} - c_{v п.с}) T,$$

и после подстановки ее в (235) получим

$$du = c_{v см} dT + (c_{v с.з} - c_{v п.с}) T dg_\alpha. \quad (237)$$

Бесконечно малая массовая доля свежего заряда в газовой смеси при $G_{см} = \text{const}$

$$dg_\alpha = d(G_{1x}/G_{см}) = -dx / (1 + \gamma/\mu_0).$$

Уравнение сгорания в двигателе с самовоспламенением от сжатия. Обозначим G переменную массу газовой смеси в цилиндре и запишем для произвольной точки процесса сгорания

$$G = G_{1u} + G_r + g_T = G_1 g_{T.u} [1 + \gamma(1 + \alpha l_0) / (\mu_0 \alpha l_0)] + g_{T.u} x = \\ = g_{T.u} [G_1 [1 + \gamma(1 + \alpha l_0) / (\mu_0 \alpha l_0)] + x]. \quad (238)$$

В уравнение первого закона термодинамики для открытой системы (93) входит член, учитывающий изменение энергии системы в связи с изменением массы, равное полной энтальпии поступающего (или выходящего) в систему рабочего тела. В расчете процесса сгорания энтальпией впрыскиваемого в цилиндр топлива пренебрегают, принимая $dE_M = i_T^* d\sigma_T = 0$. Тогда уравнение (93) примет вид (225), но масса рабочего тела останется переменной.

Дифференциал полной внутренней энергии системы с переменной массой

$$dU = d(Gu) = G du + u dG.$$

После подстановки этого дифференциала в уравнение (231) и его преобразования получим

$$du = \frac{\chi H_u g_{T.u} dx}{G} - u \frac{dG}{G} - \frac{1}{G} (dQ_w + p dV).$$

Используя уравнение сохранения массы (232) и выражение для массы рабочей газовой смеси (238), приведем данное уравнение к виду

$$du = \frac{\chi H_u - u}{G_1 [1 + \gamma(1 + \alpha l_0) / (\mu_0 \alpha l_0)] + x} dx - \frac{1}{G} (dQ_w + p dV). \quad (239)$$

В двигателе с внутренним смесеобразованием масса рабочего тела в процессах смесеобразования и сгорания изменяется вследствие испарения впрыскиваемого в цилиндр топлива.

Выражение для полного дифференциала внутренней энергии (237) справедливо и для системы с переменной массой. Изменение массы учитывают в следующих выражениях массовой доли свежего заряда и ее дифференциала:

$$g_a = \frac{G_{1a} - l_0 g_{T.ц} x}{G} = \frac{(a - x) l_0}{G_1 [1 + \gamma(1 + \alpha l_0) / (\mu_0 \alpha l_0)] + x} ;$$

$$dg_a = \frac{-(1 + g_a) dx}{G_1 [1 + \gamma(1 + \alpha l_0) / (\mu_0 \alpha l_0)] + x} . \quad (240)$$

где $G_1 = \alpha l_0$ — масса свежего заряда (воздуха) для 1 кг топлива в двигателе с внутренним смесеобразованием.

Характеристика тепловыделения $x(t)$ или $x(\varphi)$, необходимая при решении уравнений (234) и (239), может быть задана разными способами. Ее выражают полуэмпирическим уравнением, например (229), или уравнениями в другой форме, предложенными в ЦНИДИ и ЛПИ. Характеристика тепловыделения может быть задана и опытными данными в табличной форме или в виде полинома. Применение опытных характеристик тепловыделения обеспечивает более точные результаты расчета цикла для конкретного двигателя в известном режиме, но, как и в других подобных случаях, ограничивает возможности исследования.

ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Индикаторные показатели характеризуют действительный рабочий цикл и определяются или расчетом цикла или экспериментально по снятой индикаторной диаграмме изменения давлений в цилиндре за время рабочего цикла. К ним относятся среднее индикаторное давление p_i , индикаторная мощность N_i , индикаторный КПД η_i , относительный КПД η_g и индикаторный удельный расход топлива g_i .

§ 1. Среднее индикаторное давление и индикаторная мощность

Средним индикаторным давлением называют такое условное, постоянное по величине, избыточное давление, которое, действуя на поршень, совершает работу за один его ход от в. м. т. к н. м. т., равную работе газа за рабочий цикл.

Пусть L_{ip} — индикаторная работа (в Дж) расчетного рабочего цикла со смешанным подводом теплоты без учета работы насосных ходов (рис. 83). Удельная работа (в Дж/м³ или в Н/м²), снимаемая с единицы рабочего объема цилиндра, аналогично среднему давлению термодинамических циклов (см. гл. I)

$$L_{i \text{ уд.р}} = L_{ip} / V_h \quad (241)$$

Согласно определению среднего индикаторного давления

$$L_{ip} = p_{ip} V_h \quad (242)$$

Сравнивая (241) и (242), заключаем, что среднее индикаторное давление есть удельная работа цикла; следовательно, среднее индикаторное давление характеризует производительность цикла.

Выведем уравнения для расчетного среднего индикаторного давления. Расчетная работа цикла L_{ip} равна сумме работ изобарного процесса предварительного расширения $L_{z'z}$, политропического процесса расширения L_{zb} и политропического процесса сжатия L_{ac} :

$$L_{ip} = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac} \quad (243)$$

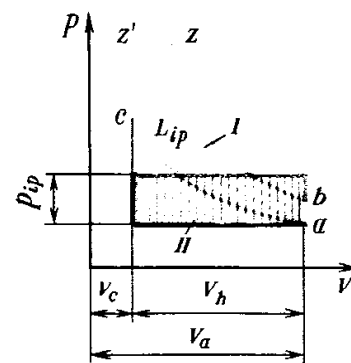


Рис. 83. Взаимозависимость расчетной индикаторной работы расчетного цикла L_{ip} и работы среднего расчетного индикаторного давления p_{ip} :

I — область индикаторной работы расчетного цикла; II — область работы среднего расчетного индикаторного давления p_{ip}

Выразим слагаемые через параметры процессов:

$$L_{z'z} = p_z V_z - p'_z V_c = p'_z V_c \left(\frac{V_z}{V_c} - 1 \right) = \lambda p_c V_c (\rho - 1);$$

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b) = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{p_b}{p_z} \frac{V_b}{V_z} \right) =$$

$$= \frac{\lambda p_c \rho V_c}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right);$$

$$L_{ac} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right).$$

Вынесем за скобку произведение $p_c V_c$ и получим

$$L_{ip} = p_c V_c \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (244)$$

Среднее индикаторное давление p_{ip} получим, деля (244) на V_h и учитывая, что

$$V_c/V_h = V_c/(V_a - V_c) = 1/(\varepsilon - 1), \text{ а } p_c = p_a \varepsilon^{n_1};$$

тогда

$$p_{ip} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (245)$$

Из уравнений политропических процессов расширения и сжатия известно, что

$$1/\delta^{n_2 - 1} = T_b/T_z; \quad 1/\varepsilon^{n_1 - 1} = T_a/T_c.$$

Следовательно, (245) можно записать в виде

$$p_{ip} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right]. \quad (246)$$

Для двигателей с электрическим зажиганием принимают, что подвод теплоты осуществляется в изохорном процессе ($\rho = 1$), поэтому с учетом $\delta = \varepsilon$

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

$$\left. - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (247)$$

или

$$p_{ip} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right]. \quad (248)$$

Если теплота подводится только в изобарном процессе, то $\lambda=1$, и уравнения (245) и (246) примут вид

$$p_{ip} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\rho - 1 + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (249)$$

$$p_{ip} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\rho - 1 + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right]. \quad (250)$$

В действительном рабочем цикле вследствие конечных скоростей сгорания топлива у расчетных точек c , z' и z получаются скругления; у точки b четырехтактного цикла скругление получается вследствие осуществления опережения выпуска. Поэтому действительная величина среднего индикаторного давления получается меньше, чем в расчетном цикле, что учитывают коэффициентом полноты индикаторной диаграммы φ_{Π} ; тогда

$$p_i = \varphi_{\Pi} p_{ip}. \quad (251)$$

Коэффициент $\varphi_{\Pi} = 0,92 \div 0,97$ (меньшие значения выбирают для дизелей, большие — для двигателей с электрическим зажиганием).

Если камера сгорания разделенная, то дополнительные потери на перетекание в отделенную часть камеры и из нее в процессах сжатия и расширения и при теплообмене учитывают коэффициентом $\varphi_{\kappa} = 0,90 \div 0,95$ (меньшие значения выбирают для предкамер, большие — для вихревых камер).

Тогда

$$p_i = \varphi_{\Pi} \varphi_{\kappa} p_{ip}. \quad (252)$$

Работу насосных ходов в четырехтактных двигателях, строго говоря, следует учитывать при расчетном определении давления p_i поправкой Δp_i ; тогда

$$p_i = \varphi_{\Pi} \varphi_{\kappa} p_{ip} + \Delta p_i. \quad (253)$$

Поправку Δp_i можно определить как

$$\Delta p_i = \varphi_{\Pi} (p_a - p_r), \quad (254)$$

где $\varphi_{\Pi} = 0,75 \div 1,0$ — коэффициент, учитывающий изменение давлений в цилиндре в процессах выпуска, наполнения и сжатия.

Согласно (254) поправка Δp_i принимает знак плюс или минус в зависимости от значений p_a и p_r (см. гл. III). Чаще, однако, в целях упрощения определения p_i работу насосных ходов относят к механическим потерям и принимают $\Delta p_i = 0$.

В двухтактных двигателях при определении p_{ip} в уравнения (245) — (250) подставляют действительную степень сжатия; поэтому для унификации оценки двигателей всех типов по величине p_i последнюю относят не

к полезному, а к полному ходу поршня. Тогда для двухтактных двигателей

$$p_i = p_{ip} (1 - \psi) \varphi_{п} \varphi_{к}. \quad (255)$$

Для щелевых схем газообмена работа в период предварения выпуска почти полностью компенсирует потерю площади вследствие скруглений около точек c , z' , z ; поэтому для таких двигателей принимают $\varphi_{п} = 1$; для клапанно-щелевых схем газообмена $\varphi_{п} = 0,92 \div 0,97$.

Значения p_i для различных типов двигателей при режимах номинальной мощности даны в табл. 10. В перспективе предполагается повышение величины среднего индикаторного давления четырехтактных и двухтактных дизелей соответственно до 4,1 и 3,0 МПа.

10. ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ p_i , η_i и g_i ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двигатели	Показатели		
	p_i , МПа	η_i	g_i , г/(кВт·ч)
Бензиновые: без наддува с наддувом	0,4—1,2 0,9—1,9	0,25—0,40	205—330
Дизели четырехтактные: без наддува с наддувом	0,75—1,2 1,4—3,0	0,39—0,49	175—220
Дизели двухтактные: без наддува с наддувом	0,5—0,9 1,0—2,2	0,39—0,53	162—220
Калоризаторные Газовые: без наддува с наддувом	До 0,6 0,6—0,8 0,9—1,4	0,28—0,32 0,28—0,38	268—307 8600—13400

Примечание. Для газовых двигателей $g_i = 8600—13400$ кДж/(кВт·ч).

Индикаторная мощность двигателя является функцией среднего индикаторного давления, рабочего объема цилиндра, числа цилиндров i , тактности τ и частоты следования циклов. Если n — частота вращения коленчатого вала, то число рабочих циклов в одном цилиндре равно $2n/\tau$. Умножив L_{ip} , определяемую из (242), на число цилиндров и число рабочих циклов, получим работу газов во всех цилиндрах за 1 с, т. е. индикаторную мощность

$$N_i = (p_i i V_h 2n) / \tau. \quad (256)$$

Это уравнение не изменится, если рабочий объем цилиндра взять в л, а мощность вычислять в кВт.

Если частота вращения n (в мин⁻¹), то мощность (в кВт) четырехтактных двигателей

$$N_i = p_i i V_h 2n / (60\tau) = (p_i i V_h n) / 120. \quad (257)$$

Аналогично мощность (в кВт) двухтактных двигателей

$$N_i = p_i i V_h n / 60. \quad (258)$$

§ 2. Индикаторный КПД и удельный индикаторный расход топлива

Индикаторным КПД двигателя называется отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_i = L_i / (H_u G_m). \quad (259)$$

Индикаторный КПД характеризует экономичность действительного цикла; в отличие от термического КПД цикла индикаторный КПД учитывает не только отвод теплоты Q_2 холодному источнику, но и потери, связанные с неполнотой сгорания, диссоциацией, утечками рабочего тела через неплотности, отводом теплоты в стенки и с отработавшими газами, а также со сменой рабочего тела, если последние не учитываются с механическими потерями.

Сравнение индикаторного КПД с термическим сходного с действительным термодинамического цикла дает возможность оценить совершенство действительного цикла. Для этого используют относительный КПД цикла η_g , равный отношению индикаторного и термического КПД

$$\eta_g = \eta_i / \eta_t. \quad (260)$$

Все потери, связанные с осуществлением действительного цикла, достигают 10—30% полезно используемой теплоты в сходном термодинамическом цикле, что говорит о достаточно больших возможностях дальнейшего его совершенствования.

Выведем уравнение для индикаторного КПД. Если в уравнении (242) под V_h понимать такой условный рабочий объем, в котором за один рабочий цикл можно сжечь единицу топлива при необходимом количестве воздуха, то это уравнение будет выражать работу, получаемую при сжигании единицы топлива. Этот объем можно найти из характеристического уравнения

$$p_k \eta_V V_h = R_\mu M_1 T_k, \quad (261)$$

где R_μ — универсальная газовая постоянная; η_V — коэффициент наполнения при p_k и T_k рабочего тела на впуске.

Тогда из (242)

$$L_i = M_1 R_\mu p_i T_k / (\eta_V p_k).$$

Подставляя это выражение в (259), получим уравнение индикаторного КПД

$$\eta_i = p_i R_\mu M_1 T_k / (p_k \eta_V H_u). \quad (262)$$

Для газовых двигателей H_u относят к 1 м³ топлива при стандартных условиях, поэтому и M_1 необходимо отнести к 1 м³ топлива, т. е.

$$\eta_i = \frac{p_i R_\mu M_{1\Gamma} T_k}{22,4 p_k \eta_V H_{u\Gamma}}. \quad (263)$$

При определении η_i двухтактных двигателей в уравнения (262) или (263) следует подставлять p_i и η_V , отне-

Индикаторный КПД учитывает все потери, связанные с осуществлением действительного цикла.

Действительный КПД η_g составляет 0,7—0,9.

сенные к одному и тому же объему цилиндра — рабочему или геометрическому. Значения η_i для различных двигателей даны в табл. 9.

Вторым индикаторным показателем, характеризующим экономичность действительных циклов, является *удельный индикаторный расход топлива*, равный частному от деления часового расхода топлива на индикаторную мощность:

$$g_i = G_T 1000 / N_i; \quad (264)$$

для газовых двигателей [в м³/(кВт·ч)]

$$v_i = V_r / N_i. \quad (265)$$

Установим связь между индикаторным КПД и удельным индикаторным расходом топлива, записав уравнение (259) для часовой индикаторной работы и часового расхода теплоты в виде

$$\eta_i = \frac{N_i \cdot 3600}{H_u G_T \cdot 1000} = \frac{3600}{(H_u G_T \cdot 1000 / N_i)},$$

т. е.

$$\eta_i = 3600 / (H_u g_i) \quad (266)$$

или

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i). \quad (267)$$

После подстановки в (267) выражения (262) для η_i получим [в г/(кВт·ч)]

$$g_i = \frac{3600 p_k \eta_V}{p_i R_\mu M_1 T_k}. \quad (268)$$

Для газовых двигателей в уравнения (266) и (267) вместо g_i подставляем v_i в м³/(кВт·ч); тогда уравнение (268) примет вид

$$v_i = \frac{3600 \cdot 22,4 p_k \eta_V}{p_i R_\mu M_1 T_k}. \quad (269)$$

Теплота сгорания различных газообразных топлив сильно отличается; это не позволяет сравнивать по v_i экономичность рабочих циклов двигателей при их работе на разных топливах. Более удобным и универсальным является метод сравнения их экономичности по удельному расходу теплоты q_i [в кДж/(кВт·ч)], равному частному от деления произведения $V_r H_{уг}$ на N_i или произведению

$$q_i = v_i H_{уг}. \quad (270)$$

Удельные индикаторные расходы топлива или теплоты различными двигателями в режимах номинальной мощности были даны в табл. 10.

§ 3. Влияние различных факторов на индикаторные показатели

Анализ уравнений (245) — (250) показывает, что давление p_i возрастает с увеличением каждого из входящих в эти уравнения параметров. Однако действительное влияние каждого из этих параметров на p_i выяснить трудно, так как они в рабочем цикле находятся в сложной взаимосвязи. Анализ затрудняет и то обстоятельство, что зависимость давления p_i от факторов, влияющих на него и количественно и качественно (теплота сгорания топлива и горючей смеси, степень использования рабочего объема цилиндров, индикаторный КПД), и связь между этими факторами уравнения (245) — (250) не отражают.

Наглядность анализа существенно повысится, если мы получим эти дополнительные связи. Решим для этого уравнения (262) и (263) относительно p_i :

$$p_i = \frac{1}{R_{\mu}} \frac{H_u}{M_1} \eta_V \eta_i \frac{p_k}{T_k}; \quad (271)$$

$$p_i = \frac{1}{R_{\mu}} \frac{H_{u\Gamma}}{M_{1\Gamma}} \eta_V \eta_i \frac{p_k}{T_k}. \quad (272)$$

В уравнениях (271) и (272) теплота, используемая в цикле, определяется теплотой сгорания горючей смеси и ее количеством, определяемым, в свою очередь, ее объемом и плотностью, пропорциональными η_V и отношению p_i/T_k . Качество использования теплоты определяется индикаторным КПД.

Влияние конструктивных и регулировочных факторов

Степень сжатия. Согласно уравнению (14) увеличение степени сжатия ε способствует повышению η_t и p_t всех термодинамических циклов. Исходя из (260) при постоянном η_g с увеличением η_t будет возрастать и η_i . Однако при чрезмерно больших ε возможно снижение η_g вследствие увеличения отвода теплоты в стенки, утечек рабочего тела и возможных нарушений процесса сгорания.

Размеры цилиндра. Увеличение D цилиндра при постоянном отношении S/D позволяет увеличить угол-сечение газораспределительных клапанов и наполнение, повышает возможность возникновения детонации в двигателях с электрическим зажиганием и определяет, следовательно, необходимость снижения степени сжатия или установки двух свечей и применения топлив с более высоким октановым числом.

В дизелях увеличение D примерно до 300 мм упрощает топливоподачу и смесеобразование в неразделенных камерах, но и осложняет эти процессы вследствие необходимости повышения дальнобойности факела и увеличения их числа и интенсивности вихря. Увеличение диаметра цилиндра при оптимальном отношении S/D уменьшает относительную поверхность, воспринимающую теплоту от газов, что способствует повышению индикаторного КПД.

При чрезмерно больших ε возможно снижение η_g в результате увеличения отвода теплоты в стенки, утечек рабочего тела и возможных нарушений сгорания.

Конструкционные материалы. Применение легких теплопроводных сплавов для изготовления поршней и головок цилиндров двигателей с электрическим зажиганием взамен чугунов обеспечивает снижение температур их поверхностей. Это уменьшает вероятность возникновения детонации и позволяет повысить степень сжатия на 0,5—1,2 единицы, что вместе со снижением подогрева заряда позволяет повысить коэффициент наполнения. Все вместе способствует повышению η_i и p_i .

В дизелях, наоборот, целесообразно применять чугуны и стали, обеспечивающие уменьшение периода задержки воспламенения и потерь теплоты в стенки, более мягкое и своевременное сгорание и увеличение η_i , компенсирующее некоторое снижение коэффициента избытка воздуха из-за большего подогрева. Поэтому использование чугунов и сталей вместо алюминиевых сплавов позволяет повысить p_i на 0,05—0,12 МПа.

Однако применение менее теплопроводных керамических теплозащитных покрытий поршней, головок, клапанов дизелей может снизить их экономичность на 1—2%. Видимо, керамика, содержащая цирконий, цезий и кремний, оказывает замедляющее каталитическое влияние на реакции сгорания.

Интенсивность охлаждения. Увеличение η_v при более интенсивном охлаждении в двигателях с электрическим зажиганием всегда определяет возможность повышения p_i . Возможность использования более высоких ϵ при более интенсивном охлаждении определяет возможность повышения η_i , несмотря на некоторое замедление процессов смесеобразования и сгорания.

В дизелях интенсивное охлаждение менее желательно, так как заметно замедляет испарение топлива, смесеобразование и сгорание, что может привести к снижению η_i и увеличению жесткости сгорания. Это является одной из причин все большего распространения воздушного (менее интенсивного) охлаждения малофорсированных дизелей. Чрезмерное охлаждение стенок камеры сгорания дизелей нежелательно и по причинам увеличения габаритных размеров систем охлаждения и снижения производительности устройств, использующих теплоту отработавших газов.

Коэффициент наполнения. Согласно формулам (262) и (263) увеличение η_v должно уменьшать η_i . Однако повышение η_v позволяет увеличить количество теплоты, подводимой в расчетный цикл, и, согласно уравнениям (271) и (272), величину p_i , входящую в (262) и (263). Поэтому увеличение η_v никогда не вызывает уменьшения индикаторного КПД.

Форма камеры сгорания. Она влияет на качество смесеобразования и сгорания, на величину поверхности теплообмена и гидравлических сопротивлений. В двигателях с электрическим зажиганием величины p_i и η_i будут большими при компактных камерах сгорания, так как они позволяют использовать более высокие ϵ и уменьшить теплоотвод в процессах сжатия, сгорания,

расширения. Различные устройства для турбулизации рабочей смеси (предкамера, вытеснители) позволяют повысить η_i при режимах неполных мощностей, но, как правило, увеличивают гидравлические сопротивления, снижают компактность камер сгорания и значения p_i и η_i для режимов полных мощностей.

Для дизелей форма и тип камеры сгорания определяют средние величины коэффициента избытка воздуха, потери теплоты в стенки камер и сильнее влияют на гидравлические сопротивления клапанных органов газораспределения и камеры вследствие больших расходов воздуха, деформации газовых потоков у клапанов, объемов вытеснителей и отделенных частей камер сгорания.

Закон подачи топлива. В двигателях с электрическим зажиганием и внутренним смесеобразованием к моменту зажигания подача легко испаряющегося или газообразного топлива прекращается, а смесь становится достаточно однородной. Поэтому закон подачи топлива на p_i и η_i практически не влияет.

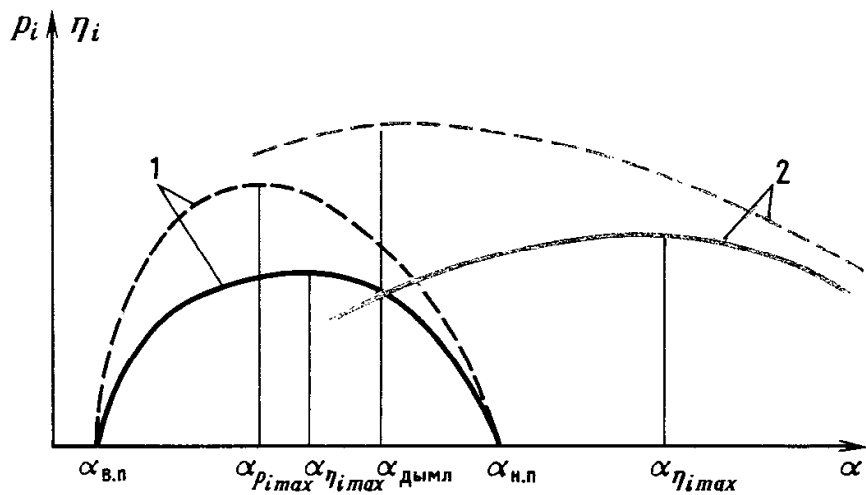
В дизелях смесеобразование и сгорание накладываются на процесс подачи топлива. Профилем топливного кулачка или законом открытия форсунок можно воздействовать на тонкость распыливания и мгновенную скорость подачи топлива, а следовательно, и на такие параметры, как скорость нарастания давления в процессе сгорания, максимальное давление и момент его достижения, т. е. на λ , ρ и δ расчетных циклов. Поэтому законом подачи топлива можно влиять на p_i , η_i и их сочетание: при большей скорости подачи топлива в начале впрыска повышаются η_i , скорость нарастания давления и p_i ; при большой цикловой подаче топлива сочетанием величин λ и ρ можно повышать p_i при приемлемых величинах p_i , скорости нарастания давлений и η_i .

Состав смеси. В уравнения (262) и (263) входит M_1 , зависящая, согласно (40) — (42), от α . Поэтому формально с увеличением α должен возрастать и η_i . В действительности зависимость $u_{нi}$ от α для гомогенной смеси (см. рис. 56) приводит к тому, что в двигателях с электрическим зажиганием η_i возрастает только до значений $\alpha_{\eta_{\max}} = 1,05 \div 1,15$ (рис. 84). При дальнейшем увеличении α скорость сгорания уменьшается все быстрее, сгорание заканчивается все позднее, отвод теплоты в стенки увеличивается, и некоторое дополнительное увеличение полноты сгорания топлива и доли двухатомных газов в продуктах сгорания не компенсируют тепловых потерь.

В дизелях зависимость скорости сгорания смеси от α проявляется менее четко вследствие большей ее неоднородности по объему камеры сгорания и по времени, а одинаковая степень выгорания достигается при больших, чем в двигателях с электрическим зажиганием, значениях α . Поэтому η_i в дизелях возрастают до $\alpha_{\eta_{\max}} = 2,8 \div 3,5$ при неразделенных камерах и до $\alpha_{\eta_{\max}} = 5 \div 6$ — при разделенных. Удельные индикаторные расходы топлива изменяются в зависимости от α по кривым, являющимся

Рис. 84. Зависимость η_i и p_i от α :

1 — для двигателей с электрическим зажиганием; 2 — для дизелей; η_i — сплошные кривые; p_i — штриховые кривые



зеркальным отображением кривых η_i .

Зависимость p_i от α определяется, согласно (271) и (272), величинами M_i и η_i . Если пренебречь влиянием на M_i объема топлива в уравнениях (40) и (41), то можно для всех двигателей уравнения (271) и (272) переписать в виде

$$p_i \approx \frac{1}{R_{\mu}} \frac{H_u}{L_0} \eta_V \frac{\gamma_i}{\alpha} \frac{p_k}{T_k}; \quad (273)$$

$$p_i \approx \frac{22,4}{R_{\mu}} \frac{H_{уг}}{L_{0г}} \eta_V \frac{\gamma_i}{\alpha} \frac{p_k}{T_k}. \quad (274)$$

Из этих уравнений следует, что $p_{i \max}$ будет иметь место при прочих одинаковых множителях в случае максимального отношения η_i/α . Для двигателей с электрическим зажиганием $(\eta_i/\alpha)_{\max}$ имеет место при $\alpha_{p_i \max}$, близком к значениям α , для которых обеспечивается максимальная скорость u_n , т. е. при $\alpha < \alpha_{\gamma_i \max}$. Для дизелей $(\eta_i/\alpha)_{\max}$ получается при $1 < \alpha < \alpha_{\text{дымл}}$. Так как при дымлении работа двигателя не допускается, максимальное давление p_i для дизелей достигается при $\alpha \ll \alpha_{\gamma_i \max}$.

Углы опережения зажигания и впрыска топлива. При невыгоднейшем угле опережения θ_n (рис. 85) значения p_i и η_i максимальны. При изменении θ из числа параметров, входящих в уравнения (262), (263), (271) и (272), могут незначительно изменяться лишь T_k и η_V (в результате изменения подогрева), поэтому p_i и η_i изменяются по эквидистантным кривым.

Угол θ_n будет различным для разных режимов работы. Так, с увеличением нагрузки на двигатель сокращается период задержки воспламенения смеси и возрастает скорость распространения фронта пламени благодаря большему подогреву смеси или рабочего заряда и снижению содержания остаточных газов (в двигателях с электрическим зажиганием). Поэтому θ_n также уменьшается (рис. 86, а). При повышении частоты вращения коленчатого вала увеличиваются температура заряда вследствие возрастания показателя политропы сжатия n_1 , температура остаточных газов и интенсивность вихрей в камере сгорания. Это способствует уменьшению пе-

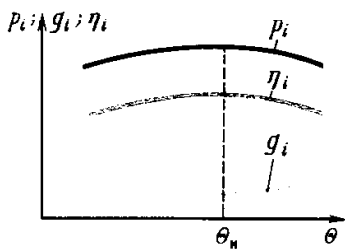


Рис. 85. Зависимости индикаторных показателей от θ при одинаковых прочих условиях

риода задержки воспламенения и скорости сгорания топлива; однако общее сокращение располагаемого для эффективного сгорания топлива времени приводит к необходимости увеличения $\theta_{\text{н}}$ с возрастанием n (рис. 86, б).

Влияние эксплуатационных факторов

Условия при впуске и выпуске. Согласно (245) — (250), давление $p_{\text{в}}$, зависящее от $p_{\text{к}}$, однозначно влияет на p_i , что позволяет совершенствовать двигатели уменьшением потерь на впуске в цилиндры и применением наддува. При этом из уравнений (273) и (274) следует, что p_i зависит не только от $p_{\text{к}}$, но и от отношения $p_{\text{к}}/T_{\text{к}}$, определяющего плотность рабочего тела на впуске.

Параметры $p_{\text{к}}$ и $T_{\text{к}}$, помимо влияния на p_i через массу заряда цилиндра, влияют и непосредственно, так как определяют концентрацию реагентов в камере сгорания, температуру и давление процессов смесеобразования и первой фазы сгорания.

В двигателях с электрическим зажиганием увеличение $T_{\text{к}}$ и $p_{\text{к}}$ ускоряет процессы предпламенных химических процессов в негорящей смеси, что повышает вероятность возникновения детонации. Поэтому использование наддува в таких двигателях ограничивается октановым числом топлива и наддув применяют главным образом для поддержания расчетной мощности двигателей при их работе на больших высотах над уровнем моря. Индикаторный КПД таких двигателей возрастает с увеличением $p_{\text{к}}$ и $T_{\text{к}}$ до начала детонации.

В дизелях увеличение $p_{\text{к}}$ и $T_{\text{к}}$ во всех случаях способствует повышению η_i и p_i , если при этом не уменьшается коэффициент α . Охлаждение наддувочного воздуха при наддуве не лимитирует самовоспламенение топлива при высоких давлениях p_i , так как температуры стенок камеры сгорания обеспечивают необходимый подогрев воздуха; дополнительному повышению η_i при наддуве способствует и увеличение α с возрастанием $p_{\text{к}}$, используемое для сохранения работоспособности двигателя.

Увеличение противодавления $p_{\text{р}}$ на выпуске (применение глушителя шума, нейтрализаторов отработавших газов, турбокомпрессоров или силовых турбин) уменьшает коэффициент наполнения, повышает потери на газообмен и увеличивает количество остаточных газов в цилиндрах. Поэтому увеличение $p_{\text{р}}$ всегда сопровождается уменьшением η_i и p_i , особенно заметным при отношениях $p_{\text{к}}/p_{\text{р}} \leq 1,3$ для четырехтактных двигателей и $p_{\text{к}}/p_{\text{р}} \leq 1,2$ для двухтактных.

Нагрузка. В двигателях с электрическим зажиганием возможности регулирования мощности изменением состава смеси ограничены пределами воспламеняемости однородных смесей. Поэтому регулирование осуществляют изменением количества смеси, сжигаемой в одном цикле, при помощи дроссельной заслонки, устанавливаемой во впускной системе.

Опытами на бомбах и двигателях установлено, что с увеличением расхода смеси в одном цикле для повыше-

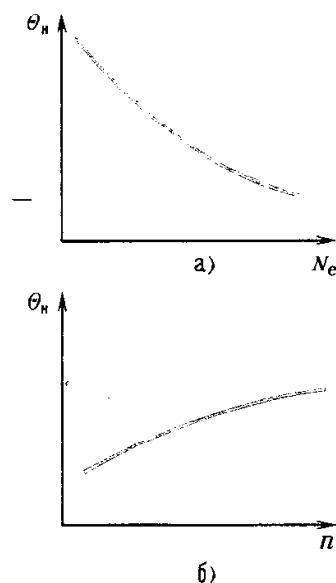


Рис. 86. Зависимость наиболее выгодных углов опережения зажигания и впрыска топлива $\theta_{\text{н}}$:

а — от нагрузки при $n = \text{const}$; б — от частоты вращения при постоянном положении регулирующего органа

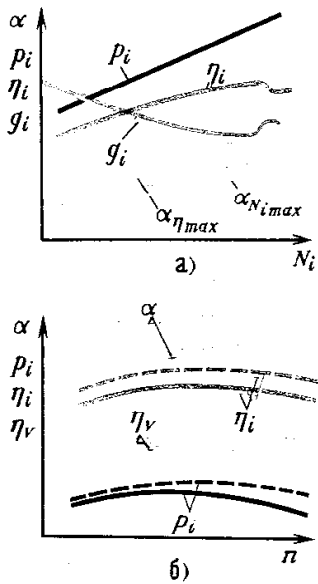


Рис. 87. Зависимости составов смеси и индикаторных показателей:

а — от нагрузки при $n = \text{const}$; б — от частоты вращения коленчатого вала при постоянном положении регулирующего органа; — — — двигатели с электрическим зажиганием; — — — дизели

ния эффективности сгорания необходимо повышение коэффициентов избытка воздуха. Это явление используют для повышения эффективности двигателей, увеличивая коэффициент избытка воздуха с возрастанием мощности (рис. 87, а). Однако для получения большей полной мощности целесообразно использовать составы смеси, обеспечивающие наибольшие u_H и p_i . Поэтому при мощностях, равных 80—90% полной мощности, переходят на составы смеси, характеризуемые значениями, близкими к $\alpha_{N_{i \max}}$. Таким образом, индикаторный КПД с увеличением нагрузки сначала возрастает вследствие повышения α , улучшения распыливания топлива, увеличения температур смеси и уменьшения концентрации остаточных газов, а затем, после достижения указанной мощности, начинает снижаться при уменьшении α .

В дизелях повышение нагрузки на двигатель осуществляют увеличением цикловой подачи топлива, т. е. уменьшением коэффициента избытка воздуха, влияние которого на η_i было рассмотрено выше. Следует отметить, что снижение η_i непропорционально уменьшению α , так как увеличение цикловой подачи, как правило, сопровождается улучшением распыливания топлива и повышением подогрева заряда, влияющими положительно на процессы смесеобразования и сгорания.

Частота вращения коленчатого вала. В двигателях с электрическим зажиганием индикаторный КПД возрастает при увеличении n до 0,6—0,8 $n_{\text{ном}}$ при полностью открытой дроссельной заслонке вследствие улучшения смесеобразования, уменьшения потерь теплоты в стенки и утечек, увеличения α . Затем индикаторный КПД начинает снижаться вследствие недостатка времени на сгорание, когда влияние положительных факторов на сгорание перестает превалировать над уменьшением времени на сгорание (рис. 87, б). Среднее индикаторное давление возрастает вследствие увеличения коэффициентов наполнения и индикаторного КПД до значений n , несколько больших величин, соответствующих максимальному коэффициенту наполнения η_v .

В дизелях с увеличением n все перечисленные факторы влияют так же, как и в бензиновых двигателях. Особенностью является изменение состава смеси с изменением n , объясняющейся тем, что с увеличением n постоянно возрастает (при неизменном положении регулирующего органа) цикловая подача топлива вследствие уменьшающихся с увеличением n утечек топлива через зазоры прецизионных пар топливного насоса и форсунок. В результате коэффициент α с увеличением n , если не корректировать изменение цикловой подачи топлива по частоте вращения, снижается, что может вызвать не только замедление возрастания η_i , но и его снижение. В зависимости от n коэффициент наполнения дизелей изменяется по более пологим кривым, чем у двигателей с электрическим зажиганием, поэтому и p_i изменяется в зависимости от n менее интенсивно и имеет максимум при больших значениях n .

ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

§ 1. Схемы и принципы работы комбинированных двигателей

Механическая связь в двигателях возможна двух видов: компрессор и турбина имеют отдельную связь с валом поршневой части (рис. 88, а); турбина и компрессор соединены между собой (рис. 88, б) и на вал поршневой части передается мощность, равная разности мощностей турбины и компрессора, или с вала поршневой части снимается дополнительная мощность, которая передается компрессору, приводимому в действие от газовой турбины.

При гидравлической связи между валами поршневой, расширительной и компрессионной частями комбинированного двигателя устанавливают гидромуфты. В этом случае возможны несколько типов соединений:

а) компрессор и турбина связаны с валом поршневой части двумя отдельными гидромуфтами (рис. 89, а);

б) турбина с валом поршневой части соединена зубчатой передачей, а компрессор — гидромуфтой (рис. 89, б);

в) турбина и компрессор связаны между собой жестко (установлены на одном валу или соединены зубчатой передачей), а с валом поршневой части — гидромуфтой (рис. 89, в).

Первые два типа соединений с гидромуфтой не получили практического применения вследствие больших размеров гидромуфт и сложной конструкции двигателя. Использование последнего типа соединений объясняется небольшими размерами гидромуфты, передающей только разность моментов турбины и компрессоров, и благоприятными условиями для работы турбины.

Принципиальные факторы, обуславливающие протекание рабочего процесса в комбинированном двигателе с механической связью, следующие:

а) «жесткая связь» между частотами вращения валов: $n_K = i_K n$, $n_T = i_T n$; если колеса турбины и компрессора расположены на одном валу, то $n_K = n_T = n_{TK}$; $i_K = i_T = i_{TK}$ и $n_{TK} = i_{TK} n$, где i_K , i_T и i_{TK} — передаточные отношения передач соответственно между валами компрессора,

Комбинированные двигатели по виду связи поршневой части с компрессором и турбиной могут быть разделены на двигатели: с механической или гидравлической связью, газовой, комбинированной связью и поршневые генераторы газов с газовой турбиной, вал которой соединен с валом потребителя.

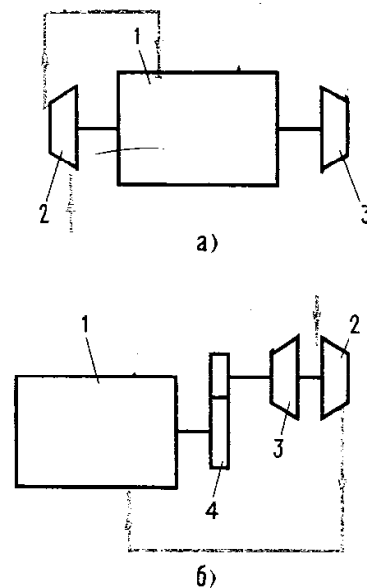
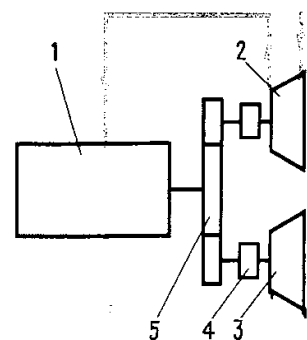
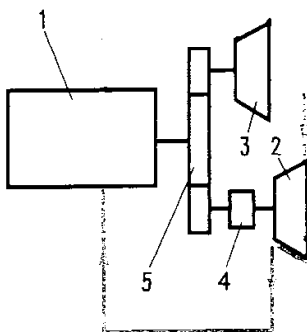


Рис. 88. Схемы комбинированных двигателей с газовой связью:

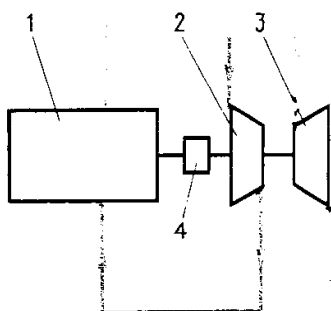
а — компрессор и турбина имеют отдельную связь с валом поршневого двигателя; б — турбина и компрессор соединены; 1 — поршневой двигатель; 2 — компрессор; 3 — турбина; 4 — передача



а)



б)



в)

Рис. 89. Схемы комбинированных двигателей с гидравлической связью:

1 — поршневой двигатель; 2 — компрессор; 3 — турбина; 4 — гидромуфта; 5 — передача

В комбинированных двигателях с газовой связью КПД турбины выше, чем в двигателях с механической связью, так как на всех режимах работы устанавливается наиболее выгодное соотношение между скоростью течения газа и окружной скоростью рабочего колеса турбины.

турбины, турбокомпрессора и коленчатым валом поршневой части;

б) одинаковые расходы воздуха (смеси) через компрессор и двигатель и газов через двигатель и турбину (утечками рабочего тела можно пренебречь);

в) полное давление на выходе из компрессора больше полного давления на входе в поршневую часть на величину потерь в охладителях и трубопроводах;

г) полное давление газа на выпуске из поршневой части больше полного давления на входе в турбину на величину потерь давления в трубопроводах;

д) расход газа через турбину больше расхода воздуха через компрессор на величину расхода топлива в двигателях всех типов, за исключением бензиновых с карбюратором, установленным до компрессора, в последних расходы свежей смеси через компрессор и газов через турбину одинаковы.

В комбинированном двигателе с гидравлической связью наличие гидромуфты позволяет отбирать мощность от вала поршневой части при $N_T < N_K$ и передавать на вал избыточную мощность турбины при $N_T > N_K$. Кроме того, передаточное отношение между валами поршневой части и турбокомпрессора (ТК) изменяется в зависимости от степени заполнения гидромуфты в связи с изменением относительного скольжения роторов. Это дает возможность изменять параметры и количество воздуха, подаваемого компрессором ТК.

Принципиальной особенностью протекания рабочего процесса в комбинированных двигателях второй группы (рис. 90) является равенство частот вращения и мощностей турбины и компрессора и отсутствие «жесткой связи» между частотами вращения валов поршневой части и турбокомпрессора. Другие условия протекания рабочего процесса такие же, как и в двигателях с механической связью.

В двигателе с газовой связью давление заряда определяется температурой и давлением газа на входе в турбину. Так как их величины ограничены теплонпряженностью поршневой части и турбины, то возможность форсирования комбинированного двигателя с газовой связью по мощности меньше, чем двигателя с механической связью. Известны и другие недостатки комбинированных двигателей с газовой связью: худшие приемистость, пусковые свойства и работа на переходных режимах, чем у двигателей с механической связью.

В двигателях с комбинированной связью подача заряда в цилиндр поршневой части может осуществляться компрессором, механически связанным с валом поршневой части, и компрессором ТК параллельно или последовательно.

Преимущество схемы с параллельной подачей заряда (рис. 91) — относительно небольшие размеры компрессоров; недостатки — трудность согласования характеристик компрессоров, сложность конструкции впускного тракта и организации охлаждения заряда. Поэтому

двигатели с такими схемами не получили большого распространения, за исключением некоторых судовых двухтактных двигателей большой мощности, в которых в качестве компрессоров используют подпоршневые полости (двигатели фирм Зульцер и МАН).

Последовательное сжатие заряда в двигателях с комбинированной связью можно выполнить двумя способами: 1) в качестве первой ступени сжатия использовать компрессор ТК, из которого заряд будет поступать в компрессор, механически связанный с поршневой частью (рис. 92, а); 2) в качестве первой ступени сжатия использовать компрессор, механически связанный с поршневой частью, а в качестве второй—компрессор ТК (рис. 92, б). Сравнение двигателей с последовательным сжатием заряда при одинаковой располагаемой энергии выпускных газов и, следовательно, при одинаковой адиабатной работе турбокомпрессоров, показывает, что работа компрессора, механически связанного с валом поршневой части, при использовании его в качестве второй ступени меньше работы компрессора, используемого в качестве первой ступени. Это объясняется тем, что в первом случае необходимая суммарная степень повышения давления в двух ступенях сжатия достигается при меньшей степени повышения давления в приводном компрессоре, чем во втором случае. В результате меньших затрат мощности на привод компрессора второй ступени сжатия КПД двигателя в этом случае оказывается несколько выше КПД двигателя с приводным компрессором в качестве первой ступени.

Основным преимуществом последовательного сжатия заряда в двигателях с комбинированной связью является возможность получения практически любого давления наддува, улучшение условий пуска и работы двигателя на переходных режимах и при малых нагрузках, а также удобство применения промежуточного охлаждения воздуха или смеси. К недостаткам следует отнести сложность конструкции газозадушного тракта и наличие двух компрессоров.

В связи с ограничением степени повышения давления в одноступенчатом центробежном компрессоре (в настоящее время разработаны ТК с максимальной величиной $\pi_{\text{к}} \approx 6$) комбинированную связь начинают применять и в четырехтактных двигателях.

Принципиальные особенности работы составляющих элементов двигателей с комбинированной связью зависят от схемы соединения компрессоров. При параллельной подаче воздуха компрессорами их степени повышения давления одинаковы, а расход воздуха через двигатель равен сумме расходов воздуха через компрессоры. При последовательном сжатии воздуха в компрессорах расходы воздуха через двигатель и каждый из компрессоров одинаковы, а общая степень повышения давления равна произведению степеней повышения давления компрессора ТК и приводного компрессора. В двигателях с комбинированной связью расходы газа через двигатель и тур-

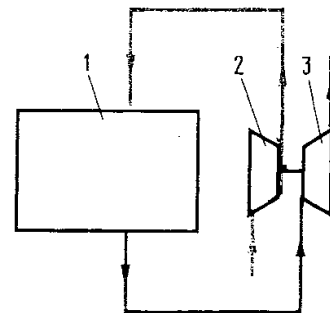


Рис. 90. Схема комбинированного двигателя с газовой связью:

1 — поршневой двигатель; 2 — компрессор; 3 — турбина



Для улучшения экономических и эффективных показателей комбинированных двигателей с последовательным сжатием заряда стремятся иметь минимальную степень повышения давления в компрессоре, механически связанном с валом поршневого двигателя.

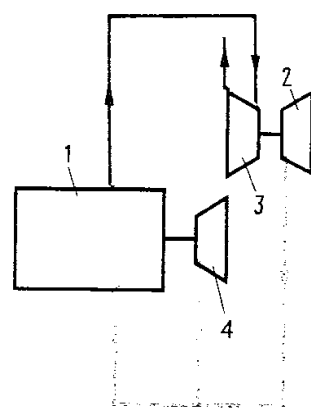
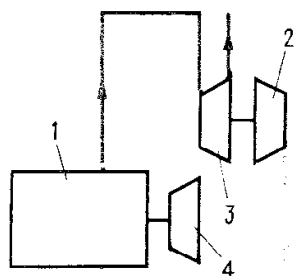


Рис. 91. Схема комбинированного двигателя с комбинированной связью и параллельным сжатием заряда:

1 — поршневой двигатель; 2 — компрессор; 3 — турбина; 4 — приводной компрессор

!
Последовательное сжатие в двигателях с приводным компрессором в качестве второй ступени широко распространено в двухтактных комбинированных двигателях.

!
Наиболее распространены конструкции с охлаждением воздуха в поверхностных охладителях, которые встраивают во впускную систему двигателя после компрессоров.



а)

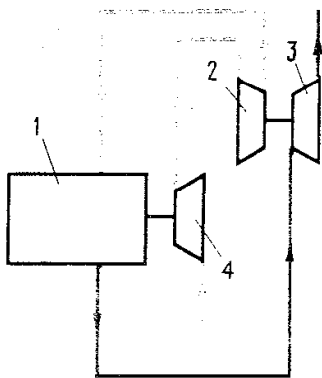


Рис. 92. Схемы комбинированных двигателей с комбинированной связью и последовательным сжатием заряда:

1 — поршневой двигатель; 2 — компрессор; 3 — турбина; 4 — приводной компрессор

бину равны, а частота вращения приводного компрессора пропорциональна частоте вращения вала поршневой части.

Независимо от схемы связи между составляющими элементами комбинированного двигателя использовать энергию выпускных газов в турбине можно как при переменном, так и при постоянном давлении газа на входе. В связи с непрерывным увеличением давления наддува растет мощность, необходимая для привода компрессоров, а также возникают трудности, связанные с созданием высокоэффективных компрессоров, обладающих необходимыми характеристиками. Так как в одноступенчатой газовой турбине может быть реализован ограниченный теплоперепад, а в одноступенчатом компрессоре — ограниченная степень повышения давления, то получили применение так называемые двухступенчатые схемы воздухообеспечения. В этом случае выпускные газы из поршневой части сначала поступают в импульсную турбину ТК первой ступени, а затем в турбину постоянного давления ТК второй ступени.

В некоторых случаях для работы комбинированного двигателя необходимо охлаждение заряда. Это приводит к изменению его параметров и параметров цикла, и следовательно, влияет на работу всех элементов комбинированного двигателя. Заряд можно охладить вне или внутри цилиндра поршневой части. Для охлаждения вне цилиндра используют поверхностные охладители, впрыск воды или другой жидкости в охлаждаемый воздух, а также специальные турбодетандеры и холодильные установки. Поэтому в комбинированных двигателях с механической, гидравлической и газовой связями, а также в поршневых генераторах газа положение охладителя определено однозначно. В двигателях с комбинированной связью промежуточное охлаждение можно осуществить после одного или одновременно после обоих компрессоров.

При установке охладителя после компрессора первой ступени сжатия уменьшаются размеры компрессора второй ступени (вследствие снижения удельного объема воздуха после охладителя) и мощность, затрачиваемая на его привод. В этом случае размеры охладителя больше, чем при установке его после компрессора второй ступени сжатия. При установке охладителя после компрессора второй ступени сжатия увеличиваются его размеры. Вследствие этого наибольшее распространение получили конструкции с установкой охладителя после компрессора первой ступени сжатия. В последнее время в связи с повышением уровня форсирования двигателей охладители воздуха часто устанавливают после компрессоров обеих ступеней сжатия.

Температура охлажденного воздуха после поверхностного охладителя теоретически не может быть ниже температуры охлаждающей воды, однако она на 10—15° выше. В отдельных случаях такого охлаждения воздуха бывает недостаточно (например, в тропических условиях,

когда температура воды высокая). Поэтому разработаны другие схемы, в которых температура воздуха после охлаждения может быть ниже температуры окружающей среды. Такое охлаждение воздуха достигается в установках с турбодетандером и в специальных холодильных установках глубокого охлаждения. На рис. 93 в качестве примера показана схема охлаждения воздуха с турбодетандером по методу фирмы Купер — Бессемер. Воздух поступает в компрессор 1 турбокомпрессора с газовой турбиной 5. Из компрессора 1 он попадает в компрессор 2, который приводится во вращение турбиной 4 детандера. После сжатия в компрессоре 2 воздух при температуре около 100° С поступает в поверхностный охладитель 3, где его температура понижается примерно до 35° С. Охлажденный воздух из охладителя 3 попадает в воздушную центростремительную турбину 4; в которой он расширяется и температура его снижается до 15—16° С. Из турбины 4 воздух поступает в двигатель.

При внутреннем охлаждении воздуха по схеме Миллера, которая применима только в четырехтактных двигателях, воздух в компрессоре сжимается до давления более высокого, чем это необходимо для получения заданной мощности. Перед поступлением в цилиндр поршневой части воздух охлаждается в поверхностном охладителе, что повышает эффективность внутреннего охлаждения. Впуск воздуха в цилиндр заканчивается до прихода поршня в н. м. т. (за 40—50° угла поворота коленчатого вала до н. м. т.). После закрытия впускных клапанов вследствие продолжающегося при движении поршня увеличения объема цилиндра заряд расширяется и температура его понижается. Регулируя фазы газораспределения, можно изменять в желаемом направлении давление в начале сжатия, а следовательно, и максимальное давление газа в цилиндре.

С повышением давления наддува повышается склонность двигателя к детонации. Эксперименты показывают, что связь между допустимой степенью сжатия ϵ_k двигателя с наддувом и степенью сжатия ϵ_0 двигателя без наддува, работающего на том же топливе, может быть приближенно выражена следующей эмпирической формулой:

$$\epsilon_k = \epsilon_0 / \sqrt{10 p_k},$$

где p_k — давление наддува, МПа.

Следовательно, при наддуве двигателя, работающего на топливе с неизменным октановым числом, необходимо уменьшать степень сжатия, что ухудшает его экономичность.

При работе комбинированного двигателя на транспортной машине его частота вращения изменяется в широких пределах, а следовательно, меняются и условия протекания процесса сгорания. Поэтому в двигателе с бездетонационным сгоранием при его работе на номинальном режиме возникает детонационное сгорание при понижении частоты вращения. Таким образом, необходи-

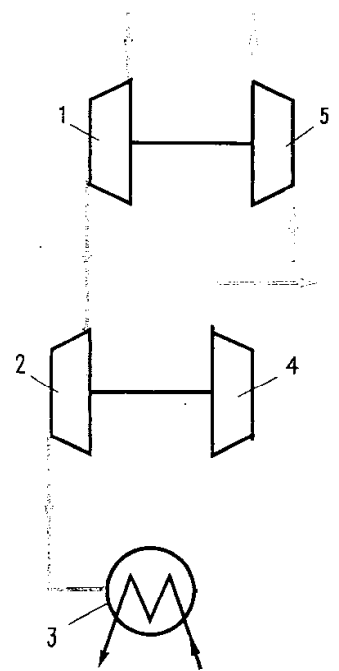


Рис. 93. Схема охлаждения воздуха с турбодетандером:

1 и 2 — компрессоры; 3 — охладитель; 4 — турбина детандера; 5 — газовая турбина

В настоящее время применяют, как правило, комбинированные двигатели с внутренним смесеобразованием (дизели), однако все более распространяются комбинированные двигатели с внешним смесеобразованием (карбюраторные).

мость повышения октанового числа топлива является одной из основных причин, ограничивающих использование внешнего смесеобразования в комбинированных двигателях и увеличение давления наддува.

При наддуве карбюраторных двигателей уменьшается их токсичность и может быть улучшена внешняя характеристика. В таких двигателях компрессор настраивают на получение определенного давления смеси на заданном скоростном режиме работы двигателя. Однако для того, чтобы давление смеси на номинальном режиме не было чрезмерным, применяют, например, регулирование мощности турбины перепуском части выпускных газов.

По мере возрастания давления наддува, а следовательно, и среднего эффективного давления энергия выпускных газов увеличивается из-за ограничения возможности расширения рабочего тела в цилиндре поршневого двигателя. Затраты же энергии на предварительное сжатие воздуха растут менее интенсивно. Поэтому часть энергии выпускных газов не используется, и ее целесообразно передать на вал двигателя. Для этого используют газовую турбину, ротор которой связан с валом отбора мощности. Давление газа перед турбиной растет, и в четырехтактном комбинированном двигателе без продувки оно может быть больше давления наддува. Повышение давления газа перед турбиной, а следовательно, и за выпускными органами приводит к увеличению работы насосных ходов. Поэтому существует оптимальная величина отношения $(p_T/p_K)_{\text{опт}}$, до которой возможен рост давления p_T . По результатам расчетов для $\lambda_K=2,5$ это соотношение равно 1,4—1,45. С увеличением λ_K возрастает и значение $(p_T/p_K)_{\text{опт}}$.

При передаче избыточной мощности турбины на коленчатый вал КПД двигателя может быть повышен на 5—6% (при $p_T/p_K=1,2\div 1,5$) по сравнению с КПД двигателя, имеющего турбокомпрессор с газовой связью.

При механической связи ТК с двигателем использовать избыточную мощность турбины нерационально по следующим причинам: снижается КПД турбины при уменьшении частоты вращения и нагрузки двигателя вследствие изменения отношения u_1/c_1 на входе в турбину, так как частота вращения ТК и давление p_K в этом случае определяются частотой вращения коленчатого вала; усложняется механическая связь между коленчатым валом и ротором ТК в результате высокого передаточного отношения ($n_{\text{ТК}} \gg n$); увеличиваются динамические нагрузки в механической передаче при резком изменении режима работы двигателя вследствие значительного момента ротора ТК. В двигателях с двумя турбинами силовую турбину (ТС) рассчитывают на меньшую частоту вращения, что позволяет упростить механическую передачу. При такой схеме сохраняется преимущество комбинированного двигателя с турбокомпрессором с газовой связью ($u_1/c_1 \approx \text{const}$) в широком скоростном диапазоне его работы. Возможны два варианта установки

В комбинированных двигателях с силовой турбиной применяют две турбины, одна из которых служит для привода компрессора, а другая является силовой.

силовой турбины по направлению движения газа: до турбины ТК (ТС+ТК) и после турбины ТК (ТК+ТС).

Как показали расчетные и экспериментальные исследования, для двигателей транспортного назначения, работающих в широком диапазоне изменения частоты вращения и нагрузки, большие преимущества дает схема (ТК+ТС). Это объясняется тем, что при снижении общего теплоперепада на обеих ступенях (например, вследствие уменьшения расхода газа) основное уменьшение располагаемого перепада приходится на последнюю по направлению движения газа турбину. Поэтому в схеме (ТК+ТС) при условии, что $T_{т*} = T_{т\max}^* = \text{const}$, с уменьшением частоты вращения двигателя и соответственно расхода газа снижение общего перепада давлений, проходящегося на обе турбины, распределяется так, что отношение давлений в турбокомпрессорной турбине, а следовательно, и π_k изменяются незначительно, мощность же силовой турбины уменьшается. Это позволяет в определенном диапазоне расхода газа повысить давление p_e при работе двигателя с низкой частотой вращения. Кроме того, при использовании двигателя со схемой (ТК+ТС) улучшается его приемистость по сравнению с двигателем, имеющим схему (ТС+ТК), и уменьшается влияние противодействия газа на показатели работы двигателя.

§ 2. Эффективная мощность и механические потери

Некоторая часть индикаторной мощности, развиваемой в цилиндрах поршневой части и газовой турбине, расходуется в самом комбинированном двигателе и не может быть использована. Эту мощность называют *мощностью механических потерь*. К ней относят:

мощность $N_{тр}$, затрачиваемую на преодоление трения между движущимися деталями двигателя (например, трение поршня и поршневых колец о стенки цилиндра, трение в подшипниках, трение в распределительном механизме и т. п.);

мощность N_d , расходуемую на преодоление трения между движущимися деталями и воздухом или газами (например, движение шатунов, вращение маховика, дисков турбин и компрессоров, разбрызгивание масла в картере);

мощность N_a , затрачиваемую на приведение в действие агрегатов и устройств двигателя: топливного, масляного и водяного насосов, вентилятора для просасывания воздуха через радиатор или для обдува цилиндров двигателя при воздушном охлаждении, генератора, магнето, распределителя и т. п.;

мощность $N_{н.х.}$, расходуемую на очистку и наполнение цилиндров (насосные потери) и характеризующую в четырехтактных двигателях величиной $p_{н.х.}$. В четырехтактных двигателях с наддувом работа процессов газообмена может несколько увеличивать индикаторную мощность

двигателя; в двухтактных двигателях мощность $N_{н.х}$ обычно принимают равной нулю;

мощность N_k , расходуемую на приведение в действие компрессора с механическим приводом от коленчатого вала в двух- и четырехтактном двигателях.

Если мощность, соответствующую всем потерям в двигателе, обозначить через N_m , то

$$N_e = N_i - N_m, \quad (275)$$

где

$$N_m = N_{тр} + N_d + N_a + N_{н.х} + N_k. \quad (276)$$

Для того чтобы исключить влияние частоты вращения вала на величины отдельных потерь в двигателе, целесообразнее использовать для их выражения среднее давление трения, равное работе трения, отнесенной к 1 м^3 рабочего объема цилиндра V_h . Тогда, выражая средние давления в МПа, получим

$$p_m = p_{тр} + p_d + p_a + p_{н.х} + p_k \quad (277)$$

и

$$p_i - p_m = p_e, \quad (278)$$

где p_e — среднее эффективное давление.

Давление p_e — условное постоянное давление в цилиндрах двигателя, при котором работа, произведенная в них за один такт, равняется эффективной работе.

Среднее эффективное давление и эффективная мощность двигателя связаны между собой так же, как среднее индикаторное давление и индикаторная мощность [см. формулу (257)]:

$$N_e = p_e i V_h n / (30\tau), \quad (279)$$

где N_e — в кВт.

Следовательно:

$$p_e = 30\tau N_e / (i V_h n); \quad (280)$$

$$p_m = 30\tau N_m / (i V_h n). \quad (281)$$

Уменьшение мощности двигателя вследствие потерь в нем характеризует механический КПД η_m :

$$\eta_m = N_e / N_i = p_e / p_i. \quad (282)$$

Заменив в выражении (282) N_e разностью $(N_i - N_m)$ или p_e разностью $(p_i - p_m)$, получим формулу для механического КПД:

$$\eta_m = 1 - N_m / N_i = 1 - p_m / p_i. \quad (283)$$

При работе с постоянной частотой вращения и переменной нагрузкой, что в карбюраторных двигателях достигается открытием или закрытием дроссельной заслонки (количественное регулирование), а в дизелях — перемещением рейки топливного насоса (качественное регулирование), среднее давление механических потерь в карбюраторном двигателе меняется в результате изме-

Эффективная (полезная) мощность двигателя, отдаваемая потребителю, меньше индикаторной на величину механических потерь.

Среднее эффективное давление — это полезная работа двигателя, отнесенная к рабочему объему цилиндров.

Механический КПД двигателя равен отношению его эффективной мощности к индикаторной.

нения давления $p_{н.х}$, а в дизеле оно почти постоянно. Механический КПД η_m , как это видно из уравнения (283), при $p_m = \text{const}$ и при $p_m = \text{var}$ с уменьшением давления p_i падает, а при работе на холостом ходу, когда $p_i = p_m$, равен нулю. Эффективная мощность в этом случае также равна нулю, и вся индикаторная мощность затрачивается на преодоление механических сопротивлений.

При работе двигателя с различной частотой вращения и постоянном среднем индикаторном давлении p_i среднее давление механических потерь p_m меняется вследствие изменения как работы трения в двигателе, так и среднего давления насосных и других потерь. Давление p_m с увеличением частоты вращения возрастает, поэтому механический КПД, как видно из уравнения (283), с повышением частоты вращения уменьшается.

Определить отдельно каждую из составляющих выражения (277) трудно. Поэтому механические потери считают состоящими из двух величин: работы трения (включая в нее все потери, кроме насосных) и насосных потерь, т. е.

$$p_m = p_{\text{тр}} + p_{н.х}. \quad (284)$$

Среднее давление механических потерь определяют в зависимости от средней скорости поршня c_m по эмпирическим формулам вида

$$p_m = A + Bc_m. \quad (285)$$

Значения коэффициентов A и B , устанавливаемые экспериментально, приведены в табл. 11.

11. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ A И B

Двигатель	A	B
Карбюраторный:		
$S/D > 1$	0,049	0,0152
$S/D < 1$	0,039	0,0132
Дизель с камерой сгорания:		
неразделенной	0,103	0,0118
разделенной	0,103	0,0135

Работа трения при наддуве возрастает вследствие увеличения нагрузки на движущиеся детали. Изменение среднего давления трения при работе быстроходных дизелей с наддувом по внешней скоростной характеристике может быть определено по формуле

$$p_{\text{тр}} = p_{\text{тр.ном}} (n/n_{\text{ном}})^a (\pi_k/\pi_{k,\text{ном}})^b,$$

где $p_{\text{тр.ном}}$ и $\pi_{k,\text{ном}}$ — соответственно среднее давление трения и степень повышения давления при работе двигателя с номинальной частотой вращения $n_{\text{ном}}$; a и b — экспериментальные показатели: $a \approx 1,3 \div 1,4$ и $b \approx 0,1$.

Работа, затрачиваемая в четырехтактном двигателе на газообмен, также возрастает с повышением давления наддува p_k , что объясняется более быстрым увеличением

Механические потери состоят в основном из потерь на трение между движущимися деталями, на привод вспомогательных агрегатов и работы насосных ходов.

работы, расходуемой на выталкивание газов по сравнению с ростом полезной работы поступающего в цилиндр свежего заряда. Вместе с тем с повышением давления наддува относительное давление насосных потерь уменьшается. Для быстроходных четырехтактных двигателей среднее давление насосных потерь

$$p_{н.х} = p_k \left(\frac{p_a}{p_k} \mu_{вп} - \frac{\mu_v}{p_k/p_r} \frac{p_r'}{p_r} \right),$$

где в среднем принимают $p_a/p_k = 0,95$; $p_r'/p_r = 1,05$; $\mu_{вп} = 0,87$; $\mu_v = 1,15$.

В судовых малооборотных двигателях большой мощности среднее давление механических потерь $p_m = 0,12 \div 0,18$ МПа. Значения η_m и p_e для двигателей различных типов при работе на номинальном режиме приведены в табл. 12.

12. ЗНАЧЕНИЯ p_e И η_m ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ РАБОТЕ НА НОМИНАЛЬНОМ РЕЖИМЕ

Двигатели	p_e , МПа	η_m
Четырехтактные карбюраторные	0,6—1,0	0,70—0,85
Газовые	0,5—0,6	0,75—0,80
Четырехтактные дизели:		
без наддува	0,6—0,8	0,75—0,80
с наддувом	1,2—1,8 и выше	До 0,92
Двухтактные дизели:		
без наддува	0,4—0,6	0,70—0,80
с наддувом	0,8—1,3 и выше	До 0,92

§ 3. Эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива

Показателями экономичности работы двигателя служат эффективный КПД η_e и удельный эффективный расход топлива g_e .

Эффективный КПД $\eta_e = L_e/H_u$, где L_e — теплота эквивалентная эффективной работе, полученной при сгорании 1 кг топлива.

Так как $L_e = p_e V_h = p_i V_h \eta_m$, то на основании формулы (259)

$$\eta_e = (V_h p_i / H_u) \eta_m = \eta_i \eta_m. \quad (286)$$

После подстановки в формулу (286) выражений (262) и (263) получим:

для двигателей, работающих на жидком топливе,

$$\eta_e = R_\mu \frac{M_1 p_i \eta_m T_k}{H_u \gamma_V p_k} = R_\mu \frac{M_1 p_e T_k}{H_u \gamma_V p_k}; \quad (287)$$

для газовых двигателей

$$\eta_e = \frac{R_\mu M_1 p_i \eta_m T_k}{22,4 H_u \gamma_V p_k} = \frac{R_\mu M_1 p_e T_k}{22,4 H_u \gamma_V p_k}. \quad (288)$$

Эффективный КПД двигателя равен отношению количества теплоты, превращенной в полезную работу, к затраченной теплоте.

В выражениях (287) и (288) величины p_e и η_V для двухтактных двигателей должны относиться к одному и тому же полезному рабочему объему цилиндра.

С изменением нагрузки двигателя, характеризуемой величиной p_e , и частоты вращения коленчатого вала двигателя меняются η_i и η_m , а следовательно, и КПД η_e . При постоянной частоте вращения с увеличением давления p_e механический КПД η_m повышается, а индикаторный КПД η_i несколько снижается, поэтому КПД η_e имеет максимум при некотором давлении p_e в области номинальной нагрузки двигателя. С уменьшением давления p_e эффективный КПД η_e падает, и при $p_e=0$ (холостой ход) $\eta_e=0$. При определенной частоте вращения η_i имеет максимум, а η_m непрерывно уменьшается с увеличением n , и соответственно η_e сначала растет, а затем падает.

Различные двигатели при работе на номинальном режиме имеют следующие значения эффективного КПД:

карбюраторные двигатели	0,22—0,30
дизели	0,30—0,42
газовые двигатели	0,23—0,28

Удельный эффективный расход топлива g_e [г/(кВт·ч)] или v_e [м³/(кВт·ч)], т. е. расход топлива, приходящийся на единицу эффективной мощности при работе двигателя в течение 1 ч, может быть определен из следующего выражения:

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u} = \frac{3600}{H_u g_e} = \frac{3600}{H_u v_e} \quad (289)$$

Тогда для двигателей, работающих на жидком топливе,

$$g_e = \frac{3600}{H_u \gamma_e} = \frac{3600 p_k \gamma_V}{R_\mu M_1 p_i \eta_m T_k} = \frac{3600 p_k \gamma_V}{R_\mu M_1 p_e T_k} \quad (290)$$

и для газовых двигателей

$$v_e = \frac{3600}{H_u \gamma_e} = \frac{3600 \cdot 22,4 p_k \gamma_V}{R_\mu M_1 p_i \eta_m T_k} = \frac{3600 \cdot 22,4 p_k \gamma_V}{R_\mu M_1 p_e T_k} \quad (291)$$

Удельный эффективный расход топлива g_e или v_e как величина, обратная η_e , при постоянной частоте вращения имеет минимум при том же эффективном давлении p_e , при котором КПД η_e достигает максимума. При уменьшении p_e удельный эффективный расход топлива g_e или v_e возрастает и при $p_e=0$ становится равным бесконечности. При значении p_e , большем оптимального, g_e или v_e также увеличивается вследствие повышения удельного индикаторного расхода топлива g_i или v_i . Ниже приведены значения удельного эффективного расхода жидкого топлива q_e [в г/(кВт·ч)] при работе на номинальном режиме двигателей:

карбюраторных	270—380
дизелей	205—280

Так как теплота сгорания газового топлива колеблется в широких пределах, для газовых двигателей исполь-

!
Удельный эффективный расход топлива равен отношению часового расхода топлива к эффективной мощности.

зуют показатель — удельный эффективный расход теплоты [в МДж/(кВт·ч)]

$$q_e = v_e H_u = 3600/\eta_e.$$

В современных газовых двигателях $q_e = 16 \div 13$ МДж/(кВт·ч).

При испытаниях двигателя для определения g_e или v_e измеряют часовой расход топлива двигателем G_T (кг/ч) или V_T (м³/ч) и эффективную мощность двигателя N_e (кВт).

$$\text{Тогда } g_e = G_T/N_e \quad (292)$$

$$\text{и } v_e = V_T/N_e. \quad (293)$$

Влияние различных факторов на эффективные показатели двигателей рассмотрено в гл. X.

§ 4. Показатели напряженности и пределы форсирования двигателя

Показатели напряженности

Эффективная мощность комбинированного двигателя равна сумме мощностей поршневой части и турбин за вычетом мощности, затрачиваемой на преодоление трения, насосные ходы и на привод компрессоров и вспомогательных агрегатов. Вследствие того, что размеры поршневой части определяют размеры и массу комбинированного двигателя, целесообразно показатели напряженности или форсирования отнести к основным размерам цилиндра. Это оправдано тем, что поршневая часть относится к числу наиболее напряженных элементов комбинированного двигателя. Кроме того, удобнее сравнивать напряженность комбинированных и некомбинированных двигателей.

Для оценки тепловой и динамической напряженности, использования рабочего объема и сравнения различных двигателей пользуются такими показателями, как литровая и поршневая мощности.

Под номинальной мощностью двигателя понимают эффективную мощность N_e , гарантируемую заводом-изготовителем при определенных условиях работы (атмосферные условия, частота вращения вала, длительность работы и т. п.).

Литровой мощностью $N_{ел}$ (кВт/л) двигателя называют номинальную мощность, отнесенную к 1 л рабочего объема поршневой части двигателя.

Поршневой мощностью $N_{еп}$ (кВт/дм² или кВт/м²) двигателя называют номинальную мощность, отнесенную к 1 дм² или 1 м² суммарной площади поршней двигателя.

Согласно определению,

$$N_{ел} = N_e / (iV_h) = p_e n / (30\tau), \quad (294)$$

т. е. литровая мощность двигателя зависит от среднего эффективного давления, тактности и частоты вращения двигателя. Если в выражение (294) подставить зна-

чение $p_e = p_i \eta_m$, то, используя выражения (271) и (272), получим для двигателей, работающих на жидком топливе,

$$N_{ел} = \frac{1}{30R_{\mu}} \frac{H_u p_k n}{M_1 T_k \tau} \eta_i \eta_V \eta_m \quad (295)$$

и для газовых двигателей

$$N_{ел} = \frac{1}{30R_{\mu}} \frac{H_{уг} p_k n}{M_{1г} T_k \tau} \eta_i \eta_V \eta_m \quad (296)$$

Анализ формул (295) и (296) дает возможность установить влияние отдельных параметров рабочего процесса на величину литровой мощности и тем самым наметить пути форсирования двигателя для получения наибольшей мощности при тех же геометрических размерах его.

Поршневая мощность

$$N_{ен} = N_{ел} \left(i \frac{\pi D^2}{4} \right) = p_e S n / (30 \tau), \quad (297)$$

где D и S — диаметр и ход поршня, дм.

После подстановки в выражение (297) средней скорости поршня имеем

$$N_{ен} = 10 p_e c_m / \tau. \quad (298)$$

Как видно из выражения (298), поршневая мощность двигателя зависит от среднего эффективного давления, быстроходности, характеризуемой средней скоростью поршня, и тактности двигателя.

Выражение, характеризующее зависимость поршневой мощности двигателя от параметров его рабочего процесса, можно получить, если в выражение (297) подставить формулу для p_e . Для двигателей, работающих на жидком топливе,

$$N_{ен} = \frac{1}{30R_{\mu}} \frac{H_u}{M_1} \frac{1}{\tau} \frac{p_k}{T_k} \eta_i \eta_V \eta_m n S \quad (299)$$

и для газовых двигателей

$$N_{ен} = \frac{1}{30R_{\mu}} \frac{H_{уг}}{M_{1г}} \frac{1}{\tau} \frac{p_k}{T_k} \eta_i \eta_V \eta_m n S, \quad (300)$$

где $H_{уг}$ — низшая теплота сгорания газового топлива при 0°C и $0,1013$ МПа, кДж/м³.

В качестве показателя напряженности или форсирования комбинированного двигателя также используют параметр $K_{\phi} = p_e c_m / \tau$, (где p_e в МПа, а c_m в м/с). Этот параметр не отличается, по существу, от поршневой мощности, так как $N_e = 10 K_{\phi}$, но в качестве критерия удельной мощности он менее нагляден.

Пренебрегая количеством испарившегося жидкого топлива в смеси для двигателей с внешним смесеобразованием, т. е. принимая для всех двигателей, работающих

на жидком топливе, $M_1 = \alpha L_0$ и заменяя в выражениях (295) и (299) $p_K/T_K = \rho_K R$ и $L_0 = l_0 R/R_\mu = l_0/28,95$, получим

$$N_{ел} = \frac{1}{30} \frac{H_u}{l_0} \frac{1}{\tau} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_V \eta_M \rho_K n; \quad (301)$$

$$N_{еп} = \frac{1}{30} \frac{H_u}{l_0} \frac{1}{\tau} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_V \eta_M \rho_K n S. \quad (302)$$

Учитывая, что $\eta_V \varphi = \varphi_K$ (где φ_K — коэффициент избытка продувочного воздуха), а $\alpha \varphi = \alpha_c$ (где α_c — суммарный коэффициент избытка воздуха), после умножения и деления правых частей выражений (301) и (302) на φ получим

$$N_{ел} = \frac{1}{30} \frac{H_u}{l_0} \frac{1}{\tau} \frac{\varphi_K}{\alpha_c} \eta_i \rho_K \eta_M n; \quad (303)$$

$$N_{еп} = \frac{1}{30} \frac{H_u}{l_0} \frac{1}{\tau} \frac{\varphi_K}{\alpha_c} \eta_i \rho_K \eta_M n S. \quad (304)$$

Коэффициенты φ_K и α_c определяют при испытании непосредственно измерением расхода воздуха и топлива.

Способы форсирования двигателей по удельной мощности

Одним из важнейших средств снижения массы и уменьшения габаритных размеров двигателя является его форсирование по удельной мощности. Способы форсирования двигателей, работающих на жидком топливе, можно наметить из анализа выражений (301) и (302). Из этих выражений следует, что удельная мощность зависит от следующих факторов:

- а) низшей теплоты сгорания стехиометрической горючей смеси, характеризуемой отношением H_u/l_0 ;
- б) тактности τ двигателя;
- в) качества протекания рабочего процесса, определяемого отношением индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха (η_i/α);
- г) механического КПД η_M ;
- д) быстроходности, оцениваемой частотой вращения n ;
- е) количества свежего заряда, находящегося в цилиндре к началу сжатия, характеризуемого произведением коэффициента наполнения на плотность воздуха или смеси, т. е. $\eta_V \rho_K$.

Из перечисленных факторов для увеличения удельной мощности можно использовать тактность τ двигателя, отношение η_i/α , частоту вращения вала n и произведение $\eta_V \rho_K$. Поэтому можно наметить следующие основные пути увеличения удельной мощности:

- а) осуществление двухтактного цикла;
- б) увеличение степени сжатия ε , обеспечивающее повышение индикаторного КПД η_i ;
- в) уменьшение коэффициента α ;
- г) повышение частоты вращения n вала двигателя;

д) применение непосредственного впрыска в карбюраторных двигателях (увеличение η_V и η_i);

е) использование газодинамических явлений во впускной и выпускной системах двигателя (увеличение η_V , ρ_K и η_M);

ж) применение принудительной подачи заряда, т. е. увеличение произведения $\eta_V \rho_K$, при переходе к комбинированному двигателю.

Осуществление двухтактного цикла. Если обозначить индексами 2 и 4 соответственно параметры двухтактного и четырехтактного двигателя с одинаковыми ходом поршня и диаметром цилиндра, то отношение их удельных мощностей из выражений (301) и (302)

$$N_{ел2}/N_{ел4} = N_{еп2}/N_{еп4} = 2\beta(1-\psi)(\eta_{м2}/\eta_{м4}), \quad (305)$$

где $\beta = p_{\alpha 2}(T_{K4} + \Delta T_4 + \gamma_4 T_{r4})/p_{\alpha 4}(T_{K2} + \Delta T_2 + \gamma_2 T_{r2})$; ψ — доля потеряннного хода поршня в двухтактном двигателе.

Выражение (305) получено при одинаковых степенях сжатия, давлениях воздуха на входе в цилиндры, коэффициентах избытка воздуха при сгорании и индикаторных КПД.

Величина коэффициента β зависит от схемы газообмена двухтактного двигателя, давления p_K , а также от качества продувки камеры сгорания в четырехтактном двигателе. Для высоких значений p_K (0,2 МПа и выше) коэффициент β без большой погрешности может быть принят равным единице. Поэтому для двигателей с высокой степенью наддува

$$N_{ел2}/N_{ел4} = N_{еп2}/N_{еп4} = 2(1-\psi)(\eta_{м2}/\eta_{м4}). \quad (306)$$

Для двигателей с умеренным давлением p_K величина β , как правило, меньше единицы вследствие более высокого значения коэффициента остаточных газов в двухтактных двигателях.

Экспериментальные исследования и сравнительные расчеты показывают, что литровая мощность двухтактного двигателя при прочих равных параметрах больше литровой мощности четырехтактного двигателя в 1,5—1,7 раза.

Увеличение степени сжатия. С ростом степени сжатия повышается индикаторный КПД η_i , а следовательно, и удельная мощность двигателя. На рис. 94 показано изменение относительного индикаторного КПД $\bar{\eta}_i = \eta_i/\eta_i(\epsilon=7)$ по результатам испытаний карбюраторных двигателей с полусферической, клиновидной и цилиндрической камерами сгорания, а также с камерами сгорания в поршне. С повышением ϵ $\bar{\eta}_i$ растет медленнее, что объясняется уменьшением скорости повышения термического КПД цикла. С ростом ϵ уменьшается относительное количество теплоты, выделяющейся в основной фазе сгорания, и увеличивается доля топлива, догорающего в процессе расширения. Вследствие повышения максимальной температуры в цилиндре увеличивается интенсивность диссоциации и теплопередачи в стенки цилиндра. Это приводит к замедлению роста η_i , а следовательно, и литро-

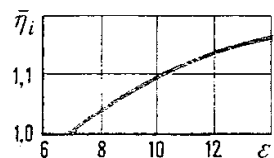


Рис. 94. Зависимость относительного индикаторного КПД $\bar{\eta}_i$ от степени сжатия ϵ для карбюраторных двигателей

вой мощности с увеличением ε . С повышением давления газов в цилиндре двигателя увеличивается и давление механических потерь, зависимость которого от степени сжатия для карбюраторных двигателей может быть выражена эмпирической формулой

$$p_m/p_{m(\varepsilon=6)} = (\varepsilon + 8,5)/14,5,$$

где ε — текущее значение степени сжатия; $p_{m(\varepsilon=6)}$ — среднее давление механических потерь при $\varepsilon=6$.

В дизелях величину ε выбирают исходя из условий обеспечения надежного пуска и допустимой нагрузки на его детали. Дальнейшее повышение ε , как показывают опыты, не вызывает увеличения удельной мощности и может привести даже к ее уменьшению, что объясняется падением механического КПД. Изменение механического КПД двигателя в зависимости от ε может быть определено по следующей формуле:

$$\eta_m = 1 - (1 - \eta_{m0}) \left[1 + \frac{k(\varepsilon - \varepsilon_0)}{p_{m0}} \right] \frac{\tau_{i0}}{\tau_i},$$

где индекс 0 имеют величины, относящиеся к исходной степени сжатия ε_0 .

Таким образом, в дизелях без наддува увеличение ε не может быть использовано для повышения удельной мощности. В комбинированных же двигателях при увеличении давления наддува степень сжатия уменьшают. В этом случае согласованием величин степени сжатия поршневой части и давления p_K можно существенно повысить удельную мощность двигателя без заметного ухудшения его экономичности. Например, при давлении $p_z = 15$ МПа = const переход от степени сжатия $\varepsilon=16$ к степени сжатия $\varepsilon=10$ позволяет повысить давление p_K от 0,15 до 0,35 МПа, что приводит к увеличению литровой и поршневой мощности комбинированного двигателя в 1,8 раза при снижении его КПД всего на 5%.

Карбюраторные двигатели имеют такие степени сжатия, при которых их дальнейшее повышение существенно увеличивает удельную мощность и улучшает экономичность. Рост механических потерь, затруднение пуска и необходимость повышения октанового числа топлива с увеличением степени сжатия — все это обуславливает нецелесообразность повышения в настоящее время степени сжатия выше 12 в двигателях с принудительным зажиганием. В комбинированных же двигателях этого типа степень сжатия не увеличивают, а уменьшают для обеспечения бездетонационного сгорания.

Повышение степени сжатия карбюраторного двигателя дает возможность увеличить α при работе на частичных нагрузках и расширить диапазон изменения нагрузки, в котором двигатель работает при $\alpha > 1$. При обеднении смеси уменьшается неполнота сгорания в двигателе, и, таким образом, с увеличением ε улучшается экономичность и снижается токсичность выпускных газов двигателя при работе на частичных нагрузках. Особенно интенсивно улучшается экономичность и снижается токсич-

ность выпускных газов при работе на малых нагрузках, что важно для автомобильных двигателей, которые большую часть времени работают на таких режимах.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха. При снижении коэффициента избытка воздуха до определенного предела увеличивается отношение η_i/α , а следовательно, и удельная мощность. Понижение коэффициента α позволяет уменьшить проходные сечения впускных и выпускных органов и трубопроводов, размеры турбин и компрессоров, т. е. снизить массу и габаритные размеры комбинированного двигателя. Однако при работе двигателя с более низкими значениями коэффициента α повышаются максимальная и средняя температуры цикла и температура выпускных газов, что приводит к росту теплонапряженности основных деталей поршневой части и газовых турбин. Кроме того, при пониженных значениях α возрастают требования к организации процесса смесеобразования и сгорания.

Повышение частоты вращения. Из выражений (303) и (304) следует, что удельная мощность прямо пропорциональна частоте вращения n вала двигателя. Однако такая зависимость удельной мощности от частоты вращения наблюдается лишь в узком диапазоне ее изменения вблизи $p_{e \max}$ или $M_{e \max}$, когда величины p_e и M_e меняются незначительно. Удельная мощность достигает наибольшего значения при частоте вращения, соответствующей максимальной величине произведения $(\eta_i/\alpha)\eta_v\eta_m n$.

С увеличением n уменьшается продолжительность цикла, что сказывается на протекании рабочего процесса двигателя: улучшается распыливание топлива и перемешивание его с воздухом, сокращается относительное количество теплоты, отводимой в систему охлаждения, и увеличиваются параметры заряда в цилиндре в конце сжатия. Последнее благоприятно влияет на протекание процесса сгорания. В карбюраторных двигателях с увеличением частоты вращения вала уменьшается склонность к детонации, что дает возможность несколько повысить степень сжатия, а следовательно, и мощность.

При изменении скоростного режима работы двигателя отношение η_i/α , характеризующее качество рабочего процесса двигателя, мало меняется. Если при увеличении n коэффициент избытка воздуха α не изменяется, то практически можно принять постоянным и η_i .

Коэффициент наполнения с ростом частоты вращения при неизменных фазах газораспределения и проходных сечениях впускных и выпускных органов уменьшается. Поэтому с увеличением быстроходности двигателя необходимо соответствующим образом подбирать фазы газораспределения, увеличивать проходные сечения впускных и выпускных органов и улучшать КПД компрессоров и газовых турбин.

С увеличением частоты вращения вала потери на трение и затраты мощности на газообмен в двигателе возрастают и механический КПД снижается. Поэтому все мероприятия, направленные на повышение механического

КПД, будут способствовать также и увеличению удельной мощности. К таким мероприятиям можно отнести: уменьшение отношения S/D , увеличение КПД компрессоров, турбин и вспомогательных агрегатов, оптимальную регулировку температуры масла, воды и т. п. Важное значение имеет улучшение качества обработки трущихся поверхностей деталей, рациональный выбор их материалов и смазочных масел.

Если при форсировании двигателя по частоте вращения плотность заряда сохранять постоянной, то характер изменения удельной мощности будет определяться в основном изменением произведения $\eta_v \eta_m^n$.

Повышение частоты вращения вала двигателя вызывает увеличение средней скорости поршня и нагрузок от сил инерции. В результате возрастают потери на трение, износ трущихся деталей, напряжения в коленчатом валу, шатуне, шатунных болтах и других деталях двигателя, что может вызвать необходимость применения материалов более высокого качества и более совершенных технологических приемов при их обработке.

Анализ отрицательных последствий от увеличения частоты вращения в двигателях внутреннего сгорания показывает, что соответствующее повышение удельной мощности легче обеспечить за счет наддува. Поэтому в последние годы с целью повышения экономичности, надежности и долговечности двигателей внутреннего сгорания часто уменьшают частоту вращения.

Переход на непосредственный впрыск в карбюраторных двигателях. Уменьшение различия в составе смеси в цилиндрах многоцилиндрового двигателя, снижение сопротивления впускной системы вследствие отсутствия карбюратора, возможность организации продувки камеры сгорания без потери топлива обуславливают повышение коэффициента наполнения и некоторый прирост индикаторного КПД, а следовательно, и удельной мощности двигателей с непосредственным впрыском по сравнению с теми же параметрами карбюраторного двигателя (рис. 95). Эффект от замены карбюраторного смесеобразования непосредственным впрыском увеличивается с обогащением состава смеси, т. е. с уменьшением α . Двигатели с непосредственным впрыском имеют и другие преимущества: в них можно использовать тяжелые топлива и топлива с пониженными антидетонационными качествами, процесс смесеобразования протекает независимо от наклона двигателя и т. п.

В последние годы большое внимание уделяется электронным системам впрыска топлива. Их применение упрощает использование автоматических систем управления рабочим процессом с помощью микроЭВМ, что обеспечивает значительное повышение эксплуатационной экономичности и уменьшение токсичности двигателей с принудительным воспламенением. Несмотря на отмеченные преимущества, непосредственный впрыск топлива в двигателях с принудительным воспламенением не получил широкого распространения, что объясняется в основ-

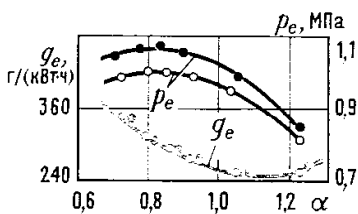


Рис. 95. Зависимость величин p_e и g_e от коэффициента α для одноцилиндрового двигателя:

- — с карбюратором;
- — с непосредственным впрыском топлива в цилиндр

ном сложностью аппаратуры для впрыска и регулирования двигателем при переменной частоте вращения и изменении нагрузки. Однако ведутся работы по расширению его применения.

Использование газодинамических явлений во впускной и в выпускной системах двигателя. Одной из особенностей развития двигателей в настоящее время является широкое использование газодинамических явлений во впускной и в выпускной системах для повышения удельной мощности за счет увеличения коэффициента наполнения. «Настройка» выпускной системы улучшает очистку цилиндра и уменьшает работу насосных ходов.

Для повышения эффективности инерционного наддува профиль впускных кулачков делают таким, чтобы проходное сечение впускных клапанов в первой части хода поршня было незначительным. В результате этого в цилиндре образуется разрежение 0,03—0,04 МПа. Около середины хода поршня клапан быстро открывается и воздух с большой скоростью (до 200 м/с) поступает в цилиндр. Под действием динамического напора столба воздуха увеличиваются плотность и масса заряда, а давление в цилиндре в конце наполнения может повыситься до 0,2 МПа. Опыты, проведенные на различных четырехтактных двигателях, показывают, что при использовании инерционных явлений удельная мощность двигателя повышается примерно на 25—30% при сохранении неизменным удельного расхода топлива. Эффект от инерционного наддува можно увеличить, создав резонанс колебаний во впускном трубопроводе. Для усиления резонанса применяют специальные резонаторы.

При использовании «настроенной» выпускной системы уменьшается сопротивление выталкиванию газов из цилиндра вследствие снижения давления на выпуске из цилиндра. Это является причиной уменьшения затрат мощности на насосные ходы и увеличения механического КПД. Отражение от свободного конца трубопровода или от турбины волн давления и разрежения в выпускной системе двигателя можно также использовать для предотвращения потери заряда в трубопровод и для возвращения в цилиндр части свежего заряда, вытекающего из него при продувке. Такой способ уменьшения потерь заряда при продувке особенно широко применяют в двухтактных двигателях (продувка по схеме Кроссли, комбинированные судовые двигатели фирм Зульцер, МАН и др.).

Увеличение давления заряда (наддув). Стремление повысить плотность заряда на впуске в цилиндры поршневой части и за счет этого увеличить удельную мощность привело к созданию комбинированных двигателей. Повышение плотности заряда на впуске обуславливает увеличение массового наполнения цилиндра не только вследствие роста плотности заряда в конце наполнения, но также и за счет некоторого повышения коэффициента наполнения. Это объясняется уменьшением относительных потерь давления во впускных органах. В результате

роста массового наполнения цилиндра, характеризуемого произведением $\eta_V \rho_K$, увеличивается удельная мощность.

С ростом давления p_K повышается давление в цилиндре двигателя, вследствие чего увеличивается работа трения и изменяется работа, затрачиваемая на насосные ходы. В комбинированных двигателях работа насосных ходов может быть положительной.

Пределы форсирования мощности при увеличении давления свежего заряда

Повышение давления поступающего в двигатель заряда обуславливает увеличение механической и тепловой напряженности двигателя. В двигателях с принудительным зажиганием с применением наддува требуется топливо с более высоким октановым числом.

Увеличение механической нагрузки на детали двигателя с повышением наддува связано с ростом максимального давления газа в цилиндре. Расчеты показывают, что при увеличении давления наддува от 0,3 до 0,6 МПа, сохранении $\lambda = 1,4 = \text{const}$ и $\varepsilon = 13 = \text{const}$ максимальное давление газа в цилиндре должно возрасти в 2 раза, достигая приблизительно 27 МПа. Поэтому для обеспечения надежной работы деталей необходимо значительно увеличить массу конструкции двигателя. Этот путь следует признать нецелесообразным для двигателей любого типа.

С увеличением давления наддува наряду с механической напряженностью повышается также и тепловая напряженность крышки (головки), клапанов, цилиндра и особенно поршня. Вследствие роста количества теплоты, приходящейся на единицу рабочего объема цилиндра и выделяющейся при сгорании топлива, увеличивается количество теплоты, отводимой через стенки. Этому способствует также повышение коэффициента теплоотдачи от газа в стенки в результате роста давления газа в цилиндре. Повышение температур и температурных градиентов приводит к увеличению напряжений в деталях двигателя, ухудшению условий смазки, что также неблагоприятно отражается на работе двигателя.

Таким образом, рост механической и тепловой напряженности двигателей внутреннего сгорания является основной причиной, ограничивающей увеличение давления заряда, поступающего в цилиндры. Отсюда следует, что, повышая давление заряда для увеличения удельной мощности, необходимо ограничивать максимальное давление газа в цилиндре и скорость его нарастания, температуру и температурные градиенты в стенках деталей. Этого добиваются введением конструкторских и технологических усовершенствований, а также рациональной организацией рабочего процесса комбинированного двигателя.

Известно несколько способов уменьшения механической напряженности двигателя: понижение степени сжатия, уменьшение угла опережения впрыска, выбор соответствующих характеристик впрыска топлива и способа смесеобразования.

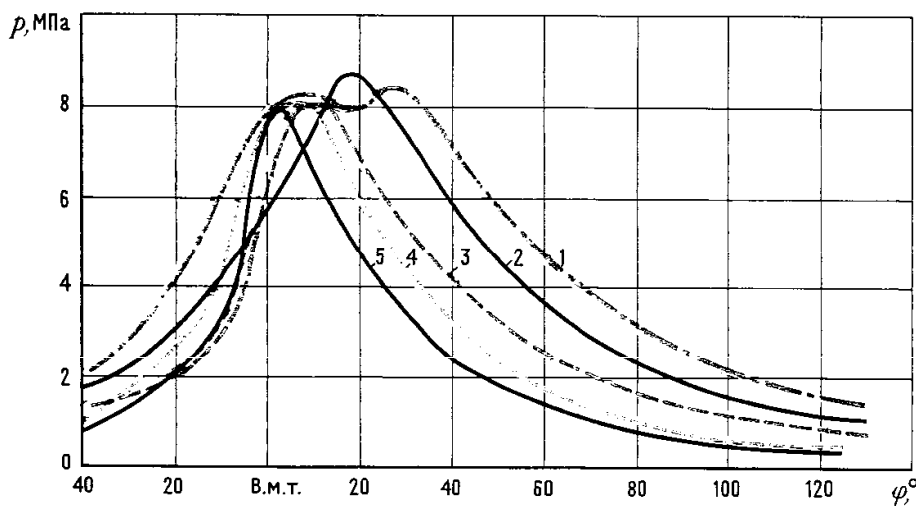


Рис. 96. Индикаторные диаграммы дизелей при различных значениях ϵ и p_k :

1 — при $\epsilon = 10$; $p_k = 0,375$ МПа; $t_k = 150^\circ \text{C}$; $p_i = 2,05$ МПа; 2 — при $\epsilon = 10$; $p_k = 0,25$ МПа; $t_k = 150^\circ \text{C}$; $p_i = 1,69$ МПа; 3 — при $\epsilon = 10$; $p_k = 0,175$ МПа; $t_k = 150^\circ \text{C}$; $p_i = 1,36$ МПа; 4 — при $\epsilon = 14$; $p_k = 0,130$ МПа; $t_k = 80^\circ \text{C}$; $p_i = 0,96$ МПа; 5 — при $\epsilon = 14$; $p_k = 0,10$ МПа; $t_k = 15^\circ \text{C}$; $p_i = 0,70$ МПа

Уменьшение степени сжатия дизелей до 10—11 при увеличении давления наддува и ограничении максимального давления в цилиндре позволяет сохранить степень повышения давления примерно постоянной и тем самым избежать резкого ухудшения экономичности. Дальнейшее снижение степени сжатия может привести к затруднению пуска двигателя. Для обеспечения надежного пуска в дизелях со степенью сжатия ниже 10—11 необходимо принимать специальные меры. Например, созданы дизели с переменной степенью сжатия с поршнями специальной конструкции. В таком комбинированном двигателе степень сжатия меняется во время его работы, ограничивая максимальное давление в допустимых пределах и достигая наибольшего значения при пуске двигателя. Уменьшение степени сжатия обуславливает некоторое увеличение жесткости процесса сгорания.

На рис. 96 представлены индикаторные диаграммы дизелей при различных давлениях p_k и степенях сжатия 10 и 14 при условии сохранения $p_z = \text{const}$. Сопоставление индикаторных диаграмм показывает, что с увеличением давления p_k при ограничении величины p_z процесс сгорания растягивается; при $p_k = 0,375$ МПа основное количество тепла подводится при $p \approx \text{const}$. Этот участок составляет примерно 30° угла поворота коленчатого вала. Такое протекание процесса сгорания приводит к значительному увеличению тепловой напряженности двигателя и ухудшению его экономичности: индикаторный расход топлива при $p_k = 0,375$ МПа составляет 222 г/(кВт·ч) вместо 204 г/(кВт·ч) при $p_k = 0,175$ МПа и одинаковой степени сжатия $\epsilon = 10$.

В связи с ограниченной возможностью уменьшения степени сжатия для снижения давления p_z уменьшают также угол опережения впрыска топлива, в результате чего растягивается процесс сгорания. При высоких давлениях наддува сгорание топлива в основном происходит во время процесса расширения, а это ухудшает экономичность и увеличивает теплонапряженность деталей, образующих камеру сгорания, выпускных органов и турбины.

Известно, что параметры рабочего процесса дизеля в значительной степени определяются законом топливоподачи и прежде всего, так называемым фактором динамичности цикла (см. гл. V), представляющим собой отношение количества топлива, поданного за период задержки воспламенения, к цикловой подаче топлива. С увеличением фактора динамичности цикла максимальное давление газа p_z и жесткость процесса сгорания $\Delta p/\Delta \phi$ возрастают, что способствует росту механической напряженности и износа основных деталей и узлов дизеля. Поэтому для снижения максимальных величин p_z и $\Delta p/\Delta \phi$ подачу топлива следует осуществлять так, чтобы в период задержки воспламенения в цилиндр подавалось небольшое количество топлива, в последующий же период остальное количество топлива, т. е. надо применять ступенчатый впрыск (см. гл. V).

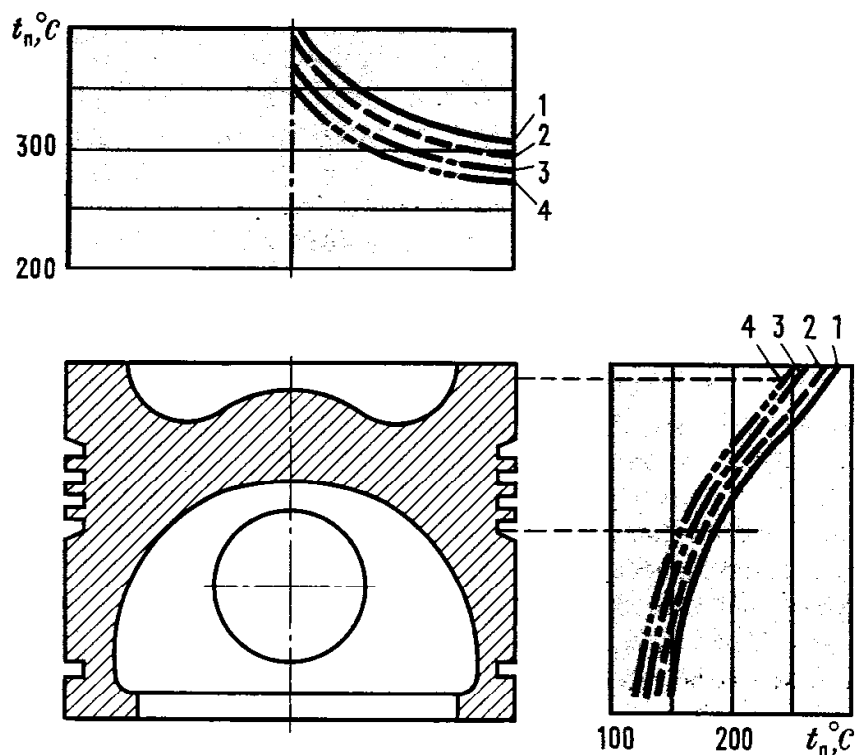
По экспериментальным данным, в быстроходных комбинированных двигателях с $p_k=0,2$ МПа применение ступенчатого впрыска позволяет уменьшить максимальное давление газов в цилиндре на 6,5%, а жесткость сгорания — на 23%. В отдельных случаях использование ступенчатого впрыска дает возможность увеличить среднее эффективное давление до 30% без увеличения максимального давления газа в цилиндре и жесткости сгорания.

Уменьшение величины $\Delta p/\Delta \phi$ и максимального давления p_z может быть достигнуто правильным выбором условий смесеобразования и конструкции камеры сгорания: например, низкие значения $\Delta p/\Delta \phi$ и p_z имеют дизели с разделенными камерами сгорания.

Увеличение плотности заряда, поступающего в цилиндры двигателя, приводит к росту температур его деталей и особенно поршня. Как видно из рис. 97, при давле-

Рис. 97. Распределение температур по поверхности поршня дизеля с наддувом ($n=2000$ об/мин, $t_k=120^\circ\text{C}=\text{const}$ и $G_T=19$ кг/ч= const):

1 — при $\alpha=1,48$ и $p_k=0,17$ МПа; 2 — при $\alpha=1,72$ и $p_k=0,13$ МПа; 3 — при $\alpha=1,88$ и $p_k=0,21$ МПа; 4 — при $\alpha=2,07$ и $p_k=0,23$ МПа



нии $p_k = 0,17$ МПа и $\alpha = 1,48$ температура в центре днища поршня дизеля с наддувом достигает 400°C , что является предельным значением для поршней, штампованных из алюминиевого сплава АК-4. С повышением давления p_k до $0,23$ МПа при одновременном увеличении коэффициента избытка воздуха α до $2,07$ температура поршня снижается. Поэтому в комбинированном двигателе выбор величины α определяется не только условиями протекания рабочего процесса, а главным образом допустимой теплонапряженностью деталей, образующих камеру сгорания.

На температурный режим деталей влияют также наличие и продолжительность продувки. В четырехтактных двигателях продувка камеры сгорания достигается увеличением фазы перекрытия клапанов, которая в комбинированных двигателях равна $100\text{--}150^\circ$ угла поворота коленчатого вала. Коэффициент продувки у четырехтактных дизелей достигает $1,10\text{--}1,15$. Это не относится к четырехтактным карбюраторным двигателям, в которых продувка приводит к потере части топлива в выпускную систему и ухудшению экономичности. Продувочный воздух охлаждает поршень, выпускные органы, лопатки газовой турбины и т. п., а также улучшает очистку камеры сгорания от остаточных газов, вследствие чего увеличивается коэффициент наполнения.

Эффективность охлаждения деталей при продувке возрастает с уменьшением температуры наддувочного воздуха. Так, по результатам испытаний двигателя 6ЧН 15/18 (типа Д6) при $p_e = 0,775$ МПа, $n = 1500$ об/мин и $p_k = 0,15$ МПа с изменением фазы перекрытия клапанов от 40° до 120° и температурой наддувочного воздуха $t_k = 90^\circ\text{C}$ температура в центре днища поршня уменьшилась за счет продувки на 10° , при $t_k = 45^\circ\text{C}$ на 16° и при $t_k = 25^\circ\text{C}$ на 20° . Температура выпускных газов при $t_k = 45^\circ\text{C}$, $p_p = 0,12$ МПа и указанных выше пределах изменения фазы перекрытия клапанов понизилась на 66° . С увеличением частоты вращения вала двигателя влияние продувки на температурное состояние деталей уменьшается, что объясняется сокращением времени обдува горячих стенок продувочным воздухом.

Одним из рациональных способов снижения температуры деталей комбинированного двигателя является охлаждение воздуха после компрессора. В этом случае уменьшается начальная температура цикла, а следовательно, и средняя температура за цикл, что приводит к понижению температуры деталей. Уменьшение температур поступающего воздуха и деталей двигателя обуславливает увеличение массового наполнения цилиндра и мощности двигателя. Опытные данные показывают, что мощность двигателя с промежуточным охлаждением воздуха увеличивается примерно на $2\text{--}4\%$ на каждые 10° снижения температуры воздуха.

В современных установках уменьшение температуры воздуха перед поступлением его в двигатель достигает $50\text{--}70^\circ$ при одноступенчатом охлаждении, $100\text{--}120^\circ$ и бо-

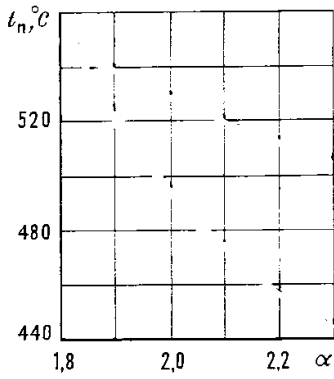


Рис. 98. Зависимость максимальной температуры поршня t_n двигателя типа ДН 20,7/(2×25,4) (Д-100) от α :

— при повышении p_k ; — — — при промежуточном охлаждении воздуха

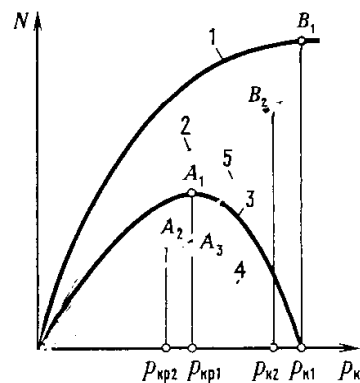


Рис. 99. Зависимость мощности двигателя и мощности N_k , затрачиваемой на привод компрессора при механической связи его с валом двигателя, от давления наддува:

1 и 2 — разность мощностей ($N_i - N_m$) соответственно при полной и частичной подаче топлива; 3 и 4 — мощности N_e соответственно при полной и частичной подаче топлива; 5 — мощность N_k

лее при двухступенчатом и глубоком охлаждениях в специальных холодильных установках. Обычно промежуточное охлаждение применяют при $p_k > 0,15$ МПа, т. е. когда температура воздуха после компрессора выше 55—60° С. С повышением давления p_k эффективность промежуточного охлаждения возрастает.

При увеличении коэффициента α за счет промежуточного охлаждения воздуха температура деталей понижается более интенсивно, чем при увеличении α за счет роста p_k . Это следует из результатов испытаний двигателя типа ДН 20,7 (2×25,4), показанных на рис. 98. При $\alpha = 2,2$ максимальная температура поршня в первом случае составляет около 460° С по сравнению с 510° С в случае изменения коэффициента α только в результате повышения давления p_k без охлаждения воздуха, т. е. разница в температурах поршня составляет примерно 50°.

Для охлаждения воздуха кроме поверхностных охладителей и специальных холодильных установок используют турбодетандеры, впрыск воды (испарительное охлаждение) и внутреннее охлаждение по способу Миллера. В последнем случае давление воздуха после компрессора несколько больше давления, необходимого для получения заданных показателей двигателя. Впуск воздуха в цилиндр прекращается до того момента, когда поршень придет в н. м. т. (за 40—50° угла поворота коленчатого вала). При движении поршня к н. м. т. объем цилиндра увеличивается и происходит расширение заряда до давления, при котором достигается необходимая мощность двигателя. В результате уменьшается температура заряда в начале сжатия и понижается теплонпряженность двигателя. Регулируя фазы газораспределения, можно изменять величину давления газа в начале сжатия, а следовательно, и его максимальное давление в цилиндре.

Значение p_k , до которого рационально увеличивать давление воздуха, зависит также от схемы и назначения комбинированного двигателя.

Изменение эффективной мощности двигателя при наддуве зависит от изменения индикаторной мощности N_i , мощности N_m , затрачиваемой на преодоление трения и на насосные ходы, мощности N_T турбин и мощности N_k , расходуемой на сжатие воздуха в компрессорах. При $\alpha = \text{const}$ и переменных ϵ для сохранения $p_z = \text{const}$ мощность N_m меняется мало. Поэтому при постоянной частоте вращения эффективная мощность двигателя зависит в основном от характера изменения мощностей N_i и N_k .

Мощность N_k при механическом приводе компрессора непрерывно растет с увеличением давления p_k (рис. 99). При определенном значении p_k мощность N_k повышается настолько, что дальнейшее увеличение давления наддува нецелесообразно из-за падения мощности N_e (на рисунке точки A_1 и A_2). С уменьшением подачи топлива, т. е. при переходе на работу по частичным характеристикам, рациональное значение давления наддува $p_{k,p}$ должно быть ниже. Однако приводной компрессор при одной и той же

частоте вращения на всех нагрузках потребляет одинаковую мощность. Поэтому вместо работы на наиболее рациональном режиме (точка A_2) двигатель работает на режиме A_3 , т. е. с меньшей мощностью расходует больше топлива.

Чтобы увеличить мощность двигателя, нужно уменьшить мощность N_k . Это можно сделать, устанавливая компрессор с более высоким КПД или снижая давление p_k до значения $p_{k.p2}$. Последнее достигается снижением частоты вращения компрессора, т. е. уменьшением подачи воздуха при работе на частичных нагрузках (устройства для изменения частоты вращения усложняют конструкцию привода компрессора и не получили распространения). Вариантом данного способа является перепуск части воздуха из полости нагнетания в полость всасывания, вследствие чего снижается давление p_k . Хотя мощность N_k при этом снижается, но полностью реализовать все преимущества уменьшения расхода воздуха через двигатель при работе на частичных нагрузках не удается.

Величина рационального давления p_k зависит от типа компрессора, его КПД, а также от качества рабочего процесса двигателя. Для двигателя с объемным роторно-шестеренчатым компрессором $p_k \leq 0,155 \div 0,16$ МПа, для двигателя с центробежным компрессором $p_k \approx 0,25$ МПа. Дальнейшее увеличение давления наддува приводит к уменьшению эффективной мощности двигателя. При определенном значении p_{k1} и p_{k2} вся мощность двигателя (режимы B_1 и B_2) расходуется на привод компрессора; в этом случае двигатель внутреннего сгорания становится механическим генератором газа. Газ при высоком давлении и температуре направляется из цилиндра двигателя на лопатки турбины, где его энергия превращается в механическую работу.

В комбинированном двигателе различие между кривыми изменения эффективной и индикаторной мощностей определяется в основном разностью мощностей $N_T - N_k$.

Если эта разность невелика по сравнению с индикаторной мощностью двигателя и мало меняется при увеличении давления p_k , то характер изменения эффективной мощности примерно такой же, как и индикаторной.

Если разность $N_T - N_k$ соизмерима с N_i и при повышении давления p_k возрастает быстрее, чем увеличивается N_i , эффективная мощность двигателя растет быстрее индикаторной. В результате этого удельный эффективный расход топлива увеличивается медленнее удельного индикаторного расхода. Это имеет место, когда КПД компрессора и турбины $\eta_k = \eta_T \geq 0,7$. При меньших значениях КПД турбины и компрессора разность $N_T - N_k$ уменьшается с увеличением p_k : рост эффективной мощности отстает от роста индикаторной мощности, а повышение удельного эффективного расхода топлива превосходит увеличение удельного индикаторного расхода топлива. С увеличением давления p_k эти явления проявляются в большей мере. Например, при $\eta_T = \eta_k = 0,6$ с ростом давления p_k от 0,6 до 0,78 МПа при $p_z = \text{const}$ эффективная

мощность увеличивается всего на 2%, а удельный эффективный расход топлива на 12%.

В том случае, когда главным показателем является экономичность двигателя, целесообразнее даже несколько уменьшить давление p_k по сравнению с тем, при котором эффективная мощность достигает максимального значения. Однако в этом случае необходимо увеличить литраж двигателя для получения той же мощности.

В зависимости от необходимой экономичности двигателя изменяется рациональное давление p_k , а отсюда и уровень форсирования комбинированного двигателя. Так, наивыгоднейшее значение p_k для четырехтактного двигателя при удельном расходе топлива $g_e = 210$ г/(кВт·ч) изменяется от 0,165 до 0,32 МПа при повышении p_z от 12 до 18 МПа, $\eta_T = \eta_K = 0,6$ и $\alpha = 1,6$; при $g_e = 245$ г/(кВт·ч) это значение p_k находится в пределах 0,513 — 0,8 МПа для тех же условий работы двигателя.

Пределы изменения удельных мощностей для двигателей различного назначения приведены в табл. 13.

Значения литровой и поршневой мощностей для двигателей некоторых типов приведены в табл. 14.

Анализируя показатели, характеризующие напряженность и пределы форсирования, следует отметить, что выбор того или иного метода форсирования зависит от типа, конструкции и назначения двигателя. К числу рациональных способов повышения удельной мощности дизелей следует отнести переход на двухтактный цикл и увеличение давления наддува p_k , которое в настоящее время достигло 0,4 МПа. Возможно также форсирование дизелей путем повышения частоты вращения до 4000—5000 об/мин.

В настоящее время основными способами увеличения удельной мощности карбюраторных двигателей является повышение степени сжатия и частоты вращения. Увеличивается число двигателей с газотурбинным наддувом. Степень сжатия большей части современных бензиновых автомобильных двигателей находится в пределах 7,5—9, для некоторых двигателей она составляет 10,5—11; частоты вращения колеблются в пределах 3500—6000 об/мин. Для форсирования двигателей с принудительным зажиганием расширяют использование газодинамических явлений во впускной и выпускной системах.

13. ПРЕДЕЛЫ ИЗМЕНЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ МОЩНОСТЕЙ РАЗЛИЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двигатели	$N_{ел}, \text{кВт/л}$	$N_{еп}, \text{кВт/дм}^2$
Автотракторные карбюраторные	18,4—58,8	14,7—47,8
Дизели:		
автотракторные четырехтактные	7,4—22	11—29,4
автотракторные двухтактные	14,7—33	14,7—33,1
судовые	1,5—7,4	11—33,1
тепловозные	7,4—14,7	22—33,1
стационарные	1,5—7,4	7,4—14,7
газовые	3,7—16,2	5,9—18,4

14. УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ НЕКОТОРЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двигатель	Назначение	τ	n , об/мин	ϵ	N_e , кВт	$N_{ел}$, кВт/л	$N_{ел}$, кВт/дм ³
<i>Двигатели с принудительным зажиганием</i>							
ЗИЛ-375	Для грузовых автомобилей	4	3200	6,5	132,4	18,4	18,3
ЗАЗ-41	То же	4	3000	6,7	99,3	18	15,8
ЗМЗ-14	Для легковых автомобилей	4	4200	8,5	161,8	30,4	25,9
АЗЛК-412	То же	4	5800	9,0	55,1	37,1	26,0
ЗМЗ 4022.10	»	4	4500	8,25	81	33,1	30,5
BMW745	»	4	5200	7	185	57,6	49,5
Вартбург 353-1	»	2	4250	—	36,8	37,1	28,8
Хонда Аккорд EX	»	4	6100	9,5	80,9	51	40,75
Порше V8-3000	Для гоночных автомобилей	4	9000	11	308,8	102,9	66,9
ИЖ-4	Для мотоциклов	2	6200	8,8	20,6	59,6	34,6
<i>Дизели</i>							
Гольф D (4Ч 7,65/8)	Для легковых автомобилей	4	5000	23	36,8	25	20
Даймлер-Бенц (4Ч 8,7/8,36)	То же	4	4400	21	44	22,1	18,5
Ситроен СХ2500D (4Ч 9,3/9,2)	»	4	4250	22,25	55,2	22	20,2
8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Н)	Для грузовых автомобилей	4	2100	16,5	235,3	15,8	22,2
ГМС 8V-71ТАС (8ДН 10,8/12,7)	То же	2	2100	—	257,3	27,6	35,0
Камминс КТА-600 (6ЧН 15,8/15,8)	»	4	2100	—	441	23,3	36,8
6ЧН 21/21 (6ДМ-21А)	Для большегрузных самосвалов	4	1500	13	735	16,8	35,5
8ЧН 13/11,5 (СМД-80)	Комбайновый	4	2100	15	184	15,1	17,4
4Ч 10,5/12 (Д-144)	Тракторный	4	2000	16,5	46	11	13,4
12ЧН 18/20 (М-756)	Тепловозный, стационарный	4	1500	—	735,3	11,76	23,52
10ДН 20,7/2×25,4 (10Д100)	Тепловозный	2	850	—	2205,9	13,0	33,2
16ДН 23/30,2 (11Д45)	То же	2	750	—	2205,9	11,2	33,75
16ЧН 26/26 (16Д49)	»	4	1000	—	2205,9	10,0	26,0
8ЧН 26/26 (8Д49)	Для буровых установок	4	1000	—	772	6,98	18,16
12Ч 15/18 (1Д12ГД-400)*	То же	4	1600	—	309	8,08	14,54
Мерседес-Бенц М8-820 (12ЧН 17,5/20,5)	Тепловозный, судовой	4	1500	—	992,6	16,9	34,3
Паксман 16VLX (16ЧН 24,7/26,6)	То же	4	1000	—	1470,6	7,4	19,6
8ЧН 18/22 (ДД-103)	Судовой, вспомогательный	4	750	12,5	231	12	16,8
РС 2-6 (8ЧН 40/46)		4	520	—	4400	6,25	28,7
ZV40 (12ЧН 40/48)	Судовой	4	560	—	6000	8,29	39,8
Бурмейстер и Вайн (12ДКРН 90/218)	»	2	97	—	34800	2,09	45,6
Зульцер RLB90 (12ДКРН 90/190)	»	2	102	—	35280	1,9	36,1

* Газожидкостный дизель.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ

§ 1. Общие положения

Выпускные газы на выходе из цилиндра ДВС обладают достаточно высокой работоспособностью, которая реализуется в виде работы или теплоты, расходуемой на бытовые и технологические нужды.

Известны два способа использования энергии выпускных газов в двигателях: первый — полезный эффект получают без каких-либо дополнительных устройств; второй — такие устройства применяют.

В первом случае энергию выпускных газов используют для улучшения показателей газообмена в цилиндре двигателя. Сконструировав соответствующим образом выпускной трубопровод и выбрав оптимальные фазы газораспределения, можно за счет газодинамических явлений получить такое изменение давления на выпуске, при котором существенно возрастает масса свежего заряда, уменьшается отрицательная работа процесса выпуска, а следовательно, улучшаются эффективные показатели двигателя.

Во втором случае применяют дополнительные устройства: котлы — утилизаторы теплоты, волновые обменники давления и газовые турбины. В крупных судовых и стационарных силовых установках с двигателями внутреннего сгорания для получения пара или горячей воды широко применяют котлы — утилизаторы теплоты выпускных газов. Эффективность использования теплоты в такой силовой установке выше, чем в двигателе без котла—утилизатора, однако эффективный КПД собственно двигателя изменяется незначительно, а в некоторых двигателях понижается вследствие увеличения сопротивления на выходе из двигателя.

В волновом обменнике давления происходит предварительное сжатие воздуха (или смеси) перед его поступлением в цилиндр. В самом волновом обменнике работа не производится, а лишь создаются необходимые условия для обмена энергией между выпускными газами и свежей смесью. С энергетической точки зрения здесь проявляется приблизительно такой же эффект, как при использовании газодинамических явлений в выпускном трубопроводе без дополнительных устройств.

Большое распространение получили комбинированные двигатели, в которых энергия выпускных газов в турбине превращается в работу. Работа турбины передается компрессору или в случае применения силовой турбины на вал отбора мощности двигателя.

В комбинированном двигателе процесс расширения газа происходит в двух ступенях: первая — цилиндр поршневого двигателя и вторая — турбина. Газовая турбина, как и другие тепловые машины непрерывного действия, благодаря высоким скоростям рабочих элементов имеет высокие расходы рабочего тела и малые габаритные размеры. Применение лопаточных машин (компрессора и турбины) позволило улучшить показатели комбинированного двигателя. Его габаритные размеры и масса значительно уменьшились, удельная мощность повысилась, по сравнению с поршневым двигателем, а коэффициент полезного действия имеет такие же высокие значения. Эксплуатационный расход топлива комбинированного двигателя существенно меньше, чем газотурбинного.

§ 2. Условия работы турбины комбинированного двигателя

Условия работы турбины в сочетании с поршневым двигателем (машиной циклического действия) можно характеризовать как неблагоприятные. Периодическое открытие выпускных клапанов (или окон) и связанные с этим большие амплитуды давления и скорости нестационарного потока газа в выпускном трубопроводе служат причиной значительных потерь работоспособности газа при перетекании его в турбину. Потери в турбине вследствие нестационарности потока также заметно больше, чем при стационарном потоке.

Система наддува с турбиной постоянного давления

Характеристики потока газа в турбине, амплитуды давления и температуры во входном сечении, скорости в решетках турбины определяются в основном конструкцией выпускного трубопровода.

В наиболее благоприятных условиях работает турбина комбинированного двигателя с выпускным трубопроводом (коллектором) большого поперечного сечения и объема, выполняющим роль ресивера. Во время свободного выпуска в выпускном патрубке образуется волна давления большой амплитуды. Затем происходит расширение газа, вызванное резким изменением площади сечения на стыке патрубка с коллектором. Амплитуды давления p_T и температуры газа T_T перед турбиной невелики (рис. 100) и в несколько раз меньше, чем в патрубке за выпускным клапаном или окнами (p_p , T_p). Отсюда происходит название — система наддува с турбиной постоянного давления.

К коллектору двигателя присоединяют выпускные патрубки всех цилиндров двигателя или одного ряда ци-

Циклическое изменение в широких пределах скорости газа в межлопаточных каналах турбины служит причиной значительных потерь.

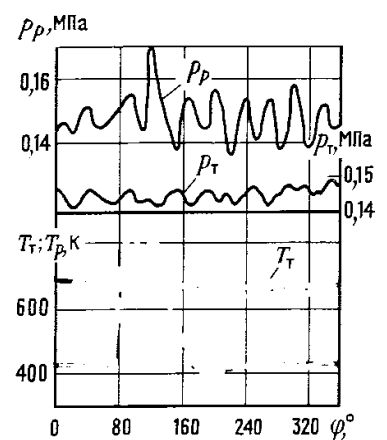


Рис. 100. Изменение давления и температуры газов в выпускном трубопроводе двухтактного двигателя с турбиной постоянного давления

Комбинированные двигатели выполняют с системами наддува, имеющими турбины двух основных типов: постоянно-го давления и импульсную.

цилиндров и устанавливают либо один выпускной коллектор, либо два. Выпускная система двигателя проста по устройству и в изготовлении, имеет меньшие габаритные размеры, чем выпускная система с отдельными выпускными трубопроводами, несмотря на большие размеры поперечного сечения коллектора.

В системе наддува с турбиной постоянного давления потери работоспособности газа при перетекании его из цилиндра в турбину составляют большую часть их максимальной работоспособности.

К основным видам потерь относят: потери при дросселировании потока в выпускном клапане (или окнах); потери при внезапном расширении потока, вытекающего из патрубков в коллектор; диссипацию энергии волны давления при расширении в коллекторе, при наложении волн давления и разрежения и при смешении потоков газа в коллекторе.

Система наддува с импульсной турбиной

Выпускную систему с отдельными выпускными трубопроводами для групп из нескольких цилиндров проектируют с таким расчетом, чтобы в конкретных условиях компоновки двигателя с учетом расположения турбины и компрессора уменьшить до минимума потерю энергии волны давления. В таком трубопроводе предотвращается наложение волн давления и разрежения, а также смешение потоков газов, вытекающих из отдельных цилиндров, что обуславливает значительное уменьшение потерь работоспособности газа.

Выпускные трубопроводы выполняют с относительно небольшой площадью поперечного сечения, приблизительно равной максимальной площади проходного сечения выпускных клапанов (или окон) одного цилиндра, с минимальной, по условиям компоновки, длиной. Тем самым достигают уменьшения потерь работоспособности газа при его нестационарном течении в трубопроводе, возникающих вследствие расширения газа в волне давления. Амплитуды импульсов давления и температуры газа во входном сечении турбины достигают значительной величины (рис. 101), соответственно в больших пределах изменяются в продолжение цикла скорость и расход газа в турбине. Систему наддува с отдельными выпускными трубопроводами называют импульсной, или системой наддува с импульсной турбиной.

Объединяют выпускные патрубки в один трубопровод исходя из того, что одновременный выпуск газа из двух или более смежных цилиндров недопустим из условия сохранения его работоспособности. Предельно допустимое число патрубков (и цилиндров) для одного трубопровода получим, разделив продолжительность цикла (720° для четырехтактного двигателя) на продолжительность процесса выпуска (в четырехтактном двигателе $230-260^\circ$):

Системы наддува можно различать по внешнему виду выпускного трубопровода: в системе с турбиной постоянного давления применяют один трубопровод (или один на ряд цилиндров) большого поперечного сечения, а в импульсной системе несколько трубопроводов (если число цилиндров двигателя больше трех) с небольшим поперечным сечением.

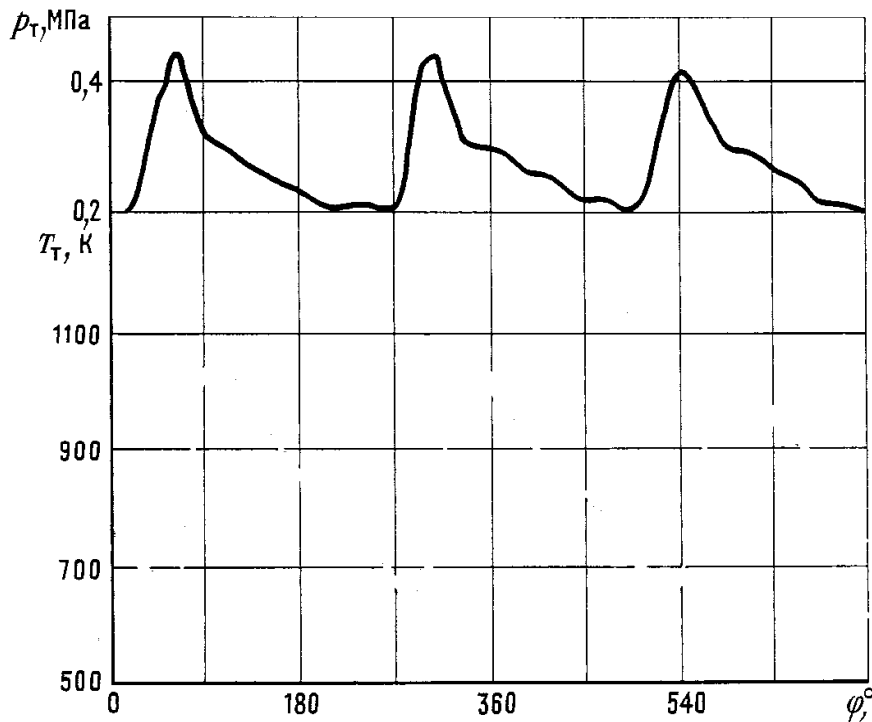


Рис. 101. Изменение давления и температуры газа во входном сечении импульсной турбины четырехтактного двигателя

$$n_{II} = \frac{720}{\varphi_{0.в} + 180 + \varphi_{з.в}} \approx \frac{720}{50 + 180 + 30} \approx \frac{720}{260} \leq 3.$$

В одном выпускном трубопроводе четырехтактного двигателя можно объединить, при равномерном чередовании выпусков, патрубки не более чем трех цилиндров. Такое же число патрубков получим и для выпускного трубопровода двухтактного двигателя, имеющего продолжительность цикла 360° и процесса выпуска $100-130^\circ$.

Многоцилиндровые двигатели с импульсной системой наддува (при числе цилиндров больше трех) имеют два, три и более выпускных трубопроводов (рис. 102). К одной импульсной турбине комбинированного двигателя обычно присоединяют один или два, редко три выпускных трубопровода. Чтобы предотвратить наложение волн давления в улитке импульсной турбины с двумя (или более) входами, ее разделяют перегородками (рис. 103).

Вследствие циклического изменения давления на входе (см. рис. 101) в импульсной турбине в течение цикла меняется режим течения, и ее работа в произвольный момент времени зависит от располагаемого теплоперепада H_T , коэффициента полезного действия турбины η_T и расхода газа в ней G_T за бесконечно малый интервал времени: $dL_T = H_T \eta_T dG_T$.

Эффективный КПД турбины зависит в основном от безразмерной окружной скорости колеса $u/c_{ад}$ (рис. 104), которая изменяется соответственно условной адиабатной скорости $c_{ад}$, поскольку отклонения окружной скорости колеса u не превышают 3% средней за цикл величины вследствие относительно большого момента инерции ротора турбины. Условную адиабатную скорость $c_{ад} = \sqrt{2H_T}$ подсчитывают по удельному адиабатному теплоперепаду в турбине $H_T = i_T^* - i_{2ад}$. При расчете импульсной турбины используют характеристику (см. рис. 104), полученную в

Выпускной трубопровод импульсной системы выполняют с патрубками от двух или трех цилиндров, на некоторых двигателях — от четырех.

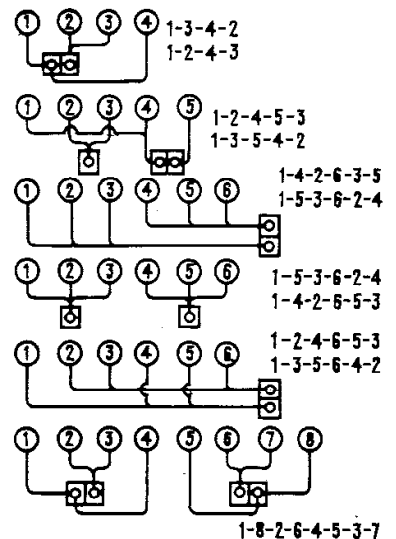


Рис. 102. Схемы выпускных систем двигателей с импульсной турбиной:

цифры — порядок работы цилиндров; цифры в кружках — номера цилиндров

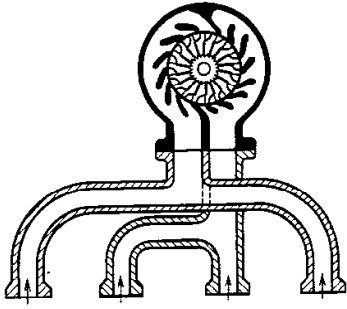


Рис. 103. Выпускная система четырехцилиндрового рядного двигателя с импульсной турбиной

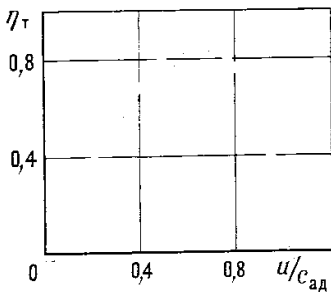


Рис. 104. Характеристика радиальной турбины

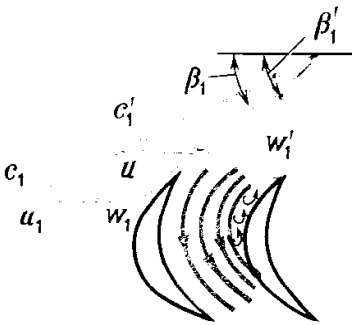


Рис. 105. Схема течения газа в межлопаточном канале осевой турбины на нерасчетном режиме

Расчетный режим турбины характеризуется расходом газа, степенью падения давления и температурой газа на входе, при которых выполняют газодинамический расчет и профилирование проточной части турбины. КПД турбины достигает максимума на режиме, близком к расчетному.

стационарных условиях, принимая допущение о квазистационарности течения в турбине.

КПД турбины достигает максимума при значении $u/c_{ад} = 0,67$, близком к расчетной величине $(u/c_{ад})' = 0,6 \div 0,62$. С уменьшением давления на входе скорость $c_{ад}$ и расход газа G_T уменьшаются, а КПД турбины снижается до нуля при $u/c_{ад} > 1$. Низкий КПД турбина имеет и при скоростях газа, значительно превышающих расчетную, когда $u/c_{ад} \rightarrow 0$. На нерасчетных режимах при больших скоростях газа c_1 на входе в колесо угол входа потока β_1 (рис. 105) меньше расчетного β_1' , и КПД турбины резко уменьшается из-за потерь на удар. Эти потери возникают вследствие отрыва потока с образованием вихревой зоны за точкой отрыва на выпуклой стороне лопатки, его сужения и расширения.

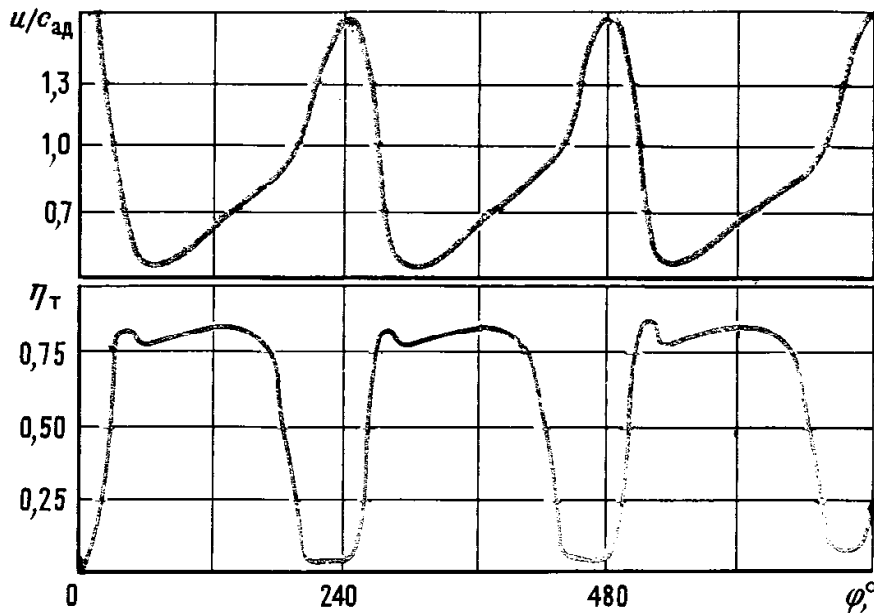
Таким образом, импульсная турбина работает значительную часть времени на нерасчетных режимах (рис. 106) с КПД, значительно меньшим максимального, который турбина достигает на оптимальном стационарном режиме, близком к расчетному. Эффективность работы импульсной турбины оценивают средним за цикл (средневзвешенным) КПД, равным отношению полезной работы турбины за цикл к работе турбины при обратимом адиабатном процессе расширения:

$$\eta_{т.и} = \oint H_T \eta_T dG_T / \oint H_T dG_T.$$

Средний КПД импульсной турбины меньше КПД турбины постоянного давления, работающей при мало изменяющихся параметрах газа на входе. Однако работа (и мощность) импульсной турбины может быть как меньше, так и больше (при одинаковых условиях) работы турбины постоянного давления, так как потери работоспособности газа при перетекании его из цилиндра в турбину в импульсной системе меньше, а располагаемый (суммарный за цикл) теплоперепад больше.

В импульсной турбине с двумя и более входными патрубками, с улиткой, разделенной на секторы, дополнительные потери возникают в связи с парциальностью работы турбины. Степень парциальности равна отношению площади поперечного сечения (длины дуги) направляющего (соплового) аппарата, включенного в работу, ко всей его площади: $\epsilon_{п} = F_c / F_{\Sigma}$. Степень парциальности турбины с двумя одинаковыми секторами может быть равна 0,5 или 1; с тремя $1/3$, $2/3$ или 1.

Парциальность подвода газа в импульсной турбине и в турбине, работающей в стационарных условиях, различна. Это проявляется в том, что при прохождении волн давления из разных трубопроводов в секторах импульсной турбины давление неодинаково, причем величины давлений и соотношение между ними в продолжение цикла изменяются. Потери энергии, связанные с перетеканием газа через зазоры из сектора с большим давлением в сектор с меньшим давлением, снижают КПД турбины и тем заметнее, чем больше степень парциальности турбины (рис. 107).



Импульсная система наддува с преобразователем импульсов

Стремление уменьшить потери в импульсной турбине, обусловленные большими амплитудами волны давления на входе, и повысить ее КПД, а вместе с тем избежать больших потерь при перетекании газа из цилиндра в турбину, присущих системе с турбиной постоянного давления, реализуют в импульсной системе с преобразователем импульсов. В смесительной камере преобразователя импульсов (рис. 108) происходит турбулентное смешение двух потоков газа, вытекающих из сопел на концах двух трубопроводов. В результате обмена энергией полное давление низкоскоростного потока повышается за счет энергии второго, высокоскоростного потока, причем амплитуды скорости и давления потоков в смесительной камере уменьшаются (рис. 109). Восстановление давления в диффузоре за смесительной камерой также способствует уменьшению амплитуды волны давления. В таком же направлении действует и ресивер (объемом до $2,5 V_h$), установленный между диффузором и турбиной.

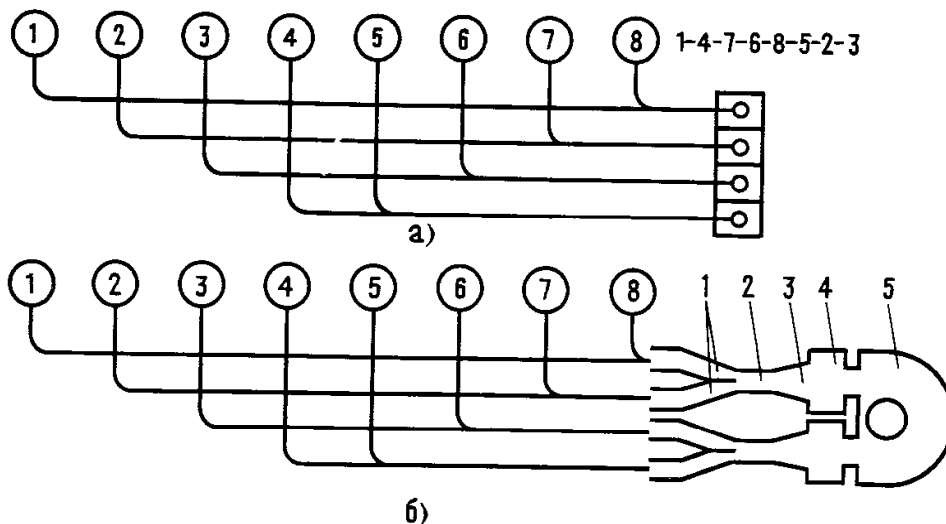


Рис. 106. Изменение относительной окружной скорости колеса и эффективного КПД импульсной турбины с подводом газа из трех цилиндров

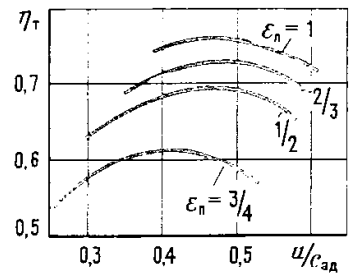


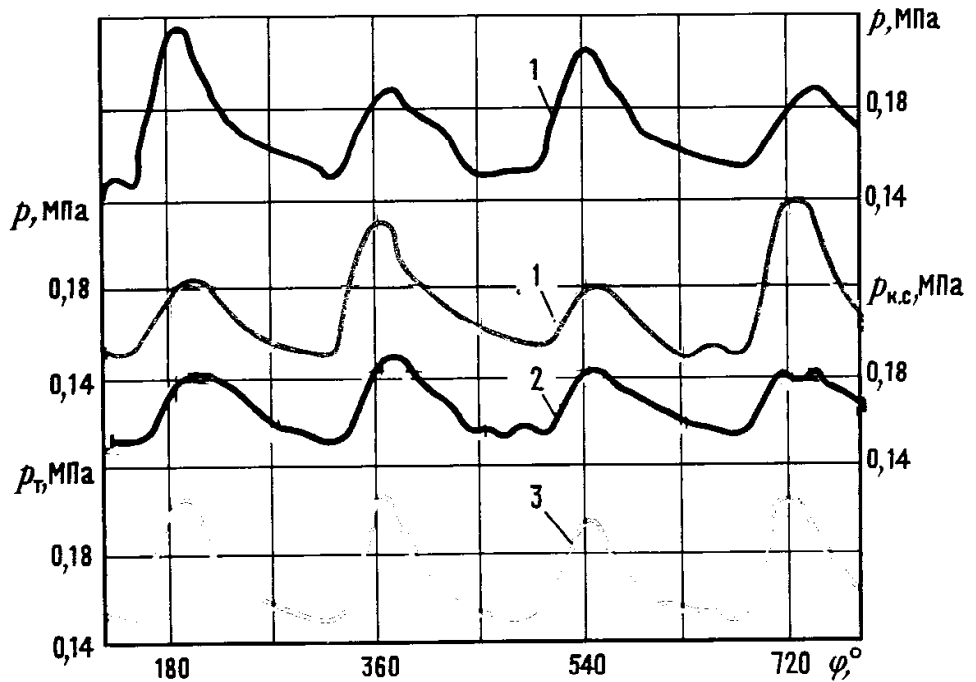
Рис. 107. Характеристики турбины при различной степени парциальности подвода газа

Рис. 108. Схемы выпускных систем:

a — импульсной; *б* — с преобразователем импульсов; 1 — сопла; 2 — смесительная камера; 3 — диффузор; 4 — ресивер; 5 — турбина

Рис. 109. Изменение давления газа в выпускной системе с преобразователем импульсов:

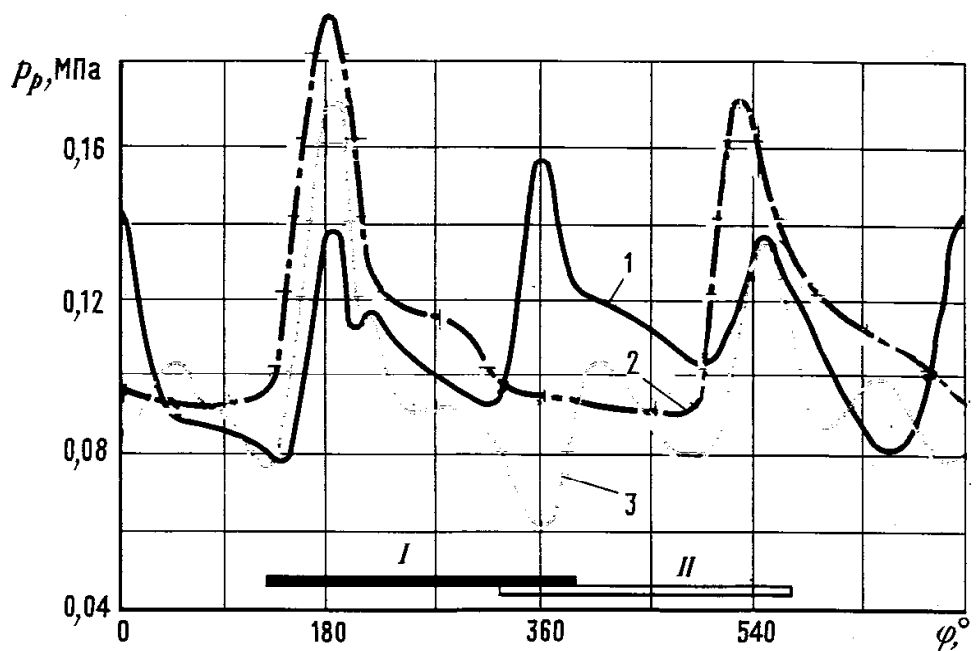
1 — в смежных выпускных трубопроводах; 2 — в смесительной камере; 3 — во входном сечении турбины



В импульсной системе с преобразователем импульсов турбина работает в лучших условиях, чем в системе без преобразователя: уменьшаются амплитуды давления (в некоторых конструкциях в 3—4 раза) и колебания скорости газа; из преобразователя газы поступают в турбину с неразделенной улиткой, и потери из-за парциальности подвода газа не возникают. Все эти факторы повышают КПД турбины, несмотря на дополнительные потери в преобразователе, связанные с необратимым процессом смешения потоков газа. Известны конструкции укороченных преобразователей импульсов без ресивера и диффузора и, наконец, без ресивера, диффузора и смесительной камеры. Под воздействием высокоскоростного потока возникает эжекторный эффект в смежном трубопроводе, причем каждый из двух трубопроводов в течение цикла становится попеременно эжектирующим и эжектируемым.

Рис. 110. Изменение давления в выпускном патрубке четвертого цилиндра двигателя:

I и II — периоды открытия клапанов соответственно выпускных и впускных; 1 — система наддува с турбиной постоянного давления; 2 — импульсная система наддува; 3 — импульсная система наддува с преобразователем импульсов



Волна разрежения, распространяющаяся из смесительной камеры к выпускному клапану (или окну) смежного по порядку работы цилиндра, может улучшить очистку цилиндра и уменьшить отрицательную работу процесса выпуска, если при благоприятном сочетании фаз газораспределения и длины выпускного трубопровода разрежение за клапаном совпадает с концом периода выпуска и периодом продувки (рис. 110).

Амплитуда волны разрежения в результате эжекторного эффекта возрастает с уменьшением отношения площади сечения смесительной камеры $F_{к.с}$ к суммарной площади сечения трубопроводов $F_{тр}$ и с увеличением длины камеры. В выполненных конструкциях преобразователей импульсов отношение $F_{к.с}/\Sigma F_{тр} = 0,5 \div 0,6$, а отношение площадей сопла и сечения трубопровода $f_c/F_{тр} \approx \approx 0,5$.

§ 3. Располагаемая работа (работоспособность) выпускных газов

Анализ использования энергии выпускных газов заключается в сравнении полезной работы, т. е. работы, произведенной газом при реальном необратимом процессе расширения в турбине, и переданной потребителю, с полезной работой обратимого процесса, осуществляемого при тех же условиях.

Рабочее тело (газ) может производить полезную работу, например, в процессе расширения (если в начальном состоянии газ не находится в равновесии с окружающей средой), до состояния полного равновесия со средой — термического ($T_2 = T_0$) и механического ($p_2 = p_0$). В действительном необратимом процессе расширения работа всегда меньше, чем в обратимом, и в предельно необратимом процессе газ переходит из начального неравновесного состояния в состояние равновесия с окружающей средой, а полезная работа не производится. Примером такого процесса может служить процесс расширения и смешения выпускных газов при истечении их из цилиндра поршневого двигателя в атмосферу.

Определим полезную работу газа в полностью изолированной термодинамической системе, состоящей из газа и окружающей среды (рис. 111), при переходе его из начального состояния (p_1, T_1, V_1, U_1) в состояние полного равновесия с окружающей средой ($p_2 = p_0$ и $T_2 = T_0$). Объем и внутреннюю энергию газа в конечном состоянии обозначим соответственно V_2 и U_2 . Температуру среды T_0 и ее давление p_0 можно принять неизменными ввиду большого объема среды. Ее внутреннюю энергию в начале процесса обозначим U_{01} и в конце — U_{02} . Процесс расширения газа в изолированной системе, если он происходит в цилиндре поршневой машины с постоянной массой газа, можно представить так, как это показано на рис. 111.

В изолированной системе работа производится, согласно первому закону термодинамики, за счет изменения

Понятие работоспособность газа используют при термодинамическом анализе действительных процессов тепловых машин.

Способы оценки эффективности выпускных систем основаны на методах термодинамического анализа действительных (необратимых) термодинамических процессов.

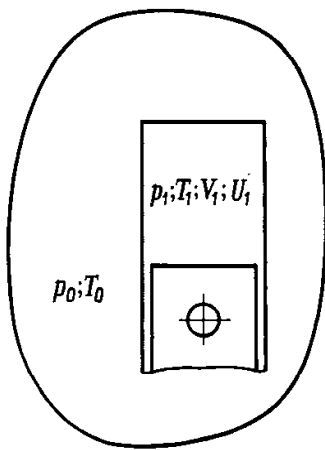


Рис. 111. Эскиз для определения работоспособности газа в полностью изолированной термодинамической системе

внутренней энергии системы. Следовательно, $L_{\text{полез}} = -\Delta U_c$ или $L_{\text{полез}} = U_{c1} - U_{c2}$. Используя свойство аддитивности внутренней энергии, получаем

$$L_{\text{полез}} = (U_1 - U_2) + (U_{01} - U_{02}). \quad (307)$$

Изменение внутренней энергии среды определим, применив уравнение первого закона термодинамики к среде: $Q_0 = U_{02} - U_{01} + L_0$, откуда $U_{01} - U_{02} = -Q_0 + L_0$. Подведенную к среде теплоту от газа (источника работы) выразим, используя уравнение второго закона термодинамики: $Q_0 = T_0(S_{02} - S_{01})$.

Энтропия обладает свойством аддитивности, следовательно, приращение энтропии системы $\Delta S_c = \Delta S_0 + \Delta S$; отсюда приращение энтропии среды $S_{02} - S_{01} = \Delta S_c - (S_2 - S_1)$ и $Q_0 = T_0 \Delta S_c + T_0(S_1 - S_2)$.

В процессе расширения от давления p_1 до давления среды $p_2 = p_0$ газ производит работу над средой, равную работе перемещения среды $L_0 = p_0(V_{02} - V_{01})$, так как $p_0 = \text{const}$. Объем полностью изолированной системы не изменяется, поэтому приращение объема среды равно приращению объема газа с противоположным знаком: $V_{02} - V_{01} = -(V_2 - V_1)$. Работа перемещения среды, в соответствии с принятым в уравнении первого закона термодинамики правилом знаков, отрицательна: $L_0 = -p_0(V_2 - V_1)$.

После подстановки этой формулы получим выражение для приращения внутренней энергии среды: $U_{01} - U_{02} = -T_0 \Delta S_c - T_0(S_1 - S_2) - p_0(V_2 - V_1)$. Выражение полезной работы газа при необратимом, в общем случае, процессе перехода из начального состояния с параметрами p_1, T_1, V_1 в состояние полного равновесия с окружающей средой [с учетом формулы (307)]:

$$L_{\text{полез}} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - T_0 \Delta S_c - p_0(V_2 - V_1). \quad (308)$$

Максимальную полезную работу газ производит при условии обратимости всех процессов. Согласно теореме Клаузиуса, приращение энтропии изолированной системы в обратимых процессах $\Delta S_c = \Delta S_0 + \Delta S = 0$. Тогда $S_2 - S_1 = S_{01} - S_{02}$, и из выражения полезной работы газа (308) получаем формулу максимальной полезной работы газа:

$$L_{\text{max}} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - p_0(V_2 - V_1). \quad (309)$$

Максимальную полезную работу газа называют *работоспособностью газа*. Потеря работоспособности газа равна разности его максимальной полезной работы (309) и полезной работы в действительном необратимом процессе (308):

$$\Delta L = L_{\text{max}} - L_{\text{полез}} = T_0 \Delta S. \quad (310)$$

Выражение (310) называют уравнением Гюи—Стодлы.

Обратимость всех процессов является необходимым условием получения максимальной полезной работы. Можно представить только два обратимых процесса при

Работоспособность газа равна максимальной полезной работе, которую газ способен произвести при обратимом переходе из начального, неравновесного по отношению к окружающей среде состояния в состоянии полного равновесия [механического и термического] с окружающей средой.

переходе газа из начального состояния (в начале выпуска из цилиндра) с параметрами $p_1 > p_0$ и $T_1 > T_0$ в конечное с параметрами p_0, T_0 : адиабатный обратимый процесс расширения $1f$ до температуры окружающей среды $T_f = T_0$ (рис. 112) и затем обратимый изотермический процесс сжатия $f2$ до давления окружающей среды $p_2 = p_0$. Во всех других процессах неизбежны потери работоспособности при теплообмене, связанные с конечной разностью температур между рабочим телом и окружающей средой. Если адиабатный процесс расширения происходит до давления окружающей среды (процесс $1g$), то температура газа (при исходных параметрах в начале выпуска в двигателе) в конце процесса $T_g > T_0$; т. е. газ не достигает термического равновесия с окружающей средой и может произвести работу.

Произведенная при переходе из состояния 1 в состояние 2 полезная работа (работоспособность газа), пропорциональная (см. рис. 112) площади $1f2c1$, равна алгебраической сумме полезных работ в обратимых адиабатном и изотермическом процессах. Полезная работа в адиабатном процессе складывается из работы (положительной) расширения газа $L_{1f} \sim$ площади $1fnm1$ и работы (отрицательной) перемещения среды $L_{01f} \sim$ площади $cdnmc$. Полезная работа в изотермическом процессе сжатия равна сумме работ сжатия газа (отрицательной) $L_{f2} \sim$ площади $f2lnf$ и перемещения среды (положительной) $L_{0f2} \sim$ площади $d2lnd$.

Термический КПД цикла с перерасширением (рис. 113 — $acz'zg_1a$) выше, чем цикла с отводом теплоты при постоянном давлении ($acz'zga$), однако осуществление первого цикла нецелесообразно, хотя технически возможно.

В конце процесса расширения в турбине комбинированного двигателя давление газа обычно мало отличается от давления окружающей среды ($p_2 \approx p_0$), а температура газа значительно выше атмосферной ($T_2 > T_0$). Газ в конечном состоянии не находится в равновесии с окружающей средой ($T_2 > T_0$) и может производить работу, например, отдавая теплоту рабочему телу в паросиловой установке.

Полезную работу в обратимом процессе расширения, если в конечном состоянии газ не достигает равновесия с окружающей средой, можно представить как разность работоспособности газа в начальном и конечном состояниях: $L_{p_1-2} = L_{\max 1} - L_{\max 2}$.

Определим полезную работу газа в обратимом адиабатном процессе расширения от параметров в начале выпуска $p_1 = p_b$ и $T_1 = T_b$ до давления окружающей среды $p_2 = p_0$. Будем считать, что процесс расширения происходит с постоянной массой рабочего тела в поршневой машине, тогда можно использовать выражение (309). В обратимом адиабатном процессе энтропия газа остается неизменной, т. е. $\Delta S = 0$, а работа производится за счет изменения внутренней энергии газа: $L_{ад b2} = U_1 - U_2 \equiv U_b - U_2$. После подстановки этого уравнения в выра-

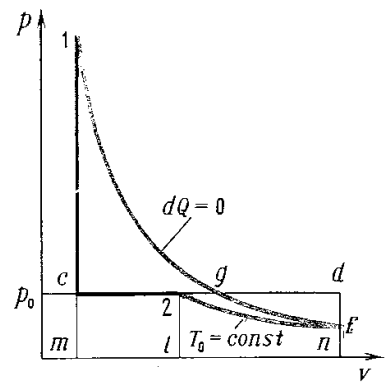


Рис. 112. Кривые перехода газа из начального состояния в состояние полного равновесия с окружающей средой

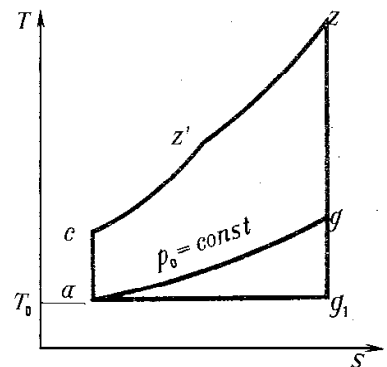


Рис. 113. Термодинамические циклы с перерасширением и отводом теплоты при $p_0 = \text{const}$

Максимальная полезная (располагаемая) работа газа при параметрах в цилиндре в начале выпуска равна работе адиабатного процесса расширения за вычетом работы перемещения среды.

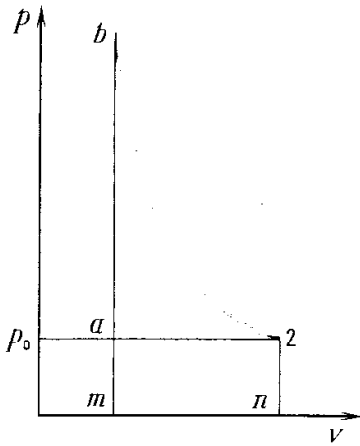


Рис. 114. Графическая интерпретация работоспособности газа в цилиндре при параметрах в начале выпуска

жение (309) получим формулу максимальной полезной работы газа в цилиндре: $L_{p.b2} = L_{ад b2} - p_0(V_2 - V_b)$.

Максимальную полезную работу газа в цилиндре называют работоспособностью или располагаемой работой газа в цилиндре. Работоспособность газа в цилиндре пропорциональна площади $b2ab$ (рис. 114) и равна работе адиабатного обратимого процесса расширения $L_{ад b2} \sim$ площади $b2nmb$ за вычетом работы перемещения среды $L_0 = p_0(V_2 - V_b) \sim$ площади $a2nma$.

Подставим в формулу полезной работы выражение работы адиабатного процесса $L_{ад} = (p_1 V_1 - p_2 V_2) / (k - 1) = (p_b V_b - p_0 V_2) / (k - 1)$ и преобразуем его к виду

$$L_{pb2} = p_b V_b \left[\frac{1}{k-1} \left(1 - \frac{p_0 V_2}{p_b V_b} \right) - \frac{p_0 V_2}{p_b V_b} + \frac{p_0}{p_b} \right].$$

Используя уравнение состояния идеального газа конечного объема $pV = GRT$, получим после деления членов предыдущего выражения на массу газа G_b удельную располагаемую работу

$$l_{pb2} = RT_b \left(\frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \frac{T_2}{T_b} + \frac{p_0}{p_b} \right). \quad (311)$$

Из уравнения адиабаты $T_2/T_b = (p_0/p_b)^{(k-1)/k}$, тогда

$$l_{pb2} = RT_b \left[\frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_0}{p_b} \right)^{(k-1)/k} + \frac{p_0}{p_b} \right]. \quad (312)$$

§ 4. Показатели эффективности использования энергии выпускных газов

Способ оценки эффективности системы наддува и выпускной системы основан на эксергетическом методе термодинамического анализа действительных необратимых процессов и циклов. Этот метод позволяет определить степень необратимости действительного процесса в отдельной составной части комбинированного двигателя, например, в турбине, выпускном трубопроводе или охладителе, не рассматривая цикл двигателя в целом.

Рассмотрим турбину постоянного давления, во входном сечении которой поток газа имеет параметры p_t , T_t и w_t , а на выходе из турбины — p_2 и T_2 . Максимальная полезная работа в турбине, которую производит поток 1 кг газа при адиабатном обратимом процессе расширения от давления на входе в турбину до давления на выходе из нее, равна разности удельной работоспособности потока на входе в турбину и на выходе из нее:

$$l_{\max 1-2} = l_{\max t} - l_{\max 2} = l_{\max \text{вх}} - l_{\max \text{вых}}. \quad (313)$$

Удельную работоспособность потока газа называют эксергией:

$$l_{\max} = ex = (i_1 - i_0) + T_0(s_0 - s_1). \quad (314)$$

Таким образом, удельную максимальную полезную работу потока газа в турбине можно определить как раз-

ность эксергий на входе и выходе из нее:

$$l_{\max \tau} = H_{\tau} = ex_1 - ex_2 = i_{\tau}^* - i_{2ад}. \quad (315)$$

Удельную максимальную полезную работу газа в турбине называют в теории газовых турбин полным располагаемым теплоперепадом H_{τ} . Его определяют, предполагая, что скорость газа за турбиной мала и его кинетической энергией можно пренебречь.

Потерю работоспособности потока газа в турбине можно выразить как разность между максимальной полезной удельной работой $l_{\max \tau} = (ex_1 - ex_2)$ и удельной полезной работой l_{τ} в действительном процессе, т. е.

$$\Delta L = (ex_1 - ex_2) - l_{\tau}. \quad (316)$$

Величина ΔL учитывает все виды потерь в турбине, в том числе и вследствие теплоотдачи от газа в стенки турбины.

Преимущество эксергетического метода заключается в том, что при оценке степени обратимости процессов в турбине, выпускной системе и т. д. можно не вычислять приращение энтропии газа внутри системы и потери его работоспособности. Достаточно определить разность эксергий на входе в систему и на выходе из нее.

Термодинамическое совершенство системы, части тепловой машины при стационарном потоке газа оценивают эксергетическим КПД:

$$\eta_{ex} = l_{\text{полез}} / (ex_{\text{вх}} - ex_{\text{вых}}) = l_{\text{полез}} / l_{\max 1-2}. \quad (317)$$

Эксергетический КПД турбины численно равен ее эффективному, или мощностному, КПД. Для турбины постоянного давления

$$\eta_{ex} = l_{\tau} / (ex_{\text{вх}} - ex_{\text{вых}}) = l_{\tau} / (i_{\tau}^* - i_{2ад}).$$

Вследствие нестационарности потока газа в выпускном трубопроводе в его объеме могут накапливаться масса и энергия газа. Поэтому сравнение эксергий газа при непрерывно изменяющихся во времени параметрах потока на входе в выпускную систему и на выходе из нее в общем случае не позволяет определить потерю его работоспособности. В некоторой точке процесса эксергия на входе в систему может быть даже меньше ее значения на выходе. Поэтому максимальную полезную работу газа в выпускной системе определяют интегрально за цикл, исходя из того, что параметры потока газа, а следовательно, и его масса и энергия в объеме выпускной системы, включая турбину, в начале и в конце цикла совпадают.

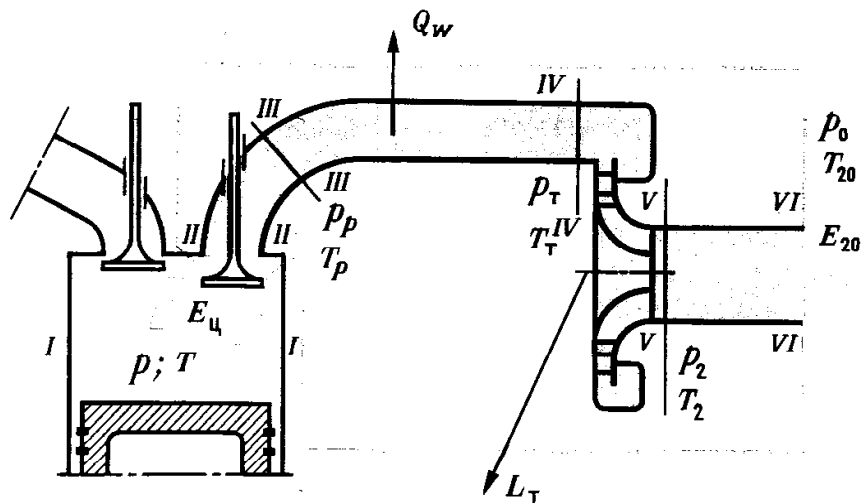
Эксергетическим КПД выпускной системы с турбиной (или коэффициентом использования располагаемой энергии в выпускной системе) называют отношение полезной работы турбины (за цикл) к максимальной полезной работе потока газа (за цикл) при адиабатном процессе его расширения от параметров в цилиндре до давления окружающей среды:

$$\eta_{ex \text{ в.с}} = L_{\tau} / L_{\max \text{ в.с}} = L_{\tau} / (L_{\text{в макс}} - L_{02 \text{ макс}}) = L_{\tau} / L_{\text{р.ц}}. \quad (318)$$

Полезная работа турбины при действительном необратимом процессе расширения меньше максимальной полезной работы газа на величину потерь его работоспособности в турбине.

Эксергетический КПД части тепловой машины равен отношению ее полезной работы к разности эксергий на входе и на выходе из нее.

Рис. 115. Схема выпускной системы для определения работоспособности потока газа



В двигателе с газовой связью работа турбины и компрессора равна, так что $\eta_{ex\ v.c} = L_K / L_{p.c}$.

Максимальную полезную работу потока газа в выпускной системе с турбиной (ее называют располагаемой работой потока газа в цилиндре на входе в выпускной трубопровод) определяют аналогично выражению (313), используя уравнение (314), как разность работоспособности потока газа $L_{в\ max}$ за цикл в минимальном проходном сечении II—II (рис. 115) выпускного клапана (или окна) и работоспособности газа $L_{02\ max}$ за цикл на выходе из выпускной системы в атмосферу в сечении VI—VI. т. е.

$$L_{\max\ v.c} = L_{p.c} = L_{в\ max} - L_{02\ max} = \int_{\varphi_{0.v}}^{\varphi_{3.v}} (i_v^* - i_{02}) dG. \quad (319)$$

Энтальпию заторможенного потока газа в минимальном проходном сечении выпускного клапана (или окна) принимают равной энтальпии газа в цилиндре: $i_v^* = i$.

Эксергетический КПД выпускной системы учитывает все потери работоспособности потока газа между сечениями II и VI, включая теплоотдачу от газов в стенки: в выпускном клапане (окне) и патрубке, в выпускном трубопроводе до турбины и за турбиной и все виды потерь в турбине. Его используют для количественной оценки термодинамического совершенства выпускного трубопровода вместе с турбиной.

Степень совершенства системы наддува газотурбинного двигателя, в котором выполняется равенство $L_T = L_K$, оценивают эксергетическим КПД системы наддува:

$$\eta_{ex\ c.n} = L_{к.ад} / L_{\max\ v.c} = L_K \eta_{к.ад} / L_{p.c} = L_T \eta_{к.ад} / L_{p.c}. \quad (320)$$

Если адиабатную работу компрессора $L_{к.ад}$ определяют при сжатии газа от давления окружающей среды до давления во впускном трубопроводе после охладителя, то величина $\eta_{ex\ c.n}$ учитывает все потери работоспособности потока газа во впускной системе до цилиндра и в выпускной системе от цилиндра до выхода в атмосферу, включая потери в компрессоре и в турбине.

Эксергетический КПД выпускной системы с турбиной равен отношению полезной работы турбины к располагаемой работе потока газа при параметрах на входе в выпускной трубопровод.

Эксергетический метод позволяет оценивать совершенство не только выпускной системы вместе с турбиной, но и отдельно выпускного трубопровода. В выпускном трубопроводе полезная работа газом не совершается, поэтому определение эксергетического КПД по уравнению (317) для него не имеет смысла. Для трубопровода в стационарных условиях величину η_{ex} определяют как отношение эксергий газа на выходе и на входе: $\eta_{ex} = ex_{вых}/ex_{вх}$. Если потери работоспособности газа в трубопроводе равны нулю, то $ex_{вых} = ex_{вх}$ и $\eta_{ex} = 1$.

Совершенство выпускного трубопровода комбинированного двигателя оценивают эксергетическим КПД, который определяют как отношение максимальной полезной работы потока газа за цикл на участке от входа в турбину до выходного сечения, т. е. между сечениями IV и VI (см. рис. 115), к располагаемой работе потока газа за цикл при параметрах в цилиндре:

$$\eta_{ex\ tr} = (L_{T\ max} - L_{02\ max}) / (L_{в\ max} - L_{02\ max}) = L_{p.т} / L_{p.ц}. \quad (321)$$

Величина $\eta_{ex\ tr}$ дает возможность оценить, насколько правильно выбраны геометрические характеристики выпускного трубопровода в целом. Эксергетический метод применяют и к отдельным участкам выпускного трубопровода; например, для выпускного клапана (окна); участка выпускного трубопровода от клапана до турбины; для преобразователя импульсов. Эксергетический КПД каждого участка трубопровода определяют аналогично выражению (321). Очевидно, что $\eta_{ex\ tr}$ равен произведению эксергетических КПД отдельных участков трубопровода.

Эксергетический КПД выпускной системы можно выразить, используя уравнения (318) и (321):

$$\eta_{ex\ в.с} = L_T / L_{p.ц} = (L_T / L_{p.т}) (L_{p.т} / L_{p.ц}) = \eta_T \eta_{ex\ tr}. \quad (322)$$

Формулу эксергетического КПД системы наддува получим из уравнений (320), (318) и (321):

$$\begin{aligned} \eta_{ex\ с.н} &= (L_T / L_{p.ц}) \eta_{к.ад} = (L_T / L_{p.т}) (L_{p.т} / L_{p.ц}) \eta_{к.ад} = \\ &= \eta_T \eta_{к.ад} \eta_{ex\ tr} = \eta_{тк} \eta_{ex\ tr}. \end{aligned} \quad (323)$$

Таким образом, эксергетический КПД системы наддува равен произведению КПД турбокомпрессора на эксергетический КПД выпускного трубопровода.

Эксергетический КПД системы наддува равен отношению адиабатной работы компрессора к располагаемой работе потока газа на входе в выпускной трубопровод.

Располагаемая работа потока газа

Располагаемую работу газа на входе в выпускной трубопровод можно определить как максимальную полезную работу потока газа в обратимом адиабатном процессе расширения от состояния в цилиндре (в минимальном проходном сечении выпускного клапана) до давления окружающей среды. Параметры потока газа в выпускном клапане (окне) и площадь проходного сечения клапана изменяются по времени. Располагаемую работу потока газа в цилиндре можно выразить интегралом (319). В расчетах циклов энтальпию заторможенного потока

Разность располагаемой работы газа в цилиндре и перед турбиной равна потере работоспособности потока газа в выпускном трубопроводе (включая клапан или окно) при движении его от цилиндра к турбине.

газа i_B^* и его расход в выпускном клапане (окне) определяют для каждого расчетного интервала времени, а затем вычисляют интеграл численным методом.

Аналогичное выражение используют для определения располагаемой работы потока газа при параметрах на входе в импульсную турбину. Разность энтальпий равна полному располагаемому теплоперепаду в турбине в произвольный момент времени, т. е. $i_T^* - i_{02} = H_T$. Тогда располагаемая работа газа за цикл на входе в турбину

$$L_{\max T} = \int l_{\max T} dG = \int (i_T^* - i_{02}) dG = \int H_T dG. \quad (324)$$

Выражения под интегралами в уравнениях (319) и (324) представим в виде $(i_B^* - i_{02}) dG = (i_B^* - i_{02}) G_{\text{сек}} dt$, так как массовый расход газа за бесконечно малый интервал времени равен произведению секундного расхода на элементарное время. Произведение удельной располагаемой работы потока в минимальном проходном сечении выпускного клапана на секунднй массовый расход газа $(i_B^* - i_{02}) G_{\text{сек}}$ представляет собой секундную располагаемую работу (мощность) потока газа. По аналогии можно выразить секундную располагаемую работу потока газа при параметрах перед турбиной: $(i_T^* - i_{02}) G_{T \text{ сек}} = H_T G_{\text{сек}}$.

В начале периода свободного выпуска скорость газа в выпускном клапане (окне) и плотность потока массы газа (расход газа на единицу площади проходного сечения) имеют наибольшие значения, но площадь проходного сечения клапана мала и, следовательно, расход газа и секундная располагаемая работа также невелики (рис. 116). Секундная располагаемая работа потока газа достигает максимума во время свободного выпуска, когда выпускной клапан (окно) открывается на достаточно большую величину.

Отрезок между кривыми располагаемой работы потока газа на входе в выпускной клапан (окно) и в турбину качественно характеризует потерю его работоспособности при перетекании газа из цилиндра до входного сечения турбины. Количественную характеристику степени обратимости процессов при течении газа в выпускном трубопроводе получают, сравнивая выражения располагаемой работы потока газа за цикл при его параметрах в цилиндре и перед турбиной, используя уравнение (321).

Потери работоспособности газа достигают наибольшей величины во время свободного выпуска, когда скорость газа в клапанной щели (или окне) равна критической. Основную часть этих потерь составляют потери при дросселировании потока газа в выпускном клапане (окне). Для сравнения приводим значения эксергетического КПД выпускного клапана $\eta_{\text{ex в}}$, выпускного трубопровода от клапана до турбины $\eta_{\text{ex в.т}}$ и выпускного трубопровода с клапаном $\eta_{\text{ex тр}} = \eta_{\text{ex в}} \eta_{\text{ex в.т}}$: $\eta_{\text{ex в}} = 0,6 \div 0,75$; $\eta_{\text{ex в.т}} = 0,85 \div 0,95$; $\eta_{\text{ex тр}} = 0,5 \div 0,7$.

Эксергетический КПД выпускного трубопровода и мощностной КПД турбины дают количественную оценку

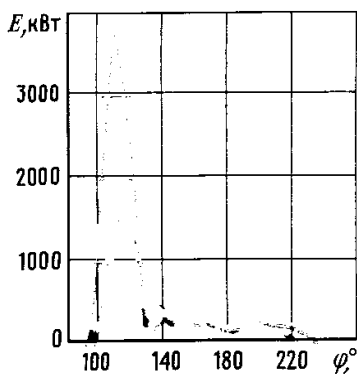


Рис. 116. Изменение работоспособности газа во входных сечениях:

— выпускного трубопровода; — — — турбины

степени обратимости протекающих в них процессов. Сопоставляя значения $\eta_{ex\ tr}$, η_T и $\eta_{ex\ в.с}$ и используя уравнение (322), оценивают степень совершенства выпускного трубопровода, а также влияние его конструкции на условия работы импульсной турбины в переменном потоке газа и на связанные с этим потери работоспособности в турбине.

Средний за цикл КПД импульсной турбины, работающей с переменными параметрами на входе, меньше КПД турбины постоянного давления. Увеличенные, по сравнению с турбиной постоянного давления, потери работоспособности в импульсной турбине отчасти компенсируются меньшими потерями работоспособности в выпускном трубопроводе импульсной системы. С повышением давления наддува разность между эксергетическими КПД выпускных трубопроводов импульсной системы (он больше) и системы с турбиной постоянного давления уменьшается (рис. 117). Так что эксергетический КПД выпускной системы $\eta_{ex\ в.с} = \eta_{ex\ tr} \eta_T$ с турбиной постоянного давления может оказаться выше, а работа и мощность больше, чем с импульсной, несмотря на большие потери работоспособности потока газа в ее выпускном трубопроводе.

Приведенные на рис. 117 результаты термодинамического анализа эффективности двух выпускных систем получены при расчетном исследовании циклов двигателя на номинальном скоростном режиме при разном давлении наддува. Подобных исследований выполнено достаточно много и накоплен большой опыт конструирования выпускных систем. Выбор типа системы наддува не связывают однозначно с величиной давления наддува. В большей степени то или иное решение принимают, руководствуясь широким комплексом факторов, таких как тип двигателя, его назначение и условия эксплуатации, число, размеры и схема расположения цилиндров, число турбин и компрессоров, их расположение на двигателе и т. п.

Располагаемая работа потока газа на входе в выпускной трубопровод

Согласно определению располагаемая работа потока газа при начальных параметрах на входе в выпускной трубопровод (в выпускной клапан или окно) выражается уравнением (319). Ее можно представить как работу турбины с переменными параметрами на входе при условии, что потери работоспособности потока газа в выпускном трубопроводе и в турбине равны нулю. Тогда работоспособность потока газа на входе в турбину равна работоспособности газа при параметрах в цилиндре, работа турбины равна адиабатной работе, а эксергетический КПД выпускного трубопровода и мощностной КПД турбины равны единице. Эти условия означают, что процессы перетекания газа из цилиндра до турбины и расширения потока газа в турбине должны быть обратимыми,

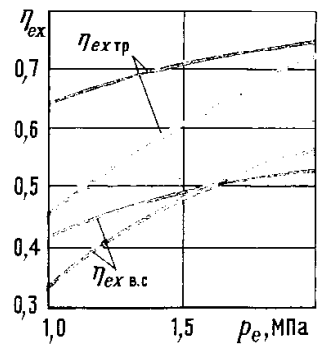


Рис. 117. Показатели эффективности системы наддува:

— с импульсной турбиной; - - - с турбиной постоянного давления

однако осуществить такие процессы, так же как и другие обратимые процессы, практически невозможно.

Для того чтобы вычислить интеграл в выражении (319), рассмотрим процесс выпуска газа из цилиндра (параметры газа в цилиндре p_b, T_b , а объем V_b) от начала открытия выпускного клапана или окна до его закрытия. Процессы в цилиндре принимаем обратимыми, что при определении располагаемой работы вполне логично, и полагаем на основании этого, что теплоотдача в стенки не происходит и продувочный воздух не смешивается в цилиндре с продуктами сгорания, т. е. происходит послойное вытеснение продуктов сгорания. Смещение газов — процесс необратимый и сопровождается потерями работоспособности газа.

Эксергетический КПД выпускной системы количественно оценивает степень обратимости процессов течения газа в выпускном трубопроводе и в турбине.

С учетом принятых допущений располагаемую работу газа на входе в выпускной трубопровод можно определить как сумму располагаемой работы продуктов сгорания $L_{р.п.с}$, которые вытекают из цилиндра при постоянном объеме, и располагаемой работы вытекающего в выпускной трубопровод продувочного воздуха за вычетом полезной работы, производимой газами в цилиндре вследствие изменения его объема, т. е.

$$L_{р.ц} = L_{р.п.с} + L_{р.пр} - L_{полез} \quad (325)$$

Располагаемая работа продувочного воздуха равна максимальной полезной работе при обратимом адиабатном процессе его расширения от давления p_k во впускном трубопроводе (потерями работоспособности во впускном клапане или окне пренебрегаем) до атмосферного давления. Численно она равна адиабатной работе компрессора:

$$L_{р.пр} = I_{к.ад} G_{пр} = c_p (T_k - T_0) G_{пр} = \frac{k}{k-1} RT_0 (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) G_{пр} \quad (326)$$

Массу продувочного воздуха (или горючей смеси), вытекающего в выпускной трубопровод, находим как разность массового расхода воздуха $G_{к.ц}$ (или смеси) за цикл в компрессоре и массы свежего заряда в цилиндре $G_{ц}$:

$$G_{пр} = G_{к.ц} - G_{ц} = G_{ц} (\varphi - 1) = a l_0 g_{т.ц} (\varphi - 1) \quad (327)$$

Полезная работа газа в цилиндре, согласно определению, равна работе газа за вычетом работы перемещения среды:

$$L_{полез} = \int_{V_1}^{V_2} p dV - p_0 (V_2 - V_1) \quad (328)$$

Нижний предел интегрирования равен объему цилиндра V_b в начале открытия выпускного клапана (окна), а верхний предел — объему цилиндра при закрытии выпускного клапана (окна).

Располагаемая работа потока газа (продуктов сгорания), вытекающего из цилиндра в выпускной трубопрово-

вод, $L_{p.n.c} = \int_1^2 (i_b^* - i_{02}) dG$. Вычислим интеграл, принимая объем цилиндра при истечении газа из него постоянным (работу в цилиндре при $V = \text{const}$ газ не совершает), а потери работоспособности газа в цилиндре равными нулю.

Вследствие уменьшения массы газа в цилиндре его давление уменьшается от $p_1 = p_b$ в начальном состоянии до $p_2 = p_{02} = p_0$ в конечном. Соответственно уменьшается удельный адиабатный теплоперепад в турбине:

$$H_T = i_b^* - i_{02},$$

где $i_b^* = i_T^* = i$ — удельная энтальпия заторможенного потока на входе в турбину, равная удельной энтальпии газа в цилиндре в произвольной точке процесса $b2$; i_{02} — энтальпия газа в конце обратимого процесса расширения его в турбине до атмосферного давления.

Очевидно, что $i_{02} = \text{const}$, но $i_{02} > i_0$, так как $T_{02} > T_0$.

Учитывая, что $i_T^* = i$ и $dG_T = -dG$, запишем интеграл в выражении $L_{p.n.c}$ по частям:

$$L_{p.n.c} = - \int_b^2 i dG - i_2 \int_0^{G_b - G_2} dG_T. \quad (329)$$

Преобразуем первый интеграл, используя выражение энтальпии газа в цилиндре $i = [k/(k-1)]p/\rho$, уравнение адиабаты $p_b/\rho_b^k = p/\rho^k$ и учитывая, что $dG = d(V_b \rho) = V_b d\rho$:

$$\begin{aligned} - \int_b^2 i dG &= - \frac{k}{k-1} V_b \int_{p_b}^{p_2} \frac{p}{\rho} d\rho = - \frac{k}{k-1} \frac{p_b}{\rho_b^k} \times \\ &\times V_b \int_{p_b}^{p_2} \rho^{k-1} d\rho = - \frac{p_b V_b}{k-1} \left(\frac{p_0}{p_b} - 1 \right). \end{aligned}$$

Второй интеграл приведем к виду

$$\begin{aligned} - i_2 \int_0^{G_b - G_2} dG_T &= - \frac{k}{k-1} RT_2 (G_b - G_2) = - \frac{k}{k-1} RT_2 \times \\ &\times \left(\frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_0 V_2}{RT_2} \right) = - \frac{k}{k-1} p_b V_b \left(\frac{T_2}{T_b} - \frac{p_0}{p_b} \right). \end{aligned}$$

После подстановки этих выражений в уравнение (329) и деления их на массу газа G_b в цилиндре в начале процесса выпуска получим удельную располагаемую работу продуктов сгорания на выходе в выпускной трубопровод:

$$\begin{aligned} l_{p.n.c} &= RT_b \left(- \frac{1}{k-1} \frac{p_0}{p_b} + \frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \frac{T_2}{T_b} + \right. \\ &\left. + \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{p_b} \right) = RT_b \left(\frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \frac{T_2}{T_b} + \frac{p_0}{p_b} \right). \quad (330) \end{aligned}$$

Это уравнение аналогично выражению (311), полученному при рассмотрении обратимого адиабатного процес-

На судовых малооборотных двухтактных двигателях применяют систему наддува с турбиной постоянного давления.

са расширения газа в поршневой машине. Таким образом, располагаемая работа газа не зависит от типа тепловой машины, в которой происходит процесс расширения,—вывод вполне очевидный, если обратиться к первому закону термодинамики или выражению (309), полученному при рассмотрении термодинамической системы безотносительно к конкретной тепловой машине.

Для дизеля масса продуктов сгорания $G_{2ц}$, вытекающих из цилиндра в турбину, меньше массы газа в цилиндре в начале выпуска G_b на массу остаточных газов G_r , т. е. $G_{2ц} = G_b - G_r$. Масса продуктов сгорания для дизеля равна сумме массы свежего заряда и цикловой дозы топлива:

$$G_{2ц} = G_{1ц} + g_{T,ц} = \alpha l_0 g_{T,ц} + g_{T,ц} = g_{T,ц} (1 + \alpha l_0). \quad (331)$$

Масса продуктов сгорания для двигателей с внешним смесеобразованием равна массе свежего заряда $G_{2ц} = G_{1ц} = g_{T,ц} (1 + \alpha l_0)$.

Располагаемую работу продуктов сгорания при истечении из цилиндра постоянного объема получим умножением выражения (330) на массу продуктов сгорания, определяемую по формуле (331):

$$L_{p,п.с} = l_{p,п.с} G_{2ц}. \quad (332)$$

Суммарную за цикл располагаемую работу потока газа на входе в выпускной трубопровод находим после подстановки выражений (332), (326) и (328) в уравнение (325).

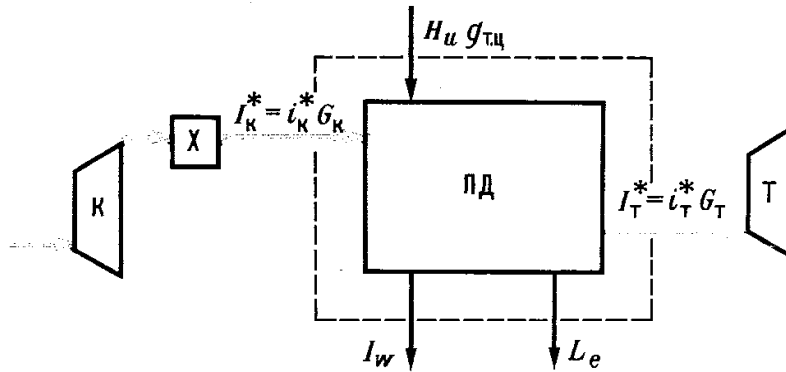
§ 5. Средняя температура выпускных газов

Энтальпию заторможенного потока газа во входном сечении турбины, необходимую при определении его располагаемой работы и действительной работы турбины постоянного давления, выражают для идеальных газов через среднюю температуру потока газа. Формулу для расчета средней температуры газа получают, используя уравнение первого закона термодинамики для открытой системы в интегральной форме. Рассмотрим термодинамическую систему (рис. 118), включающую поршневой двигатель со всеми вспомогательными системами и агрегатами. Со стороны впуска систему ограничим поперечным сечением впускного трубопровода после компрессора и охладителя (параметры воздуха или горючей смеси в этом сечении p_k и T_k), а со стороны выпуска — входным сечением турбины (давление в этом сечении p_T , а температура равна искомой средней температуре выпускных газов T_T^*).

Запишем уравнение (93) в интегральной форме, учитывая, что интеграл каждого члена уравнения в пределах одного цикла представляет собой интеграл по замкнутому контуру.

Полезную работу газа в цилиндре в процессе выпуска определяют, используя индикаторную диаграмму процессов газообмена, полученную при испытаниях двигателя или при расчетах цикла на ЭВМ.

Рис. 118. Термодинамическая система для определения средней температуры выпускных газов



Так как в любой точке цикла параметры газа в начальном и конечном состояниях равны и, следовательно, $\oint dU = 0$, получим после интегрирования уравнения (93):

$$\oint dQ + \oint dE_m = \oint dL. \quad (333)$$

Рассматриваемая открытая термодинамическая система обменивается с окружающей средой суммарной за цикл теплотой $Q_{ц}$, работой и массой газа.

Из компрессора поступает в двигатель за цикл $G_{к.ц}$ кг воздуха (или свежей смеси), а из двигателя в турбину $G_{т.ц}$ кг выпускных газов. Уравнение приращения энергии системы за цикл в результате обмена массой газа с компрессором и турбиной запишем аналогично выражению (96), пренебрегая энтальпией цикловой дозы топлива при впрыске его в цилиндр:

$$\oint dE_m = \oint i_K^* dG_K - \oint i_T^* dG_T = i_K^* G_{к.ц} - i_T^* G_{т.ц}. \quad (334)$$

Удельная энтальпия идеальных газов и их смесей $i = c_p T$, тогда в уравнении (334) $i_K^* = c_{p.c.з} T_K^*$ — удельная энтальпия потока воздуха (или свежей смеси для двигателя с внешним смесеобразованием) при температуре торможения воздуха T_K^* во впускном трубопроводе после компрессора и охладителя, а $i_T^* = c_{p.в.г} T_T^*$ — удельная энтальпия выпускных газов, выраженная через среднюю удельную теплоемкость выпускных газов при постоянном давлении $c_{p.в.г}$ и искомую среднюю температуру торможения газов во входном сечении турбины T_T^* .

Турбина и компрессор находятся за пределами рассматриваемой термодинамической системы, поэтому работа, произведенная системой за цикл, равна полезной (эффективной) работе L_e поршневого двигателя. В комбинированном двигателе с газовой связью работа турбины L_T равна работе компрессора L_K , а полезная работа поршневого двигателя полностью передается внешнему потребителю. В комбинированном двигателе с механической связью в общем случае $L_T \geq L_K$, и переданная потребителю работа может быть больше или меньше полезной работы поршневого двигателя в зависимости от знака разности $(L_T - L_K)$. Однако независимо от соотношения работы турбины и компрессора и, следовательно, от схемы комбинированного двигателя полезная работа системы в уравнении (333) будет равна полезной работе поршневого двигателя. Согласно формуле (278), $L_e = L_i - L_m$.

Перепишем после подстановки выражения (334) интегральное уравнение первого закона термодинамики (333) для открытой термодинамической системы:

$$Q_{\Pi} + i_K^* G_{K,\Pi} - i_T^* G_{T,\Pi} = L_e. \quad (335)$$

Подведенную к системе за цикл теплоту выразим как разность теплоты, выделившейся при сгорании цикловой дозы топлива [см. формулу (194)], и теплоты, отводимой от системы в окружающую среду через поверхности двигателя и его вспомогательных систем и агрегатов, включенных в рассматриваемую систему:

$$Q_{\Pi} = \chi H_u g_{T,\Pi} - Q_{o.c}. \quad (336)$$

Теплоту, отводимую в окружающую среду, составляет теплоотдача в стенки Q_W цилиндра и выпускного трубопровода до входного сечения турбины, потери на трение при движении деталей двигателя L_{Tr} и работа вспомогательных агрегатов L_a , которая превращается в конечном итоге в теплоту, рассеиваемую в окружающей среде. Следовательно, теплота $Q_{o.c} = Q_W + L_{Tr} + L_a$.

Механические потери поршневого двигателя [см. формулу (277)] $L_M = L_{Tr} + L_a + L_{н.х}$, откуда $L_{Tr} + L_a = L_M - L_{н.х}$, тогда $Q_{o.c} = Q_W + L_M - L_{н.х}$. После соответствующей подстановки и преобразований получим уравнение (333) в развернутом виде, решенное относительно энтальпии выпускных газов:

$$i_T^* G_{T,\Pi} = \chi H_u g_{T,\Pi} - L_i + L_{н.х} - Q_W + i_K^* G_{K,\Pi}. \quad (337)$$

Преобразуем уравнение (337) к виду, удобному для вычислений. Разделим его правую и левую части на $G_{T,\Pi}$ и, учитывая, что $\eta_i = L_i / (H_u g_{T,\Pi})$, а $L_{н.х} / L_i = p_{н.х} / p_i$, получаем

$$c_{p\text{ в.г}} T_T^* = (G_{K,\Pi} / G_{T,\Pi}) \{ (H_u g_{T,\Pi} / G_{K,\Pi}) [\chi - \eta_i (1 - p_{н.х} / p_i) - q_W] + c_{p\text{ с.з}} T_K^* \}. \quad (338)$$

В этой формуле $q_W = Q_W / (H_u g_{T,\Pi})$ — относительная теплоотдача в стенки цилиндра за цикл. Для дизеля цикловой массовый расход воздуха во впускном трубопроводе $G_{K,\Pi} = \alpha_c l_0 g_{T,\Pi}$ а расход газа в турбине за цикл больше на массу цикловой дозы топлива: $G_{T,\Pi} = G_{K,\Pi} + g_{T,\Pi} = g_{T,\Pi} (\alpha_c l_0 + 1)$. Уравнение (338) после подстановки выражений для $G_{K,\Pi}$ и $G_{T,\Pi}$ принимает вид

$$c_{p\text{ в.г}} T_T^* = \frac{1}{1 / (\alpha_c l_0) + 1} \left\{ \frac{H_u}{\alpha_c l_0} [\chi - \eta_i (1 - p_{н.х} / p_i) - q_W] + c_{p\text{ с.з}} T_K^* \right\}. \quad (339)$$

Работа насосных ходов $L_{н.х}$ в двигателе без наддува всегда отрицательна. В соответствии с этим появился отрицательный знак при отношении $p_{н.х} / p_i$ в уравнениях (338), (339) и (340). В комбинированных двигателях величина $L_{н.х}$, а соответственно и отношение $p_{н.х} / p_i$, могут быть как отрицательными, так и положительными. В рас-

четах дизелей обычно принимают коэффициент выделения теплоты $\chi = 1$.

Массовый расход свежей смеси за цикл в двигателе с внешним смесеобразованием равен расходу газа в турбине, т. е. $G_{к.ц} = G_{т.ц} = \varphi G_{1ц} = g_{т.ц}(\alpha_c l_0 + \varphi)$. После подстановки в формулу (338) получаем выражение температуры выпускных газов для двигателя с внешним смесеобразованием:

$$c_{p \text{ в.г}} T_T^* = [H_u / (\alpha_c l_0 + \varphi)] [\chi - \eta_i (1 - p_{н.х} / p_i) - q_w] + c_{p \text{ с.з}} T_K^* \quad (340)$$

Теплоемкость выпускных газов $c_{p \text{ в.г}}$ зависит от их температуры T_T^* и состава, поэтому температуру T_T^* находят, решая уравнение (339) или (340) численным методом.

Среднюю удельную теплоемкость выпускных газов определяют, как для смеси идеальных газов, суммированием произведений массовых долей компонентов газовой смеси на их теплоемкости, т. е.

$$c_{p \text{ в.г}} = \sum_{k=1}^n g_k c_{pk} \quad (341)$$

Для упрощения вычислений теплоемкости массу выпускных газов $G_{т.ц}$ можно представить как сумму массы «чистых» продуктов сгорания $G_{02ц}$, массы избыточного воздуха в продуктах сгорания $G_{изб}$ (при $\alpha > 1$) и воздуха $G_{пр.ц}$ (или горючей смеси), перетекающего из впускного трубопровода в выпускной во время продувки (при $\varphi > 1$). Тогда, пренебрегая различием теплоемкостей воздуха и горючей смеси, теплоемкость выпускных газов можно определить по формуле (341) как теплоемкость бинарной газовой смеси, т. е.

$$c_{p \text{ в.г}} = g_r c_{p \text{ н.с}} + g_a c_{p \text{ с.з}} \quad (342)$$

Для дизеля $G_{02ц} = (l_0 + 1)g_{т.ц}$, $G_{пр.ц} = G_{к.ц} - G_{1ц} = \alpha l_0(\varphi - 1)g_{т.ц}$, $G_{изб.ц} = (\alpha - 1)l_0 g_{т.ц}$, а сумма этих величин равна массе выпускных газов за цикл: $G_{т.ц} = (\alpha_c l_0 + 1)g_{т.ц}$. После подстановки выражений массовых долей «чистых» продуктов сгорания $g_r = G_{02ц} / G_{т.ц}$ и воздуха (или свежего заряда) $g_a = (G_{пр.ц} + G_{изб.ц}) / G_{т.ц}$ в уравнение (342) получим выражение средней удельной изобарной теплоемкости выпускных газов для дизеля:

$$c_{p \text{ в.г}} = \frac{(l_0 + 1)c_{p \text{ н.с}} + (\alpha_c - 1)l_0 c_{p \text{ с.з}}}{\alpha_c l_0 + 1} \quad (343)$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием, бензиновых и газовых, выражения для величин $G_{02ц}$ и $G_{изб}$ такие же, как и для дизеля; масса вытекающей горючей смеси (или воздуха) в выпускной трубопровод $G_{пр.ц} = G_{к.ц} - G_{1ц} = G_{1ц}(\varphi - 1) = (\alpha l_0 + 1) \times (\varphi - 1)g_{т.ц}$, а масса выпускных газов за цикл $G_{т.ц} = G_{к.ц} = (\alpha_c l_0 + \varphi)g_{т.ц}$.

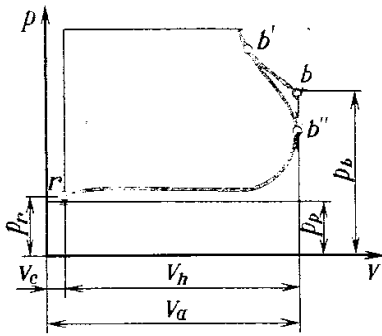


Рис. 119. Схема для расчета процесса выпуска

Используя уравнение (342), получим после подстановки g_r и g_a выражение средней удельной теплоемкости:

$$c_{p\text{ в.г}} = \frac{(l_0 + 1) c_{p\text{ п.с}} + [(a_c - 1) l_0 + \varphi - 1] c_{p\text{ с.з}}}{a_c l_0 + \varphi}. \quad (344)$$

При определении температуры выпускных газов из уравнения теплового баланса (338) необходимо предварительно задаться по экспериментальным данным или вычислить теплоотдачу от газов в стенки цилиндра и выпускного трубопровода (до входного сечения турбины). Относительная теплоотдача в стенки $q_w = 0,10 \div 0,25$; она уменьшается по мере повышения давления наддува и среднего эффективного давления.

В некоторых расчетах температуру выпускных газов перед турбиной определяют по формулам, полученным из уравнения первого закона термодинамики для открытой системы. Если проинтегрировать это уравнение для термодинамической системы между сечениями I и IV (см. рис. 115) в пределах от начала открытия выпускного клапана (или окна) до его закрытия [а не для цикла, как при выводе уравнения (338)], то получим

$$Q_{\text{выд}} - Q_w + i_k^* G_{\text{пр}} - i_t^* G_{\text{т.ц}} = U_r' - U_b + \int_{V_b}^{V_r'} p dV, \quad (345)$$

где $Q_{\text{выд}}$ — теплота, выделившаяся в цилиндре и в выпускном трубопроводе при догорании топлива в процессе выпуска; Q_w — теплоотдача в стенки цилиндра и выпускного трубопровода; $G_{\text{пр}}$ — масса воздуха (или свежей смеси), поступившей в цилиндр во время продувки; U_b и U_r' — полные внутренние энергии газа в цилиндре в начале и в конце выпуска (работа газа в цилиндре вычисляется за весь период процесса выпуска).

В практике используют формулы, полученные из уравнения (345) после ряда допущений с целью его упрощения. Например, для четырехтактного двигателя принимают следующее: продувка цилиндра отсутствует ($G_{\text{пр}} = 0$); догорания топлива не происходит ($Q_{\text{выд}} = 0$), теплоотдача незначительна ($Q_w = 0$); выпуск начинается в н. м. т. (в точке b — рис. 119) и заканчивается в в. м. т. (в точке r). С учетом этих допущений уравнение (345) принимает следующий вид:

$$i_t^* G_{\text{т.ц}} = U_b - U_r - \int_{V_b}^{V_c} p dV.$$

Работу газа в цилиндре в процессе выпуска определяют из выражения $\int_{V_b}^{V_c} p dV = -\sigma_p p_r V_h$, где $\sigma_p = 0,95 \div 1,15$. Отрицательный знак здесь потому, что $\Delta V = V_h = V_c - V_b = -(V_b - V_c)$.

Учитывая, что $U_b = u_b G_b$, $U_r = u_r G_r$ и согласно закону сохранения массы $G_{т.ц} = G_b - G_r$, получим

$$i_{т}^*(G_b - G_r) = u_b G_b - u_r G_r - \sigma_p p_r V_h. \quad (346)$$

Преобразуем это уравнение к удобному для вычислений виду. Массу продуктов сгорания в точке b находим из уравнения состояния газа для объема V_b : $p_b V_b = G_b R T_b$. Массу остаточных газов находим из этого же уравнения, основываясь на допущении, что продувка отсутствует и, следовательно, они занимают объем камеры сгорания V_c : $p_r V_c = G_r R T_r$.

Подставив выражения для масс газов и используя уравнение адиабаты $T_r/T_b = (p_r/p_b)^{(k-1)/k}$, формулу (346) можно записать в следующем виде:

$$c_{p п.с} T_{т}^* = \frac{(c_{v п.с})_0^b p_b/p_r - (c_{v п.с})_0^r/\epsilon + \sigma_p (\epsilon - 1) R/\epsilon}{1 - (1/\epsilon)(p_r/p_b)^{1/k}} \frac{p_r}{p_b} T_b. \quad (347)$$

Если пренебречь различием средних удельных теплоемкостей продуктов сгорания при температурах $T_{т}^*$, T_b и T_r , то уравнение (347) после деления на $c_{p п.с}$ примет вид

$$T_{т}^* = \frac{p_b/(k p_r) - 1/(k\epsilon) + \sigma_p (k-1)(\epsilon-1)/(k\epsilon)}{1 - (1/\epsilon)(p_r/p_b)^{1/k}} \frac{p_r}{p_b} T_b. \quad (348)$$

Формулу температуры выпускных газов перед турбиной для двигателей с продувкой цилиндра, четырехтактных и двухтактных, выведем, рассматривая термодинамическую систему между сечениями II—IV (см. рис. 115), т. е. для выпускного трубопровода от минимального проходного сечения выпускного клапана до входного сечения турбины. В выпускном трубопроводе газ не произво-

дит работу, поэтому в уравнении (93) $\int_{V_b}^{V_{т}'} p dV = 0$, а

$$\int_b^{r'} i_B^* dG - i_{т}^* G_{т.ц} - Q_W = 0, \quad (349)$$

где $i_B^* dG$ — энтальпия газа, поступающего в выпускной трубопровод, подсчитанная при параметрах в минимальном проходном сечении (для рассматриваемой термодинамической системы она положительна); Q_W — теплоотдача в стенки выпускного трубопровода.

При математическом моделировании на ЭВМ процессов газообмена в перечень определяемых параметров входят параметры газа в цилиндре, энтальпия и расход газа в выпускном клапане (окне). В этом случае температура газа перед турбиной может быть определена численным интегрированием в пределах от начала открытия (1) вы-

пускового клапана до его закрытия (2) непосредственно из уравнения (349):

$$c_{p \text{ п.с}} T_T^* = \left(\int_1^2 i_B^* dG - Q_W \right) / G_{T \text{ ц}}. \quad (350)$$

Выражение для T_T^* получают, вычисляя приближенно интеграл $\int i_B^* dG$ по частям, пренебрегая теплоотдачей в стенки в процессе выпуска и продувки. При допущении, что выпуск происходит сначала при постоянном объеме, равном полному объему цилиндра (в двухтактных — полному полезному объему), от давления p_B до давления p_r , а затем при постоянном давлении p_r и что продувочный воздух в цилиндре не смешивается с продуктами сгорания (происходит послойное вытеснение), получаем

$$\int_1^2 i_B^* dG = \int_1^e i_B^* dG + \int_e^2 i_B^* dG.$$

Приращение энтальпии газа в выпускном трубопроводе при истечении его из цилиндра с постоянным объемом равно изменению внутренней энергии газа с обратным знаком (см. гл. 1, § 2), тогда

$$\int_1^e i_B^* dG = U_b - U_e = u_b G_b - u_r G_e;$$

$$\int_e^r i_B^* dG = i_r (G_e - G_r) + i_k^* G_{\text{пр}},$$

где G_e — масса продуктов сгорания в объеме цилиндра V_b при давлении p_r и температуре T_r ; G_r — масса остаточных газов; $G_{\text{пр}}$ — масса воздуха (или свежей смеси), вытекающего через выпускной клапан (или окна) во время продувки. Подставляя эти выражения в формулу (349), получим (после приведения подобных членов)

$$u_b G_b + p_r V_b - i_r G_r + i_k^* G_{\text{пр}} = i_T^* (G_b - G_r + G_{\text{пр}}). \quad (351)$$

В частном случае, когда продувка отсутствует ($G_{\text{пр}} = 0$) и $\sigma_p = 1$, выражение (351) принимает такой же вид, как уравнение (346), которое использовано при выводе формулы (347) температуры выпускных газов для четырехтактного двигателя без продувки.

Выразим количество газов в уравнении (351) в кмольях. Учитывая, что количество газа в точке b $M_b = M_{2\text{ц}} + M_r$, количество продувочного воздуха в выпускных газах $M_{\text{пр}} = M_{1\text{ц}}(\varphi - 1)$, а выпускных газов $M_b = M_{2\text{ц}} + M_{1\text{ц}}(\varphi - 1)$, получим

$$u_b (M_{2\text{ц}} + M_r) + p_r V_b - i_r M_r + i_k^* M_{1\text{ц}} (\varphi - 1) = i_T^* [M_{2\text{ц}} + M_{1\text{ц}} (\varphi - 1)].$$

Разделив члены этого выражения на $M_{1\text{ц}}$ и применив

уравнение состояния газа в точках b и e , получим после преобразования

$$c_{p \text{ в.г.}} T_{\tau}^* = \frac{c_{p \text{ п.с.}} T_b + (p_r/p_b) R_{\mu} T_b (\mu_0 + \gamma) - i_r \gamma + c_{p \text{ с.з.}} T_k^* (\varphi - 1)}{\mu_0 + \varphi - 1}. \quad (352)$$

Если в формуле (351) принять $G_r = 0$, пренебрегая массой остаточных газов (для четырехтактного двигателя с высокой степенью сжатия) и если считать, что продувочный воздух не вытекает в выпускной трубопровод ($G_{\text{пр}} = 0$), т. е. не учитывать разницу теплоемкостей продуктов сгорания при температурах T_b и T_{τ} , то после преобразований формула температуры выпускных газов будет иметь вид

$$T_{\tau}^* = \frac{T_b}{k} \left[1 + (k-1) \frac{p_r}{p_b} \right]. \quad (353)$$

Величину T_{τ}^* можно определить также, используя уравнение смешения продуктов сгорания и продувочного воздуха при постоянном давлении:

$$i_{\tau}^* (G_b - G_r + G_{\text{пр}}) = i_{\tau}^{*'} (G_b - G_r) + i_k^* G_{\text{пр}}, \quad (354)$$

где $i_{\tau}^{*'}$ — энтальпия продуктов сгорания четырехтактного двигателя без продувки.

Выразим количество газов в уравнении (354) в кмольх. Тогда после преобразования

$$c_{p \text{ в.г.}} T_{\tau}^* = \frac{c_{p \text{ п.с.}} \mu_0 T_{\tau}^{*'} + (\varphi - 1) c_{p \text{ с.з.}} T_k^*}{\mu_0 + \varphi - 1}. \quad (355)$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси для дизельного топлива $\mu_0 \approx 1,04$ при $\alpha = 1,6$. Если пренебречь различием теплоемкостей и принять $\mu_0 \approx 1$, то получим

$$T_{\tau}^* = [T_{\tau}^{*'} + (\varphi - 1) T_k^*] / \varphi. \quad (356)$$

РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Режимы и показатели работы

Комбинированные двигатели внутреннего сгорания применяют в различных отраслях промышленности, строительства, сельского хозяйства и на транспорте. Энергия, вырабатываемая этими тепловыми двигателями, используется потребителями с самым различным характером изменения потребляемой мощности, который определяется их назначением.

Комбинированный двигатель внутреннего сгорания должен надежно работать в широком диапазоне изменения частоты вращения и мощности (крутящего момента). Этот диапазон определяется допустимыми условиями работы двигателя и потребителя и может быть ограничен различными факторами; тепловой и механической напряженностью деталей двигателя, условиями протекания рабочего процесса и совместной работы компрессора, газовой турбины и поршневой части и др. Минимальный допустимый скоростной режим определяется условиями устойчивой работы двигателя.

На каждом скоростном режиме эффективная мощность (крутящий момент) двигателя может изменяться от нуля (холостой ход) до максимального значения, которое может развить двигатель. Поэтому совокупность возможных режимов работы двигателя в координатах, где по оси абсцисс отложена частота вращения, а по оси ординат — мощность (крутящий момент) двигателя, изображается площадью, ограниченной ординатами, соответствующими максимальной и минимальной частоте вращения, осью абсцисс и кривой изменения мощности (момента) в зависимости от частоты вращения.

Мощность при заданной частоте вращения изменяют органом управления. Таким органом в двигателях с принудительным зажиганием является дроссельная заслонка, а в дизелях — специальное устройство топливного насоса, при помощи которого изменяют подачу топлива за цикл. Каждому положению органа управления соответствует вполне определенная характеристика изменения мощности или крутящего момента в зависимости от частоты вращения. Имея подобные характеристики для нескольких положений органа управления, можно получить

все поле возможных режимов работы двигателя. В качестве примера на рис. 120 показаны кривые 1—4 изменения мощности N_e в зависимости от частоты вращения n вала карбюраторного двигателя, каждая из которых соответствует определенному положению дроссельной заслонки.

Потребляемая мощность $N_{\text{п}}$ изменяется в зависимости от режима работы силовой установки по определенному закону. Если, например, двигатель установлен на автомобиле, то при обычных схемах трансмиссии частота вращения колес, связанных через трансмиссию и сцепление с валом двигателя, примерно пропорциональна скорости движения автомобиля, от которой зависит сопротивление его движению. Поэтому мощность двигателя, затрачиваемая при определенных условиях движения автомобиля, зависит от частоты вращения выходного вала трансмиссии. В зависимости от условий на каждой скорости движения сопротивление может меняться, вследствие чего изменяется мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению. Изменение этой мощности в зависимости от частоты вращения вала двигателя характеризуют кривые I—IV.

Имея графики изменения мощности, развиваемой двигателем и потребляемой агрегатом, для привода которого используется двигатель, можно установить режим его работы. Этот режим может быть установившимся и неустановившимся.

При установившемся режиме работа двигателя характеризуется средними за цикл показателями; при этом наблюдающиеся в действительности колебания этих показателей в пределах одного цикла в связи с неравномерностью крутящего момента, а также небольшие случайные их отклонения от средних значений не учитывают.

Следовательно, согласно определению, установившийся режим работы двигателя возможен только в том случае, когда мощность, развиваемая двигателем, и мощность, расходуемая потребителем, равны. Эти режимы работы могут быть определены при совмещении диаграмм (см. рис. 120) для двигателя, вал которого непосредственно связан с валом потребителя. В этом случае точка пересечения любой кривой изменения мощности двигателя с кривой изменения мощности потребителя характеризует один из возможных установившихся режимов. При определенных условиях работы потребителя и заданном режиме работы двигателя, определяемым положением органа управления, из всех кривых, характеризующих работу двигателя и потребителя, имеют значение две, соответствующие данным условиям работы (например, кривая 2 для двигателя и кривая II для потребителя). Режим работы двигателя определяется параметрами точки пересечения кривых (в данном случае точки *a*) Если, например, изменяются условия работы потребителя (сопротивление и уклон дороги или нагрузка автомобиля, сопротивление внешней сети для электрогенератора), то меняется соотношение между мощностью, расхо-

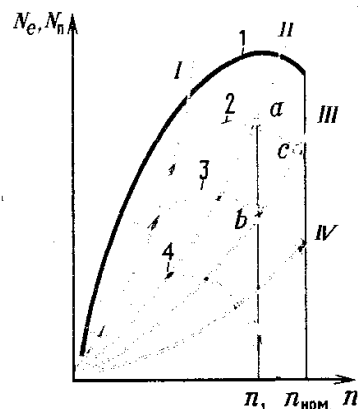


Рис. 120. Характеристики изменения мощностей двигателя и потребителя

Установившимся режимом работы двигателя называется такой режим, при котором его параметры (частота вращения, крутящий момент, мощность и др.) на рассматриваемом отрезке времени постоянны. В противном случае режим называется неустановившимся.

дуемой потребителем, и частотой вращения. Работа потребителя характеризуется уже другой линией (например, кривой III). Тогда ранее установившийся баланс мощностей N_e и N_{Π} нарушается, появляется избыток или недостаток мощности (в данном случае избыток, эквивалентный отрезку ab), что вызывает изменение частоты вращения и кинетической энергии системы. Частота вращения системы будет увеличиваться или уменьшаться до тех пор, пока вновь не восстановится баланс мощностей, при котором наступит новый установившийся режим (в рассматриваемом случае точка c). Аналогично изменяется режим работы при перемещении органа управления двигателем.

Специфическими условиями работы двигателя с различными потребителями определяются различные типы характеристик.

Рассмотренный пример изменения режима работы двигателя относится к случаю, когда отсутствует однозначная связь между потребляемой мощностью и частотой вращения вала потребителя. Для некоторых потребителей такая связь существует, например для гребного и воздушного винтов постоянного шага, работающих в среде постоянной плотности; электрогенератора, питающего сеть с включенными в нее электродвигателями, осветительными установками и т. п.

Связь между мощностью, необходимой для вращения винта, и частотой вращения вала двигателя определяется кубической параболой $N_{\Pi} = An^3$ (где A — постоянный коэффициент, зависящий от особенностей потребителя). Все точки, соответствующие мощностям установившихся режимов работы двигателя на винт, должны находиться на этой параболе; другие точки возможных режимов работы двигателя, не лежащие на ней, характеризуют его работу только при переходе с одного режима на другой.

В случае работы двигателя на электрогенератор, питающий сеть с подключенными к ней электродвигателями, осветительными установками и т. п., требуется, чтобы независимо от потребляемой мощности (нагрузки) число периодов и напряжение были постоянными. Этого достигают, поддерживая постоянной частоту вращения. Аналогичное требование предъявляют иногда к двигателю, используемому для привода компрессоров, насосов и т. п. Различные мощности двигателя обеспечиваются соответствующими положениями органа управления. Для поддержания постоянной частоты вращения на двигателе устанавливают регулятор. Регулятор реагирует на изменение частоты вращения и воздействует на орган управления двигателем так, чтобы при новом установившемся режиме частота вращения не изменялась. Такие условия работы двигателя называют стационарными. На графиках их изображают вертикальными линиями (например, на рис. 120 — линия, проведенная из точки n_1).

Зависимость относительной мощности $\bar{N}_e = N_e / N_{e \text{ ном}}$ от относительной частоты вращения $\bar{n} = n / n_{\text{ном}}$ и возможные установившиеся режимы работы двигателей различного назначения показаны на рис. 121. Стационарные условия работы изображаются прямой 3 при $\bar{n} = 1$. Точка A этой прямой соответствует режиму работы, при котором

двигатель развивает номинальную мощность $N_{e \text{ ном}}$. Обычно в технических условиях предусматривают возможность кратковременной перегрузки, т. е. чтобы двигатель мог развивать максимальную мощность на 10—15% больше номинальной (точка C). Работа на режимах, не укладывающихся на прямой 3 , возможна, например, при пуске, когда частота вращения увеличивается от нуля до номинальной $n_{\text{ном}}$, или при большой перегрузке, когда мощность, расходуемая потребителем, превосходит максимальную мощность, которую двигатель может развивать при $n_{\text{ном}}$; при этом частота вращения вала двигателя резко снижается.

При работе на винт, вращающийся в среде с постоянной плотностью, все рабочие установившиеся режимы двигателя лежат на кубической параболе 2 (см. рис. 121), ограниченной слева значением мощности, соответствующей минимально устойчивой частоте вращения \bar{n}_{min} , а справа — значением мощности, соответствующей частоте вращения \bar{n}_c при перегрузке.

Возможные режимы работы двигателя, работающего в транспортных условиях, характеризуются точками, расположенными внутри контура, ограниченного кривой 1 изменения мощности в зависимости от частоты вращения, вертикальной линией 3 , пересекающей ось абсцисс в точке $\bar{n}=1$, линией изменения минимально устойчивых частот вращения, пересекающей ось абсцисс в точке \bar{n}_{min} (на рис. 121 эта линия условно показана прямой) и отрезком $\bar{n}_{\text{min}}—1$ оси абсцисс.

Рассмотренные условия работы двигателя не исчерпывают все возможные режимы, которые определяются особенностями эксплуатации. К специфическим для всех двигателей режимам могут быть отнесены режимы пуска, внезапного увеличения и уменьшения нагрузки, остановки и т. п.

Показатели двигателя оказывают большое влияние на эксплуатационные характеристики машины или агрегата, составной частью которых он является. Для оценки этих характеристик необходимо знать показатели двигателя на режимах, соответствующих условиям эксплуатации машины. Они могут быть оценены по графикам, представляющим их зависимость от изменения одного из основных параметров, характеризующих режим двигателя внутреннего сгорания (частоты вращения вала, нагрузки, давления заряда, поступающего в цилиндр и т. п.). Такие зависимости называют *характеристиками двигателя*.

§ 2. Скоростные характеристики

Характеристики, представляющие собой зависимость показателей работы двигателя от частоты вращения вала съема мощности, называют *скоростными характеристиками*. Различают несколько видов скоростных характеристик: абсолютная внешняя, предела дымления, внешняя и частичная.

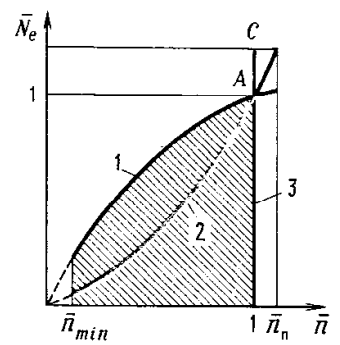


Рис. 121. Характеристики двигателей различного назначения

Характеристики двигателя позволяют судить о возможности его использования для работы с данным потребителем.

Абсолютной внешней скоростной характеристикой называют график зависимости от частоты вращения мощности двигателя, максимально возможной при данной частоте вращения вала. На этом же графике часто наносят кривые изменения среднего эффективного давления или пропорционального ему крутящего момента двигателя и экономических показателей (удельного расхода топлива и КПД). Таким образом, эта характеристика ограничивает поле предельных режимов двигателя.

Для каждого двигателя при заданной частоте вращения максимальная мощность определяется средним эффективным давлением p_e , которое зависит от параметров режима работы двигателя. Для всех двигателей, работающих на жидком топливе (если пренебречь объемом топлива в смеси), среднее эффективное давление

$$p_e = 10^{-3} (H_u / l_0) (\eta_i / \alpha) \eta_V \rho_k \eta_m, \quad (357)$$

где ρ_k — в кг/м^3 .

Отношение H_u / l_0 , зависящее от состава топлива, очень мало изменяется для жидких топлив, и замена одного топлива другим практически не сказывается на величине p_e . Кроме того, для двигателей без наддува $\rho_k = \rho_0 = \text{const}$. Тогда выражение (357) можно переписать:

для двигателей с наддувом

$$p_e = K (\eta_i / \alpha) \eta_V \rho_k \eta_m; \quad (358)$$

для двигателей без наддува

$$p_e = K_1 (\eta_i / \alpha) \eta_V \eta_m. \quad (359)$$

Таким образом, в двигателях с впуском из атмосферы из четырех переменных коэффициент наполнения η_V характеризует зарядку цилиндра, отношение η_i / α — качество рабочего процесса и механический КПД η_m — относительную величину потерь энергии при передаче ее от цилиндра двигателя к потребителю. В двигателях с наддувом к этим переменным добавляется плотность воздуха ρ_k перед впускными органами.

Механический КПД двигателя

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{K (\eta_i / \alpha) \eta_V \rho_k}. \quad (360)$$

Для двигателей без наддува среднее давление механических потерь p_m мало зависит от нагрузки двигателя и может быть принято постоянным при $n = \text{const}$. В двигателях с наддувом величина p_m при прочих равных условиях зависит от давления наддува p_k и противодействия на выпуске p_p . С ростом p_k давления p_i и p_m увеличиваются, но так как p_i при этом повышается быстрее, механический КПД комбинированного двигателя увеличивается. Однако для получения режима, соответствующего абсолютной внешней характеристике, давление наддува, а следовательно, и плотность поступающего в цилиндр свежего заряда должны быть постоянными, чтобы обеспечить необходимую мощность. Тогда среднее давление механических потерь p_m и для комбинированного двига-

Для двигателей наземного транспорта основной характеристикой является скоростная.

Расчеты и эксперименты показали, что в быстрходных комбинированных четырехтактных дизелях при отношении $p_k / p_p = 1,25 \div 1,30$ и повышении давления наддува от 0,2 до 0,7 МПа среднее давление трения возрастает на 15—17%.

теля при определении условий получения режима, соответствующего абсолютной внешней характеристике, может быть принято также постоянным при любой (постоянной) частоте вращения вала двигателя.

Величину давления p_m определяют при каждой частоте вращения вала в соответствии со значением давления p_k . Из уравнения (360) следует, что при постоянном значении p_m с ростом произведения $\eta_v (\eta_i/\alpha)$ механический КПД увеличивается. Поэтому, как видно из выражений (358) и (359), максимальное значение p_e , соответствующее любой точке абсолютной внешней характеристики, определяется условиями получения максимального значения произведения $\eta_v (\eta_i/\alpha)$.

Взаимосвязь коэффициента наполнения η_v и индикаторного КПД η_i обуславливается зависимостью этих коэффициентов от подогрева заряда, давления на впуске, противодавления на выпуске и других параметров рабочего тела. Однако эта взаимосвязь слабо выражена, и, как правило, суждение о максимальном достижимом среднем эффективном давлении можно получить, рассматривая отдельно условия, при которых обеспечиваются максимальные значения η_v и η_i/α .

В комбинированных двигателях при постоянной частоте вращения коэффициент наполнения незначительно увеличивается с ростом давления p_k в связи с относительным уменьшением потерь на впуске. Выше было принято, что условия получения режима, соответствующего абсолютной внешней характеристике, определяются при $p_k = \text{const}$. Поэтому коэффициент наполнения не изменяется при $n = \text{const}$ и не может влиять на эти условия. В карбюраторном двигателе максимальный коэффициент наполнения достигается при полном открытии дроссельной заслонки.

В карбюраторном двигателе однородная смесь паров топлива и воздуха имеет определенные концентрационные пределы распространения пламени (рис. 122, а), вне которых смесь не горит. Индикаторный КПД карбюраторного двигателя уменьшается при приближении коэффициента избытка воздуха к значениям, соответствующим обоим пределам горючести (вблизи этих пределов наблюдается неустойчивая работа двигателя, что показано на рис. 122 штриховыми линиями), достигая максимума при некотором промежуточном значении α , обычно несколько большем единицы (1,03—1,05). При дальнейшем увеличении α скорость сгорания смеси падает. Максимум значения η_i/α соответствует $\alpha \approx 0,85 \div 0,90$, зависящей от конструктивных особенностей двигателя.

Работа с некоторым недостатком воздуха ($\alpha \approx 0,85 \div 0,90$) характеризуется максимальной скоростью сгорания смеси. Продукты неполного сгорания топлива в карбюраторном двигателе при таком значении α содержат значительное количество окиси углерода и водорода (соответственно 5—10% и 2—5% по объему от количества выпускных газов). Кроме того, в выпускных газах находятся в небольших количествах окислы азота (0—0,8 мг/л),

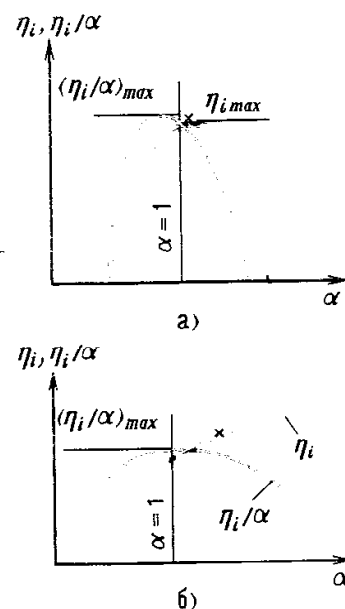


Рис. 122. Зависимость η_i и η_i/α от коэффициента α для различных двигателей:

а — карбюраторного; б — дизеля; —×— — начало недогорания

углеводороды (0,2—3,0 мг/л), альдегиды (0—0,2 мг/л). Эти продукты бесцветны, не дают нагара и, следовательно, не препятствуют эксплуатации автомобильных карбюраторных двигателей в городских условиях при не очень большой плотности движения. Однако при высоких концентрациях эти продукты высокотоксичны и вредно действуют на человека и окружающую природу. Поэтому в настоящее время содержание токсических составляющих в выпускных газах лимитируют.

Условия получения максимального значения отношения η_i/α в газовых двигателях аналогичны условиям в карбюраторных. Различие определяется несколько большим диапазоном возможных коэффициентов избытка воздуха, причем главным образом вследствие увеличения нижнего концентрационного предела. Одновременно смещаются в том же направлении значения α , соответствующие максимальным значениям индикаторного КПД, и отношения η_i/α .

В дизелях концентрационных пределов по среднему значению α практически нет. Смешанный цикл, осуществляемый в дизелях, обуславливает увеличение термического КПД с уменьшением количества теплоты, подводимой при постоянном давлении на единицу количества рабочего тела. Поэтому индикаторный КПД увеличивается с ростом коэффициента избытка воздуха. Кроме того, с увеличением коэффициента избытка воздуха (качественное регулирование) теплоемкость рабочего тела понижается и соответственно уменьшаются потери теплоты. Однако при больших значениях α (>4), как показывают эксперименты, η_i начинает уменьшаться, что связано с ростом потерь при сгорании.

Недогорание топлива в дизелях начинается при коэффициенте избытка воздуха большем, чем в карбюраторном двигателе, так как для дизеля коэффициент α является условной величиной, средней для всего количества топлива и воздуха, участвующего в данном цикле. Появление же продуктов неполного сгорания обусловлено местным недостатком воздуха в какой-либо одной зоне камеры сгорания. С момента начала недогорания при дальнейшем уменьшении коэффициента α ускоряется понижение индикаторного КПД (рис. 122, б).

В дизелях неполнота сгорания выражается появлением в выпускных газах сажи (0,01—1,1 г/м³), окиси углерода (0,01—0,5% по объему), окислов азота (0,0002—0,5 мг/л), углеводородов (0,009—0,5 мг/л) и незначительного количества паров топлива и масла. При наличии даже небольшого количества сажи в выпускных газах они имеют темную окраску. Кроме того, при образовании сажи откладывается нагар в камере сгорания и возможен перегрев двигателя вследствие значительного догорания топлива и продуктов неполного окисления в процессе расширения. Содержание продуктов неполного сгорания в выпускных газах особенно увеличивается при $\alpha < 1$. Максимальное значение отношения η_i/α дизель имеет, в отличие от карбюраторного двигателя, при $\alpha \approx 1$.

Работу дизеля с явно выраженным дымным выпуском — недогоранием — допускать нельзя. Поэтому, хотя абсолютная внешняя характеристика и может быть получена при испытаниях двигателя, в обычных эксплуатационных условиях нагрузку дизеля нельзя доводить до величин, соответствующих этой характеристике. Таким образом, абсолютная внешняя характеристика находится за пределами эксплуатационных рабочих режимов.

При одинаковом составе смеси показатели двигателя зависят от таких факторов, как угол опережения впрыска или зажигания, температура охлаждающего агента на входе и выходе, температура поступающего заряда и т. д. Для получения абсолютной внешней характеристики необходимо, чтобы все эти факторы были оптимальными, т. е. обеспечивали работу двигателя при максимально возможном среднем эффективном давлении и при заданных параметрах заряда на впуске. В эксплуатации этого добиться практически невозможно.

С уменьшением коэффициента избытка воздуха среднее эффективное давление увеличивается. Однако практически уменьшение α в дизелях возможно до появления явно выраженных признаков ухудшения протекания процесса сгорания — чаще всего это наличие дыма в выпускных газах, характеризующее недогорание топлива. Изменение мощности и среднего эффективного давления, соответствующих появлению дыма в выпускных газах, в зависимости от частоты вращения вала двигателя называют *характеристикой предела дымления*. В условиях эксплуатации невозможно обеспечить работу двигателя по этой характеристике. Кроме того, работа двигателя на пределе дымления нежелательна, так как даже незначительное нарушение соответствия между подачей топлива и воздуха в сторону дальнейшего уменьшения коэффициента α может привести к интенсивному дымлению, увеличению температуры выпускных газов и соответственно температуры деталей цилиндропоршневой группы, клапанов, лопаток турбины и т. д., а в конечном итоге к выходу дизеля из строя.

При эксплуатации двигателя имеет значение зависимость его максимальной мощности или среднего эффективного давления от частоты вращения вала при полном открытии дроссельной заслонки в карбюраторном двигателе или при положении органа управления подачей топлива в дизеле, обеспечивающем получение номинальной мощности. Другие же параметры работы двигателя в этом случае могут не быть оптимальными при работе на всех режимах, соответствующих характеристике. В зависимости от условий работы двигателя эти параметры могут быть оптимальными не на номинальной, а на какой-то промежуточной частоте вращения (например, на режиме максимального среднего эффективного давления или крутящего момента). Такие характеристики называются *эксплуатационными внешними скоростными характеристиками двигателя* или *внешними скоростными характеристиками*.

Значение коэффициента избытка воздуха, при котором начинается недогорание в дизелях, зависит от типа камеры сгорания (условий смешения).

Карбюраторный двигатель может работать по абсолютной внешней скоростной характеристике.

Двигатели внутреннего сгорания часто работают при переменной частоте вращения вала, но при постоянном положении органа управления, соответствующем меньшей подаче топлива или смеси, чем при работе по внешней характеристике. Зависимости эффективной мощности двигателя от частоты вращения его вала при различных постоянных положениях органа управления подачей топлива или смеси называют *частичными скоростными характеристиками*.

Вид скоростных характеристик может быть установлен на основании анализа зависимости мощности от среднего эффективного давления и частоты вращения вала:

$$N_e = p_e i V_h n / (30 \tau) = K_2 (\eta_i / \alpha) \eta_m \eta_V \rho_K n. \quad (361)$$

Из выражения (361) следует, что вид скоростной характеристики определяется характером изменения величин η_V , η_m , η_i / α , ρ_K в зависимости от частоты вращения.

Коэффициент наполнения η_V при работе двигателя по скоростной характеристике зависит от скорости газа в проходном сечении клапанов и фаз газораспределения, а в карбюраторном двигателе еще и от положения дроссельной заслонки. В двигателях с наддувом на величину η_V влияет давление p_K . Чем выше скорости заряда при впуске и газа при выпуске, тем меньше коэффициент наполнения. Это справедливо для двигателей как без наддува, так и с наддувом. Только в области малых частот вращения можно наблюдать некоторое повышение коэффициента наполнения с увеличением частоты n , объясняемое несоответствием фактических фаз газораспределения фазам, оптимальным для этих частот вращения.

Сопротивление впускной системы дизеля несколько меньше, чем карбюраторного двигателя. Поэтому величина η_V у карбюраторных двигателей уменьшается в зависимости от частоты вращения вала более интенсивно, причем значение η_V у них несколько ниже, чем у дизелей.

Для двигателей с наддувом в связи с уменьшением относительных потерь давления при впуске с ростом частоты вращения кривая $\eta_V = f(\bar{n})$ становится более пологой (рис. 123). Так, при исследовании дизеля 6ЧН 10,5/13 с регулируемым ТКР в диапазоне изменения частоты вращения (1,0—0,45) $n_{ном}$ коэффициент наполнения увеличивался с уменьшением частоты n примерно на 4%. Зависимость относительной величины коэффициента наполнения $\bar{\eta}_V = \eta_V / \eta_{V \max}$ от относительной частоты вращения

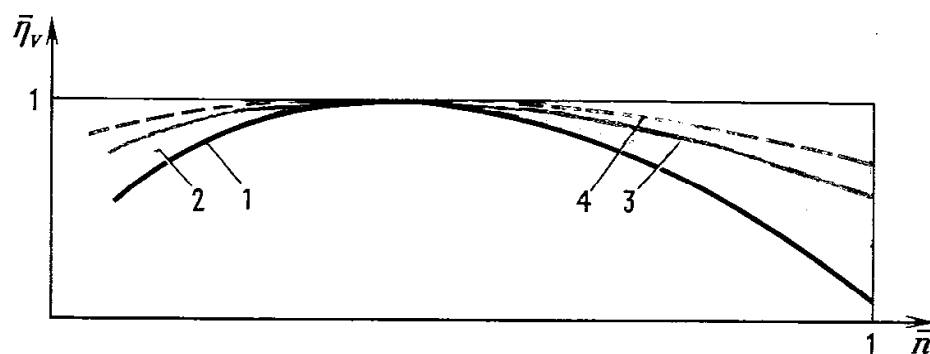


Рис. 123. Зависимость $\bar{\eta}_V = \eta_V / \eta_{V \max}$ от $\bar{n} = n / n_{ном}$ для различных двигателей:

1 и 3 — соответственно карбюраторного и дизеля без наддува; 2 и 4 — то же, с наддувом

$\bar{n} = n/n_m$ (где n_m — частота вращения, соответствующая $\eta_{V \max}$), изменяющейся в пределах $\pm 50\%$ n_m для быст­роходных четырехтактных дизелей транспортного типа, достаточно точно выражается эмпирической формулой

$$\bar{\eta}_V = 1 - c(\bar{n}^2 - 1)/\eta_{V \max}, \quad (362)$$

где $c = 0,027$ для дизелей без наддува и $c = 0,014$ для ди­зелей с наддувом.

Переход на работу по частичным скоростным харак­теристикам у дизеля осуществляют путем изменения цик­ловой подачи топлива. Поэтому характер изменения и величина коэффициента η_V в зависимости от n для дизе­ля теоретически остаются такими же, как и при работе по внешней скоростной характеристике. В действительности возможно небольшое изменение коэффициента η_V при переходе на работу по частичным скоростным характе­ристикам вследствие изменения подогрева заряда и условий на впуске, в цилиндре и на выпуске. Однако оценить это теоретически не представляется возможным, и обычно принимают, что коэффициент η_V при работе по частичным скоростным характеристикам изменяется так же, как и при работе по внешней характеристике.

В двигателях с принудительным зажиганием при пе­реходе на работу по частичным скоростным характе­ристикам прикрывают дроссельную заслонку, в результате чего увеличивается сопротивление впускной системы. Поэтому каждому положению дроссельной заслонки со­ответствует определенная зависимость коэффициента на­полнения от частоты вращения.

Зависимость между коэффициентом наполнения η_V и разрежением Δp_k во впускном трубопроводе после дрос­сельной заслонки для каждого двигателя может быть принята линейной:

$$\eta_V = a - b\Delta p_k, \quad (363)$$

где a и b — опытные коэффициенты.

Секундный массовый расход воздуха G_k через про­ходное сечение f_d трубопровода у дроссельной заслонки

$$G_k = \mu_d f_d \sqrt{p_k \rho_k} \Psi, \quad (364)$$

где μ_d — коэффициент расхода; f_d — площадь сечения, м²; p_k и ρ_k — соответственно давление, Па, и плотность воз­духа, кг/м³, перед дроссельной заслонкой;

$$\Psi = \sqrt{2k/(k-1) [(p'_k/p_k)^{2/k} - (p'_k/p_k)^{(k+1)/k}]};$$

p'_k — давление после дроссельной заслонки, Па.

Если двигатель без наддува или если компрессор уста­новлен после карбюратора, то $p_k = p_0$ и $\rho_k = \rho_0$.

Для четырехтактных двигателей

$$G_k = \eta_V V_h n \rho_k / 120. \quad (365)$$

Из выражений (364) и (365) имеем

$$\eta_V = 120 (\mu_d f_d) \sqrt{p_k \rho_k} \Psi / (V_h n \rho_k).$$

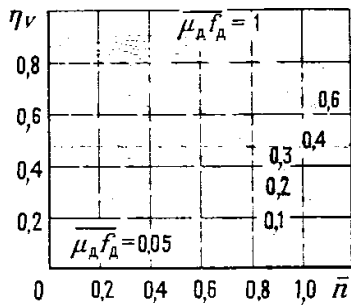


Рис. 124. Зависимость η_V от \bar{n} для карбюраторного двигателя при различных положениях дроссельной заслонки

Если ввести в эту формулу величину относительного открытия дроссельной заслонки $\overline{(\mu_d f_d)} = (\mu_d f_d) / (\mu_d f_d)_{\max}$ и относительной частоты вращения $\bar{n} = n / n_{\text{ном}}$, то

$$\eta_V = B(\overline{\mu_d f_d}) \Psi / \bar{n}, \quad (366)$$

где B — величина, постоянная для данного двигателя при заданных условиях перед дроссельной заслонкой,

$$B = 120 (\mu_d f_d)_{\max} \sqrt{p_k / \rho_k} / (V_n n_{\text{ном}}).$$

Для получения зависимости $\eta_V = f(\overline{\mu_d f_d}, \bar{n})$ из выражений (363) и (366) необходимо исключить величину Δp_k . Однако в алгебраической форме сделать это трудно из-за сложной связи функции Ψ и разрежения Δp_k .

По мере прикрытия дроссельной заслонки, т. е. при снижении $\overline{(\mu_d f_d)}$, коэффициент наполнения с увеличением частоты вращения вала уменьшается все интенсивнее (рис. 124). Однако до нуля коэффициент наполнения не снижается, а асимптотически приближается к этому значению при малых проходных сечениях у дроссельной заслонки.

С увеличением разрежения за дроссельной заслонкой до значения, превышающего то, при котором отношение p_k' / p_k равно критическому, величина Ψ становится постоянной: $\Psi = \Psi_{\max} = \text{const}$. В этом случае $\eta_V = B(\overline{\mu_d f_d}) \Psi_{\max} / \bar{n}$, а при постоянной величине открытия дроссельной заслонки $\eta_V = B_1 / \bar{n}$, (где B_1 — новая постоянная, $B_1 = B \overline{\mu_d f_d} \Psi_{\max}$).

Таким образом, зависимость коэффициента наполнения от частоты вращения при малых значениях η_V графически выражается равнобокой гиперболой. Значение η_V , соответствующее переходу на гиперболическую зависимость, определяют при критическом отношении давлений: $(p_k' / p_k)_{\text{кр}} = 0,528$ (штриховая линия на рис. 124).

При малой частоте вращения различия в проходных сечениях у дроссельной заслонки мало отражаются на коэффициенте наполнения, и при уменьшении частоты вращения до нуля это влияние становится очень незначительным, так как при наличии даже небольшого проходного сечения у дроссельной заслонки скорость воздуха в нем уменьшается до нуля. Поэтому кривые $\eta_V = f(\bar{n})$ при всех положениях дроссельной заслонки исходят из одной точки, лежащей на оси ординат.

Количество свежего заряда в цилиндре двигателя зависит не только от коэффициента наполнения, но и от плотности поступающего заряда ρ_k . В двигателях без наддува $\rho_k = \rho_0$. В двигателях с наддувом величина ρ_k зависит от степени повышения давления, адиабатного КПД компрессора и от степени охлаждения воздуха после компрессора перед поступлением в двигатель. Увеличение относительной плотности $\rho_k = \rho_k / \rho_0$ воздуха, поступающего в цилиндр, в зависимости от степени повышения давления π_k при различных величинах адиабатного КПД $\eta_{\text{к.ад}}$ компрессора без промежуточного охлаждения возду-

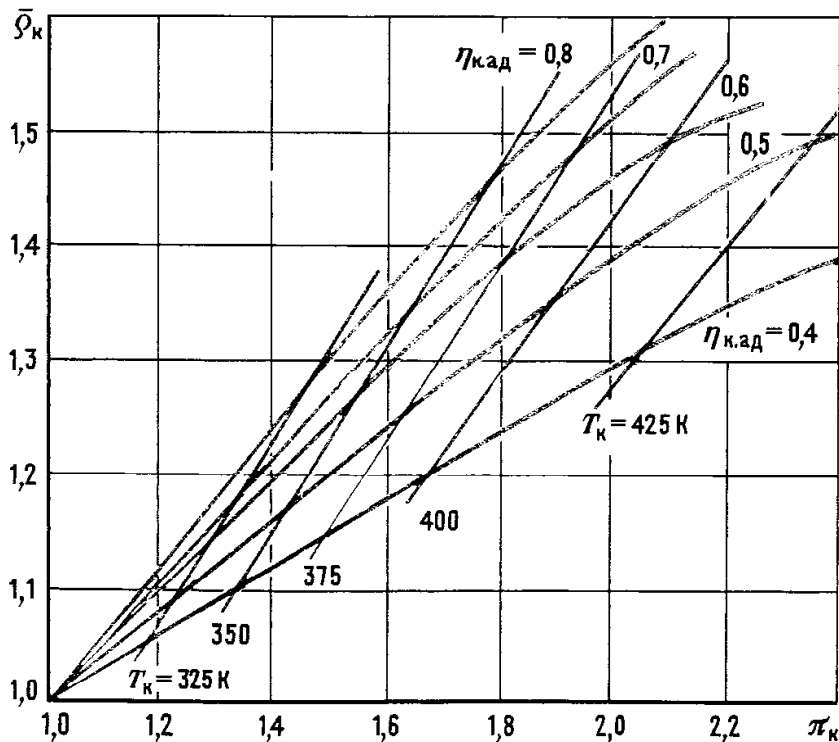


Рис. 125. Зависимость $\bar{\rho}_k$ от π_k ($T_0 = 288$ К, $\rho_0 = 1,225$ кг/м³)

ха показано на рис. 125. Сплошные красные линии — изменение значения $\bar{\rho}_k$ при $T_k = \text{const}$.

С повышением π_k вследствие увеличения температуры T_k рост $\bar{\rho}_k$ замедляется, в результате чего уменьшается влияние предварительного сжатия воздуха на увеличение массового наполнения цилиндра, характеризуемого произведением $\eta_{v\rho_k}$. Поэтому при применении промежуточного охлаждения воздуха не только уменьшается тепловая напряженность двигателя, но и увеличивается массовое наполнение цилиндра. Если в холодильнике воздух охлаждается до температуры $T_k = T_0$, то его плотность изменяется пропорционально степени повышения давления в компрессоре.

При работе по скоростным характеристикам у двигателей с наддувом с уменьшением частоты вращения понижается значение π_k в компрессоре, а следовательно, и величина $\bar{\rho}_k$. Особенно резко значения π_k и $\bar{\rho}_k$ уменьшаются при наддуве от приводного центробежного компрессора и турбокомпрессора, что приводит к снижению массового наполнения цилиндра $\eta_{v\rho_k}$.

Для карбюраторного двигателя определенной конструкции и при $\epsilon = \text{const}$ в случае работы по внешней скоростной характеристике величина η_i зависит от коэффициента избытка воздуха и частоты вращения вала. Степень сжатия ϵ_k карбюраторного двигателя с наддувом для обеспечения бездетонационного сгорания при работе на топливе с неизменным октановым числом должна быть меньше степени сжатия ϵ_0 двигателя без наддува. При сохранении той же степени сжатия в карбюраторном двигателе с наддувом необходимо использовать топливо с более высоким октановым числом. Практика показывает, что при увеличении октанового числа топлива на 6—

При изменении частоты вращения в интервале $(0,25-1)n_{ном}$ коэффициент α изменяется в пределах 0,8—0,9.

8 единиц степень сжатия двигателя может быть повышена на единицу.

При работе карбюраторного двигателя по внешней скоростной характеристике коэффициент избытка воздуха уменьшается с понижением частоты вращения. Такой характер изменения коэффициента α сохраняется и при работе по частичным скоростным характеристикам. Однако, регулируя карбюратор при положениях дроссельной заслонки, близких к полному открытию, получают большие значения коэффициента избытка воздуха, чем при работе по внешней характеристике. Это необходимо для обеспечения экономичной работы двигателя. Примерное изменение η_i , α и η_i/α при работе карбюраторного двигателя по скоростной характеристике показано на рис. 126, из которого видно, что отношение η_i/α в данном случае изменяется незначительно.

Индикаторный КПД дизеля при работе по скоростной характеристике зависит от коэффициента α , степени повышения давления λ при сгорании, плотности поступающего воздуха ρ_k и частоты вращения n вала. Собственно влияние последних двух параметров на индикаторный КПД дизеля незначительно, в основном они воздействуют через α и λ . Выше было показано, что с увеличением коэффициента избытка воздуха величина η_i также растет. Коэффициент избытка воздуха в дизеле

$$\alpha = \eta_V V_{H^2_{K}} / (l_0 g_{T.п}), \quad (367)$$

где $g_{T.п}$ — цикловая подача топлива.

В дизеле без наддува коэффициент наполнения немного повышается с уменьшением частоты вращения. Цикловая подача топлива насосом золотникового типа при постоянном положении рейки возрастает с увеличением частоты вращения (рис. 127). Последнее объясняется уменьшением влияния утечек топлива через неплотности, а также увеличением влияния дросселирования во всасывающих и перепускных окнах насоса в начале и в конце нагнетания. Такое изменение η_V и $g_{T.п}$ в зависимости от частоты вращения вала обуславливает некоторое уменьшение коэффициента α с увеличением n , а вместе с этим ухудшение протекания рабочего процесса. С уменьшением цикловой подачи топлива при снижении n понижается также p_i и, следовательно, ухудшается скоростная характеристика. Для устранения этого недостатка в топливных насосах золотникового типа устанавливают специальные корректирующие устройства, позволяющие увеличить цикловую подачу топлива.

В дизелях с наддувом изменение массового наполнения зависит также от плотности воздуха. С понижением частоты вращения вала плотность воздуха уменьшается и тем быстрее, чем выше давление p_k на номинальном режиме. Поэтому в двигателях с наддувом обычно коэффициент α растет с увеличением n . Степень повышения давления λ возрастает при уменьшении частоты вращения вала, что объясняется в основном увеличением периода задержки самовоспламенения. Эксперименты показыва-

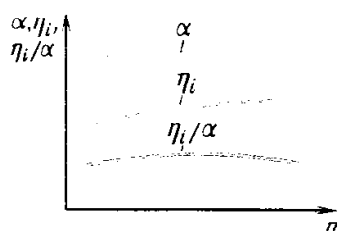


Рис. 126. Изменение η_i , α и η_i/α карбюраторного двигателя при работе по скоростной характеристике

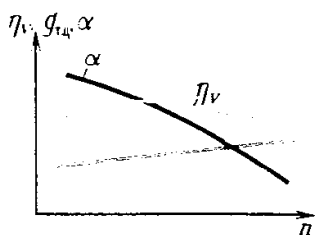


Рис. 127. Изменение η_V , $g_{T.п}$ и α дизеля с топливным насосом золотникового типа при работе по скоростной характеристике

ют, что чем интенсивнее уменьшается давление p_k с понижением n , тем больше увеличение λ .

Совокупное влияние α и λ при работе дизеля по скоростной характеристике таково, что его индикаторный КПД возрастает с увеличением частоты вращения вала. Однако отношение η_i/α с ростом n уменьшается.

Изменение механического КПД η_m согласно выражению (360) зависит также от величины среднего давления механических потерь p_m , которое повышается с увеличением частоты вращения вала двигателя.

Таким образом, при работе по внешней характеристике рост p_m , уменьшение η_i/α и η_v с увеличением n приводят к понижению механического КПД. В двигателях с наддувом значение η_m с ростом частоты n уменьшается менее интенсивно, чем в двигателях без наддува, в связи с возрастанием p_k и соответственным увеличением величин η_i/α и η_v , причем это уменьшение заметнее с увеличением давления наддува.

При переходе к работе по частичным характеристикам, что в карбюраторных двигателях осуществляют прикрытием дроссельной заслонки, коэффициент наполнения уменьшается, а с ним и среднее индикаторное давление.

Из выражения (360) следует, что при прикрытии дроссельной заслонки значение η_m падает тем быстрее, чем больше прикрыта заслонка. Это объясняется тем, что среднее давление механических потерь растет с увеличением частоты вращения, а произведение $\eta_v(\eta_i/\alpha)p_k$ уменьшается при прикрытии дроссельной заслонки. При значительно прикрытой дроссельной заслонке среднее индикаторное давление падает настолько быстро, что при $p_m = p_i = A$ произведение $\eta_v(\eta_i/\alpha)p_k$ и коэффициент η_m равны нулю. Поэтому зависимость механического КПД от частоты вращения коленчатого вала при различных положениях дроссельной заслонки имеет вид кривой, показанной на рис. 128.

Для дизелей формула (358) с учетом выражения (367) может быть записана в виде

$$p_e = K_2 g_{T.ц} \eta_i \eta_m. \quad (368)$$

Перемещением регулирующего органа дизеля можно уменьшить цикловую подачу $g_{T.ц}$ топлива насосом и перейти на работу по частичной характеристике; при этом изменится коэффициент избытка воздуха, так как в дизеле без наддува подача воздуха не регулируется. Снижение нагрузки ведет к уменьшению подогрева свежего заряда, вследствие чего незначительно увеличивается массовое наполнение цилиндра. Поэтому по мере уменьшения цикловой подачи топлива индикаторный КПД несколько возрастает. Такой же характер изменения индикаторного КПД при работе по частичным характеристикам наблюдается и у дизелей с наддувом от приводного компрессора.

В дизелях с наддувом от турбокомпрессора при переходе к работе по частичным характеристикам снижаются

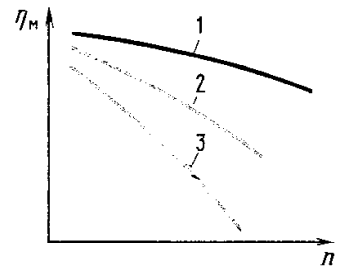


Рис. 128. Изменение механического КПД карбюраторного двигателя при работе по скоростным характеристикам:

1 — внешней; 2 и 3 — частичным

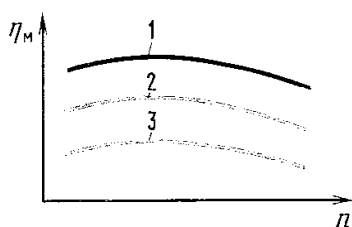


Рис. 129. Изменение механического КПД дизеля при работе по скоростным характеристикам: 1 — внешней; 2 и 3 — частичным

температура и скорость выпускных газов, в результате чего уменьшается мощность газовой турбины, а следовательно, давление и количество воздуха, подаваемого в цилиндр компрессором. Это обуславливает меньший рост коэффициента избытка воздуха при работе на частичных нагрузках дизелей с газотурбинным наддувом. Кроме того, чем выше давление p_k , тем больше разница между цикловыми подачами топлива $g_{т.ц}$ на номинальном режиме и на холостом ходу. Поэтому при малых нагрузках качество распыливания топлива и смесеобразования значительно ухудшаются, следствием чего может быть даже ухудшение процессов смесеобразования, сгорания и уменьшение η_i при работе с малыми цикловыми подачами топлива.

Современная топливоподающая аппаратура дизелей обеспечивает неизменность характеристики подачи топлива при различных постоянных положениях регулирующего органа во всем рабочем диапазоне изменения частоты вращения. Поэтому среднее индикаторное давление при работе по частичной скоростной характеристике монотонно увеличивается с ростом частоты вращения или имеет максимум. Дизели с наддувом от турбокомпрессора характеризуются более резким падением p_i с уменьшением частоты вращения при работе по частичным характеристикам с малыми цикловыми подачами топлива.

Зависимость механического КПД дизеля от цикловой подачи топлива имеет следующий вид:

$$\eta_m = 1 - p_m / (K_2 \eta_i g_{т.ц}). \quad (369)$$

На основании выражения (369) можно сделать вывод, что зависимость $\eta_m = f(n)$ представляет собой мало выпуклую кривую, и чем меньше $g_{т.ц}$, тем ниже абсолютные значения η_m и интенсивнее его уменьшение в зоне малых частот вращения (рис. 129). Последнее особенно заметно у высокофорсированных дизелей.

Особенности изменения отдельных сомножителей в выражении (358) определяют характер изменения p_e при работе двигателя по скоростным характеристикам. Аналогично будет изменяться и пропорциональный p_e крутящий момент M_e двигателя.

В двигателях без наддува среднее эффективное давление в области малых частот вращения вала с ростом n увеличивается, достигает максимума и затем уменьшается. Частота вращения вала двигателя, соответствующая $(p_e)_{\max}$ для карбюраторных двигателей, составляет примерно $(0,45—0,55) n_{\text{ном}}$, для дизелей $(0,55—0,70) n_{\text{ном}}$. У дизелей с золотниковыми топливными насосами в связи с некоторым увеличением цикловой подачи топлива при повышении n аналогично карбюраторным двигателям, но менее интенсивно, изменяется p_e .

В двигателях с наддувом в связи с ростом p_k среднее эффективное давление при увеличении частоты вращения вала может изменяться или по такому же закону, как и у двигателей без наддува, или монотонно возрастать. Максимум среднего эффективного давления при работе

по скоростной характеристике наблюдается у двигателей с невысокой степенью наддува. Вследствие более пологого изменения кривой η_v , а также роста ρ_k максимум p_e наступает при более высокой частоте вращения, чем у двигателей без наддува. При этом уменьшается диапазон изменения p_e . Например, при работе по внешней скоростной характеристике восьмицилиндровых двигателей ЯМЗ-238 без наддува (8Ч 13/14) и с наддувом (8ЧН 13/14) изменение относительного среднего эффективного давления $\bar{p}_e = p_e/p_{e\text{ном}}$ (или $\bar{M} = M_e/M_{e\text{ном}}$) составляет около 12% для первого двигателя и 7% для второго (рис. 130). Максимальному значению \bar{p}_e соответствует $n \approx 0,62 n_{\text{ном}}$ для двигателя без наддува и $n \approx 0,72 n_{\text{ном}}$ — с наддувом.

У двигателей с высокой степенью газотурбинного наддува с ростом частоты вращения непрерывно увеличивается массовое наполнение цилиндра $\eta_{v\rho_k}$, особенно интенсивно в двигателях с промежуточным охлаждением воздуха. В связи с этим давление p_e может непрерывно возрастать с увеличением n , что не соответствует требованиям, предъявляемым к двигателям наземного транспорта.

При переходе карбюраторного двигателя к работе по частичным скоростным характеристикам вследствие уменьшения η_v и η_m с увеличением частоты вращения среднее эффективное давление понижается и тем интенсивнее, чем больше прикрыта дроссельная заслонка (рис. 131). При значительно прикрытой дроссельной заслонке $p_e = 0$, т. е. холостой ход наступает при частоте вращения, меньшей номинальной.

При работе дизеля по частичным характеристикам подачи топлива $g_{т.ч}$ меньше, чем при работе по внешней скоростной характеристике, а среднее эффективное давление изменяется примерно так же (рис. 132). Если при работе по внешней характеристике подача топлива на номинальной частоте вращения соответствует пределу дымления, то с уменьшением n вследствие снижения $g_{т.ч}$ коэффициент α увеличивается. Поэтому среднее эффективное давление будет меньше давления p_e , соответствующего пределу дымления, т. е. характеристика предела дымления будет более выпуклой, чем внешняя характеристика.

Из выражения (361) следует, что мощность растет с повышением частоты вращения только до тех пор, пока влияние увеличения n больше влияния уменьшения среднего эффективного давления. При дальнейшем повышении частоты вращения среднее эффективное давление быстро уменьшается, в результате чего снижается и мощность двигателя. Следовательно, при каком-то значении n мощность имеет максимум. В карбюраторных автомобильных двигателях это значение обычно соответствует частоте вращения, несколько меньшей номинальной (рис. 133, а).

Изменение условий работы карбюраторного двигателя при переходе от абсолютной внешней характеристики к

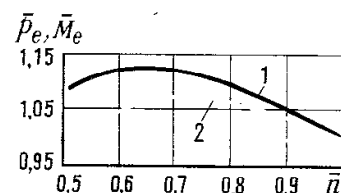


Рис. 130. Изменение $\bar{p}_e(\bar{M}_e)$ двигателей типа ЯМЗ-238 при работе по внешней скоростной характеристике:

1 — двигатель без наддува; 2 — двигатель с наддувом

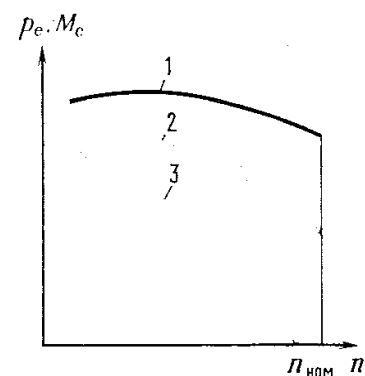


Рис. 131. Изменение $p_e(M_e)$ карбюраторного двигателя при работе по скоростным характеристикам:

1 — внешней; 2 и 3 — частичным

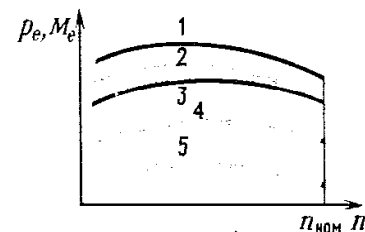


Рис. 132. Изменение $p_e(M_e)$ дизеля при работе по скоростным характеристикам:

1 — абсолютной внешней; 2 — предела дымления; 3 — внешней; 4 и 5 — частичным

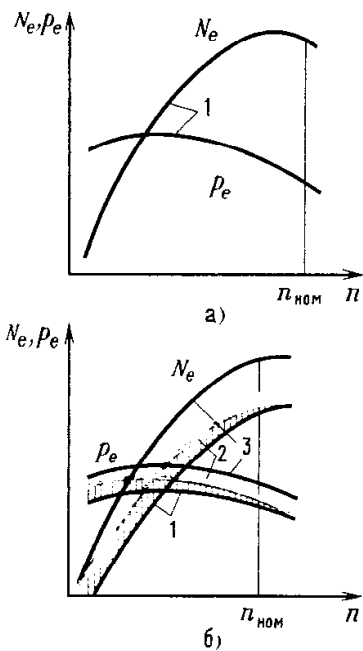


Рис. 133. Скоростные характеристики:

а — карбюраторного двигателя; *б* — дизеля; 1 — внешняя; 2 — предела дымления; 3 — абсолютная внешняя

эксплуатационной незначительно, и эксплуатационная внешняя характеристика, как правило, имеет тот же вид, что и абсолютная внешняя характеристика, но располагается несколько ниже нее.

Топливные насосы для дизелей подбирают со значительным запасом по производительности, чтобы можно было использовать одинаковые насосы на дизелях с разной степенью форсирования по мощности и компенсировать некоторое уменьшение цикловой подачи при износе деталей насоса. Если не принять особых мер, то водитель, нажимая на педаль, может настолько увеличить подачу топлива, что количество его в цилиндре намного превысит то, которое может полностью сгореть. Поэтому в транспортных дизелях ограничивают перемещение регулирующего органа насоса в сторону увеличения подачи, устанавливая упор.

Таким образом, максимальные мощность и среднее эффективное давление дизеля, которые могут быть достигнуты в условиях эксплуатации, получают при установке регулирующего органа в положение «до упора». Вследствие этого эксплуатационная внешняя характеристика мощности протекает более круто, чем характеристика предела дымления, и в большинстве случаев не имеет максимума (рис. 133, б).

Сопоставление частичных скоростных характеристик карбюраторного двигателя и дизеля показывает, что они значительно отличаются. В карбюраторных двигателях последовательное изменение положений дроссельной заслонки с целью уменьшения проходных сечений для смеси вызывает более резкое снижение среднего эффективного давления, смещение режимов максимальной мощности в сторону меньших частот вращения вала, и при частоте вращения, меньшей номинальной, двигатель работает на режиме холостого хода (рис. 134, а). У дизелей с топливными насосами золотникового типа при установке рейки в последовательные положения, соответствующие уменьшению подач топлива, характеристики среднего эффективного давления смещаются почти эквидистантно.

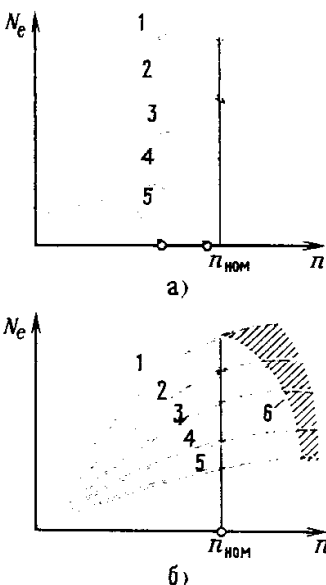


Рис. 134. Скоростные характеристики:

а — карбюраторного двигателя; *б* — дизеля; 1 — внешняя; 2—5 — частичные; 6 — граница дымления; ● — холостой ход

Характеристики мощности представляют собой слабо изогнутые кривые, выходящие из начала координат и не имеющие максимумов. Холостой ход при частоте вращения, меньшей номинальной, для подавляющего большинства рабочих положений рейки насоса невозможен (рис. 134, б).

Изменение эффективного КПД $\eta_e = \eta_i \eta_m$ при работе по скоростным характеристикам определяется индикаторным и механическим КПД.

У двигателей без наддува в связи с рассмотренным выше характером изменения η_i и η_m эффективный КПД η_e при работе по внешней характеристике имеет максимум. Частота вращения, соответствующая максимальному значению коэффициента η_e , находится в интервале между значениями, соответствующими максимальному крутящему моменту и номинальной мощности.

У двигателей с наддувом, особенно при высоком давлении p_k , более интенсивно, чем у двигателей без наддува, повышается η_e с ростом частоты вращения вала от минимально устойчивого значения до значения, соответствующего максимальному крутящему моменту, в результате интенсивного возрастания давления наддува. Это особенно характерно для комбинированных двигателей с газовой связью между поршневой частью и турбокомпрессором.

При работе по частичным скоростным характеристикам характер изменения η_e у дизелей практически сохраняется. В связи с ростом коэффициента α индикаторный КПД η_i несколько увеличивается. В то же время механический КПД уменьшается по сравнению с его значением, соответствующим работе двигателя по внешней характеристике. Так как η_m снижается более интенсивно, чем растет η_i , эффективный КПД η_e при работе по частичным характеристикам меньше, чем при работе по внешней характеристике (рис. 135, б). Эффективный КПД интенсивно уменьшается при работе двигателя по частичным скоростным характеристикам, соответствующим малым цикловым подачам топлива, так как ухудшается распыливание топлива и снижается η_i . Такое уменьшение η_i особенно характерно для комбинированных двигателей с газовой связью. Кроме ухудшения распыливания топлива этому способствует также падение давления наддува.

При работе по частичной скоростной характеристике с цикловой подачей топлива, незначительно отличающейся от номинальной и соответствующей наиболее экономичной работе дизеля, η_e может быть даже больше значений эффективного КПД при работе двигателя по внешней скоростной характеристике.

В карбюраторных двигателях при работе по частичным характеристикам (рис. 135, а), если карбюратор не имеет экономайзера, η_e обычно меньше, чем при работе по внешней характеристике, вследствие одновременного уменьшения η_i и η_m . Интенсивность падения η_e растет с прикрытием дроссельной заслонки. Если на двигателе установлен карбюратор с экономайзером, то при работе по частичным характеристикам, соответствующим прикрытию дроссельной заслонки на 20—30%, η_e больше, чем при работе двигателя по внешней характеристике.

Удельный эффективный расход топлива при работе по скоростным характеристикам меняется в соответствии с изменением η_e , так как $g_e = K/\eta_e$.

При работе карбюраторного двигателя по внешней скоростной характеристике удельный расход топлива сначала несколько уменьшается при понижении частоты вращения, а затем возрастает (рис. 136). Такое изменение g_e объясняется тем, что при уменьшении n ниже номинального значения увеличивается механический КПД двигателя при постоянном индикаторном КПД вследствие почти постоянного значения α . Поэтому эффективный КПД двигателя растет, а удельный эффективный расход

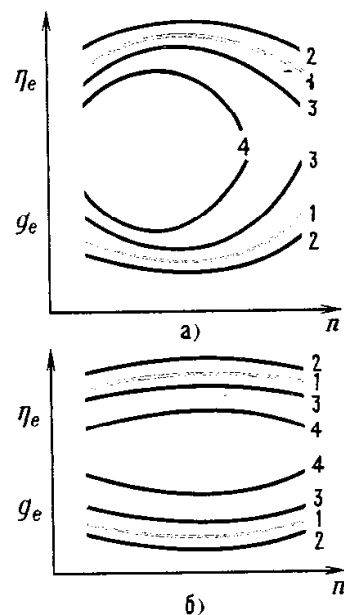


Рис. 135. Изменение η_e и g_e различных двигателей при работе по скоростным характеристикам:

а — карбюраторный двигатель; б — дизель; 1 — внешней; 2 — частичной, соответствующей экономичной работе; 3 и 4 — частичным

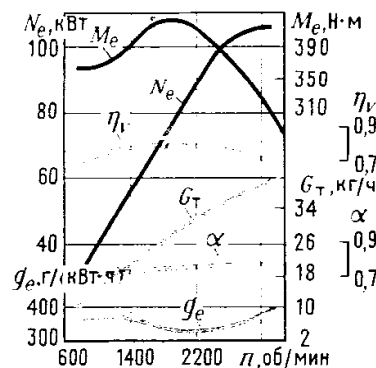
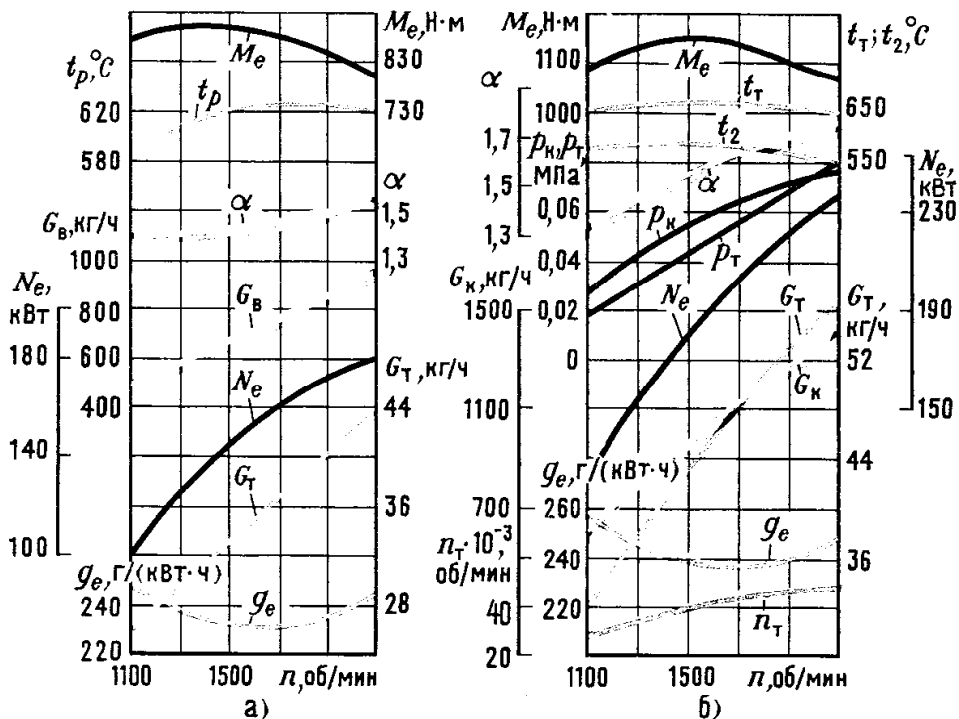


Рис. 136. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя ЗИЛ-130

Рис. 137. Внешние скоростные характеристики автомобильных дизелей:

a — 8Ч 13/14 (ЯМЗ-238) без наддува; *б* — 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Н) с наддувом



топлива уменьшается. В области малых частот вращения ухудшается смесеобразование, смесь обогащается и возрастает количество теплоты, отводимой в систему охлаждения, что уменьшает эффективный КПД и увеличивает удельный расход топлива.

Часовой расход топлива G_t падает с понижением частоты вращения, что объясняется уменьшением частоты рабочих циклов. Одновременно понижается скорость смеси во впускной системе двигателя и уменьшаются потери давления. Все это приводит к более интенсивному снижению часового расхода топлива по мере уменьшения частоты вращения вала.

Сопоставление внешних скоростных характеристик дизелей ЯМЗ-238 без наддува (рис. 137, *a*) и с наддувом (рис. 137, *б*) показывает, что номинальная мощность двигателя при наддуве увеличилась примерно на 59 кВт, т. е. приблизительно в 1,32 раза. Удельный расход топлива при этом не изменился. Мощность двигателя с наддувом при уменьшении частоты вращения снижается более интенсивно, чем мощность двигателя без наддува, т. е. двигатель с наддувом имеет худшую транспортную характеристику, так как кривая крутящего момента изменяется более полого, чем у двигателя без наддува (см. рис. 130).

Для того чтобы сохранить тепловую напряженность дизеля 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Н) с наддувом на допустимом уровне, коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме увеличен примерно с 1,53 у дизеля без наддува до 1,75 у дизеля с наддувом, т. е. в 1,14 раза. Коэффициент α у дизеля с наддувом при уменьшении частоты вращения снижается более резко, чем у дизеля без наддува, но с коррекцией подачи топлива. Несмотря на большее значение коэффициента α на номинальном режиме,

на малых частотах вращения этот коэффициент у дизеля с наддувом меньше, чем у дизеля без наддува. Такое резкое падение α с уменьшением n у дизеля с наддувом приводит к тому, что температура T_T газов перед турбиной остается практически постоянной в диапазоне 2100—1100 об/мин. В этом же диапазоне теплоперепад уменьшается приблизительно в 1,54 раза, а частота вращения ротора ТКР примерно в 1,75 раза (от 48 500 до 27 500 об/мин). Давление p_k при этом уменьшается в 1,42 раза (от 0,177 до 0,124 МПа).

Такое изменение параметров дизеля с наддувом при работе по внешней характеристике приводит к ухудшению условий протекания рабочего процесса и к повышению удельного расхода топлива. Так, при $n=1100$ об/мин у дизеля с наддувом $g_e \approx 256$ г/(кВт·ч), а у дизеля без наддува $g_e \approx 246$ г/(кВт·ч).

§ 3. Винтовые характеристики

Винтовой характеристикой называют зависимость изменения мощности и других показателей работы двигателя от частоты вращения вала при непосредственном соединении двигателя с гребным винтом.

При работе двигателя на гребной винт изменение эффективной мощности в зависимости от частоты вращения вала двигателя происходит по кубической параболе вида $N_e = An^3$,

где A — коэффициент пропорциональности.

Для выполнения этого условия с изменением частоты вращения вала необходимо менять подачу топлива за цикл. Таким образом, винтовая характеристика комбинированного двигателя может быть получена совмещением характеристики винта с внешней и частичными скоростными характеристиками двигателя.

Основным режимом работы судового двигателя является номинальный; из этого и исходят при построении винтовой характеристики. Текущее значение мощности двигателя

$$N_e = N_{e\text{ном}} (n/n_{\text{ном}})^3. \quad (370)$$

Таким образом, при работе двигателя с винтом постоянного шага по винтовой характеристике его возможности используются не полностью. Часто судовой двигатель должен обеспечивать повышенный крутящий момент (или мощность) при работе на низких частотах вращения. С этой целью на судах устанавливают специальные редукторы, позволяющие увеличивать передаточное отношение передачи на винт при уменьшении частоты вращения вала двигателя, а также используют винты с регулируемым шагом (ВРШ). Их применение позволяет работать по внешней характеристике во всем диапазоне изменения частоты вращения вала и тем самым лучше использовать возможности двигателя. При этом мощность, передаваемая винту, зависит от отношения его

Показатель параболы зависит от типа судна и может быть менее 3; например, для глиссирующих кораблей этот показатель изменяется в пределах 1,6—1,8, для полуглиссирующих кораблей в период глиссирования — в пределах 1,8—2,2.

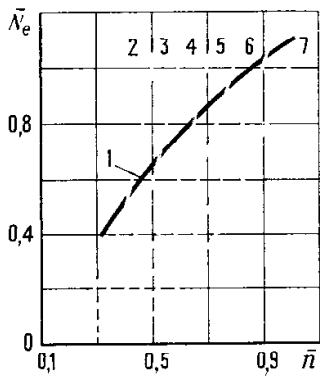


Рис. 138. Характеристики работы двигателя с винтом регулируемого шага: 1 — внешняя характеристика; 2 — $H/D_B = 2$; 3 — $H/D_B = 1,5$; 4 — $H/D_B = 1,2$; 5 — $H/D_B = 0,9$; 6 — $H/D_B = 0,7$; 7 — $H/D_B = 0,5$

шага H к диаметру D_B и от частоты вращения n_B винта, т. е. $N_e = f(H/D_B, n_B)$.

На рис. 138 показаны характеристики работы двигателя с винтом регулируемого шага. Каждая из кривых зависимости $N_e/N_{e\text{ном}} = f(n/n_{\text{ном}})$ при постоянном отношении H/D_B представляет собой винтовую характеристику. Режим работы двигателя может изменяться от минимально устойчивой частоты вращения до значения n , соответствующего работе по внешней характеристике (кривая 1).

Крутящий момент двигателя при работе по винтовой характеристике

$$M_e = A_1 n^2, \quad (371)$$

где $A_1 = 9,549 A$.

Среднее эффективное давление

$$p_e = A_2 n^2, \quad (372)$$

где $A_2 = 30 \tau A / (iV_h)$.

Удельный расход топлива

$$g_e = g_{e\text{ном}} \frac{g_{T.ц}}{g_{T.ц.\text{ном}}} \frac{n}{n_{\text{ном}}} \frac{N_{e\text{ном}}}{N_e} = g_{e\text{ном}} \frac{g_{T.ц}}{g_{T.ц.\text{ном}}} \left(\frac{n_{\text{ном}}}{n} \right)^2. \quad (373)$$

Цикловая подача топлива может быть подсчитана методом последовательных приближений по формуле

$$g_{T.ц} = g_{T.ц.\text{ном}} \frac{N_e}{N_{e\text{ном}}} \frac{n_{\text{ном}}}{n} \frac{\eta_{e\text{ном}}}{\eta_e} = g_{T.ц.\text{ном}} \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^2 \frac{\eta_{e\text{ном}}}{\eta_e}. \quad (374)$$

При работе дизелей без наддува по винтовой характеристике коэффициент наполнения изменяется примерно так же, как и при работе по внешней характеристике, поскольку нагрузка дизеля мало влияет на изменение η_v . У карбюраторных двигателей понижение частоты вращения вала достигается прикрытием дроссельной заслонки, поэтому η_v уменьшается. Коэффициент избытка воздуха α с уменьшением частоты вращения дизеля увеличивается, что связано с понижением цикловой подачи топлива, которая согласно уравнению (374) изменяется примерно пропорционально квадрату частоты вращения вала. Изменение α у карбюраторного двигателя зависит от регулировки карбюратора. При мощной регулировке карбюратора α непрерывно уменьшается от 0,8—0,9 до 0,6—0,7 при минимальной частоте вращения вала. В случае установки карбюратора с экономайзером коэффициент α с понижением частоты вращения может несколько увеличиваться в некотором интервале, а затем уменьшается примерно до значений, соответствующих его значениям при мощной регулировке.

Закон изменения α в основном определяет и характер изменения индикаторного КПД η_i при уменьшении частоты вращения. Поэтому в дизелях η_i увеличивается с уменьшением n . В карбюраторных двигателях η_i несколь-

ко понижается или может немного увеличиваться, а затем уменьшаться.

Механический КПД понижается с уменьшением частоты вращения, причем более интенсивно у карбюраторных двигателей.

Удельный эффективный расход топлива зависит от изменения η_i и η_m . В связи с этим в дизелях удельный расход топлива при понижении частоты вращения сначала уменьшается, достигая минимума при $n \approx (0,8 \div 0,9) n_{ном}$, и затем увеличивается.

В карбюраторных двигателях удельный расход топлива, как правило, увеличивается при уменьшении частоты вращения. Только при экономической регулировке карбюратора может быть понижение g_e при нагрузке, несколько меньшей номинальной.

Аналогично изменяются показатели работы двигателей с наддувом. На рис. 139 показана винтовая характеристика судового малооборотного комбинированного двухтактного дизеля МАН типа К10Z93/170Е (10ДКРН 93/170) мощностью 19118 кВт при $n = 112$ об/мин. В дизеле предусмотрены наддув от ТК с турбиной постоянного давления, дополнительное сжатие воздуха в подпоршневых полостях и инжектором, включенным параллельно компрессору ТК, а также промежуточное охлаждение воздуха. Минимум удельного расхода соответствует режиму работы при $n \approx 105$ об/мин, т. е. при $n \approx 0,935 n_{ном}$. Удельный расход воздуха g_b непрерывно растет с уменьшением частоты вращения, что обуславливает снижение температуры выпускных газов t_p на выходе из двигателя. Температура t_t газов на входе в газовую турбину выше, чем температура t_p вследствие трения и уменьшения скорости потока. Разность температур $t_t - t_p$ составляет около 50° на номинальном режиме и приблизительно 20° при нагрузке, равной 25% номинальной.

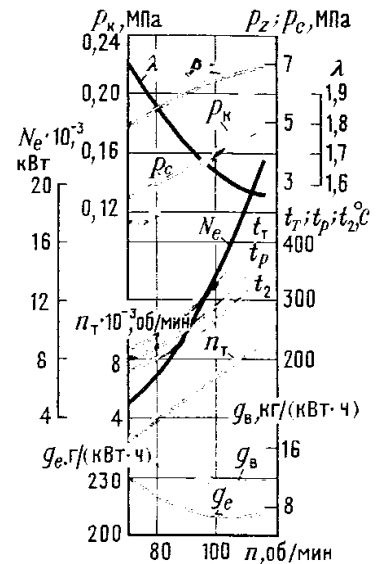


Рис. 139. Винтовая характеристика двигателя МАН К10Z 93/170 Е (10ДКРН 93/170)

§ 4. Нагрузочные характеристики

Двигатели, служащие для привода электрических генераторов, компрессоров, насосов и т. п., должны работать так, чтобы частота вращения вала при изменении нагрузки менялась возможно меньше. Поэтому работу таких двигателей оценивают по характеристикам, полученным при постоянной частоте вращения вала, которые называют *нагрузочными характеристиками*.

На графике, представляющем нагрузочную характеристику, по оси абсцисс откладывают один из параметров, по которому судят о нагрузке, а по оси ординат — показатели работы двигателя. В качестве параметров, характеризующих нагрузку двигателя, могут быть использованы эффективная мощность, крутящий момент или среднее эффективное давление.

Основным параметром, оценивающим экономичность работы двигателя, является удельный эффективный расход топлива. Для дополнительной оценки работы двигателя на график наносят кривые индикаторного удельного

При построении нагрузочной характеристики часто используют отношения абсолютных значений параметров к соответствующим их значениям на номинальном режиме.

расхода топлива, индикаторного и эффективного КПД, механического КПД и часового расхода топлива. Для двигателей с наддувом часто наносят также кривую расхода воздуха и кривые, характеризующие работу агрегатов наддува: КПД турбины, компрессора и турбокомпрессора, частоты вращения ротора, параметров газа на входе в турбину и выходе из нее, параметров воздуха или смеси на входе в компрессор и выходе из него и т. д. Если характеристику снимают без строгого соблюдения постоянства частоты вращения, т. е. каждую точку получают при частоте вращения, устанавливаемой регулятором, то на график наносят кривую зависимости частоты вращения от нагрузки.

При работе двигателя по нагрузочной характеристике фактором внешнего воздействия на его рабочий процесс является только количество топлива или смеси, поступающих в цилиндр за цикл. В дизелях это осуществляют изменением продолжительности подачи и в большинстве случаев давления впрыска.

В двигателях с газотурбинным наддувом изменяется также количество и состояние поступающего в дизель воздуха или смеси и газа, идущего в турбину, в результате чего меняются коэффициент избытка воздуха и условия смесеобразования. В результате этого изменяется рабочий процесс дизеля, турбины и компрессора (если последний объединен с турбиной в турбокомпрессоре), что обуславливает изменение мощности и удельного расхода.

В карбюраторном двигателе при работе по нагрузочной характеристике увеличивается или уменьшается количество смеси, поступающей в цилиндр. Коэффициент остаточных газов с прикрытием дроссельной заслонки возрастает. Таким образом, изменяются условия протекания рабочего процесса, а следовательно, мощность и экономичность двигателя.

Изменение удельного эффективного расхода топлива при работе по нагрузочной характеристике выражается зависимостью

$$g_e = 3600 / (\eta_e H_u) = 3600 / (\eta_i \eta_m H_u).$$

При холостом ходе $N_e = 0$ и $\eta_m = 0$, поэтому $g_e = \infty$. С увеличением нагрузки при постоянной частоте вращения механический КПД растет как у карбюраторных двигателей, так и у дизелей, вследствие чего удельный эффективный расход топлива снижается. Однако у дизелей он уменьшается быстрее, чем у карбюраторных двигателей, так как индикаторный КПД дизелей понижается значительно медленнее, чем растет η_m .

Эффективный удельный расход топлива имеет минимум при нагрузке, соответствующей максимальному значению η_e . В карбюраторных и газовых двигателях, у которых карбюратор или смеситель отрегулированы так, что на всех нагрузочных режимах поддерживается состав смеси, соответствующий наибольшей экономичности, индикаторный КПД, как правило, повышается с увеличением нагрузки, что объясняется ростом α и улучшением

протекания сгорания. Поэтому удельный эффективный расход топлива имеет наименьшее значение при наибольшей нагрузке двигателя. В случае применения экономайзера в карбюраторных двигателях или обогащения смеси в газовых двигателях при приближении дроссельной заслонки к полному открытию смесь обогащается. В результате этого после включения в работу экономайзера рост мощности сопровождается ухудшением экономичности, т. е. увеличением удельного расхода топлива. В качестве примера на рис. 140 показаны нагрузочные характеристики карбюраторных двигателей автомобилей «Москвич-412» и ЗИЛ-130. Удельный расход топлива g_e двигателя АЗЛК-412 (рис. 140, а) имеет минимальное значение при $N_e \approx 0,85 N_{e \text{ ном}}$. Точки каждой нагрузочной характеристики двигателя ЗИЛ-130, отмеченные на рис. 140, б кружками, соответствуют условиям работы двигателя по внешней характеристике. Наименьший удельный расход топлива при работе с любой частотой вращения получается при максимальном коэффициенте α . Штриховая линия, проведенная через точки минимальных удельных эффективных расходов топлива, представляет собой изменение g_e при работе по внешней характеристике двигателя с регулировкой карбюратора на наилучшую экономичность.

В дизелях с ростом нагрузки при увеличении цикловой подачи топлива коэффициент α уменьшается. Это приводит к понижению индикаторного КПД, небольшому при малых нагрузках и значительному при приближении к максимально достижимой мощности, соответствующей абсолютной внешней характеристике. Поэтому удельный расход топлива после достижения минимальной величины при нагрузке, соответствующей максимуму произведения $\eta_i \eta_m$, возрастает. Вследствие этого дальнейшее увеличение цикловой подачи топлива ограничивают.

Нагрузочные характеристики дизелей с наддувом аналогичны характеристикам дизелей без наддува, однако у дизелей с наддувом коэффициент α изменяется в зависимости от цикловой подачи топлива по более сложному закону.

Для дизелей без наддува при работе по нагрузочной характеристике практически $\eta_V \approx \text{const}$ и $\alpha = (g_{T.ц.ном}/g_{T.ц}) \alpha_{ном}$.

Эту же зависимость можно использовать и для дизелей с наддувом от турбокомпрессора, имеющего механическую связь с коленчатым валом.

В дизелях с газотурбинным наддувом текущее значение α можно определить из выражения

$$\alpha = (\rho_k / \rho_{k.ном}) (\eta_V / \eta_{V \text{ ном}}) (g_{T.ц.ном} / g_{T.ц}) \alpha_{ном}.$$

Коэффициент наполнения в этом случае изменяется значительно, чем в дизелях, имеющих механическую связь турбокомпрессора с двигателем.

С ростом нагрузки увеличивается температура выпускных газов, а следовательно, и мощность газовой турбины ТК. Поэтому возрастает степень повышения давлe-

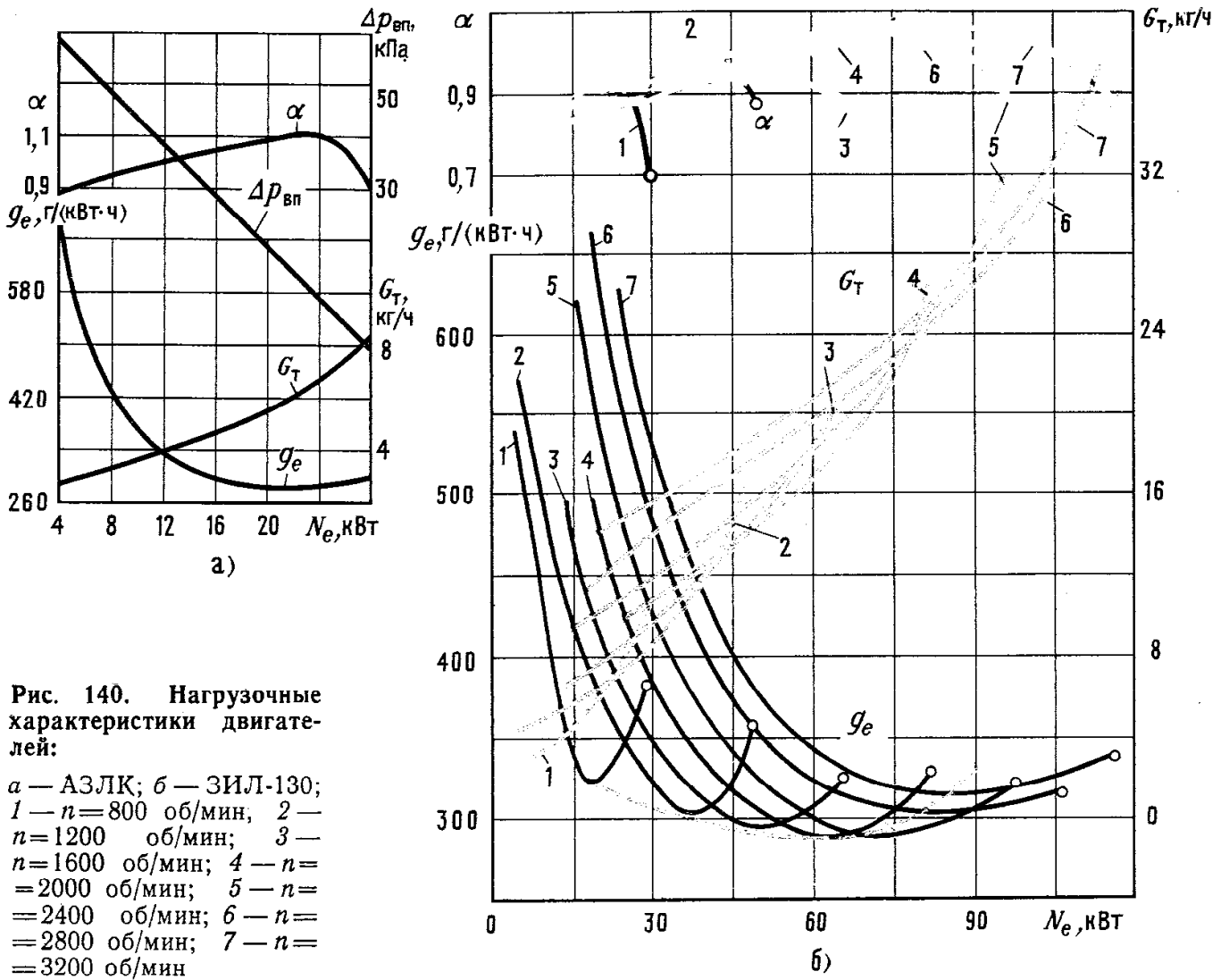


Рис. 140. Нагрузочные характеристики двигателей:

а — АЗЛК; б — ЗИЛ-130; 1 — $n=800$ об/мин; 2 — $n=1200$ об/мин; 3 — $n=1600$ об/мин; 4 — $n=2000$ об/мин; 5 — $n=2400$ об/мин; 6 — $n=2800$ об/мин; 7 — $n=3200$ об/мин

ния π_k в компрессоре, что приводит к увеличению отношения p_a/p_k вследствие уменьшения относительных потерь давления на впуске. В итоге коэффициент наполнения η_v растет с увеличением p_e . Например, для четырехтактных дизелей ЯМЗ (типа ЧН 13/14) коэффициент наполнения при работе по нагрузочной характеристике может быть приблизительно оценен по эмпирической формуле

$$\eta_v = V\pi_k^m,$$

где $V=0,82$ и $m=0,24 \div 0,26$ (большие значения m следует выбирать для более высоких частот вращения двигателя).

В дизелях с высокой степенью наддува при работе по нагрузочной характеристике возможно изменение η_v на 10—20% и более, которое, однако, можно не принимать во внимание при определении α , так как при $\alpha_{ном} > 1,7—1,9$ оно очень мало влияет на отношение $\eta_i/\eta_{i ном}$.

Отношение плотностей воздуха $\rho_k/\rho_{k,ном}$ зависит от подачи топлива за цикл. В первом приближении для определения изменения плотности воздуха при работе быстходных четырехтактных дизелей со свободным ТК по нагрузочной характеристике можно использовать экспе-

риментальную зависимость, полученную в результате обработки опытных данных:

$$\rho_k / \rho_{k.ном} = (1/11) [5 + 6 (g_{T.ц} / g_{T.ц.ном})].$$

В качестве примера на рис. 141 показана нагрузочная характеристика автомобильного четырехтактного дизеля 6Ч 13/14 (ЯМЗ-236) при $n=1600$ об/мин. Минимальный расход топлива соответствует мощности, равной примерно $0,85 N_{e.ном}$. В отличие от карбюраторного двигателя индикаторный КПД увеличивается с уменьшением нагрузки, что обусловлено ростом коэффициента α . Поэтому разница в величинах эффективного КПД и удельного расхода топлива карбюраторного двигателя и дизеля по мере снижения нагрузки возрастает.

На рис. 142 представлены нагрузочные характеристики тепловозного комбинированного двухтактного дизеля 10ДН 20,7/2×25,4 (10Д100) при работе на различных частотах вращения вала. Характерно резкое увеличение удельного расхода топлива при работе двигателя по нагрузочной характеристике на малых частотах вращения (при $n=400$ об/мин). Это объясняется ухудшением работы турбокомпрессора и относительным увеличением мощности, затрачиваемой на привод компрессора.

Для главных судовых дизелей часто используют нагрузочные характеристики, снятые при различных частотах вращения вала. В этом случае, кроме кривых изменения основных показателей работы, на график наносят кривые изменения частоты вращения вала при определенной нагрузке. На рис. 143 показана такая характеристика судового комбинированного двухтактного двигателя Бурмейстер и Вайн типа 84VT2BF-180 (ДКРН 84/180). По оси абсцисс отложена цилиндровая мощность $N_{eц}$ дизеля.

§ 5. Комбинированные характеристики

Комбинированные характеристики строят в системе, в которой координатами служат два основных показателя работы двигателя. Третий показатель, используемый в

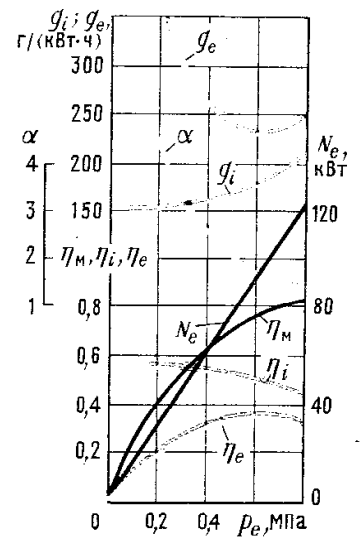
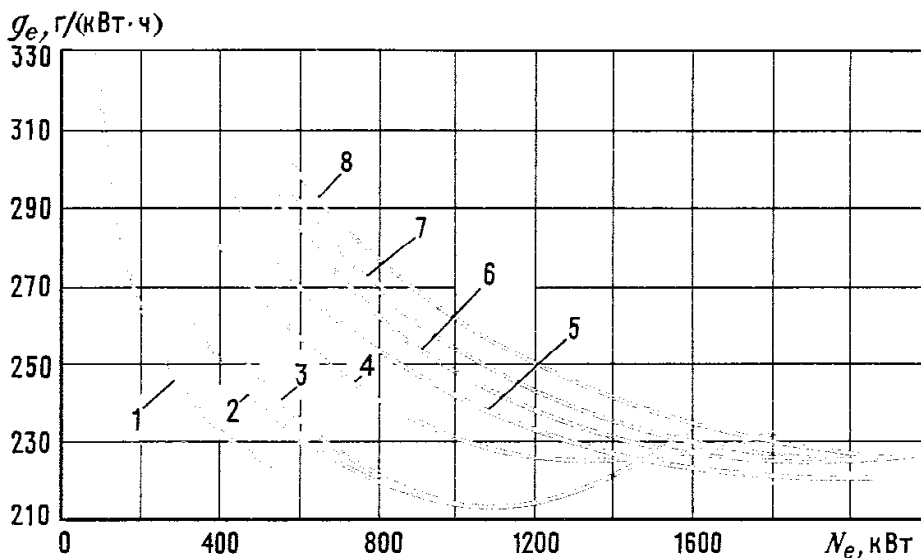


Рис. 141. Нагрузочная характеристика дизеля 6Ч 13/14 (ЯМЗ-236) при $n=1600$ об/мин

Рис. 142. Нагрузочные характеристики тепловозного комбинированного двухтактного дизеля 10ДН 20,7/2×25,4 (10Д100):

1 — $n=400$ об/мин; 2 — $n=495$ об/мин; 3 — $n=560$ об/мин; 4 — $n=630$ об/мин; 5 — $n=755$ об/мин; 6 — $n=785$ об/мин; 7 — $n=820$ об/мин; 8 — $n=850$ об/мин

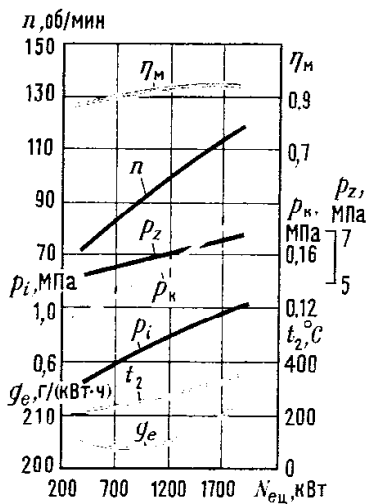


Рис. 143. Нагрузочная характеристика судового комбинированного двухтактного дизеля типа 84 VT2BF-180 (ДКРН 84/180)

качестве параметра, остается постоянным для каждой из нанесенных кривых. Такие характеристики называют также универсальными или многопараметровыми. Наиболее распространены комбинированные характеристики, построенные в координатах p_e, n . В качестве параметров, характеризующих кривые, обычно используют эффективную мощность и удельный расход топлива. Вид такой характеристики зависит от назначения двигателя.

На рис. 144 показана комбинированная характеристика автомобильного четырехтактного дизеля 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Н) с газотурбинным наддувом. Эта характеристика типична для двигателя, предназначенного для работы в широком диапазоне изменения частоты вращения вала и нагрузки. Параметрические кривые удельного расхода топлива автотракторных двигателей являются пологими при изменении частоты вращения. В результате этого зоны одинаковых удельных расходов топлива вытянуты в направлении оси, по которой отложена частота вращения вала двигателя. На такой характеристике наглядно видны режимы наибольшей экономичности двигателя — область, вокруг которой расположены кривые постоянных значений удельного расхода топлива. Экономическая характеристика дизеля, представляющая собой изменение p_e в зависимости от n при наименьшем удельном расходе топлива, показана штрихпунктирной линией.

Параметрические кривые эффективной мощности, изображенные штриховыми линиями, представляют собой гиперболы, уравнение которых имеет вид

$$p_e = b/n,$$

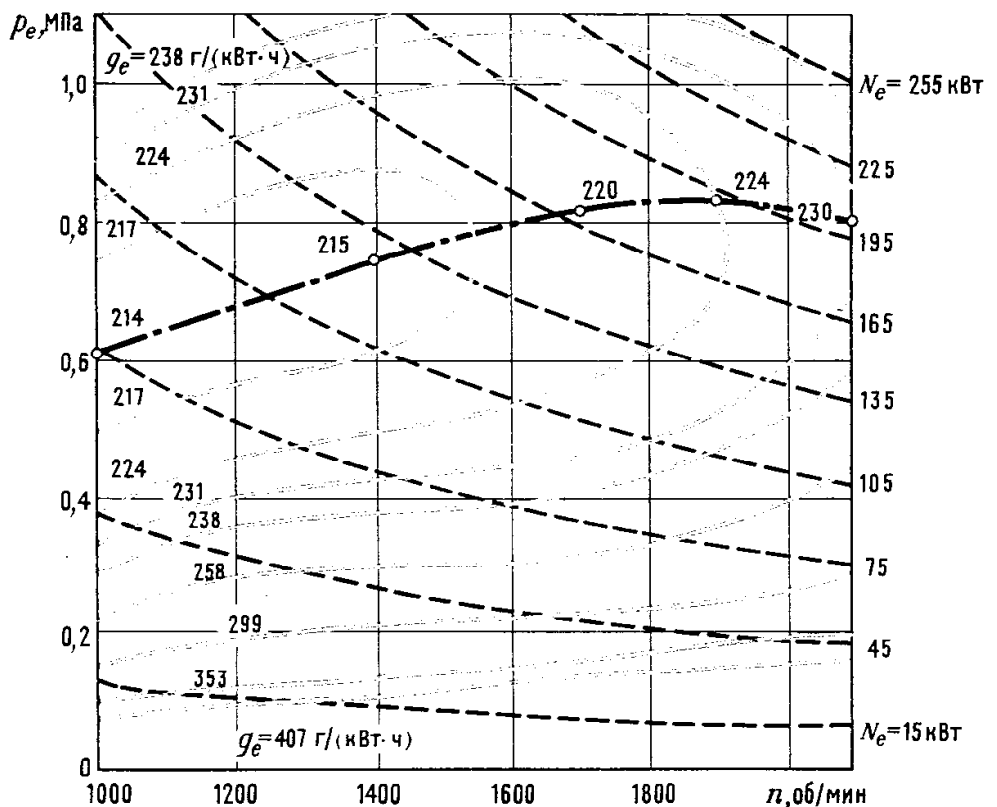


Рис. 144. Комбинированная характеристика автомобильного дизеля 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Н)

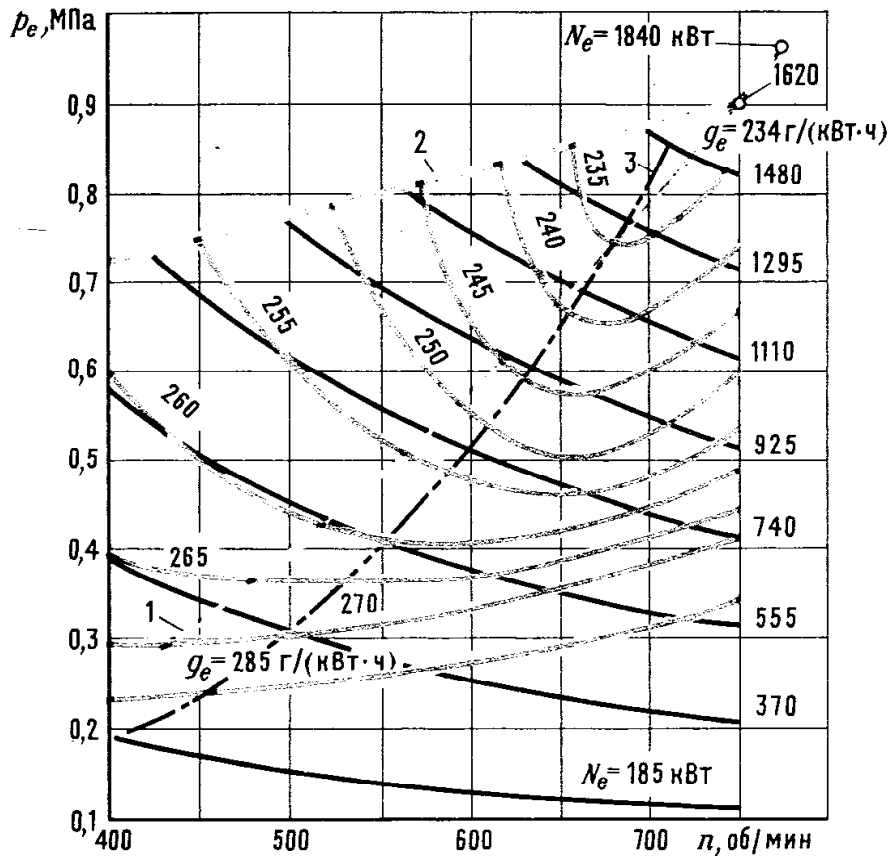


Рис. 145. Комбинированная характеристика судового двухтактного дизеля 12ДН 23/30 (40 ДМ):

1—3 — характеристики соответственно винтовая, ограничительная, экономическая

где b — постоянная величина для каждой кривой мощности; $b = \tau N_e / (i V_h)$.

Особенности комбинированной характеристики судового двигателя, работающего на винт, можно установить из анализа характеристики двухтактного двигателя 12ДН 23/30 (40ДМ), показанной на рис. 145. В отличие от рассмотренной выше характеристики автомобильного комбинированного двигателя 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Н) параметрические кривые удельных расходов топлива и области, ограниченные ими, для двигателя 12ДН 23/30 вытянуты по направлению винтовой характеристики. Экономическая характеристика 3 также с определенной степенью приближения повторяет винтовую характеристику.

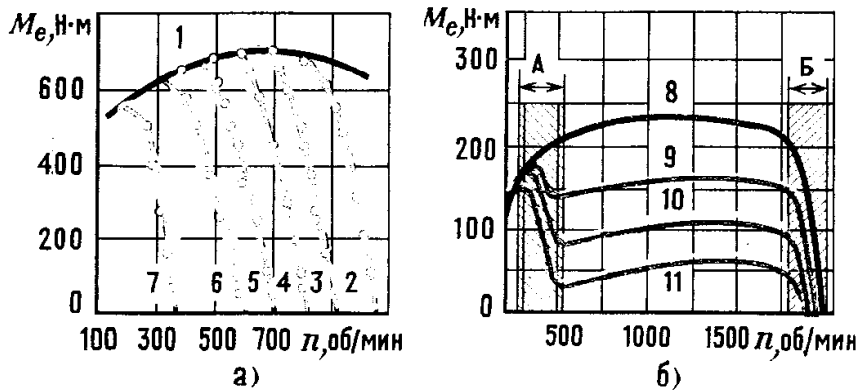
Для построения комбинированной характеристики необходимо иметь серию нагрузочных характеристик, полученных при различных постоянных частотах вращения. Используя эти кривые, в координатах p_e , n наносят точки, соответствующие одинаковым удельным расходам топлива, и соединяют их. Аналогично строят параметрические кривые эффективной мощности. В последнем случае можно также использовать и приведенную выше зависимость между p_e и n при одинаковой величине N_e .

§ 6. Регуляторная и тепловозная характеристики

На двигателях устанавливают автоматические регуляторы частоты вращения коленчатого вала различных типов. Однорежимный регулятор применяют тогда, когда требуется ограничить только максимальную (предельную) частоту вращения. Если надо обеспечить

Рис. 146. Внешние и регуляторные характеристики крутящего момента дизеля:

a — со всережимным регулятором; *б* — с двухрежимным регулятором; *A* и *Б* — зоны воздействия регулятора; *1* и *8* — внешние характеристики; *2—7* — регуляторные характеристики; *9—11* — частичные характеристики



устойчивую работу двигателя при малых частотах вращения, ставят двухрежимные регуляторы. Всережимные регуляторы служат для автоматического регулирования во всем диапазоне изменения рабочих частот вращения вала двигателя.

Регуляторные характеристики представляют собой зависимость основных показателей работы двигателя от частоты вращения при различной настройке регулятора. На рис. 146 показаны регуляторные характеристики со всережимным и с двухрежимным регуляторами. Вид этих характеристик зависит от параметров регулятора, топливоподающей аппаратуры и параметров двигателя.

Тепловозной характеристикой называют зависимость мощности тепловозного двигателя, затрачиваемой на привод главного электрогенератора тепловоза, от частоты вращения. Двигатель, соединенный с электрогенератором, имеет регулятор частоты вращения, который с определенной степенью неравномерности поддерживает заданную частоту вращения постоянной. Поэтому при определенном положении органа управления (контроллера) двигатель работает по регуляторной характеристике.

При номинальной частоте вращения наибольшая мощность тепловозного двигателя соответствует точке *I* внешней характеристики *1* (рис. 147). При более низкой частоте вращения наибольшая мощность тепловозного двигателя с электрической передачей оказывается меньше, чем при работе двигателя по внешней характеристике, так как мощность электрогенератора в зависимости от его частоты вращения меняется по генераторной характеристике *2*. Эта характеристика на всех скоростных режимах, кроме номинального, лежит ниже внешней. При работе двигателя по генераторной характеристике его регулятор поддерживает подачу топлива неполной.

Изменение подачи топлива осуществляется контроллером. Рукоятка контроллера может быть установлена в позиции, которым соответствуют различные усилия затяжки пружины регулятора. Поэтому двигатель работает по регуляторным характеристикам, соответствующим каждому положению контроллера (восемь положений). При переходе двигателя на работу с одной нагрузочной характеристики на другую меняется усилие затяжки пружины регулятора. Теоретически этот переход должен соответствовать горизонтальной линии (например, *ab*),

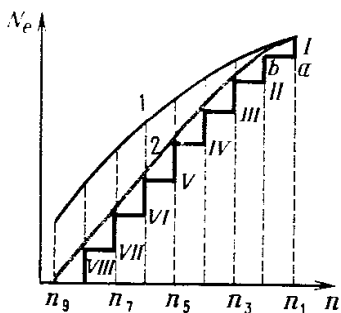


Рис. 147. Характеристики тепловозного двигателя: *1* — внешняя; *2* — генераторная

но в действительности, вследствие инерции вращающихся частей генератора и двигателя, он происходит по более сложному закону.

Генераторная характеристика тепловозного двигателя близка к прямой линии. Форма ее зависит от регулирования системы возбуждения главного генератора тепловоза.

§ 7. Регулировочные и другие характеристики

При доводке, испытаниях и регулировке двигателя часто используют *регулировочные характеристики*, которые позволяют уточнить влияние отдельных элементов регулировки и параметров режима работы двигателя на мощность (или среднее эффективное давление) и удельный расход топлива. По регулировочным характеристикам определяют, в частности, влияние угла опережения зажигания или впрыска топлива, состава смеси (или коэффициента избытка воздуха), давления или продолжительности впрыска, температуры охлаждающей жидкости или поступающего воздуха и т. п. на мощность и экономичность двигателя. В качестве примера на рис. 148 показана регулировочная характеристика по углу θ опережения впрыска четырехтактного дизеля при $n=1800$ об/мин и полной подаче топлива. Максимуму p_e соответствует наименьший удельный расход топлива.

Кроме рассмотренных выше характеристик, при анализе работы двигателя используют и другие (например, холостого хода, пуска и т. п.).

В настоящее время разработаны способы расчета характеристик двигателей, однако такие характеристики являются приближенными. Действительные характеристики получают при испытании двигателей на специальных стендах. При этом необходимо учитывать, что при испытании двигателей в различных атмосферных условиях результаты получаются разными, в связи с чем для сопоставления результатов испытаний их приводят к одним и тем же атмосферным условиям по формулам, указанным в действующих ГОСТах.

§ 8. Характеристики токсичности

В последние годы в связи с ростом плотности движения автомобилей в городах резко увеличилось загрязнение атмосферы продуктами сгорания двигателей. Токсичность двигателей оказывает большое влияние также на выбор их в качестве источников энергии для привода агрегатов, работающих в закрытых помещениях, на тепловозах, которые работают на железных дорогах с длинными туннелями.

Для оценки токсичности двигателей при работе на тех или иных режимах используют характеристики токсичности. При эксплуатации двигателей наиболее часто изменяемыми параметрами являются нагрузка и частота вра-

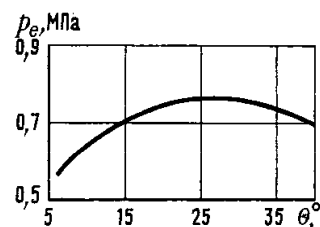


Рис. 148. Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения впрыска

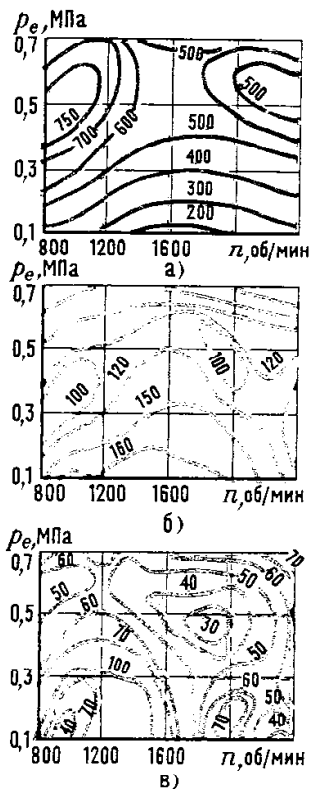


Рис. 149. Комбинированные характеристики токсичности быстроходного дизеля:

а — NO_x ; б — CO ; в — CH

щения. Поэтому желательно иметь такие характеристики, которые позволяли бы определять токсичность при изменении среднего эффективного давления p_e (или мощности N_e) и частоты вращения n . На рис. 149 показаны такие комбинированные характеристики токсичности быстроходного автотракторного дизеля. Токсичность выражена числом частиц токсического продукта, отнесенным к одному миллиону. Все характеристики показывают сложный характер зависимости содержания токсических составляющих в выпускных газах от режима работы двигателя.

Анализ зависимостей изменения концентрации основных токсических продуктов в выпускных газах карбюраторного двигателя от коэффициента избытка воздуха (рис. 150) позволяет сделать вывод о первостепенном влиянии условий, в которых происходит сгорание топлива, на количество токсических составляющих. Например, содержание CO резко увеличивается при $\alpha < 1$, а концентрация NO_x имеет максимум при $\alpha \approx 1,05$.

§ 9. Устойчивость режима работы двигателя

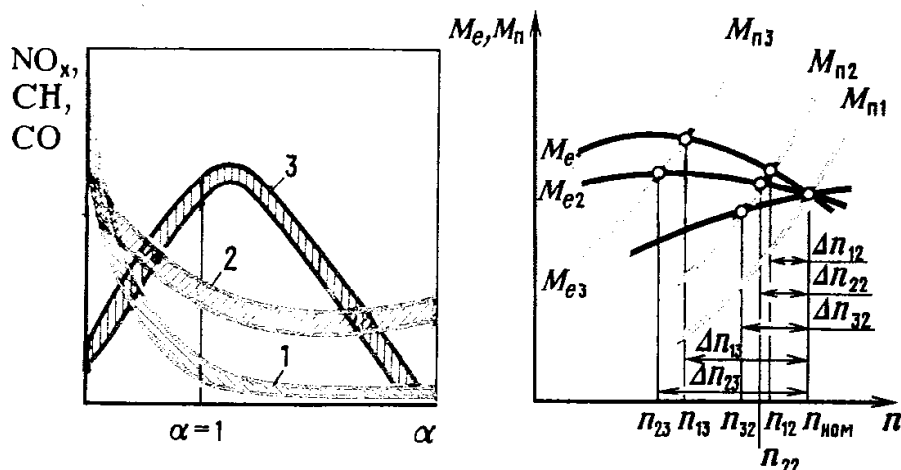
При установившемся режиме работы двигателя крутящие моменты двигателя M_e и потребителя $M_{\text{п}}$ равны. Для сохранения устойчивости режима работы двигателя важно, чтобы при изменении нагрузки равенство крутящих моментов двигателя и потребителя восстанавливалось при наименьшем изменении частоты вращения вала двигателя.

Двигатель реагирует на изменение режима работы потребителя в соответствии с законом изменения мощности или крутящего момента в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Чем меньше меняется скоростной режим двигателя при изменении крутящего момента потребителя, тем легче управлять работой двигателя, тем реже приходится воздействовать на его орган управления для поддержания определенной частоты вращения, и, следовательно, режим работы потребителя будет устойчивее. При резком уменьшении крутящего момента

Рис. 150. Зависимость токсичности карбюраторного двигателя от коэффициента избытка воздуха:

1 — CO ; 2 — CH ; 3 — NO_x

Рис. 151. Зависимость устойчивости режима работы двигателя от характеристики крутящего момента



двигателя с ростом частоты вращения устойчивость режима потребителя повышается.

На рис. 151 представлены три кривые крутящих моментов потребителя $M_{п}$, приведенных к валу двигателя, и скоростные характеристики крутящего момента M_e трех двигателей. Установившиеся режимы работы двигателей с различными скоростными характеристиками при работе с потребителем, имеющим крутящий момент $M_{п1}$, соответствуют номинальной частоте вращения $n_{ном}$ вала. Если вследствие изменения какого-либо фактора момент потребителя увеличится так, что его значения будут соответствовать кривой $M_{п2}$, то новые установившиеся режимы работы двигателей со скоростными характеристиками M_{e1} , M_{e2} и M_{e3} будут при n_{12} , n_{22} и n_{32} . Следовательно, частота вращения валов двигателей соответственно изменится на Δn_{12} , Δn_{22} и Δn_{32} . Наименьшее изменение частоты вращения вала будет у двигателя, крутящий момент которого с ростом n уменьшается наиболее интенсивно. Если крутящий момент потребителя уменьшится и его значения будут соответствовать кривой $M_{п1}$, то у всех трех двигателей появится избыточный момент, под действием которого будет увеличиваться частота вращения до тех пор, пока не наступит равенство $M_e = M_{п}$, т. е. $n = n_{ном}$. При этом установившийся режим у двигателя с кривой крутящего момента M_{e1} наступит быстрее, чем у двух других, следовательно, он будет работать устойчивей.

При дальнейшем увеличении сопротивления потребителя до значений, соответствующих кривой крутящего момента $M_{п3}$, новый установившийся режим работы для первого двигателя будет соответствовать частоте вращения n_{13} , для второго — n_{23} . У третьего двигателя (с крутящим моментом M_{e3}) не будет установившегося режима, и он остановится, так как в рабочем диапазоне частот вращения вала его крутящий момент меньше момента $M_{п3}$ потребителя. Для того чтобы этот двигатель мог работать на потребителя с крутящим моментом $M_{п3}$, необходимо увеличить момент, отдаваемый потребителю, например, переключением передачи на автомобиле.

Так как крутящий момент пропорционален среднему эффективному давлению, то при оценке устойчивости режима работы двигателя можно пользоваться скоростными характеристиками среднего эффективного давления. Для повышения устойчивости режима работы двигателя желательно, чтобы среднее эффективное давление уменьшалось с увеличением частоты вращения.

Для оценки устойчивости режима двигателя при работе по внешней характеристике используют коэффициент приспособляемости K , который равен отношению максимального крутящего момента $M_{e\max}$ (или среднего эффективного давления $p_{e\max}$) при работе двигателя по внешней характеристике к крутящему моменту $M_{e\text{ном}}$ (или среднему эффективному давлению $p_{e\text{ном}}$), соответствующему номинальной частоте вращения $n_{ном}$ вала двигателя:

$$K = M_{e\max} / M_{e\text{ном}} = p_{e\max} / p_{e\text{ном}}$$

!

Для транспортных карбюраторных двигателей коэффициент приспособляемости равен 1,25—1,35, для транспортных дизелей 1,05—1,15, причем меньшие значения коэффициента приспособляемости имеют двигатели с наддувом.

Скоростной диапазон устойчивой работы двигателя оценивается *скоростным коэффициентом* K_c , равным отношению частоты вращения n_M , соответствующей максимальному крутящему моменту при работе двигателя по внешней характеристике, к частоте вращения $n_{ном}$ на номинальном режиме:

$$K_c = n_M / n_{ном}$$

Сравнение скоростных характеристик карбюраторных двигателей и дизелей позволяет сделать следующие выводы:

1) при работе по внешней характеристике режим работы карбюраторного двигателя устойчивее, чем дизеля;

2) по мере перехода от работы по внешней характеристике к работе по частичным характеристикам устойчивость режима работы карбюраторного двигателя повышается, а дизеля — почти не изменяется;

3) у двигателей с газотурбинным наддувом от нерегулируемого турбокомпрессора режимы работы, как правило, менее устойчивы (см. рис. 130), и с повышением давления наддува на номинальном режиме устойчивость работы двигателей ухудшается;

4) карбюраторные двигатели устойчиво работают в большем скоростном диапазоне [$n_{ном} - n_M = n_{ном}(1 - K_c)$], чем дизели;

5) двигатели с газотурбинным наддувом от нерегулируемого турбокомпрессора устойчиво работают в меньшем скоростном диапазоне, чем двигатели без наддува;

6) с повышением давления наддува на номинальном режиме диапазон устойчивой работы двигателей уменьшается.

Двигатели для современных транспортных средств (автомобилей, тракторов, некоторых видов судов и т. п.) должны устойчиво работать в достаточно широком скоростном диапазоне. Улучшение эксплуатационных характеристик двигателей путем обеспечения устойчивой работы в более широком диапазоне изменения частоты вращения вала позволяют упростить силовую передачу, уменьшить габаритные размеры и массу установки, упростить ее обслуживание. Поэтому к двигателям автомобилей, тракторов, тягачей и т. п. предъявляют следующее требование: их мощность должна оставаться постоянной ($N_e = \text{const}$) в большом интервале изменения частоты вращения (от $0,5n_{ном}$ до $n_{ном}$) при работе по скоростной характеристике, т. е. момент должен изменяться обратно пропорционально частоте вращения вала. Однако выполнить это требование для столь широкого диапазона работы двигателя достаточно сложно. Поэтому чаще на кривой внешней характеристики мощности удается получить участок $N_e = \text{const}$, соответствующий более узкому интервалу изменения частоты вращения (рис. 152).

Пути улучшения характеристик транспортных двигателей (увеличение коэффициента приспособляемости и уменьшение скоростного коэффициента) могут быть намечены на основе анализа зависимостей (358) и (368)

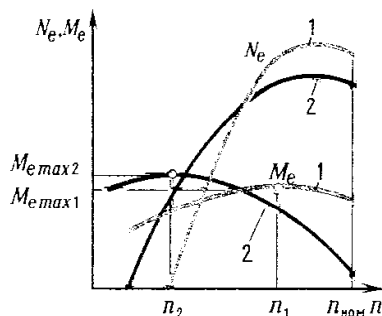


Рис. 152. Внешние характеристики карбюраторного двигателя при различной регулировке фаз газораспределения:

1 — быстроходной; 2 — тихоходной

среднего эффективного давления от параметров рабочего процесса. Так, из выражения (358) видно, что основным фактором, от которого зависит протекание характеристики карбюраторного двигателя, является соответствующее изменение массового наполнения, характеризуемого произведением $\eta_{\nu\rho_k}$. В дизелях, как следует из выражения (368), на изменение характеристики влияет цикловая подача $g_{т.ц.}$

Таким образом, можно наметить следующие основные пути улучшения характеристик транспортных двигателей:

- 1) выбор соответствующих фаз газораспределения;
- 2) использование газодинамических явлений в газозоудушном тракте двигателя для улучшения очистки и наполнения в зоне частот вращений режимов двигателя, соответствующих максимальному крутящему моменту;
- 3) согласование цикловой подачи топлива с изменением наполнения цилиндра при работе двигателя по скоростной характеристике (коррекция характеристики топливного насоса);
- 4) соответствующее изменение давления p_k воздуха или смеси на впуске.

Изменение фаз газораспределения является основным фактором, используя который можно менять коэффициент наполнения, а следовательно, коэффициент приспособляемости и скоростной коэффициент карбюраторного двигателя. Каждой частоте вращения соответствуют определенные фазы газораспределения, при которых мощность двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке достигает максимума. Конструкции современных двигателей, как правило, не позволяют менять фазы газораспределения при изменении скоростного режима. Постоянные фазы газораспределения двигателя, работающего при переменном скоростном режиме, могут быть оптимальными только для одной частоты вращения вала. На всех остальных скоростных режимах коэффициент наполнения не достигает того значения, которое он имел, если бы фазы газораспределения были оптимальными для каждой частоты вращения. Поэтому регулировку фаз газораспределения выбирают в зависимости от условий работы двигателя.

Установка наивыгоднейших фаз газораспределения при пониженной частоте вращения называется *тихоходной регулировкой*, а установка наивыгоднейших фаз газораспределения для скоростного режима, близкого к номинальному, называется *быстроходной регулировкой*.

Двигатель с тихоходной регулировкой по сравнению с двигателем с быстроходной регулировкой (см. рис. 152) имеет более высокий коэффициент приспособляемости и меньший скоростной коэффициент. Таким образом, первый двигатель обеспечивает устойчивую работу потребителя в более широком диапазоне изменения скоростного режима, но максимальная мощность его меньше.

В автомобильных двигателях нецелесообразно применять слишком быстроходную регулировку фаз, так как

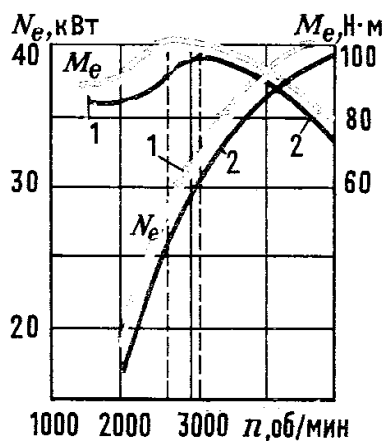


Рис. 153. Зависимость внешней характеристики карбюраторного двигателя от настройки выпускной системы (по опытам НАМИ):

1 — двигатель с настроенной выпускной системой; 2 — двигатель с ненастроенной выпускной системой

при этом ухудшаются динамические качества автомобиля вследствие уменьшения устойчивости работы и ухудшения приемистости двигателя.

В установках, в которых уменьшение частоты вращения двигателя связано с понижением мощности потребителя, целесообразно использовать быстроходную регулировку, например при работе двигателя по винтовой характеристике.

Аналогично фазы газораспределения влияют на коэффициент наполнения дизелей. Однако у них, в отличие от карбюраторных двигателей, при реализации положительного эффекта от увеличения коэффициента наполнения при низкой частоте вращения необходимо также согласовать характеристику цикловой подачи топлива с изменением коэффициента наполнения.

Для улучшения показателей работы двигателей широко используют газодинамические явления во впускной и выпускной системах, улучшающие газообмен. Можно так подобрать конструкции систем, чтобы коэффициент наполнения увеличивался, а работа, затрачиваемая на газообмен, уменьшалась в желаемом диапазоне изменения частоты вращения вала. Такие системы называют настроенными.

В настоящее время еще не разработаны методы аналитического определения необходимых размеров для настройки впускной и выпускной систем. Поэтому их определяют экспериментальным путем. Следует отметить, что эти системы, настроенные для работы в каком-то сравнительно узком скоростном диапазоне, как правило, улучшают показатели двигателя при работе по всей внешней характеристике, хотя и в меньшей степени, чем на режиме, соответствующем максимальному крутящему моменту. Особенно эффективно подбором размеров впускной и выпускной систем можно воздействовать на расширение скоростного диапазона устойчивой работы. Это наглядно видно на примере внешних характеристик карбюраторного двигателя с настроенной и ненастроенной выпускными системами (рис. 153). Коэффициент приспособляемости при настройке практически не изменился, а скоростной коэффициент уменьшился от 0,635 до 0,53, т. е. диапазон устойчивой работы двигателя расширился примерно на 25%.

Дизели имеют невысокий коэффициент приспособляемости и меньший по сравнению с карбюраторным двигателем скоростной диапазон устойчивой работы. Это вызвано недостатком работы применяющихся в дизелях топливных насосов золотникового типа. Насос этого типа с понижением частоты вращения кулачкового валика уменьшает подачу топлива за цикл при постоянном положении рейки. Вследствие этого не используется полностью воздушный заряд в цилиндре при работе на пониженных скоростных режимах и кривая крутящего момента получается пологой. Для устранения этого недостатка применяют коррекцию характеристики топливного насоса при работе дизеля по скоростной характеристике.

В практике дизелестроения используют различные корректоры топливоподачи: нагнетательный клапан-корректор, корректор в виде упругого упора, в виде профилированного подвижного упора рейки насоса и т. п.

В клапанах-корректорах используется явление дросселирования топлива, возникающее при перетекании его из пространства над плунжером по канавкам *a* (рис. 154) переменного сечения в нагнетательный трубопровод при ходе нагнетания. С ростом частоты вращения давление в пространстве над плунжером (вследствие дросселирования) и высота подъема клапана возрастают, что приводит к уменьшению нагрузок на клапан при его посадке на седло. В результате этого с ростом частоты вращения цикловая подача снижается. Для случая, показанного на рис. 154, с уменьшением *n* в 2,67 раза подача топлива за цикл $g_{т.ц}$ увеличивается примерно в 1,2 раза; при работе же насоса с обычным клапаном величина $g_{т.ц}$ в этом диапазоне изменения частоты вращения уменьшается в 1,16 раза. С увеличением цикловой подачи топлива при снижении *n* коэффициент α не уменьшается ниже того значения, которое он имеет на номинальном режиме. Поэтому индикаторный КПД практически не изменяется и, как следует из выражения (368), величина p_e увеличивается пропорционально $g_{т.ц}$. При применении клапана-корректора коэффициент приспособляемости дизеля можно увеличить до 1,4, т. е. до величины, которую имеют лучшие карбюраторные двигатели; при этом скоростной диапазон устойчивой работы дизеля также расширяется.

В двигателях с наддувом наиболее действенным средством увеличения коэффициента приспособляемости и расширения скоростного диапазона устойчивой работы является соответствующее изменение массового наполнения цилиндра путем подбора характеристики компрессора. Регулируя изменение давления наддува при уменьшении частоты вращения вала двигателя, добиваются соответствия между подачей воздуха компрессором и расходом воздуха через двигатель с заданными коэффициентом приспособляемости и скоростным диапазоном устойчивой работы, т. е. с определенным законом изменения внешней характеристики. С этой целью расчетным или экспериментальным путем определяют необходимую гидравлическую характеристику такого двигателя.

Гидравлическая характеристика представляет собой зависимость между расходом воздуха и необходимой степенью повышения давления в компрессоре при работе двигателя по требуемой внешней или какой-либо другой характеристике.

На рис. 155 показана гидравлическая характеристика двигателя с наддувом. На графике точка *A* характеризует номинальный режим работы двигателя. Кривая *З* соответствует работе двигателя в скоростном диапазоне $\bar{n}_4—\bar{n}_1$, где его мощность поддерживается постоянной. В этом случае двигатель обладает высоким коэффициентом приспособляемости и наиболее пригоден для работы на транспортной установке.

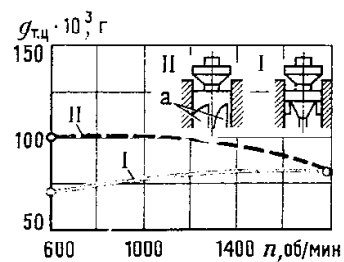


Рис. 154. Изменение цикловой подачи топлива клапаном—корректором:

a — канавки; *I* — цикловая подача без коррекции; *II* — цикловая подача с коррекцией

Рис. 155. Гидравлические характеристики двигателя:

1 — винтовая 2 — внешняя; 3 — $\bar{N}_e = f(\bar{n}) = \text{const}$; $\bar{n}_1 - \bar{n}_4$ — нагрузочные

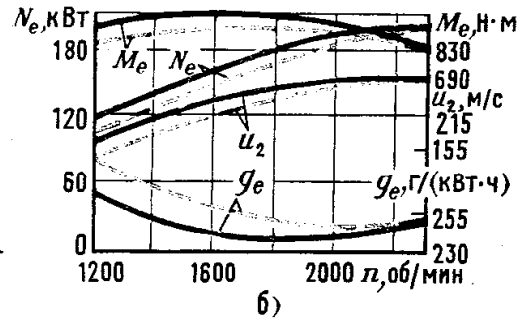
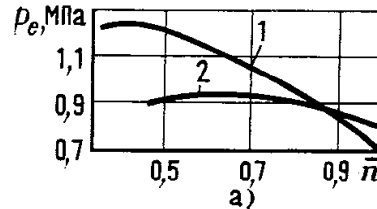
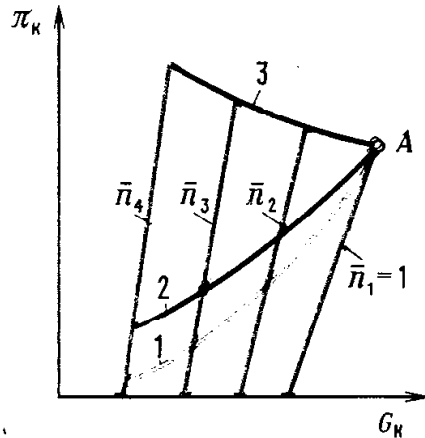


Рис. 156. Скоростные характеристики двигателей с газотурбинным наддувом (u_2 — окружная скорость колеса компрессора):

а — четырехтактные дизели; б — двухтактный дизель GMC 6-71; 1 — 6ЧН 15/18 (Д6); 2 — 6ЧН 10,5/13; — — — — регулируемый наддув; — — — — нерегулируемый наддув

Часто компрессор при работе с двигателем не обеспечивает его гидравлической характеристики, поэтому компрессор и турбину регулируют так, чтобы улучшить коэффициент приспособляемости и расширить диапазон устойчивой работы двигателя. Например, введение регулируемого наддува на дизеле 6ЧН 15/18 позволило получить коэффициент приспособляемости $K=1,75$ и скоростной коэффициент $K_c=0,4$, на дизеле 6ЧН 10,5/13 — $K=1,17$ и $K_c=0,65$, а на двигателе GMC6-71 — $K=1,045$ и $K_c=0,75$ при нерегулируемом наддуве и $K=1,13$ и $K_c=0,7$ при регулируемом наддуве (рис. 156).

Фирма Перкинс на двигателе G-354 с регулируемым наддувом получила коэффициент приспособляемости $K \geq 2$ и скоростной коэффициент $K_c \approx 0,43$. На автомобильном дизеле Берлие типа MDL с ТК в качестве первой ступени наддува и роторно-шестеренчатым компрессором в качестве второй применение регулируемого наддува дало возможность получить $K \approx 2,2$ при $K_c=0,4$; в то время как двигатель без наддува имеет $K \approx 1,06$ при $K_c \approx 0,66$ (рис. 157). На двухтактном дизеле TS-3 английской фирмы Рут с высокой степенью наддува достигнут коэффициент приспособляемости 6,75.

Для реализации преимуществ регулируемого наддува необходимо соответствующим образом корректировать подачу топлива, а также учитывать значительное увеличение максимального давления в цилиндре.

Увеличение массы и усложнение конструкций двигателей с высоким коэффициентом приспособляемости обусловлены применением сложной связи между его агрегатами и являются существенными недостатками подобных силовых установок.

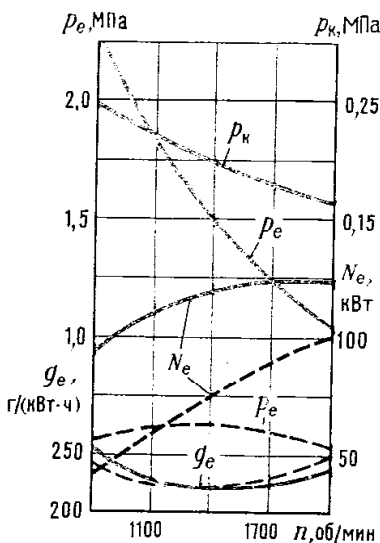


Рис. 157. Внешние характеристики дизеля Берлие MDL:

— — — — с регулируемым наддувом; — — — — без наддува

§ 10. Согласование работы компрессора и турбины в составе турбокомпрессора

Анализ условий работы агрегатов воздухообеспечения и возможностей обеспечения заданной характеристики двигателя проводят на основе совмещения характеристик компрессора, турбины и поршневой части. Как пра-

вило; это совмещение осуществляют в два этапа. На первом этапе определяют характеристики агрегатов воздухо-снабжения на основе уравнений связи между компрессором и турбиной, а затем находят режимы их совместной работы с поршневой частью. Поскольку уравнения связи между параметрами компрессора, турбины и поршневой части зависят от выбранной схемы воздухо-снабжения, количества агрегатов и схемы их соединения между собой и поршневой частью, целесообразно совместную работу рассмотреть на примере комбинированного двигателя с одноступенчатым свободным турбокомпрессором.

Для установившегося режима совместная работа турбины и компрессора определяется следующими условиями:

1) равенством мощностей турбины N_T и компрессора N_K , т. е. $N_T = N_K$;

2) равенством частот вращения колес турбины n_T и компрессора n_K , т. е. $n_T = n_K = n_{TK}$;

3) балансом расхода газа через турбину G_T и воздуха через компрессор G_K , которое выражается уравнением

$$G_T = G_K + G_T - G_{ут},$$

где G_T — массовый расход топлива в единицу времени; $G_{ут}$ — утечки воздуха и газа на участке от выхода из компрессора до входа в турбину в единицу времени.

Расход топлива и величина утечек практически равны и составляют 2—3% расхода воздуха, т. е. в расчетах можно принять $G_T = G_K = G$.

Эти условия одинаково применимы при любом способе подвода газа к турбине. Из уравнения баланса мощностей можно определить степень понижения давления p_T^* газов в турбине, необходимую для обеспечения требуемой по условиям работы двигателя степени повышения давления p_K воздуха в компрессоре.

При постоянном давлении p_T^* перед турбиной ее эффективная мощность

$$N_T = G_T L_{т.ад} \eta_T = G_T \eta_T \frac{k_1}{k_1 - 1} R_1 T_T^* \left[1 - \left(\frac{p_{T0}}{p_T^*} \right)^{(k_1 - 1)/k_1} \right]. \quad (375)$$

Мощность, необходимая для привода компрессора,

$$N_K = \frac{G_K L_{к.ад}}{\eta_{к.ад}} = \frac{G_K}{\eta_{к.ад}} \frac{k}{k - 1} RT_0 \left[\left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]. \quad (376)$$

Все механические потери в турбокомпрессоре принято учитывать КПД турбины:

$$\eta_T = \eta_{Ti} \eta_M,$$

где η_{Ti} — внутренний КПД турбины; η_M — механический КПД турбокомпрессора.

Согласно экспериментальным исследованиям величина потерь на трение в подшипниках скольжения приблизительно пропорциональна квадрату окружной скорости. Тогда зависимость механического КПД от расхода газа G_T может быть выражена уравнением

$$\eta_M = 1 - (1 - \eta_{M.p}) \frac{G_{т.p}}{G_T}, \quad (377)$$

!

Эффективные показатели комбинированного двигателя, его тепловая и механическая напряженность, а также надежность в значительной степени определяются показателями работы агрегатов воздухо-снабжения.

!

На расчетном режиме $\eta_M = 0,87 \div 0,96$, причем большие значения η_M соответствуют турбокомпрессорам больших размеров.

где $G_{т.р}$ и $\eta_{м.р}$ — соответственно расход газа и механический КПД на расчетном режиме.

Из выражений (375) и (376) получаем

$$\frac{1}{\pi_t^*} = \frac{p_{т0}}{p_t^*} = \left[1 - \frac{1}{\beta\beta_t} \left(\pi_k^{(k-1)/k} - 1 \right) \right]^{k_1/(k_1-1)}, \quad (378)$$

где β и β_t — постоянные величины, зависящие от теплофизических свойств газа и воздуха,

$$\beta = \frac{k_1}{k_1-1} \frac{k-1}{k} \frac{R_1}{R}, \quad \beta_t = \frac{G_t}{G_k} \frac{T_t^*}{T_0} \eta_{тк};$$

$\eta_{тк}$ — общий или эффективный КПД турбокомпрессора, $\eta_{тк} = \eta_t \eta_{к.ад}$.

Частота вращения колеса центробежного компрессора

$$n_k = \frac{60}{\pi D_k} \sqrt{\frac{H_{к.ад}}{\bar{H}_k}}, \quad (379)$$

где \bar{H}_k — напорный адиабатный КПД компрессора, $\bar{H}_k = H_{к.ад}/u_2^2$, $H_{к.ад} = L_{к.ад}$; u_2 — окружная скорость в м/с.

Частота вращения ротора турбины

$$n_t = \frac{60}{\pi D_t} \chi c_{т.ад}, \quad (380)$$

где $\chi = u/c_{т.ад}$; u — окружная скорость на среднем диаметре осевой турбины и на периферии колеса центробежной турбины; $c_{т.ад}$ — условная скорость газа, соответствующая полному теплоперепаду H_t в турбине.

Условная скорость

$$c_{т.ад} = \sqrt{2 \frac{k_1}{k_1-1} R_1 T_t^* \left[1 - \left(\frac{p_{т0}}{p_t^*} \right)^{(k_1-1)/k_1} \right]}. \quad (381)$$

Из условия $n_t = n_k$ с учетом выражения (381) получаем

$$\frac{D_k}{D_t} = \frac{1}{\chi} \sqrt{\frac{H_{к.ад}}{2 \frac{k_1}{k_1-1} R_1 T_t^* \left[1 - \left(\frac{p_{т0}}{p_t^*} \right)^{(k_1-1)/k_1} \right] \bar{H}_k}}.$$

Но

$$\frac{k_1}{k_1-1} R_1 T_t^* \left[1 - \left(\frac{p_{т0}}{p_t^*} \right)^{(k_1-1)/k_1} \right] = \frac{H_{к.ад}}{\eta_{тк}},$$

тогда

$$D_t/D_k = \chi \sqrt{2 \bar{H}_k / \eta_{тк}}. \quad (382)$$

Выражение (382) устанавливает связь между диаметрами колес турбины D_t и компрессора D_k , работающих в составе турбокомпрессора.

Величина напорного адиабатного КПД может быть оценена по данным, приведенным в табл. 15.

При расчете совместной работы импульсной турбины и компрессора мощность N_k , необходимую для привода компрессора, определяют по формуле (376). Мощность

Для выполненных конструкций ТКР с диаметром колеса $D_k = 85 \div 230$ мм $\eta_{тк} = 0,5 \div 0,6$ и для ТК с $D_k > 200$ мм $\eta_{тк} = 0,6 \div 0,66$.

Для реактивной осевой одноступенчатой турбины оптимальная окружная скорость соответствует $\chi = 0,55 \div 0,60$, для центробежной $\chi = 0,64 \div 0,7$.

При $\bar{H}_k = 0,68$ и $\eta_{тк} = 0,56$ для ТК D_t/D_k равно $0,85-0,95$, для ТКР $1,0-1,1$.

турбины N_T находят по экспериментальной или построенной по расчетным данным характеристике изменения давления перед турбиной.

15. НАПОРНЫЙ АДИАБАТНЫЙ КПД \bar{H}_K ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

D_K , мм	Компрессор с диффузором	
	безлопаточным	лопаточным
85—110	0,58—0,63	0,65—0,68
140—180	0,63—0,65	0,66—0,68
230—300	0,63—0,65	0,68—0,7
340—380	0,64—0,66	0,68—0,71
500—650	0,65—0,68	0,70—0,73

Сопоставление мощностей N_T и N_K показывает, обеспечивает ли турбокомпрессор необходимую степень повышения давления и расход воздуха. Если мощность турбины недостаточна, то, увеличивая предварение выпуска газов (а следовательно, и располагаемую энергию газов перед турбиной) или уменьшая проходное сечение соплового аппарата и соответственно изменяя профиль рабочих лопаток, достигают баланса мощностей. При невозможности повышения мощности N_T до требуемой величины компенсируют недостающую мощность в системе свободного турбокомпрессора передачей ее с коленчатого вала на ротор турбокомпрессора или применением двухступенчатого наддува. В последнем случае степень повышения давления в турбокомпрессоре уменьшают до величины, при которой обеспечивается баланс мощностей турбины и компрессора.

Как правило, стремятся получить высокий общий КПД турбокомпрессора. Однако это может привести к увеличению его габаритных размеров и повышению стоимости двигателя. Поэтому нужно знать минимальное значение η_{TK} , при котором обеспечиваются требуемые параметры комбинированного двигателя. При невысокой степени наддува η_{TK} незначительно влияет на экономичность двигателя. В связи с этим минимально допустимую величину η_{TK} выбирают из условий удовлетворительного наполнения цилиндра. Следовательно, она должна быть такой, при которой обеспечивается необходимая продувка камеры сгорания четырехтактного двигателя или работа двухтактного двигателя на всех режимах только со свободным турбокомпрессором. Минимальное значение η_{TK} , удовлетворяющее данному требованию, зависит от температуры выпускных газов, конструкции газоздушного тракта двигателя, сопротивления на входе в компрессор и на выходе из турбины, давления наддува и схемы использования газов в турбине.

Низкие значения КПД имеют турбокомпрессоры четырехтактных двигателей с невысокой степенью наддува. Для таких двигателей с разделенным выпускным трубо-

!
При прочих равных условиях наиболее низкий η_{TK} требуется в двигателях с импульсной системой наддува, обуславливающей наибольшее значение располагаемой энергии газа на входе, наименьшее среднее и минимальное давления на выпуске из цилиндра.

проводом при $t_t = 500 \div 550^\circ \text{C}$ удается осуществить продувку и получить удовлетворительную величину η_v при следующих минимальных значениях $\eta_{т.к.}$:

p_k , МПа	0,135—0,14	0,16—0,17	0,18—0,20
$\eta_{т.к.}$	0,40—0,45	0,45—0,5	0,52—0,55

Для двухтактных двигателей необходимы турбокомпрессоры с более высокими минимальными КПД, так как у этих двигателей больше удельный расход воздуха и меньше удельная энергия выпускных газов в связи с более низкой, чем в четырехтактных двигателях, температурой газов перед турбиной. При наддуве малооборотных двухтактных дизелей с прямоточной схемой газообмена и средней температурой выпускных газов $350\text{—}420^\circ \text{C}$ работа только со свободным турбокомпрессором возможна при следующих минимальных значениях $\eta_{т.к.}$:

p_k , МПа	0,125—0,13	0,14—0,15	0,17—0,18
$\eta_{т.к.}$	0,45—0,5	0,5—0,55	0,58—0,6

В двухтактных двигателях с петлевой схемой газообмена минимальные величины $\eta_{т.к.}$ еще выше, так как у них больше потери на продувку цилиндра, хуже используется энергия газов в цилиндре в начале выпуска вследствие сравнительно большого объема выпускной системы. В двигателях такого типа, как правило, устанавливают дополнительные продувочные компрессоры или используют для этой цели подпоршневую полость.

Отдельно полученные характеристики компрессора и газовой турбины, входящих в состав турбокомпрессора, позволяют судить только о параметрах каждого из них, но не дают представления о показателях работы агрегата в целом. Для определения параметров работы турбокомпрессора необходимо знать его характеристику. *Характеристикой турбокомпрессора* называют график зависимости степени повышения давления воздуха и КПД компрессора, степени понижения давления газа и КПД турбины, температуры газа перед турбиной от расхода воздуха или газа и частоты вращения ротора при совместной работе компрессора и турбины в составе турбокомпрессора. Характеристика турбокомпрессора может быть получена при его испытании или построена по характеристикам компрессора и турбины.

В последнем случае характеристики компрессора и турбины должны охватывать широкий диапазон изменения параметров и представлять собой зависимости:

для компрессора

$$\pi_k = f(G_{к.пр} n_{к.пр}), \quad \eta_{к.ад} = f_1(G_{к.пр}, n_{к.пр}),$$

где $G_{к.пр}$ — приведенный расход воздуха,

$$G_{к.пр} = G_k (p_0/p_1^*) \sqrt{T_1^*/T_0}; \quad n_{к.пр} \text{ — приведенная частота вращения ротора компрессора, } n_{к.пр} = n_k \sqrt{T_0/T_1^*};$$

p_1^* и T_1^* — параметры заторможенного потока на входе в компрессор;

Более высокое значение КПД турбокомпрессоров способствует улучшению наполнения и некоторому снижению потерь на насосные ходы.

для турбины

$$\pi_T^* = f\left(\frac{G_T \sqrt{T_T^*}}{p_T^*}, \frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}\right), \quad \eta_T = f_1\left(\frac{G_T \sqrt{T_T^*}}{p_T^*}, \frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}\right),$$

где p_T^* и T_T^* — параметры заторможенного потока на входе в турбину.

На основании этих зависимостей по формулам (375) и (376) определяют мощности турбины и компрессора:

$$\frac{N_T}{p_T^* \sqrt{T_T^*}} = f\left(\frac{G_T \sqrt{T_T^*}}{p_T^*}, \frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}\right), \quad N_K = f(G_{к.пр}, n_{к.пр}).$$

Характеристику турбокомпрессора находят путем решения представленных выше зависимостей с использованием уравнений связи между турбиной и компрессором. Это решение может быть найдено графическим способом или аналитическим с использованием ЭЦВМ.

Рассмотрим графический способ построения характеристики турбокомпрессора. Для этого при выбранном значении $n_{TK} = n_K = n_T$, используя универсальную характеристику турбины, по значениям параметра $n_T / \sqrt{T_T^*}$ вычисляют температуру газа перед турбиной:

$$T_T^* = \frac{n_{TK}^2}{(n_T / \sqrt{T_T^*})^2}.$$

Затем, задаваясь рядом значений π_T^* и определяя графически по характеристике турбины для принятого значения параметра $n_T / \sqrt{T_T^*}$ соответствующие значения η_T , приведенного расхода $G_T \sqrt{T_T^*} / p_T^*$ и мощности $N_T / (p_T^* \sqrt{T_T^*})$, подсчитывают давление p_T^* , расход газа G_T и мощность N_T турбины по формулам

$$p_T^* = \pi_T^* p_{T0}; \quad G_T = \left(\frac{G_T \sqrt{T_T^*}}{p_T^*}\right) \frac{p_T^*}{\sqrt{T_T^*}} \text{ и}$$

$$N_T = \left(\frac{N_T}{p_T^* \sqrt{T_T^*}}\right) p_T^* \sqrt{T_T^*}.$$

По полученным данным строят кривые $\pi_T^* = f(G_T, T_T^*)$, $N_T = f_1(G_T, T_T^*)$ и $\eta_T = f_2(G_T, T_T^*)$ (рис. 158). Аналогично строят графики зависимостей $\pi_K = f(G_K)$, $N_K = f_1(G_K)$ и $\eta_{к.ад} = f_2(G_K)$ для компрессора (рис. 159). При постоянных n_K и параметрах окружающей среды p_0 и T_0 мощность компрессора, зависящая только от расхода воздуха, изображается одной кривой, а мощность турбины, зависящая еще и от температуры газа T_T^* , — семейством кривых.

После этого при выбранной частоте вращения ротора n_{TK} совмещают характеристики турбины и компрессора (рис. 160). Из точек 1, 2 и 3 пересечения кривых $N_T = f_1(G_T)$ и $N_K = f_1(G_K)$, т. е. при условии $N_K = N_T$, проводят ординаты до пересечения с соответствующими кривы-

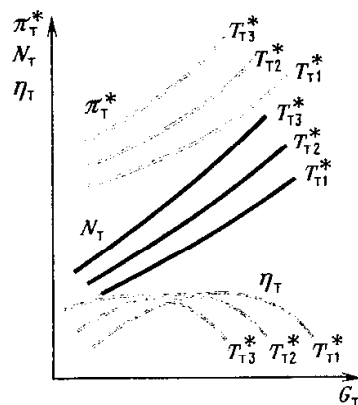


Рис. 158. Характеристика турбины при $n_K = \text{const}$ и различных температурах газа

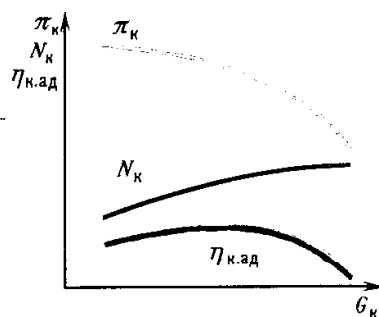


Рис. 159. Характеристика компрессора при $n_K = \text{const}$

Рис. 160. Схема графического определения совместных режимов работы турбины и компрессора при $n_{TK} = \text{const}$

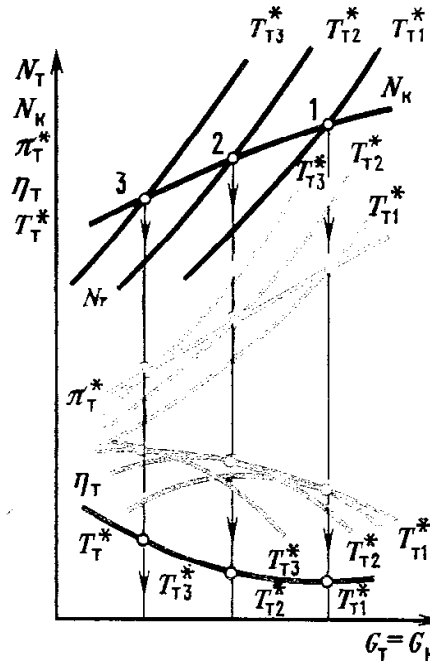
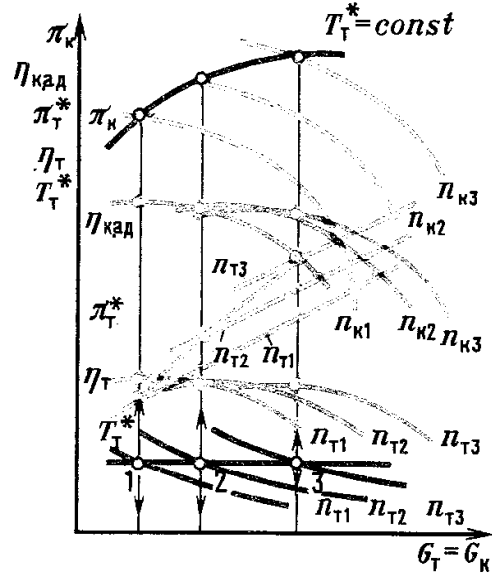


Рис. 161. Характеристика турбокомпрессора и схема ее построения



ми $\pi_T^* = f(G_T)$, $\eta_T = f_1(G_T)$. В результате этого в точках пересечения получают совокупность значений π_T^* , η_T и $G_T = G_K$, при которых обеспечивается баланс мощностей турбины и компрессора. Соединяя отмеченные точки, строят характеристики турбины $\pi_T^* = f_3(G_T)$, $\eta_T = f_4(G_T)$, работающей в составе турбокомпрессора. Затем для каждого значения расхода газа находят температуру T_T^* и строят зависимость $T_T^* = f_5(G_T)$.

Таким образом проводят расчет для нескольких частот вращения $n_{TK} = n_T = n_K$ ротора турбокомпрессора и получают характеристику турбины при ее работе в составе турбокомпрессора в зависимости от n_{TK} (рис. 161). Далее на исходной характеристике компрессора (см. рис. 159) находят значения степени повышения давления и адиабатного КПД, удовлетворяющие условиям совместной работы компрессора и турбины. Найденные величины π_K и $\eta_{K.ad}$ наносят на график и получают кривые $\pi_K = f_2(G_K)$ и $\eta_{K.ad} = f_3(G_K)$ при разных n_{TK} , характеризующие совместную работу компрессора и турбины и представляющие собой характеристику турбокомпрессора. Как правило, на характеристику турбокомпрессора наносят также линии постоянных температур $T_T^* = \text{const}$. В таком виде характеристика удобна для анализа работы турбокомпрессора в составе комбинированного двигателя. В качестве примера на рис. 162 показана характеристика турбокомпрессора ТК-38.

Графический способ построения характеристик турбокомпрессора является трудоемким и недостаточно точным. Поэтому в настоящее время применяют аналитические способы расчета и построения характеристик с использованием вычислительной техники.

При использовании экспериментальных данных характеристики вводятся в память машины в табличной форме или аппроксимируются в виде полиномов. За независимые параметры принимают частоту вращения ротора

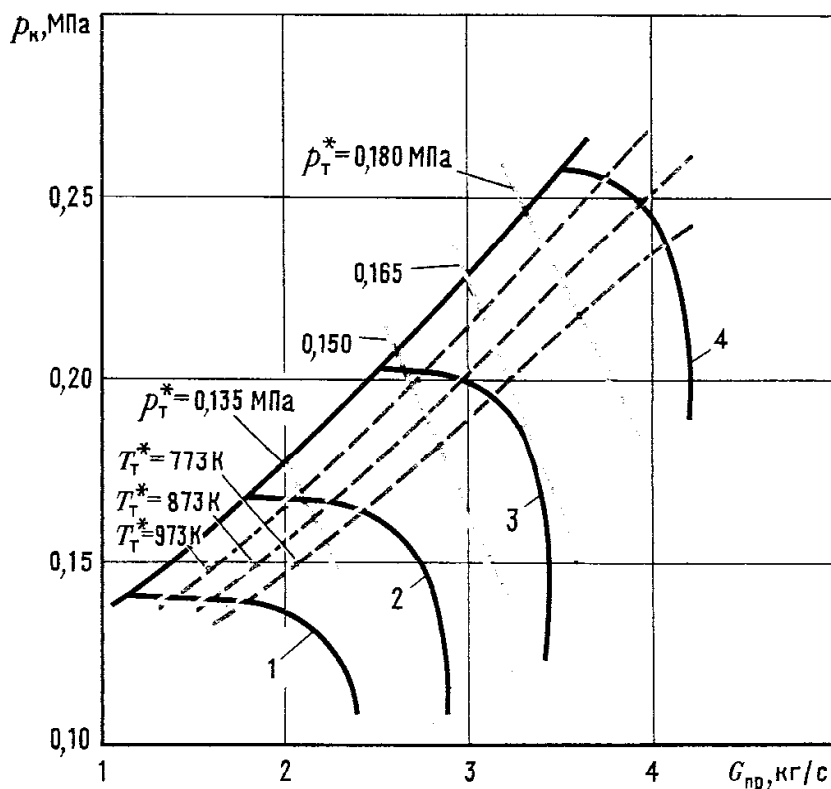


Рис. 162. Характеристика турбокомпрессора ТК-38:

- 1 — $n = 10800$ об/мин;
 2 — $n = 13650$ об/мин;
 3 — $n = 16500$ об/мин;
 4 — $n = 19000$ об/мин

ТК и температуру газа перед турбиной. Перед началом расчета задаются возможными диапазонами их изменения от $n_{\text{TK.нач}}$ через Δn_{TK} до $n_{\text{TK.кон}}$ и от $T_{\text{TK.нач}}^*$ через ΔT_{TK}^* до $T_{\text{TK.кон}}^*$. На рис. 163 представлена блок-схема расчета совместных режимов для случая, когда характеристики турбины и компрессора получены аналитически. Для выбранного значения частоты вращения ротора ТК и заданной температуры задача сводится к определению G_{K} , при котором мощности турбины и компрессора равны. С этой целью системы уравнений $N_{\text{K}} = f_1(G_{\text{K}})$ и $N_{\text{T}} = f_2(G_{\text{K}})$ решают по итерационной схеме (рис. 164). Из подобия треугольников abc и mbn , а также треугольников dke и tkn следует, что

$$G_{\text{K}(i+1)} = G_{\text{Ki}} - (G_{\text{K}(i-1)} - G_{\text{Ki}}) \frac{N_{\text{Ti}} - N_{\text{Ki}}}{(N_{\text{T}(i-1)} - N_{\text{K}(i-1)}) - (N_{\text{Ti}} - N_{\text{Ki}})}, \quad (383)$$

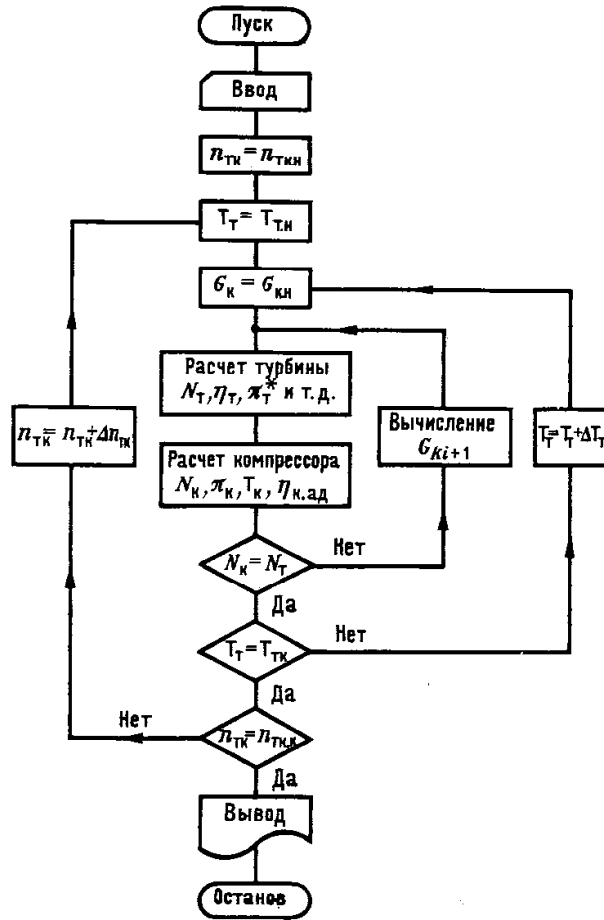
где i — номер приближения.

Расчеты показывают, что для нахождения одной точки характеристики ТК достаточно сделать три приближения.

§ 11. Согласование характеристик турбокомпрессора и поршневой части

Характеристику двигателя выбирают из условия наиболее полного удовлетворения требований потребителя, исходя из которых выбирают закономерности изменения $p_e = f_1(n)$, $N_e = f_2(n)$ и $g_e = f_3(N_e)$ по нагрузочной или винтовой характеристике. На основании этих зависимостей определяют гидравлическую характеристику $\pi_{\text{K}} = F(G_{\text{K}})$ двигателя.

Рис. 163. Блок-схема расчета характеристик турбокомпрессора

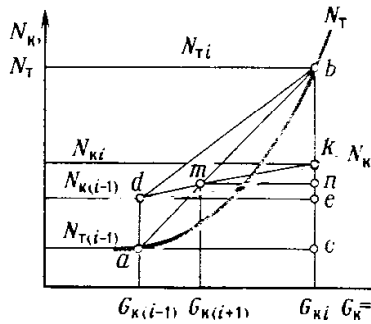


Гидравлическая характеристика позволяет определить требуемые для двигателя расход и давление воздуха и сопоставить их с выходными параметрами агрегатов воздухообеспечения. По результатам этого сопоставления решают вопрос о возможности и способах получения необходимой характеристики двигателя. Вид действительной гидравлической характеристики зависит от ряда факторов и в первую очередь определяется выбранной схемой воздухообеспечения, характеристиками его агрегатов и поршневой части.

Расчет характеристик двигателя с приводным турбокомпрессором

Для построения характеристики комбинированного двигателя необходимо знать характеристики его отдельных элементов. По этим характеристикам, полученным экспериментально или расчетным путем, на основании уравнений связи находят режимы совместной работы компрессора, холодильника, турбины и поршневой части.

В двигателе с приводным турбокомпрессором условия совместной работы компрессора, турбины и поршневой части аналитически выражают следующими уравнениями связи:



$$G_K = G_T = G; n_K = n_T = n_{TK} = n i_{TK}; T_T^* \approx T_p; p_T^* = \sigma_{в.тр} p_p;$$

$$p_K = p'_K - \Delta p_x; T_K = T'_K - \Delta T_x,$$

где i_{TK} — передаточное отношение между ротором ТК и коленчатым валом поршневой части; T_p и p_p — темпера-

Рис. 164. Схема нахождения точки совместной работы компрессора и турбины

тура и давление газа на выходе из поршневой части; p_k и T_k' — давление и температура воздуха на выходе из компрессора; Δp_x и ΔT_x — потери давления и понижение температуры в холодильнике; $\sigma_{в.тр}$ — коэффициент, учитывающий потери давления при движении газа по выпускному трубопроводу.

Характеристика комбинированного двигателя может быть построена графическим или расчетным способом. Графическое построение характеристики комбинированного двигателя является чрезвычайно трудоемким и требует большого количества экспериментальных характеристик агрегатов воздухообеспечения, полученных в широком диапазоне изменения параметров. Более простым и надежным является графоаналитический метод с использованием ЭВМ. В этом случае можно использовать как экспериментальные характеристики элементов комбинированного двигателя, так и расчетные.

Как правило, за независимые параметры при определении режимов совместной работы агрегатов воздухообеспечения и поршневой части принимают частоту вращения коленчатого вала n и цикловую подачу топлива $g_{т.ц}$.

При работе двигателя на установившемся режиме каждой паре величин n и $g_{т.ц}$ соответствуют вполне определенные параметры, удовлетворяющие уравнениям связи как для двигателя в целом, так и для его отдельных элементов. Выбор в качестве независимых параметров n и $g_{т.ц}$ позволяет рассчитывать практически любую характеристику двигателя: скоростную, нагрузочную, винтовую и т. д. Расчет проводят в такой последовательности. Для заданных значений n и $g_{т.ц}$ из характеристики компрессора при $n_k = i_{тк} n$ в первом приближении определяют параметры компрессора p_k' , T_k' , $G_{к1}$, $N_{к1}$. Затем проводят расчет холодильника и определяют давление p_k и температуру воздуха T_k во впускном ресивере.

Далее для ряда значений противодавления на выпуске p_p по известной методике рассчитывают рабочий процесс и газообмен в поршневой части, в результате которого определяют зависимости $G = f_1(p_p)$ и $T_p = f_2(G)$. Сопоставляя эти зависимости с характеристиками турбины, находят режим совместной работы турбины и поршневой части. Для этого, принимая в первом приближении $p_p = p_{p1}$, по кривой 1 (рис. 165) находят расход воздуха через двигатель G_1 , а по кривой 2 — соответствующую температуру T_{p1} . Затем с помощью расходной характеристики турбины по значениям G_1 и $T_{p1} = T_{т1}$ определяют величину $p_p = p_{p2}$. Если принятое в начале расчета значение p_{p1} не совпадает с p_{p2} , то проводят второе приближение, в котором принимают $p_p = (p_{p1} + p_{p2}) 0,5$. Таким образом расчет повторяют до получения результата с заданной степенью точности. По найденному значению p_p определяют расход воздуха через двигатель G , температуру газа перед турбиной, мощность турбины N_t и другие параметры.

Полученное значение расхода воздуха G через двигатель сравнивают с расходом воздуха через компрессор

Величину $\sigma_{в.тр}$ выбирают по результатам экспериментальных данных. Она зависит от скорости газа в трубопроводе, его конструкции и изменяется в пределах 0,96—0,98.

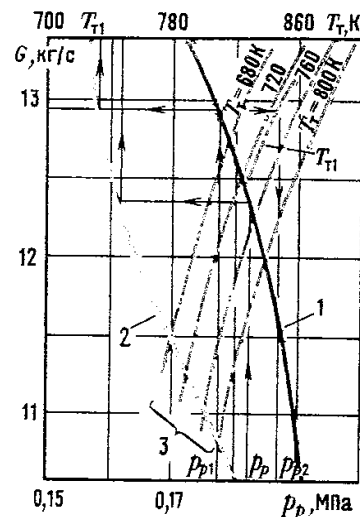
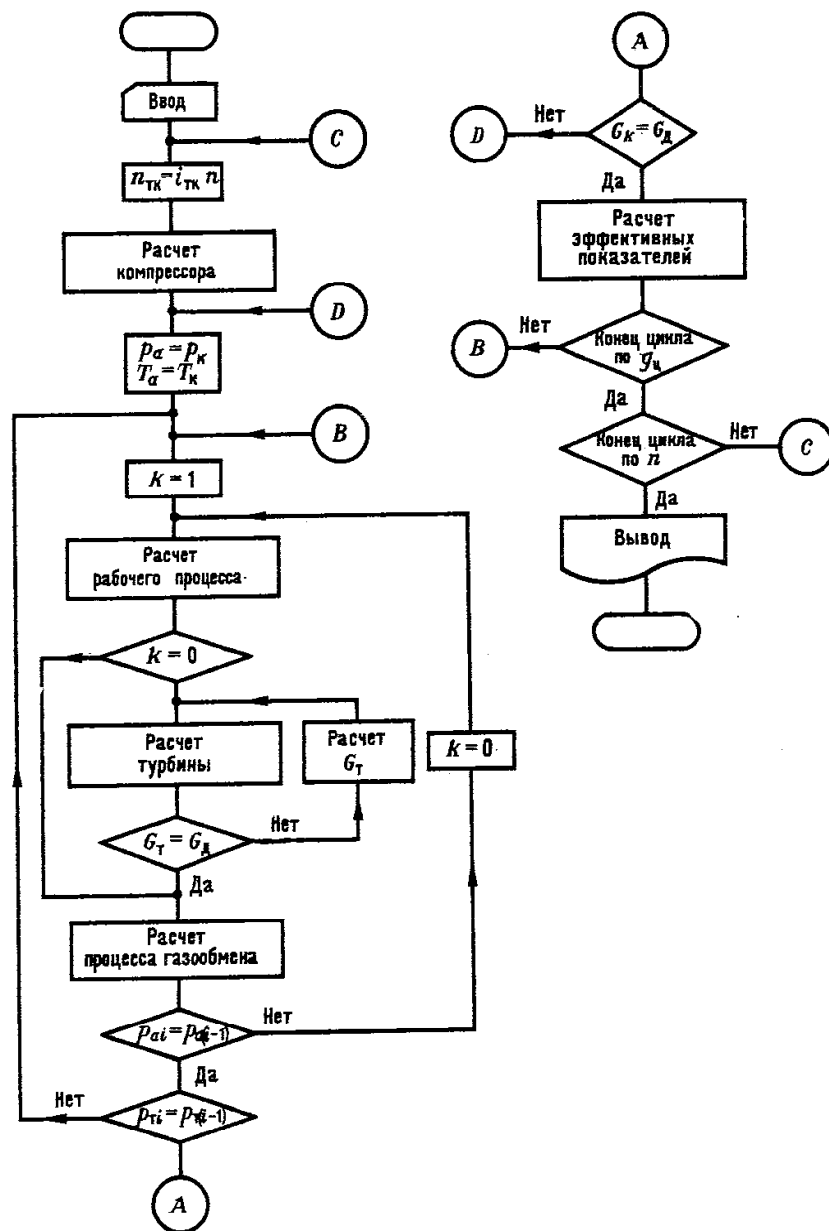


Рис. 165. Схема определения режима совместной работы турбины и поршневой части двигателя:

1 — зависимость $G = f_1(p_p)$; 2 — $T_p = f_2(G)$; 3 — расходные характеристики турбины при различных температурах газа T_g

Рис. 166. Схема расчета характеристик двухтактного двигателя с приводным турбокомпрессором



G_{K1} . Если они не совпадают, то по характеристикам компрессора задаются новыми значениями G_K и p_K . И так, пока не будет выполнено условие $|(G_K - G)/G_K| \leq \varepsilon$ (где ε — заданная точность расчета, %).

После определения режима совместной работы турбокомпрессора и поршневой части рассчитывают эффективные показатели двигателя. Затем, задаваясь другими значениями независимых параметров n и $g_{т.п.}$, определяют новый режим совместной работы. На рис. 166 приведена схема расчета нагрузочных характеристик двухтактного двигателя с приводным турбокомпрессором.

Расчет характеристик двигателя с газовой связью

При замене механической связи ТК с поршневой частью газовой связью усложняется задача определения режимов их совместной работы. Кроме того, добавляется еще одно обязательное условие совместной работы — равенство мощностей компрессора и турбины, т. е. $N_K = N_T$. В этом случае условия совместной работы поршневой ча-

сти и турбомашин с учетом охлаждения наддувочного воздуха определяются следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} G_k &= G_T = G; \quad p_k = p'_k - \Delta p_x = p'_k \xi_{\text{ох}}; \quad p_T^* = p_p \sigma_{\text{в.тр}}; \\ T_k &= T'_k - \Delta T_x = T'_k - E_x (T'_k - T_w); \\ T_T^* &= T_p; \quad n_T = n_k; \quad N_T = N_k, \end{aligned} \right\} \quad (384)$$

где $\xi_{\text{ох}}$, $\sigma_{\text{в.тр}}$ — коэффициенты потерь давления соответственно во впускном трубопроводе и в выпускном; T_w — температура воды на входе в охладитель наддувочного воздуха; E_x — степень охлаждения воздуха в охладителе, $E_x = (T'_k - T_k) / (T'_k - T_w)$.

В комбинированных двигателях с газовой связью трудно осуществить как равенство расходов воздуха, так и равенства частот вращения и мощностей турбины и компрессора. Чтобы выполнить эти условия, необходимо найти вполне определенные значения давлений и температур на входе в турбину и на выходе из компрессора. Решение, удовлетворяющее системе (384), зависит от правильного выбора независимых переменных и критериев сходимости итерационных процессов.

Как показывает опыт, в качестве независимых переменных, определяющих режим работы двигателя, рационально выбирать частоту вращения ротора ТК $n_{\text{ТК}}$ (условие $n_k = n_T$), частоту вращения вала отбора мощности n и цикловую подачу топлива $g_{\text{т.ц}}$. Такой выбор независимых переменных позволяет рассчитывать различные характеристики комбинированных двигателей: нагрузочные ($n = \text{const}$, $g_{\text{т.ц}} = \text{var}$), скоростные ($g_{\text{т.ц}} = \text{const}$, $n = \text{var}$), ограничительные (например, по температуре T_T^*) и др.

В качестве критериев сходимости итерационных процессов целесообразно принимать следующие: $G = G_k = G_T$ и $N_T = N_k$. Остальные параметры (p_k , T_k , p_T^* и T_T^*), входящие в систему (384), однозначно определяются в процессе ее итерационного решения. Энергию газа перед турбиной, а следовательно, и мощность N_T можно оценивать комплексным параметром $N_T / (p_T^* \sqrt{T_T^*})$, что избавляет от необходимости проводить итерации по каждому параметру, характеризующему режим работы турбины (p_T^* , T_T^* и G_T).

Особенности расчета совместной работы поршневой части двигателя и двухступенчатого турбокомпрессора

Расчет совместной работы поршневой части и агрегатов двухступенчатого воздухоснабжения выполняют по такой же схеме, как и одноступенчатого. Однако систему уравнений (384) необходимо дополнить уравнениями баланса мощности, частоты вращения ротора и расходов воздуха и газа турбокомпрессора второй ступени. За независимые переменные при расчете двухступенчатого турбокомпрессора принимают частоту вращения ротора турбокомпрессора высокого давления (ВД) и температуру газа перед его турбиной.

При заданной частоте вращения ротора турбокомпрессора высокого давления приведенная окружная скорость его турбины

$$\lambda_{u1\text{ВД}} = \pi n_{\text{т.ВД}} D_{1\text{ВД}} / \left(60 \sqrt{\frac{k}{k+1} RT_{\text{т.ВД}}} \right).$$

Задаваясь в первом приближении значением приведенной скорости газа на выходе из соплового аппарата турбины $\lambda_{c1\text{ВД}}$, определяют расход $G_{\text{т.пр}}$ и параметры газа в турбине высокого давления.

Величину теоретической приведенной скорости газа на выходе из соплового аппарата турбины низкого давления (НД) $\lambda_{c1\text{тНД}}$ определяют из системы уравнений для плотности тока в сопловой решетке:

$$\left. \begin{aligned} \xi &= G_{\text{т.пр}} / (m F_{\text{НД}} \sin \alpha_{1\text{НД}}); \\ \xi &= \pi (\lambda_{c1\text{тНД}}) y (\lambda_{c1\text{тНД}}), \end{aligned} \right\}$$

$$\text{где } m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)},}$$

$F_{\text{НД}}$ — площадь соплового аппарата турбины низкого давления.

Величина действительной приведенной скорости газа $\lambda_{c1\text{НД}} = \lambda_{c1\text{тНД}} \varphi$,

где φ — коэффициент скорости.

Задавшись в первом приближении величиной $\lambda_{u1\text{НД}}$, рассчитывают параметры газа в турбине низкого давления и давление газа перед турбиной высокого давления по формуле

$$p_{\text{т.ВД}} = \pi_{\text{т.ВД}} \pi_{\text{т.НД}} p_2.$$

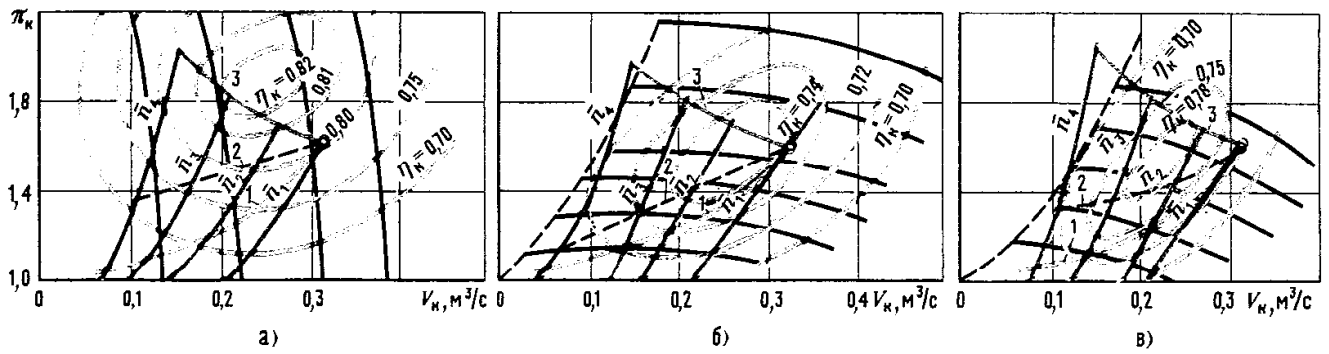
Затем рассчитывают параметры воздуха в компрессоре низкого давления при частоте вращения ротора

$$n_{\text{к.НД}} = 60 \lambda_{u1\text{НД}} \sqrt{\frac{k}{k+1} RT_{\text{т.НД}} / (\pi D_{1\text{НД}})}.$$

Если мощность компрессора $N_{\text{к.НД}}$ не равна мощности турбины $N_{\text{т.НД}}$, то расчет турбокомпрессора низкого давления повторяют при новом значении частоты вращения до тех пор, пока не будет выполняться условие $N_{\text{к.НД}} = N_{\text{т.НД}}$.

Из расчета параметров воздуха в промежуточном воздухоохладителе определяют давление $p_{\text{к.ВД}}$ и температуру $T_{\text{к.ВД}}$ на входе в компрессор высокого давления. Далее рассчитывают этот компрессор. Если не выполняется условие баланса мощностей турбины и компрессора высокого давления, то расчет двухступенчатого турбокомпрессора повторяют с новым значением $\lambda_{c1\text{ВД}}$.

Так как первоначально величина $T_{\text{т.ВД}}$ выбирается ориентировочно, то возможно, что расход воздуха $G_{\text{к}}$ одного из компрессоров будет меньше помпажного $G_{\text{помп}}$ или больше максимального $G_{\text{мах}}$. В этом случае варьированием $T_{\text{т.ВД}}$ необходимо обеспечить выполнение условия $G_{\text{помп}} < G_{\text{к}} < G_{\text{мах}}$.



§ 12. Регулирование турбокомпрессора

Характеристика одного из лучших объемных компрессоров — роторно-винтового — позволяет обеспечить работу двигателя по любой характеристике (рис. 167, а). При работе двигателя на номинальном режиме и по характеристике 3 в скоростном диапазоне $(0,4—1) n_{\text{ном}}$ КПД компрессора выше 0,8. Внешняя гидравлическая характеристика 2 обеспечивается компрессором при работе в основном с КПД выше 0,75.

Более значительное падение КПД компрессора наблюдается при работе судового двигателя по винтовой характеристике 1. Однако это не имеет существенного значения, так как для судового двигателя основным режимом работы является номинальный. Здесь рассмотрен случай совмещения характеристик для наиболее неблагоприятных условий: при работе двигателя по характеристике $N_e = \text{const}$. Для работы двигателя только по внешней или только по винтовой характеристике можно получить более благоприятное сочетание, если сместить характеристики компрессора влево вниз. Для этого, например, можно было бы взять компрессор с несколько уменьшенными окружными скоростями роторов.

На рис. 167, б гидравлические характеристики двигателей различного назначения совмещены с характеристикой центробежного компрессора, имеющего безлопаточный диффузор. Такой компрессор достаточно хорошо удовлетворяет требованиям двигателя при работе по винтовой, внешней и нагрузочной характеристикам в скоростном диапазоне $n = (0,4 \div 1,0) n_{\text{ном}}$. При работе двигателя по характеристике 3 компрессор удовлетворяет его требованиям в скоростном диапазоне $\bar{n} = 0,5 \div 1$. Для повышения надежности работы при $n = 0,5 n_{\text{ном}}$ можно выбрать расчетный режим компрессора при несколько меньшем расходе воздуха через двигатель, т. е. сместить характеристики влево. При этом немного уменьшится КПД компрессора на номинальном режиме, но зато улучшится протекание внешней характеристики.

При работе дизеля с центробежным компрессором, имеющим лопаточный диффузор (рис. 167, в), гидравлическая характеристика двигателя располагается во всех случаях в зоне работы компрессора с более высокими КПД, чем в предыдущем случае. Однако при работе по внешней характеристике и характеристике $N_e = \text{const}$

Рис. 167. Гидравлические характеристики двигателя, совмещенные с характеристиками компрессоров:

а — роторно-винтового; б — центробежного с безлопаточным диффузором; в — центробежного с лопаточным диффузором; 1 — винтовая характеристика; 2 — внешняя характеристика; 3 — $N_e = f(n) = \text{const}$; $\bar{n}_1 = \bar{n}_4 = f(n) = \text{const}$; $\bar{n}_1 = 1,0$; $\bar{n}_2 = 0,8$; $\bar{n}_3 = 0,6$; $\bar{n}_4 = 0,4$

Граница помпажа у компрессора с лопаточным диффузором протекает более полого, чем у компрессора с безлопаточным диффузором, что усложняет согласование характеристики компрессора и двигателя.

При выборе расчетного режима кроме снижения КПД на номинальном режиме ограничивающим фактором может быть чрезмерный рост частоты вращения ротора турбокомпрессора.

КПД этого компрессора изменяется в более широких пределах, чем КПД компрессора, имеющего безлопаточный диффузор.

Таким образом, из рассмотренных компрессоров наиболее полно удовлетворяют требованиям двигателей различного назначения объемные компрессоры. При работе двигателя с различными компрессорами этого типа будет различие только в значениях КПД. Достаточно хорошее согласование характеристик получается и при работе двигателя с центробежным компрессором с безлопаточным диффузором. Центробежный компрессор с лопаточным диффузором обеспечивает работу двигателя по всем характеристикам, кроме характеристики $N_e = \text{const}$, в достаточно широком диапазоне изменения частоты вращения вала.

С ростом давления наддува труднее согласовывать характеристики двигателя и компрессора. Особенно это относится к форсированным двигателям с высоким коэффициентом приспособляемости и с широким скоростным диапазоном устойчивой работы, т. е. с низким скоростным коэффициентом. У таких двигателей с ростом коэффициента приспособляемости и среднего эффективного давления на номинальном режиме, а также с уменьшением скоростного коэффициента увеличивается рабочий диапазон по расходу воздуха, т. е. возрастает разность между расходами воздуха на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента.

Если двигатель предназначен для работы по нагрузочной или винтовой характеристикам, то расчет и выбор оптимальных параметров компрессоров проводят только для номинального режима двигателя. В этом случае в двигателе на частичных режимах подается достаточное количество воздуха даже при ухудшении показателей компрессора. Для получения высоких параметров турбокомпрессора при работе дизеля по внешней характеристике с высоким коэффициентом приспособляемости и широким скоростным диапазоном устойчивой работы, расчет и настройку компрессора и турбины производят не для номинального режима, а для режима максимального крутящего момента. Расчетный режим компрессора по расходу воздуха выбирается на 5—15% правее границы помпажа. Пропускную способность турбины принимают соответствующей режиму максимального крутящего момента двигателя. При таком выборе расчетного режима переход дизеля на номинальный режим связан с ухудшением показателей компрессора и турбины. Выбор расчетных параметров турбокомпрессора производят таким образом, чтобы общий КПД турбокомпрессора на номинальном режиме не был ниже допустимого значения, с учетом необходимости продувки цилиндров, а также увеличения затрат мощности на насосные ходы дизеля. Последнее условие накладывает определенные ограничения на выбор фаз газораспределения двигателя.

Известно, что на режим работы турбокомпрессора большее влияние оказывает пропускная способность

турбины, чем настройка компрессора. Пропускная способность турбины зависит в основном от площади проходного сечения соплового аппарата. Изменяя даже в небольших пределах (2—6%) площадь сечения, можно заметно повлиять на характеристику турбины. Чем выше степень повышения давления π_k в компрессоре, тем точнее турбина должна обеспечивать работу ТК на оптимальном режиме, так как с ростом π_k характеристики компрессоров становятся круче. Особенно важна точность выбора параметров турбин, работающих в импульсном потоке. Чем больше колебания давления перед турбиной тем точнее должен выбираться режим ее работы, так как при большой амплитуде колебаний давления перед турбиной диапазон работы турбины с высоким КПД сужается.

При высоком максимальном давлении газа в трубопроводе перед турбиной повышение ее КПД может быть получено при уменьшении диаметра колеса компрессора. Тогда вследствие роста частоты вращения ротора увеличивается окружная скорость колеса турбины и повышается ее КПД при работе с большими теплоперепадами.

Правильно выбирая режимы и параметры работы турбины и компрессора, можно достаточно эффективно обеспечить согласование их характеристик с характеристикой двигателя только при степени повышения давления $\pi_k \leq 1,8 \div 2,0$. При более высоких степенях повышения давления для согласования характеристик двигателя и турбокомпрессора применяют различные способы регулирования компрессора и турбины. Основные из них следующие:

- 1) дросселирование воздуха при входе в компрессор или выходе из него;
- 2) изменение угла α_1 входа потока воздуха на лопатки колеса компрессора входным направляющим аппаратом;
- 3) поворот лопаток лопаточного диффузора;
- 4) поворот лопаток входного направляющего аппарата и лопаточного диффузора;
- 5) изменение высоты канала диффузора;
- 6) перепуск воздуха из нагнетательного патрубка во всасывающий или выпуск его в атмосферу;
- 7) дросселирование газа при входе в турбину или выходе из нее;
- 8) изменение степени парциальности турбины;
- 9) изменение высоты соплового аппарата;
- 10) изменение угла α_1 в турбинах с регулируемым сопловым аппаратом;
- 11) перепуск части выпускных газов в атмосферу помимо турбины;
- 12) одновременное регулирование турбины и компрессора;
- 13) изменение частоты вращения компрессора или турбокомпрессора дифференциальной передачей между валом двигателя, ротором компрессора и турбины и валом съема мощности.

При незначительном отклонении режима работы турбины от оптимального резко снижаются π_k и КПД компрессора.

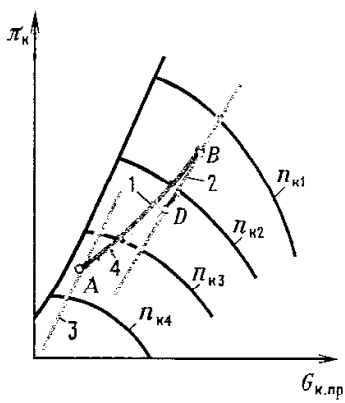


Рис. 168. Гидравлические характеристики двигателя:

1 — при отсутствии дросселирования; 2 — при $n_{ном} = const$; 3 — при $n_m = const$; 4 — при дросселировании

Недостатком регулирования компрессора дросселированием воздуха является ограниченность диапазона регулирования и уменьшение КПД турбокомпрессора вследствие непроизводительной затраты мощности турбины на преодоление сопротивления дросселирования воздуха.

Регулирование компрессора дросселированием воздуха применяется в дизелях с ограниченными коэффициентами при-способляемости и в карбюраторных двигателях.

Уменьшение количества подаваемого компрессором воздуха и его давления при дросселировании на входе в компрессор или выходе из него связано с увеличением гидравлического сопротивления. При согласовании гидравлической характеристики транспортного двигателя и характеристики компрессора дросселирование воздуха используют для ограничения давления наддува при увеличении частоты вращения вала двигателя от значения n_m , соответствующего максимальному крутящему моменту, до номинального $n_{ном}$ (рис. 168). При переходе с режима $M_{e\max}$ (точка A) на номинальной (точка B) с ростом частоты вращения вала увеличивается частота вращения ротора, а вместе с тем и степень повышения давления компрессора. При дросселировании понижаются давление наддува p_k и давление газа перед турбиной p_t . Вследствие этого уменьшается частота вращения ротора турбокомпрессора, и при $n_{ном}$ устанавливается новый режим совместной работы (точка D). На этом режиме может несколько повыситься температура выпускных газов, однако заметно будет снижена механическая напряженность двигателя. Исследования показывают, что дросселирование воздуха на выходе из компрессора оказывает большее влияние на режим совместной работы двигателя и компрессора, чем дросселирование воздуха на входе. Однако конструктивно проще осуществить последнее. Кроме того, при дросселировании воздуха на входе можно несколько сдвинуть границу помпажа в сторону меньших расходов и тем самым расширить рабочий диапазон компрессора по расходу воздуха.

Регулирование компрессора изменением угла α_1 входным направляющим аппаратом основано на изменении работы сжатия воздуха при изменении закрутки потока на входе c_{1u} . Если потоку воздуха на входе сообщить положительную, т. е. по направлению вращения, закрутку, то величина работы L_k сжатия воздуха, уменьшится; при отрицательной закрутке (т. е. против вращения) работа L_k увеличивается.

С уменьшением работы L_k снижаются давления p_k и p_t , в результате чего понижается частота вращения ротора турбокомпрессора.

Возможности регулирования компрессора закруткой потока против направления вращения (т. е. $\alpha_1 > 90^\circ$) меньше, чем закруткой потока по вращению ($\alpha_1 < 90^\circ$). При проектировании компрессора с этим способом регулирования следует принимать $\alpha_1 = 90^\circ$ для расчетного режима, близкого к режиму максимального расхода [$G_{кр} \approx \approx (0,85 \div 0,95) G_{кр\max}$].

При регулировании входным направляющим аппаратом расширяется диапазон работы компрессора по расходу воздуха (рис. 169).

Расход воздуха через лопаточный диффузор центробежного компрессора

$$G_k = \pi D_2' b_2' \rho_2' c_2' \sin \alpha_2'$$

где D_2' и b_2' — соответственно диаметр окружности и высота лопаток диффузора на входе в его лопаточную часть; ρ_2' и c_2' — соответственно плотность и скорость воздуха на входе в лопаточную часть диффузора; α_2' — угол входа потока на лопатки диффузора.

Из формулы следует, что при прочих равных условиях расход воздуха пропорционален углу α_2' входа потока на лопатки диффузора. Величину α_2' выбирают для расчетного режима, поэтому при отклонении режима от расчетного происходит удар набегающего потока в вогнутую сторону лопаток, образование вихрей на их выпуклой стороне при больших расходах и срыв потока с вогнутой стороны лопаток при малых расходах. В результате сужается диапазон работы компрессора по расходу воздуха. Если же при отклонении направления потока воздуха от расчетного соответственно этому устанавливать лопатки диффузора, то можно сдвинуть характеристику компрессора как в сторону меньших, так и больших по сравнению с исходным положением лопаток расходов воздуха и тем самым расширить рабочий диапазон компрессора по расходу воздуха. Обычно делают подвижной не всю лопатку, а только ее переднюю часть.

Расчеты и исследования показывают, что при существенном расширении диапазона устойчивой работы компрессора регулирование изменением положения лопаток диффузора не сопровождается заметным изменением напора и КПД компрессора (см. рис. 169).

При минимальном угле α_2' , полученном поворотом лопаток диффузора, диапазон работы компрессора может быть ограничен срывом потока в межлопаточных каналах вращающегося направляющего аппарата вследствие больших углов атаки при входе потока на вогнутую поверхность лопаток. В этом случае некоторая закрутка потока на входе в аппарат по направлению вращения (т. е. $\alpha_1 < 90^\circ$) может уменьшить углы атаки и сдвинуть границу помпажа в область меньших расходов, расширив диапазон работы компрессора.

При максимальном значении угла α_2' пропускная способность компрессора может ограничиваться проходным сечением вращающегося направляющего аппарата. В случае отрицательной закрутки потока перед ним можно увеличить пропускную способность компрессора и сдвинуть его характеристику в сторону больших расходов, повышая осевую скорость. При повороте лопаток входного направляющего аппарата лопаточный диффузор может ограничивать, с одной стороны, диапазон работы компрессора по расходу воздуха вследствие возникновения срывов потока в межлопаточных каналах диффузора, а с другой стороны, максимальный расход воздуха (для больших углов атаки входа потока на вогнутую поверхность лопаток) вследствие достижения критической скорости течения в диффузоре. Поэтому изменение угла установки лопаток диффузора может способствовать расширению диапазона работы компрессора по расходу воздуха и улучшению его показателей.

Регулирование компрессора входным направляющим аппаратом широко применялось в поршневых авиационных двигателях и в некоторых типах дизелей.

Вследствие достаточно сложной конструкции механизма поворота лопаток регулирование компрессора изменением положения лопаток диффузора целесообразно применять при форсировании двигателей для обеспечения высокого коэффициента приспособляемости и широкого скоростного диапазона устойчивой работы.

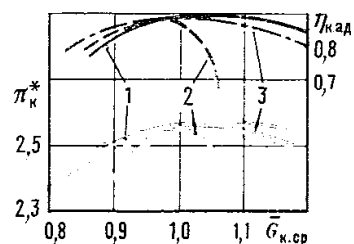


Рис. 169. Зависимость π_k и $\eta_{к.ад}$ от $\bar{G}_{к.сп}$:

1 — поворот лопаток диффузора ($\alpha_2 = 12^\circ 30' \div 23^\circ 30'$); 2 — поворот лопаток входного направляющего аппарата ($\alpha_1 = 60^\circ \div 114^\circ$); 3 — поворот лопаток диффузора и входного направляющего аппарата

Эффективность регулирования компрессора путем совместного поворота лопаток входного направляющего аппарата и диффузора при $u_2 = 372$ м/с очевидна из рис. 169. По оси абсцисс отложен параметр

$$\bar{G}_{к.ср} = G'_{к.ср} / G_{к.ном},$$

где $G'_{к.ср}$ — средний расход воздуха при данном положении лопаток; $G'_{к.ср} = (G'_{к.мин} + G'_{к.макс}) / 2$; $G_{к.ном}$ — средний расход при номинальном положении лопаток ($\alpha_1 = 90^\circ$ и $\alpha_2' = 16^\circ$), $G_{к.ном} = (G_{к.мин} + G_{к.макс}) / 2$.

Следует отметить, что существенно расширяется диапазон работы компрессора по расходу воздуха при регулировании его совместным поворотом лопаток обоих аппаратов; КПД компрессора при этом изменяется незначительно.

Из уравнения расхода воздуха через компрессор следует, что величина расхода зависит от высоты b_2' диффузора. Однако сложность конструктивного осуществления регулирования изменением высоты канала диффузора пока не позволяет внедрить его в практику.

Регулирование компрессора перепуском воздуха применительно к компрессорам транспортных двигателей целесообразно использовать как антипомпажное средство и как способ поддержания определенного давления наддува. В первом случае при приближении расхода воздуха через компрессор к значениям, соответствующим границе помпажа, на нагнетательном патрубке открывается клапан, который выпускает неиспользуемый двигателем воздух. Вследствие этого точка совместной работы двигателя и компрессора будет расположена левее границы помпажа. Для использования энергии выпускаемого воздуха его можно направить в компрессор по касательной к периферии входного патрубка в направлении вращения колеса или во входной патрубок турбины, при этом также расширяется диапазон работы турбокомпрессора. Во втором случае перепускной клапан, установленный на линии нагнетания, при превышении заданного давления (что характерно для работы двигателя по внешней характеристике на режимах, близких к номинальному) открывается и давление наддува понижается. Выпускаемый воздух целесообразно направить на вход в турбину или (для эжекции) на выход из нее. Такой способ регулирования нашел применение в автотракторных двигателях.

Регулирование турбины

Кроме регулирования компрессора, для согласования характеристик дизеля и турбокомпрессора применяют и регулирование турбины. Наиболее просто осуществляется регулирование турбины дросселированием газа заслонкой, устанавливаемой перед или за турбиной. В обоих случаях меняется степень понижения давления газа: в первом — в результате изменения давления перед турбиной, а во втором — за ней. При дросселировании газа на выходе из турбины ее КПД меняется незначительно.

Недостатком регулирования компрессора путем совместного поворота лопаток входного направляющего аппарата и диффузора является усложнение конструкции компрессора.

Во втором случае КПД изменяется в более широких пределах. В центростремительных турбинах с безлопачочным сопловым аппаратом эффективным является регулирование изменением проходного сечения подводющей спиральной улитки.

Регулирование турбины изменением степени парциальности основано на изменении проходного сечения соплового аппарата путем выключения из работы части сопел. При этом весь газ будет подводиться через сопловую решетку с меньшей площадью проходного сечения. Скорость истечения газа из соплового аппарата увеличивается, что приводит к росту частоты вращения ротора турбокомпрессора, а следовательно, и давления наддува. В случае парциального подвода газа КПД турбины уменьшается, причем КПД осевой турбины меньше зависит от изменения парциальности, чем центростремительной. В настоящее время из-за сложности конструктивного осуществления такой способ регулирования турбин турбокомпрессоров пока не применяют.

Регулирование изменением высоты лопаток соплового аппарата возможно в центростремительной турбине. Расход газа через турбину при этом меняется пропорционально изменению высоты лопаток соплового аппарата. В отличие от регулирования дросселированием газа в этом случае используется большая часть кинетической энергии газа, обеспечивается лучшая равномерность потока, чем в случае регулирования изменением степени парциальности. Таким образом, регулирование изменением высоты лопаток соплового аппарата более экономично. Однако значительное уменьшение высоты лопаток приводит к заметному уменьшению КПД турбины.

В турбокомпрессорах получает также распространение регулирование турбины изменением угла α_1 выхода потока газа из соплового аппарата. Конструктивно регулирование осуществляют поворотом лопаток соплового аппарата. Такой способ регулирования применим как в осевых, так и в центростремительных турбинах; причем в последних проще осуществить конструкцию соплового аппарата с поворотными лопатками. Турбины с регулированием угла α_1 называют турбинами с регулируемым сопловым аппаратом. Уменьшение угла α_1 при постоянных p_T и T_T приводит к понижению расхода газа через турбину и, следовательно, осевой скорости газа c_{1a} на входе в колесо. При этом уменьшается степень реактивности, повышается абсолютная скорость на входе в колесо, а также увеличивается угол α_2 , т. е. уменьшается закрутка потока на выходе из турбины. В результате снижается выходная скорость газа c_2 , а вместе с ней и потери, что повышает КПД турбины.

При повороте лопаток соплового аппарата в сторону уменьшения α_1 увеличивается угол атаки рабочих лопаток, и они обтекаются с большими, чем при расчетном угле атаки, потерями энергии. Особенно резко снижается коэффициент скорости при положительных углах атаки и уменьшении угла наклона лопаток соплового аппарата.

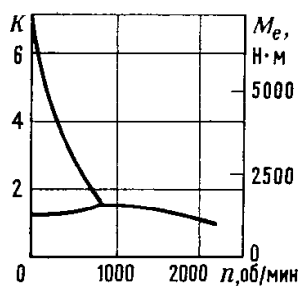


Рис. 170. Скоростная характеристика дизеля Коммер TS-3 (ЗДН 9,26/2×10,16)

Однако это снижение коэффициента скорости отражается на КПД турбины с регулируемым сопловым аппаратом меньше, чем на КПД турбины без соплового регулирования. Причина заключается в том, что с уменьшением α_1 понижается степень реактивности и, следовательно, уменьшается доля потерь энергии на рабочем колесе в общем балансе турбины. Поэтому КПД турбины с регулируемым сопловым аппаратом при небольшом изменении площади проходного сечения сопел уменьшается незначительно. Так, изменение площади в 2,2—2,5 раза сопровождается уменьшением КПД турбины на 7—10%. Изменение КПД при регулировании зависит также от давления наддува.

При так называемом обводном регулировании часть выпускных газов двигателя направляют по обводному каналу мимо турбины. В этом случае ее рассчитывают на режим максимального крутящего момента двигателя. При увеличении частоты вращения вала двигателя и связанным с этим ростом частоты вращения ротора турбокомпрессора значительно повышается давление наддува. Для его снижения часть газов перепускают мимо турбины, в результате чего ограничивают рост n_{TK} и давление p_K . Такое регулирование применяют на автотракторных двигателях.

Для лучшего согласования режимов работы турбокомпрессора и двигателя при высоком форсировании его по среднему эффективному давлению и для обеспечения большего коэффициента приспособляемости в широком скоростном диапазоне работы двигателя используют одновременное регулирование компрессора и турбины. В этом случае турбокомпрессор работает с достаточно высоким КПД при изменении режима работы двигателя.

Гибкого регулирования давления наддува удается достигнуть при наличии дифференциальной связи между ротором компрессора, валами двигателя и съема мощности и при установке на двигателе свободного турбокомпрессора. На рис. 170 показана скоростная характеристика трехцилиндрового двухтактного дизеля с противоположно движущимися поршнями Коммер TS-3 [ЗДН 8,26/(2×10,16)]. Для регулирования наддува на этом двигателе применена дифференциальная связь между валами в сочетании с клапанами, регулирующими расходы газа и воздуха. После выпуска воздуха из компрессора часть его направляют в воздушную турбину, которая через шестеренчатую передачу и обгонную муфту связана с валом газовой турбины. В результате применения подобной схемы регулирования наддува коэффициент приспособляемости $K=6,75$, причем он может быть повышен до 10.

§ 13. Принципы регулирования комбинированного двигателя

В случае постоянного скоростного режима мощность двигателя зависит от подачи топлива, которую можно

изменять различными способами. Различают качественное, количественное и смешанное регулирование двигателя.

При *качественном* регулировании изменяют только количество топлива, подаваемого в цилиндр двигателя, а количество воздуха остается постоянным. При этом коэффициент наполнения не изменяется, а меняется коэффициент избытка воздуха, характеризующий качество горючей смеси.

При *количественном* регулировании коэффициент избытка воздуха топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя остается постоянным в результате одновременного изменения подачи топлива и коэффициента наполнения. С изменением коэффициента наполнения изменяется количество свежего заряда, поступающего в цилиндр.

При *смешанном* регулировании изменяют как качество, так и количество свежего заряда, т. е. происходит изменение и α и η_v . В случае количественного регулирования в цилиндр поступает то же количество воздуха, что и при полной мощности. Поэтому диаграммы давления в цилиндре в процессе наполнения практически одинаковы (рис. 171). Незначительные различия могут появиться с увеличением или уменьшением интенсивности теплообмена, так как при изменении подачи топлива меняется температура стенок. Поскольку давления в цилиндре двигателя в конце наполнения и в начале сжатия одинаковы, протекание процесса сжатия остается прежним. При меньшей подаче топлива понижается максимальное давление сгорания в цилиндре, что приводит к уменьшению давления в процессе расширения. Кроме того, при обеднении смеси процесс сгорания замедляется и максимальное давление сгорания достигается при положении поршня после в. м. т. Вследствие этого политропа расширения в координатах pV расположена ниже политропы расширения при полной подаче топлива. Положение линии выпуска практически не меняется, так как давление в цилиндре во время выпуска в основном определяется сопротивлением выпускных органов и выпускной системы.

С увеличением коэффициента избытка воздуха при уменьшении нагрузки в случае качественного регулирования растет индикаторный КПД (рис. 172). При осуществлении этого принципа регулирования в дизелях при малых нагрузках величина η_i начинает уменьшаться.

При количественном регулировании увеличивают сопротивление впускной системы, изменяя положение дроссельной заслонки и уменьшая количество свежего заряда в цилиндре. Давление в цилиндре в процессе наполнения и в начале сжатия ниже, а затраты мощности на газообмен больше, чем при работе с полной нагрузкой. Величина дополнительной затраты мощности на насосные ходы пропорциональна заштрихованной площади на индикаторной диаграмме (см. рис. 171). С увеличением насосных потерь при количественном регулировании происходит более интенсивное падение механического КПД

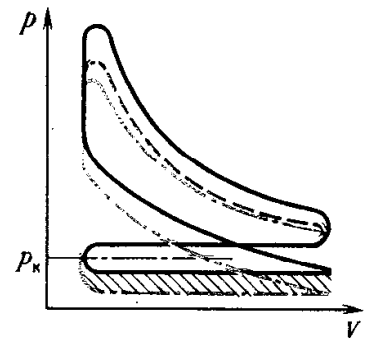


Рис. 171. Индикаторные диаграммы четырехтактного двигателя при различных способах его регулирования:

————— полная подача топлива, — — — — качественное регулирование; — · — · — количественное

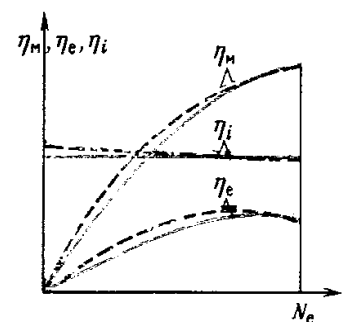


Рис. 172. Изменение КПД двигателя при различных способах его регулирования:

————— количественное регулирование; — — — — качественное

с уменьшением нагрузки (см. рис. 172), чем при качественном.

Давление в конце наполнения понижается (вследствие уменьшения количества свежего заряда в цилиндре), поэтому падает давление в конце сжатия, а следовательно, и максимальное давление сгорания в цилиндре. Этому способствует также снижение скорости сгорания смеси из-за увеличения коэффициента остаточных газов. В результате максимальное давление сгорания и давление в процессе расширения в цилиндре при количественном регулировании уменьшаются в большей степени, чем при качественном, в случае одинакового количества топлива, поданного в цилиндр. Кроме того, при количественном регулировании вследствие неизменности коэффициента избытка воздуха индикаторный КПД теоретически должен быть постоянным, а практически несколько уменьшается с падением нагрузки из-за относительного роста тепловых потерь, так как скорость сгорания с увеличением коэффициента остаточных газов уменьшается.

Несмотря на очевидные преимущества качественного регулирования, на практике применяют все виды регулирования. Это объясняется тем, что использовать качественное регулирование для определенных типов двигателей невозможно из-за особенностей протекания их рабочих процессов. В карбюраторных двигателях применять чисто качественное регулирование нельзя, так как топливовоздушные смеси имеют узкие концентрационные пределы распространения пламени. Поэтому в таких двигателях осуществляют в основном количественное регулирование, причем коэффициент α со снижением нагрузки сначала несколько увеличивается, а затем уменьшается. Характер изменения α зависит от регулировки карбюратора. Однако во всех случаях при изменении мощности коэффициент α меняется в довольно узких пределах. Принцип качественного регулирования используют также в двигателях непосредственным впрыском и принудительным зажиганием.

В дизелях концентрационные пределы распространения пламени отсутствуют, поэтому можно применять как качественное, так и количественное регулирование. Однако практически используется качественное регулирование.

В комбинированных двигателях с газовой связью интенсивность и пределы изменения α с уменьшением нагрузки меньше, чем в дизелях без наддува. Это объясняется тем, что при снижении мощности уменьшается не только подача топлива, но и расход воздуха (как при количественном регулировании). Однако в комбинированных двигателях с газовой связью α изменяется в значительно более широких пределах, чем в карбюраторных двигателях.

Смешанное регулирование применяют в основном в газовых двигателях, что объясняется более широкими концентрационными пределами распространения фронта пламени вследствие того, что в газовых двигателях бо-

лее высокая степень сжатия и в ряде случаев образуется более равномерная смесь, чем в карбюраторных двигателях. Это позволяет осуществлять качественное регулирование до тех пор, пока α при уменьшении нагрузки не достигнет концентрационного предела. Далее переходят на количественное регулирование. Таким образом, при снижении мощности примерно до 50% номинального значения применяют качественное регулирование, а при ее дальнейшем уменьшении переходят к количественному регулированию. При малой нагрузке количественное регулирование может оказаться даже более выгодным, чем качественное. Это объясняется тем, что уменьшается давление в цилиндре в течение всего цикла, а температура практически не изменяется, так как теплоотвод в стенки цилиндра снижается в связи с уменьшением плотности газа. Смешанное регулирование в газовых двигателях предпочтительнее качественного, так как ему присущи преимущества и качественного, и количественного способов регулирования.

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ОСОБЫХ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. Роторно-поршневые двигатели (РПД)

Рабочие циклы

В роторно-поршневых двигателях возвратно-поступательное движение поршня, характерное для поршневого двигателя, заменено вращательным движением ротора, во время которого объемы полостей, образованные стенками корпуса и поверхностью треугольного ротора, дважды изменяются за полный оборот от минимальной до максимальной величины. При первом уменьшении объема происходит сжатие смеси, а при втором — выталкивание выпускных газов. Первое увеличение объема используется для наполнения полости свежим зарядом, второе — для расширения продуктов сгорания. За полный оборот ротора осуществляется четырехтактный процесс. Смена рабочего тела происходит через окна, открываемые и закрываемые углами или краями ротора.

В РПД корпус имеет двухэпитрохоидальный профиль, по которому движутся вершины треугольного ротора, совершающего полный оборот за три оборота эксцентрикового вала. Центр ротора вращается вокруг центра вала, а вращательное движение ротора создается обкатыванием закрепленной в роторе шестерни внутреннего зацепления вокруг неподвижно установленной в корпусе двигателя шестерни внешнего зацепления.

Отдельные фазы рабочего процесса в трех полостях сдвинуты одна относительно другой на 120° угла поворота ротора или на 360° поворота эксцентрикового вала. В отличие от поршневого двигателя окна в корпусе РПД все время открыты и вершина ротора соединяет впускной канал с двумя камерами. Вследствие этого отдельные фазы впуска и выпуска в смежных полостях двигателя частично перекрываются.

Проследить протекание отдельных процессов в полостях РПД удобно на круговой диаграмме (рис. 173). На этой диаграмме начало и конец процесса наполнения определяются положением конца вектора, соединенного с вершиной ротора, вращающегося вокруг оси эксцентрикового вала и проходящего через характерные точки эпитрохоидального профиля, определяющие начало и ко-

Фазы рабочего процесса определяются положением вершин ротора относительно впускных и выпускных окон.

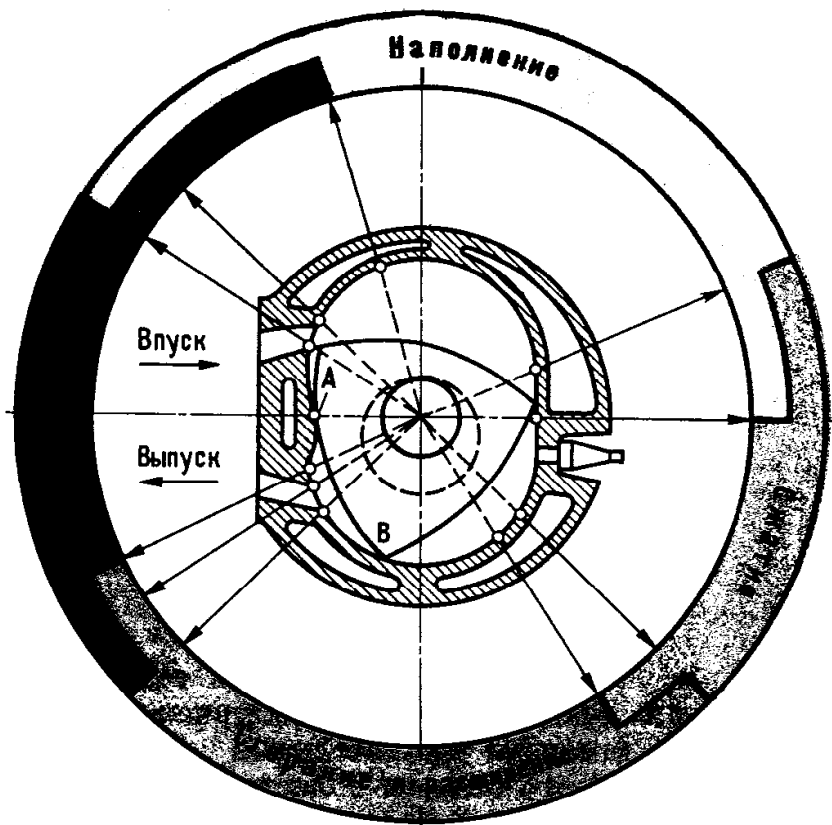


Рис. 173. Круговая диаграмма фаз газораспределения роторно-поршневого двигателя

нец открытия кромкой ротора окон в корпусе. Центральный угол поворота вектора равен углу поворота ротора относительно корпуса. За начало отсчета принято положение ротора при минимальном объеме.

Впуск. Наполнение увеличивающегося объема осуществляется через впускное окно. За один оборот ротора происходит наполнение в трех камерах двигателя. Оно начинается, когда вершина *A* ротора пересекает впускное окно. В начале процесса наполнения возможна продувка полости, из которой заканчивается выпуск газов (между вершинами *A* и *B*). При прохождении вершиной *A* зоны впускного окна выпускное окно полностью открыто. Продувка заканчивается при прохождении вершиной *B* ротора выпускного окна. В конце наполнения скорость изменения объема полости уменьшается, а скорость движения смеси во впускном трубопроводе остается достаточно большой, что используется для динамической дозарядки полости. Положение впускного окна обеспечивает поступление смеси после достижения объемом полости своего максимального значения.

На рис. 174 показана примерная зависимость коэффициента наполнения η_v от частоты вращения вала отбора мощности. Характерной особенностью является повышение η_v с ростом n , что объясняется «настройкой» впускного трубопровода на большую частоту вращения вала отбора мощности. В некоторых РПД коэффициент $\eta_v = 0,95 \div 1,05$, т. е. может быть больше единицы на номинальной частоте вращения.

Во время продувки небольшая часть заряда попадает в выпускной трубопровод, что снижает экономичность

Длительность наполнения составляет примерно 140° угла поворота ротора. В течение 40° наполнение происходит одновременно с продувкой камеры.

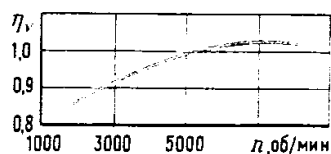


Рис. 174. Зависимость коэффициента наполнения роторно-поршневого двигателя от частоты вращения вала отбора мощности

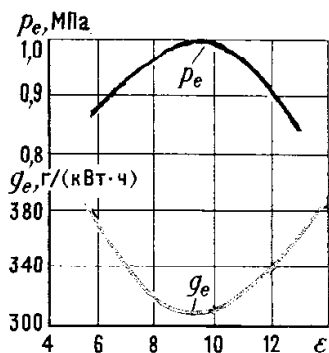


Рис. 175. Зависимость p_e и g_e роторно-поршневого двигателя от степени сжатия ϵ

Длительность сжатия составляет 75—80° угла поворота ротора.

двигателя. Уменьшение потери заряда достигается при боковом расположении впускного окна. Несмотря на эффективную продувку во время наполнения в полости сжатия остается значительное количество продуктов сгорания вследствие перетекания газов из камеры сгорания предыдущей полости. Для расчетов можно принимать (включая потери при продувке) $\eta_v = 0,88 \div 0,96$, причем большие значения относятся к двигателям с «настроенной» впускной системой и более быстроходным.

Сжатие. Сжатие рабочей смеси начинается после перекрытия вершиной ротора впускного окна и заканчивается при достижении минимального объема полости. Процесс сжатия в РПД характеризуется большими утечками рабочего тела через уплотнения ротора, чем в поршневом двигателе, и перетеканием через зазоры продуктов сгорания из предшествующей полости. Поверхность ротора нагрета выше температуры заряда. Вследствие этого теплоотдача в стенки в РПД меньше, чем в поршневом двигателе. По экспериментальным данным процесс сжатия происходит с показателем политропы сжатия $n_1 = 1,36 \div 1,39$, т. е. несколько большим, чем в поршневых двигателях с внешним смесеобразованием.

Степень сжатия ϵ в РПД зависит от параметра формы эпитрохоиды и от формы выемки в роторе. Максимальное значение степени сжатия $\epsilon = 14$. При ее увеличении камера сгорания превращается в узкую длинную щель. Это снижает качество процесса сгорания, увеличивает теплоотдачу в стенки и ухудшает экономичность процесса преобразования теплоты. Наилучшую экономичность обеспечивает степень сжатия $\epsilon = 8,5 \div 10$, при которой расчетное давление в конце сжатия $p_c = 1,7 \div 2,4$ МПа (рис. 175).

Сгорание. Процесс сгорания в РПД начинается за 10—15° угла поворота ротора до достижения минимального объема камеры сгорания. В этот момент камера сгорания имеет форму узкой щели с двумя клинообразными окончаниями, сжатую в средней части корпусом двигателя, имеющим эпитрохоидальный профиль. При повороте ротора отношение объемов двух частей камеры сгорания изменяется, и рабочее тело перетекает из одной части в другую. Для уменьшения потерь при перетекании и создания более благоприятных условий для распространения пламени в центре торцевой поверхности ротора делают выемку.

Воспламенение смеси производится одной или двумя свечами. Качество процесса сгорания при воспламенении смеси одной свечой хуже, чем двумя, поэтому в последних моделях РПД используют две свечи. В случае работы двигателя с одной свечой зажигания ее устанавливают в той части камеры сгорания, которая расположена ближе к выпускным окнам двигателя. Фронт пламени движется навстречу потоку смеси, вытесняемой из уменьшающегося объема камеры сгорания. Скорость распространения пламени снижается, что приводит к замедлению процесса сгорания. При двух свечах зажигания процесс

распространения пламени происходит почти одновременно в обеих частях камеры, что повышает эффективность тепловыделения.

Изменение объема камеры сгорания по углу поворота вала вблизи в. м. т. в РПД происходит медленнее, чем в поршневых двигателях, но увеличение времени процесса сгорания не приводит к ухудшению индикаторной диаграммы по сравнению с диаграммой поршневого двигателя. Узкая щелевидная камера сгорания с большей, по сравнению с камерами поршневых двигателей, площадью поверхности (по отношению к объему камеры) уменьшает склонность РПД к детонации.

Как показывают эксперименты, эти двигатели могут работать на топливах с октановыми числами 72 или 76 без детонации при степенях сжатия 8,5—10. Зона корпуса двигателя, в районе которой происходит сгорание смеси, не омывается холодной свежей смесью при наполнении, поэтому температура стенок корпуса в этом месте выше, чем у поршневого двигателя. Весь период сгорания длится около 25° угла поворота ротора. Значительно продолжительнее период догорания смеси.

Расширение. Расширение рабочего тела происходит от момента достижения минимального объема до открытия выпускного окна. В начальный период расширения идет одновременно с процессом сгорания. В конце расширения происходит выпуск газов. Предварение выпуска (до достижения максимального объема камеры) составляет около 20° поворота ротора.

По экспериментальным данным средний показатель политропы расширения в РПД меньше, чем в поршневых двигателях с принудительным воспламенением смеси, и составляет $n_2 = 1,2 \div 1,15$, что свидетельствует о значительном подводе теплоты к газам при догорании топлива, а также от стенок полости расширения. В результате температура газов в конце расширения T_b несколько выше, чем в поршневых двигателях, и составляет 1850—1900 К.

Выпуск. Выпуск газов начинается с момента открытия вершиной ротора выпускного окна. Этот процесс можно разбить на четыре периода: первый — свободный выпуск от момента открытия выпускного окна до достижения максимального объема полости; второй — принудительный выпуск, протекающий под действием вращающегося ротора при уменьшении объема полости до момента открытия выпускного окна (длительность этого периода составляет 60° угла поворота ротора); третий — выпуск, происходящий одновременно с предварением наполнения в ту часть полости, которая уже соединена с впускной системой, и протекающий при уменьшении объема полости; четвертый — окончание выпуска, совмещенного с продувкой и началом наполнения в предыдущей полости (продолжительность этого периода соответствует примерно 10° угла поворота ротора).

Длительность расширения составляет 90° угла поворота ротора.

Общая продолжительность процесса выпуска составляет 120° угла поворота ротора.

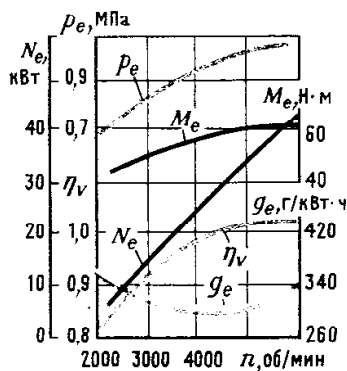


Рис. 176. Внешняя скоростная характеристика роторно-поршневого автомобильного двигателя

Мощность однороторного двигателя равна мощности четырехтактного поршневого двигателя с рабочим объемом, равным двум объемам камеры РПД.

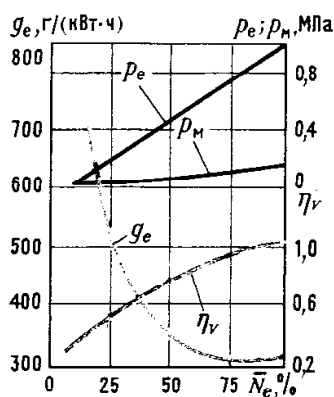


Рис. 177. Нагрузочная характеристика роторно-поршневого автомобильного двигателя ($\bar{N}_e = N_e / N_{e \text{ ном}}$)

Высокая температура выпускных газов позволяет эффективно применять термические нейтрализаторы.

Отбор мощности силовой установки СПГГ—ГТ осуществляют от газовой турбины.

Показатели работы

При подсчете индикаторной и эффективной мощностей следует иметь в виду, что за один оборот эксцентрикового вала, который является валом отбора мощности, происходит один рабочий цикл. Индикаторную и эффективную мощностей, следовательно, подсчитывают по формулам для двухтактного двигателя, кВт:

$$N_i = p_i V_k n / 60 \text{ и}$$

$$N_e = p_e V_k n / 60,$$

где p_i и p_e — средние индикаторное и эффективное давления, МПа; V_k — рабочий объем полости, л; n — частота вращения вала отбора мощности, об/мин.

Так как РПД является четырехтактным двигателем, эти формулы можно представить в следующем виде:

$$N_i = p_i 2V_k n / 120 \text{ и}$$

$$N_e = p_e 2V_k n / 120,$$

т. е. мощность однороторного двигателя равна мощности четырехтактного поршневого двигателя с рабочим объемом, равным двум объемам камеры РПД ($2V_k$).

Механический КПД этих двигателей несколько выше, чем поршневых, за счет уменьшения потерь на трение и составляет $\eta_m = 0,85 \div 0,9$ при номинальной мощности.

Отличием характеристик РПД (рис. 176, 177) от обычных бензиновых двигателей является небольшое изменение удельного расхода топлива при изменении нагрузки от номинальной до 50% номинальной, что обуславливает сравнительно низкий расход топлива при эксплуатации автомобилей, но неблагоприятное для транспортного средства протекание кривой крутящего момента: возрастание момента с повышением частоты вращения вала двигателя.

Выпускные газы РПД содержат большее количество токсических составляющих, чем газы поршневых бензиновых двигателей. В этих двигателях целесообразно применение термических нейтрализаторов, так как основным вредным компонентом выпускных газов является окись углерода CO, при дожигании которой поддерживается высокая температура в нейтрализаторе.

§ 2. Свободно-поршневые генераторы газа и дизель-компрессоры

Свободно-поршневые генераторы газа (СПГГ)

Установки с СПГГ являются разновидностью комбинированных двигателей внутреннего сгорания, у которых мощность поршневого двигателя используется для привода компрессора, а мощность газовой турбины передается потребителю.

Можно создать генератор газа как с четырехтактным, так и с двухтактным двигателем. Так как весь воздух из

компрессора проходит через поршневой двигатель, равенство мощности двигателя и мощности, потребляемой компрессором (при работе с экономически целесообразным коэффициентом избытка воздуха α), для двигателей различной тактности наступает при разных степенях повышения давления π_k в компрессоре.

Например, в четырехтактных двигателях — при $\pi_k \geq 14$, а в двухтактных двигателях — при $\pi_k = 5 \div 6$. Степень повышения давления π_k компрессора определяет максимальное давление газа p_z , поэтому в четырехтактном двигателе, даже при минимально возможной степени сжатия ($\epsilon = 9$), величина p_z увеличивается до значения, недопустимого по условиям прочности деталей двигателя. Это обстоятельство привело к тому, что в СПГГ используют двухтактный цикл.

Наиболее предпочтительной оказалась схема СПГГ-ГТ (с газовой турбиной), показанная на рис. 178. В середине агрегата расположен цилиндр двухтактного двигателя с прямоочной продувкой и расходящимися поршнями. Поршни компрессора и двигателя соединены и расположены с наружной стороны агрегата. Аккумуляторами энергии для осуществления обратного хода поршней служат пневматические буферы, находящиеся с внешней стороны компрессорных поршней.

Мощность и производительность СПГГ

Свободно-поршневой генератор газа не передает работу внешнему потребителю. Он вырабатывает нагретый под определенным давлением газ, который совершает работу при расширении в турбине. Для оценки работы

Отсутствие в СПГГ шатунно-кривошипного механизма позволяет работать с высоким давлением сгорания.

Степень сжатия в СПГГ — величина переменная и зависит от режима работы.

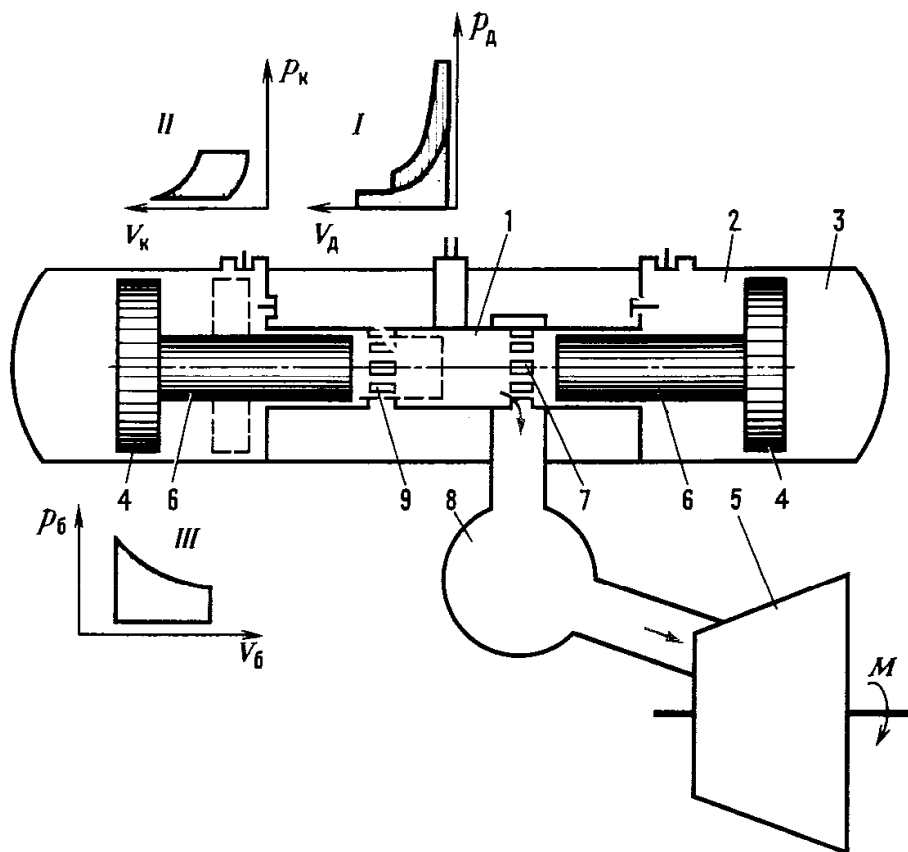


Рис. 178. Схема СПГГ с газовой турбиной и внутренним расположением компрессорных полостей и индикаторной диаграммы:

I — рабочей полости; *II* — компрессорной полости; *III* — буферной полости; 1 — рабочая полость; 2 — компрессорная полость; 3 — буферная полость; 4 — поршень компрессора; 5 — турбина; 6 — поршень двигателя; 7 — выпускные окна; 8 — ресивер перед турбиной; 9 — впускные окна

Газовая мощность СПГГ—мощность газовой турбины, работающей на выработанном в СПГГ газе и имеющей КПД, равный единице.

СПГГ вводят понятие газовой мощности, которую определяют по формуле

$$N_{\Gamma} = 10^{-3} c_{p\Gamma} T_{\Gamma} G_{\Gamma} [1 - (p_0/p_{\Gamma})^{(k-1)/k}],$$

где N_{Γ} — в кВт.

Температура газа T_{Γ} перед турбиной зависит от начальной температуры входящего в компрессор воздуха, степени повышения давления π_k в компрессоре, количества впрыснутого в цилиндр топлива, коэффициентов полезного действия всех рабочих полостей генератора газа (η_k, η_i, η_m), потерь теплоты на охлаждение и теплообмен с окружающей средой. Таким образом, $T_{\Gamma} = f(T_0, \pi_k, \eta_k, \eta_i, \eta_m, q_b)$. По экспериментальным данным температура выпускных газов может быть выражена линейной зависимостью от давления газов перед турбиной.

Мощность турбины прямо пропорциональна массовому расходу газа в единицу времени, который равен сумме расходов воздуха G_k в компрессоре и топлива G_T в двигателе:

$$G_{\Gamma} = G_k + G_T = \frac{n_{\Pi}}{60} (2\rho_0 \eta_{V_k} F_k S + g_{T.и}),$$

где G_{Γ} — в кг/с, n_{Π} — частота двойных ходов поршня, мин⁻¹; η_{V_k} — коэффициент наполнения компрессора; F_k — площадь поршня компрессора, м².

Индикаторная мощность двигателя затрачивается на сжатие воздуха в двух полостях компрессора и на преодоление механических потерь, в которые входят потери на трение и работа, необходимая для привода всех вспомогательных устройств (топливного, масляного и водяного насосов):

$$N_{i_d} = 2N_{i_k} + N_m,$$

где N_{i_k} — индикаторная мощность одной полости компрессора; N_m — мощность механических потерь.

Эффективная мощность установки с СПГГ равна эффективной мощности газовой турбины: $N_{e_{уст}} = N_{e_{\Gamma}}$.

Диаграмма действующих сил и баланс работы

Силы, действующие в отдельных полостях СПГГ, равны произведению давления газа на соответствующую площадь поршня. При прямом (рабочем) и обратном ходах поршня силы считаются положительными, если они вызывают ускорение поршня, и отрицательными — замедление. Диаграмму действующих сил (рис. 179) строят на основании индикаторных диаграмм, полученных для отдельных полостей СПГГ. Можно также использовать действительные индикаторные диаграммы, снятые с аналогичных действующих СПГГ. Силу трения и эквивалентную ей силу механических потерь принимают постоянными отрицательными величинами.

Обозначая индексами д, к и б параметры, относящиеся соответственно к двигателю, компрессору и буферу, а

Поршни движутся под действием результирующей силы, равной сумме сил, действующих на поршни во всех полостях СПГГ.

Результирующую силу подсчитывают отдельно для прямого и обратного ходов.

индексами п. х. и о. х. — прямой и обратный ходы, можно определить величину сил, действующих на поршни:

$$R_d = p_d F_d; R_k = p_k F_k;$$

$$R_6 = p_6 F_6; R_{тр} = \text{const.}$$

Результирующие силы для прямого (расхождение поршней) и обратного (схождение поршней) ходов:

$$R_{сп.х} = R_{д.п.х} + R_{к.п.х} - (R_{6.п.х} + R_{тр.п.х});$$

$$R_{со.х} = R_{6.о.х} - (R_{д.о.х} + R_{к.о.х} + R_{тр.о.х}).$$

Площади, заключенные между кривой и нулевой линией на диаграммах, эквивалентны работе сил (см. рис. 179). Площадь над нулевой линией представляет положительную работу сил, ускоряющих движение поршней, ниже нулевой линии — отрицательную работу сил, замедляющих движение поршней. В точке пересечения кривой с нулевой линией действующая сила меняет знак. В этой точке поршень имеет наибольшую скорость. При прямом и обратном ходах поршень останавливается в момент достижения равенства положительной и отрицательной работ.

Уравнения баланса работ имеют следующий вид: для прямого хода поршня

$$L_{д.п.х} + L_{к.п.х} - L_{6.п.х} - L_{тр.п.х} = 0;$$

для обратного хода

$$L_{6.о.х} - L_{д.о.х} - L_{к.о.х} - L_{тр.о.х} = 0.$$

Суммируя работы за прямой и обратный ходы, получим

$$(L_{д.п.х} - L_{д.о.х}) - (L_{тр.п.х} + L_{тр.о.х}) = (L_{к.о.х} - L_{к.п.х}) + (L_{6.п.х} - L_{6.о.х}).$$

Так как работы газа в буферных полостях за прямой и обратный ходы примерно равны (если пренебречь влиянием утечек воздуха через неплотности и тепловых потерь), то $L_{6.п.х} - L_{6.о.х} = 0$.

Выражения в скобках представляют собой: $(L_{д.п.х} - L_{д.о.х}) = L_{i д}$ — индикаторную работу в цилиндре двигателя; $(L_{к.о.х} - L_{к.п.х}) = L_{i к}$ — индикаторную работу в цилиндре компрессора; $(L_{тр.п.х} + L_{тр.о.х}) = L_{тр}$ — работу трения и механические потери за прямой и обратный ходы поршня.

Подставляя эти выражения в уравнение баланса работы, получим $L_{i д} = L_{i к} + L_{тр}$.

Частота циклов СПГГ

Уравнение движения поршней СПГГ может быть записано в виде выражения, являющегося уравнением второго закона Ньютона:

$$m_n \frac{d^2 S}{dt^2} - R_s = 0,$$

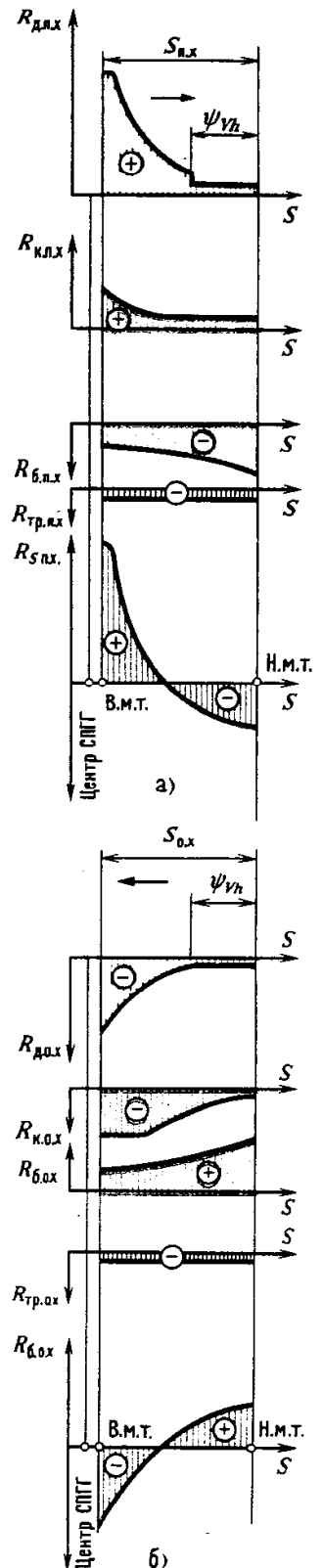


Рис. 179. Диаграмма действующих сил СПГГ (правый от центра СПГГ поршень): а — прямой ход; б — обратный ход

Индикаторная работа двигателя расходуется на работу сжатия в компрессоре и на работу трения.

где $m_{\text{п}}$ — масса комплекта поршня, кг; dS — элементарное перемещение поршня.

Величину скорости поршня в произвольной точке его пути можно определить интегрированием уравнения движения:

$$\frac{dW_S}{dt} = \frac{d^2S}{dt^2} = \frac{R_s}{m_{\text{п}}}.$$

Так как кинетическая энергия поршня в каждый момент времени

$$\begin{aligned} \frac{m_{\text{п}}W_S^2}{2} &= \int_0^S R_s dS, \text{ то } W_S^2 = \frac{2}{m_{\text{п}}} \int_0^S R_s dS \text{ или } W_S = \\ &= \sqrt{(2/m_{\text{п}}) \int_0^S R_s dS}. \end{aligned}$$

Время движения поршня определяют отдельно для прямого и обратного ходов:

$$dt = \frac{dS}{W_S} = \frac{dS}{\sqrt{\frac{2}{m_{\text{п}}} \int_0^S R_s dS}},$$

$$\text{тогда } t_{\text{п.х}} = \sqrt{m_{\text{п}}/2} \int_0^S \left(dS / \sqrt{\int_0^S R_s dS} \right)$$

$$\text{и соответственно } t_{\text{о.х}} = \sqrt{m_{\text{п}}/2} \int_S^0 \left(dS / \sqrt{\int_S^0 R_s dS} \right).$$

Время движения поршня не одинаково для прямого и обратного ходов.

Время полного цикла равно сумме длительности прямого и обратного ходов: $t_{\text{ц}} = t_{\text{п.х}} + t_{\text{о.х}}$. Частота циклов в минуту $n_{\text{ц}} = 60/t_{\text{ц}} = 60/(t_{\text{п.х}} + t_{\text{о.х}})$. Определение $n_{\text{ц}}$ таким образом, связано с вычислением интеграла в уравнениях движущих сил за прямой и обратный ходы. Ввиду сложности этих уравнений чаще используют методы численного интегрирования.

Регулирование СПГГ

Производительность СПГГ зависит от частоты ходов, величины хода поршней и плотности газа, поступающего в цилиндр двигателя. При работе СПГГ любое изменение действующих сил изменяет баланс работы, а следовательно, и ход поршней, который зависит от положения мертвых точек. При увеличении хода поршней за счет сближения в. м. т. повышается степень сжатия двигателя и уменьшается вредное пространство компрессорных полостей. При постоянных давлении наддувочного воздуха и подаче топлива это приводит к повышению давлений сжатия и сгорания и, следовательно, увеличению ускорений поршней в начальный период их движения.

Увеличение хода поршней путем изменения положения н. м. т. обуславливает рост объема поступающего в компрессор воздуха и повышение конечного давления в буферных полостях.

Регулирование производительности СПГГ осуществляют тремя способами, заключающимися в изменении: подачи топлива, давления в буферных полостях, давления перед турбиной.

Изменение подачи топлива. Этот способ регулирования влияет на величины среднего индикаторного давления в цилиндре двигателя. Снижение подачи топлива приводит к уменьшению хода поршней (рис. 180), количества производимого газа, а следовательно, и мощности СПГГ. Так как при этом уменьшается и накопленная в буферных полостях энергия, при обратном ходе поршни не дойдут до прежнего положения в. м. т., и степень сжатия двигателя понизится. В результате температура газа и давление перед турбиной уменьшаются, что вызывает понижение мощности турбины. Предельным снижением подачи топлива будет такое, при котором вследствие уменьшения хода поршней перестанут открываться впускные окна. При максимальной подаче и определенном начальном давлении в буферных полостях поршни будут ударяться в крышку СПГГ. Подача топлива будет увеличиваться при одновременном автоматическом повышении давления в буферных полостях.

Изменение начального давления в буферных полостях. Начальное давление в буферных полостях влияет на количество энергии, накапливаемой в них при равном ходе поршней. Так, при одинаковой энергии, подводимой к поршням двигателя, снижение начального давления в буферных полостях вызывает увеличение хода поршней, и наоборот (рис. 181). Увеличение хода обуславливает повышение затрат на трение, а следовательно, и уменьшение накопленной в буферных полостях энергии по сравнению с коротким ходом. Поршни во время обратного хода не дойдут до прежней в. м. т., и степень сжатия снизится. Последнее приведет к уменьшению давлений сжатия и сгорания, в результате чего понизятся ускорения поршней и увеличится длительность цикла. Частота ходов снизится. Вследствие этого уменьшатся производительность и газовая мощность СПГГ.

Максимальная величина начального давления в буферных полостях ограничена высокими степенями сжатия и давления сгорания. Минимальная — значением степени сжатия, при котором не происходит самовоспламенения топлива.

Изменение давления перед турбиной. Давление перед турбиной зависит от массового расхода газа и гидравлического сопротивления турбины. Если подача топлива и начальное давление в буферных полостях постоянны, то с повышением давления перед турбиной увеличивается давление в продувочном ресивере и, следовательно, давление в конце сжатия в компрессорах. Удельная работа сжатия в компрессорах повышается, в результате чего

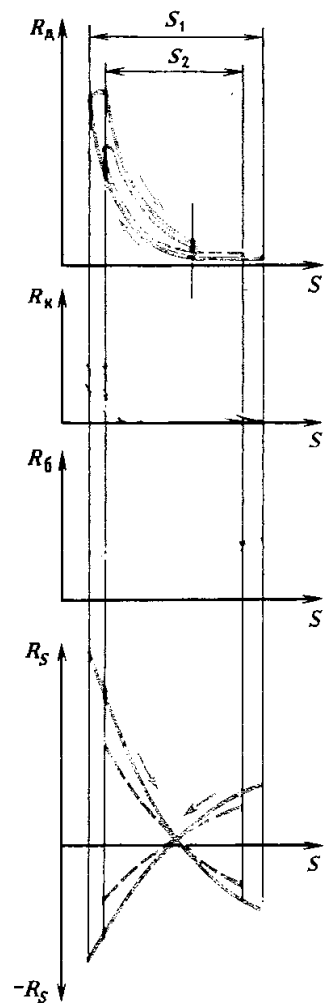


Рис. 180. Изменение действующих сил при уменьшении подачи топлива и постоянных давлении перед турбиной и начальном давлении в буферной полости:

— первоначальный цикл; - - - цикл с уменьшенной подачей топлива

Рис. 181. Изменение действующих сил при уменьшении начального давления в буферной полости:

— первоначальный цикл; — — — цикл с уменьшенным начальным давлением

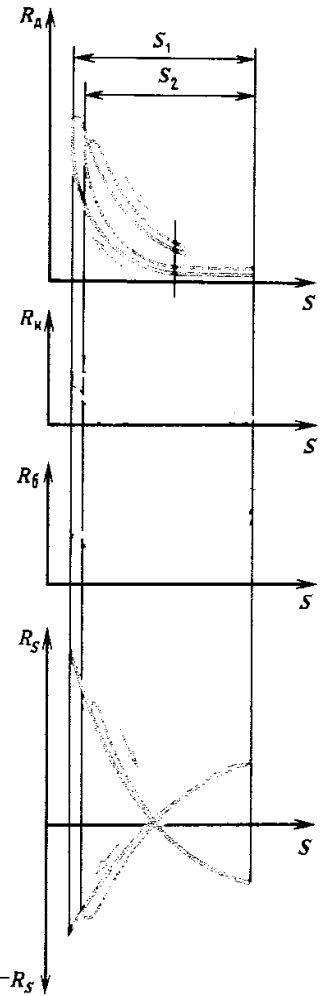
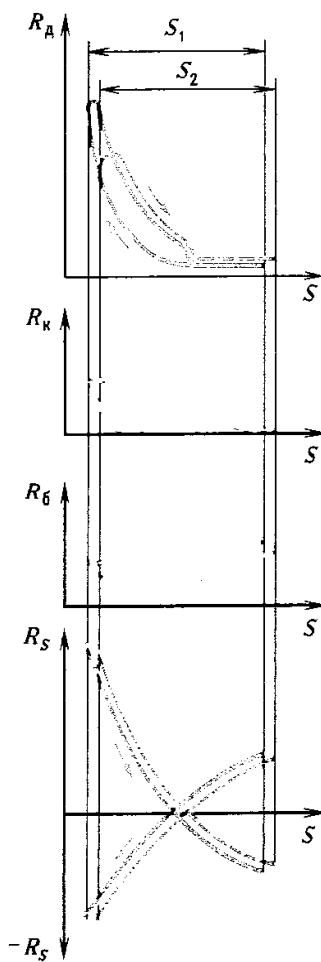


Рис. 182. Изменение действующих сил при увеличении давления перед турбиной и постоянной подаче топлива и начальном давлении в буферной полости:

— первоначальный цикл; — — — при увеличенном давлении перед турбиной

уменьшается ход поршней (рис. 182). Так как сжатие происходит во время обратного хода, то поршни не дойдут до прежнего положения в. м. т. и в последующем рабочем цикле сгорание топлива произойдет при меньшей степени сжатия. Это обуславливает уменьшение частоты циклов и производительности СПГГ. Восстановление прежней частоты циклов возможно только увеличением подачи топлива.

В большинстве СПГГ мощность и производительность регулируются изменением подачи топлива. Давление в буферных полостях приводят в соответствии с величиной подачи топлива регулятором давления, называемым стабилизатором степени сжатия. При увеличении подачи топлива повышается давление перед турбиной и в продувочном ресивере. Стабилизатор степени сжатия при этом перепускает воздух из ресивера в буферные полости. При уменьшении давления в ресивере воздух из буферных полостей перепускается в ресивер.

Характеристики СПГГ

Характеристики СПГГ строят по абсолютному давлению газов p_T перед турбиной. Область возможной массовой производительности газа расположена между кривыми максимальной ($\bar{G}_{T \max} = G_{T \max} / G_{T \text{ ном}}$) и минимальной ($\bar{G}_{T \min} \leq G_{T \min} / G_{T \text{ ном}}$) относительной производительности (рис. 183). Максимальную производительность получают при максимальном ходе поршней, минимальную — при коротком ходе, обеспечивающем открытие впускных

При низких давлениях газа перед турбиной производительность СПГГ больше пропускной способности турбины.

онок. Совместная работа газовой турбины и СПГГ возможна в диапазоне $p_r = 0,45 \div 0,2$ МПа. При меньших давлениях газа перед турбиной расход газа G_r в СПГГ больше расхода газа $G_{r,t}$ в турбине, и их совместная работа в этой области режимов невозможна без перепуска газов мимо турбины. На рис. 183 эта область заштрихована; здесь показаны также изменения относительной газовой мощности СПГГ $\bar{N}_r = N_r/N_{r,ном}$, адиабатного КПД η_r , температуры газов t_r и удельного расхода топлива g_{re} .

Свободно-поршневые дизель-компрессоры (СПДК)

Особенностью работы СПДК, в отличие от СПГГ, является то, что он работает как обычный двухтактный дизель с прямоточной продувкой, с противоположно движущимися поршнями и вся его мощность затрачивается на сжатие воздуха в полостях компрессора.

Ход поршней и среднее индикаторное давление СПДК зависят от давления воздуха в ресивере и от расхода воздуха из него (рис. 184). Эффективная работа двигателя затрачивается на работу компрессора и продувочного насоса. Скорость движения и ускорение поршней обуславливает суммарная действующая сила во всех полостях дизель-компрессора. Для определения этой силы во всех полостях СПДК, как и в СПГГ, строят индикаторные диаграммы давлений.

Для совершения обратного хода поршней необходимо аккумулировать энергию. В СПДК роль аккумулирующих энергию полостей, в отличие от СПГГ, выполняют вредные пространства всех ступеней компрессорных цилиндров. Ускорение поршней, а следовательно, и средняя скорость во время прямого хода значительно больше, чем при обратном ходе. Вследствие этого сокращается длительность прямого хода по сравнению с обратным.

На рис. 185 показано изменение относительных частоты циклов и хода поршней в зависимости от среднего индикаторного давления в цилиндре двигателя. С ростом среднего индикаторного давления в цилиндре двигателя, но при постоянном давлении воздуха в ресивере компрессора, вследствие смещения поршней к н. м. т. происходит уменьшение степени сжатия ϵ в цилиндре двигателя. Для СПДК ϵ изменяется в пределах 16—24.

Для приближенного определения частоты циклов применяют следующую формулу:

$$n_{ц} = \frac{\sqrt{2k}}{2\pi} \sqrt{\frac{p_k F}{mS}} [1 + 0,75 (c_m/c_{max})^2],$$

где k — показатель адиабаты; $k = 1,41$; m — масса комплекта поршней, кг; F — площадь поршня двигателя, см²; c_m и c_{max} — соответственно средняя и максимальная скорости поршня, м/с; $c_m/c_{max} = 0,6 \div 0,7$.

В выполненных конструкциях СПДК относительная высота окон в цилиндре двигателя $\psi = 0,26 \div 0,35$. Продувку цилиндра осуществляют воздухом под давлением

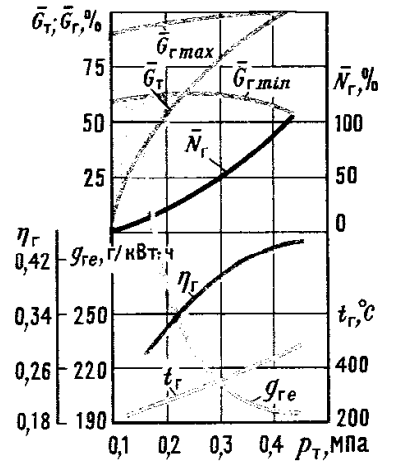


Рис. 183. Характеристика СПГГ с внутренним расположением компрессорных полостей

В СПДК газы из цилиндра выпускаются в атмосферу, а не в турбину, как в СПГГ.

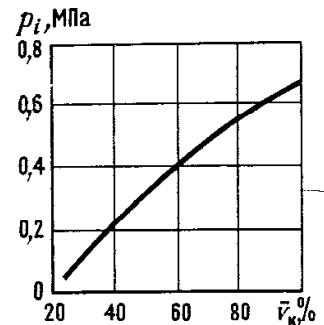


Рис. 184. Зависимость среднего индикаторного давления p_i СПДК от относительной объемной производительности $\bar{V}_k = V_k/V_{k,ном}$

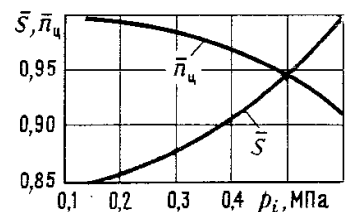


Рис. 185. Зависимость относительных частоты циклов $\bar{n}_{ц} = n_{ц}/n_{ц,ном}$ и хода поршня $\bar{S} = S_x/S_{ном}$ от среднего индикаторного давления p_i для СПДК

$p_k = 0,115 \div 0,135$ МПа. При этом коэффициент продувки $\varphi = 1,5 \div 2,0$.

Ввиду наличия в поршневом комплекте СПДК значительного количества поршневых колец, его механический КПД невысок, и для различных конструкций $\eta_m = 0,5 \div 0,6$.

§ 3. Свайные молоты

В дизель-молотах индикаторная работа затрачивается на подъем ударной массы и преодоление трения.

В дизель-молотах индикаторная работа в цилиндре $L_{i\text{д}} = p_i V_h$. Часть ее расходуется на преодоление трения в направляющих и на трение поршневых колец о стенки цилиндра. Эффективная работа затрачивается на подъем ударной массы m на высоту H .

Следовательно, $L_{e\text{д}} = Hmg$, откуда $H = L_{e\text{д}} / (mg) = p_e V_h / (mg)$.

Коэффициент остаточных газов в цилиндре дизель-молота $\gamma = 0,15 \div 0,25$.

В дизель-молотах получают умеренное среднее эффективное давление. В большинстве построенных молотов $p_e = 0,2 \div 0,4$ МПа. Такое давление обеспечивает необходимую высоту подъема ударной части молота. Низкие показатели рабочего процесса обусловлены некачественной продувкой камеры сгорания и малой величиной коэффициента наполнения. Топливо сгорает медленно вследствие плохого распыливания, которое происходит при ударе падающей массы ударника по впрыснутому в углубление шабота топливу. При таком ударе распыливание получается неравномерным с большим количеством крупных капель топлива. Вследствие медленного сгорания топлива уменьшается индикаторный КПД дизель-молота.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И ТЕПЛООБМЕН В ДВИГАТЕЛЯХ

§ 1. Тепловой баланс

Распределение теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в двигателе, на отдельные составляющие (полезно используемую теплоту и различные виды тепловых потерь) называют *внешним тепловым балансом*.

Внешний тепловой баланс двигателя позволяет оценить совершенство теплоиспользования, тепловые потери и возможность их уменьшения, эффективность использования энергии выпускных газов, наметить пути улучшения показателей работы двигателей и рассчитать систему охлаждения. В большинстве случаев внешний тепловой баланс определяют экспериментально.

Тепловой баланс составляют для различных режимов, т. е. при работе двигателя по внешней, нагрузочной и винтовой характеристикам, при изменении регулируемых параметров и т. д. Тепловой баланс подсчитывают в абсолютных единицах теплоты за 1 ч работы двигателя или за время расходования 1 кг или 1 м³ топлива. Чаще его составляют в относительных величинах (в долях или процентах), т. е. относят составляющие баланса к количеству подводимой теплоты.

Уравнение внешнего баланса комбинированного двигателя внутреннего сгорания имеет вид

$$Q = Q_e + Q_v + Q_r + Q_m + Q_{ост},$$

где Q — теплота сгорания израсходованного топлива; Q_e — теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; Q_v — теплота, отводимая от двигателя охлаждающей средой (жидкостью или воздухом); Q_r — теплота, отводимая выпускными газами, $Q_r = Q_g + Q_{н.с.}$; Q_g — энтальпия выпускных газов; $Q_{н.с.}$ — теплота, не выделившаяся при сгорании топлива из-за неполноты сгорания; Q_m — теплота, отводимая смазочным маслом; $Q_{ост}$ — теплота, отводимая в результате лучистого и конвективного теплообмена нагретых частей двигателя с окружающей средой.

Если выразить составляющие теплового баланса в процентах от теплоты Q сгорания израсходованного топлива, то

С изменением скоростного и нагрузочного режимов изменяются значения составляющих теплового баланса.

Тепловой баланс можно подсчитывать в абсолютных и относительных единицах.

$$q_e + q_b + q_r + q_m + q_{\text{ост}} = 100,$$

где $q_e = (Q_e/Q) 100$; $q_b = (Q_b/Q) 100$; $q_r = (Q_r/Q) 100$; $q_m = (Q_m/Q) 100$; $q_{\text{ост}} = (Q_{\text{ост}}/Q) 100$.

Теплоту Q сгорания израсходованного топлива (располагаемую теплоту) определяют по низшей теплоте сгорания топлива H_u (в Дж/кг или Дж/м³) и часовому расходу жидкого топлива G_T (кг/ч) или газообразного топлива V_T (в м³/ч).

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с, равна эффективной мощности, т. е. $Q_e = N_e$, а отношение эффективной теплоты к располагаемой определяет долю полезно использованной теплоты в двигателе и численно равно эффективному КПД η_e .

Теплота, воспринимаемая от рабочего тела внутренними поверхностями цилиндра, отводится в окружающую среду с помощью жидкого или газообразного вещества — охлаждающего агента. Она состоит из теплоты, переданной от газов стенкам цилиндра и поверхности крышки (головки), а также части теплоты, отданной поверхности головки поршня во время сжатия, сгорания, расширения и выпуска; части теплоты, эквивалентной работе трения поршня в цилиндре (другая часть отводится при охлаждении поршня); теплоты, отводимой от газов в выпускном канале головки и выпускном патрубке после выпуска охлаждающего агента из цилиндра.

Измерив количество охлаждающего агента G_b , проходящего за единицу времени (например, 1 ч работы двигателя) через систему охлаждения двигателя, и температуры охлаждающего агента на входе (t_1) и выходе (t_2) из нее, можно определить количество теплоты, отводимой охлаждающей средой:

$$Q_b = G_b (t_2 - t_1) c_0.$$

Выпускные газы имеют сравнительно высокую температуру и уносят с собой значительное количество теплоты Q_g . Величину Q_g приближенно определяют как разность энтальпии газа в выпускном трубопроводе и энтальпии поступающего в двигатель воздуха. В этом случае энтальпию воздуха в величину располагаемой теплоты не включают.

Для двигателей, работающих на жидком топливе,

$$Q_g = G_T (M_2 c_p t_2 - M_1 c_p t_0),$$

где t_2 — температура выпускных газов за турбокомпрессором, °С; t_0 — температура свежего заряда при поступлении его во впускной патрубок компрессора или при отсутствии наддува во впускной патрубке двигателя, °С.

Для газовых двигателей

$$Q_g = \frac{V_T}{22,4} (M_2 c_p t_2 - M_1 c_p t_0).$$

Потери теплоты из-за неполноты сгорания для двигателей, работающих на жидком топливе, при коэффициенте избытка воздуха, большем единицы,

$$Q_{\text{н.с}} = 34080 \varphi_c C G_T,$$

где φ_c — доля несгоревшего углерода, подсчитываемая по данным анализа продуктов сгорания; C — содержание углерода в жидком топливе в массовых долях.

Для двигателей с внешним смесеобразованием, работающих на жидком топливе, при коэффициенте избытка воздуха, меньшем единицы,

$$Q_{н.с} = 22,4G_T M_{сух} H_u',$$

где $M_{сух}$ — количество сухих продуктов сгорания, образующихся при сгорании 1 кг или 1 м³ топлива, кмоль или м³; H_u' — низшая теплота сгорания 1 м³ сухих продуктов сгорания при температуре 0°C и давлении 0,1013 МПа (определяют по содержанию горючих компонентов — продуктов неполного сгорания).

Для газовых двигателей $Q_{н.с} = M_{сух} V_T H_u'$.

Теплота, отводимая маслом,

$$Q_M = G_M (t_{м.вх} - t_{м.вых}) c_M,$$

где G_M — количество проходящего через охладитель масла, кг/ч; $t_{м.вх}$, $t_{м.вых}$ — температура входящего в охладитель и выходящего из него масла, °C; c_M — теплоемкость масла, кДж/(кг·K).

Остаточный член теплового баланса определяют как разность между подведенной теплотой и суммой измеряемых составляющих теплового баланса:

$$Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_v + Q_r + Q_M).$$

Величина $Q_{ост}$ включает:

1) теплоту, соответствующую работе трения, за исключением теплоты, отданной охладителю через стенки цилиндра или унесенной маслом (учитываемой слагаемым Q_M), эта теплота отводится от внешних поверхностей двигателя в окружающую среду вследствие теплообмена;

2) теплоту, соответствующую кинетической энергии выпускных газов;

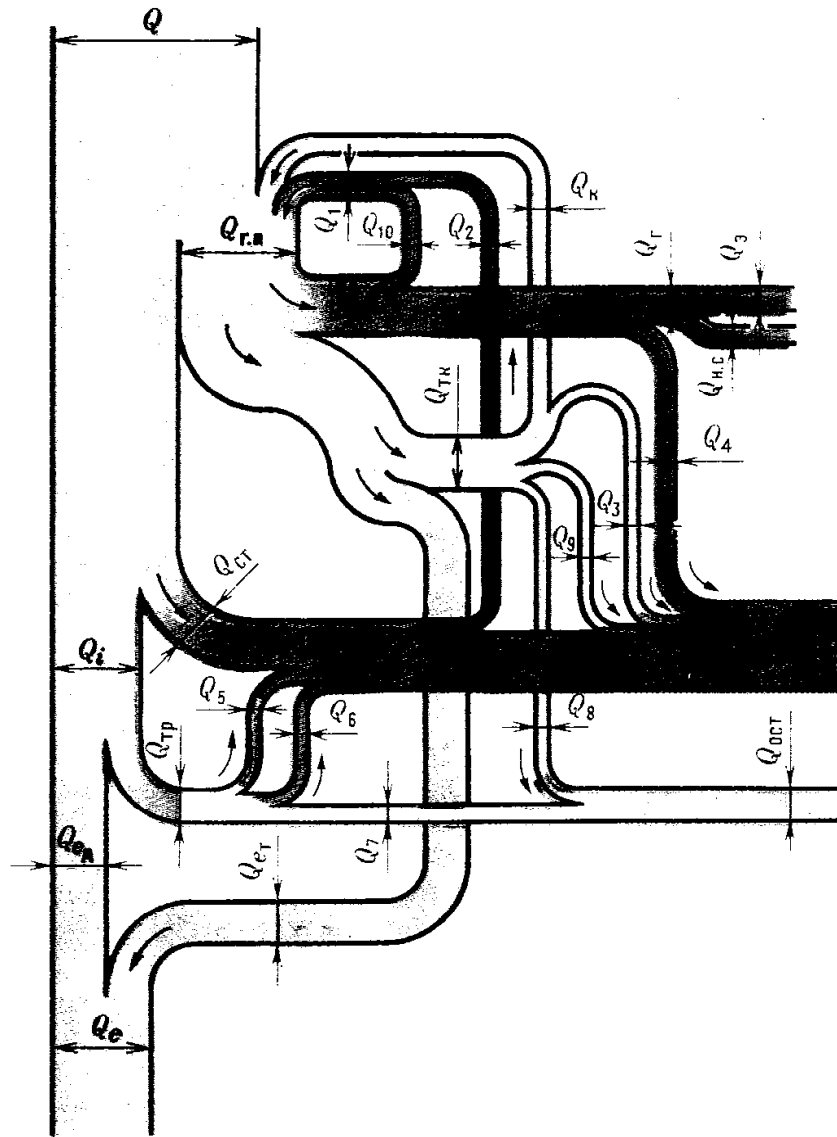
3) теплоту, теряемую внешними поверхностями двигателя и его агрегатов вследствие излучения;

4) неучтенные потери теплоты.

В табл. 16 приведены средние значения отдельных составляющих внешнего теплового баланса, отнесенные к теплоте, введенной с топливом при работе двигателя на номинальном режиме. Как видно из таблицы, 52—78% теплоты, введенной с топливом в двигатель, составляют тепловые потери: энтальпия выпускных газов и теплота, переданная охлаждающему агенту.

Степень использования топлива увеличивается при утилизации тепловых потерь. В крупных судовых и стационарных силовых установках энтальпию выпускных газов используют в утилизационных котлах. В последние годы разрабатывают способы утилизации теплоты выпускных газов в двигателях сравнительно небольшой мощности, например, путем использования термохимических генераторов. В карбюраторных двигателях теплота, уносимая с выпускными газами в результате неполноты

Рис. 186. Схема теплового баланса комбинированного двигателя



сгорания, может достигать 45%, что объясняется применением богатых смесей с $\alpha < 1$. В комбинированных двигателях 10—18% теплоты отводится в систему охлаждения (в карбюраторных двигателях 20—30%).

16. ЗНАЧЕНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ (В %) ВНЕШНЕГО ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Двигатели	q_e	q_v	$q_э$	$q_{н.с}$	q_m	$q_{ост}$
Карбюраторные поршневые	22—29	20—35	30—55	0—45	3—8	3—8
Дизели без наддува	29—42	20—35	25—40	0—5	2—4	2—7
Комбинированные с наддувом:						
умеренным	35—45	10—25	25—45	0—5	3—7	2—7
высоким	40—48	10—18	20—40	0—7	4—8	2—5

Схема теплового баланса комбинированного двигателя с силовой турбиной, передающей мощность на вал двигателя, приведена на рис. 186. Располагаемая тепло-

та топлива в цилиндре обозначена Q . Теплота Q_i эквивалентна индикаторной работе в цилиндре двигателя. Теплота, эквивалентная эффективной работе Q_e , состоит из теплоты $Q_{eд}$, соответствующей эффективной работе поршневой части, и теплоты $Q_{eт}$, эквивалентной эффективной работе турбины; теплота $Q_{тр}$ эквивалентна работе трения в подшипниках и включает теплоту, расходуемую на привод обслуживающих механизмов. Теплота, переданная от двигателя охладителю, обозначена Q_B . В эту теплоту входят теплота $Q_{ст}$, отводимая от стенок цилиндра, часть теплоты трения Q_5 , отводимая в охладитель масла, и часть теплоты трения Q_6 , передаваемая через стенки охладителю, теплота Q_3 , отводимая в холодильнике наддувочного воздуха, теплота Q_9 , переданная подшипниками турбокомпрессора, теплота Q_4 , отводимая от корпуса и коллектора турбины охладителем, теплота Q_8 , отводимая от наружных стенок турбокомпрессора. Теплота, уносимая с выпускными газами, обозначена Q_G , она состоит из энтальпии газов Q_9 и теплоты от неполного сгорания $Q_{н.с.}$

В комбинированных двигателях теплота, отводимая с выпускными газами из поршневой части, передается в газовую турбину. При этом часть теплоты $Q_{eт}$ превращается в полезную работу силовой турбины, часть $Q_{тк}$ — в работу турбины турбокомпрессора, а часть ее $Q_{г.т}$ отводится с выпускными газами из турбины. Теплота $Q_{тк}$ затрачивается на сжатие воздуха в компрессоре.

После охлаждения наддувочного воздуха и отвода теплоты Q_3 теплота Q_k , эквивалентная работоспособности сжатого воздуха, подводится обратно в цилиндр двигателя, увеличенной на величину Q_1 вследствие передачи теплоты от корпуса турбокомпрессора (теплота Q_{i0}) и от охлаждающей жидкости во время протекания ее во впускном канале головки цилиндра двигателя (теплота Q_2).

Теплота, эквивалентная работе трения $Q_{тр}$, частично передается маслу, смазывающему детали (теплота Q_5), и деталям двигателя (теплота Q_6), а частично уносится охлаждающим агентом и рассеивается в окружающую среду через стенки корпуса двигателя (теплота Q_7).

При отсутствии некоторых агрегатов в составе комбинированного двигателя отдельные составляющие теплового баланса, показанного на схеме, могут отсутствовать. Величина каждого слагаемого теплового баланса зависит от типа двигателя, режима работы и степени форсирования. При форсировании двигателя растет средняя температура газов, однако вследствие повышения плотности рабочего тела и литровой мощности удельная поверхность камеры сгорания, определяющая величину теплопередачи, уменьшается, что приводит к снижению доли теплоты, уносимой охладителем. Применение охладителя наддувочного воздуха снижает среднюю температуру цикла, в результате чего уменьшается доля теплоты, отводимой охладителем от цилиндра. Увеличение частоты вращения двигателя сокращает время соприкоснове-

В комбинированных двигателях энергия газа, выходящего из цилиндра, передается турбине турбокомпрессора.

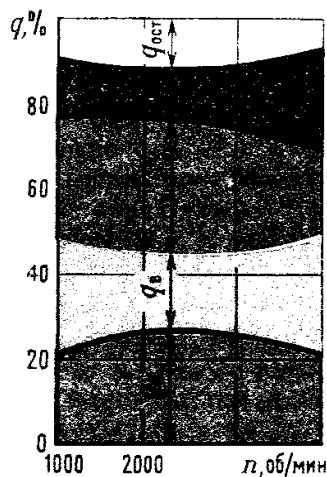


Рис. 187. Тепловой баланс карбюраторного двигателя при его работе по внешней скоростной характеристике

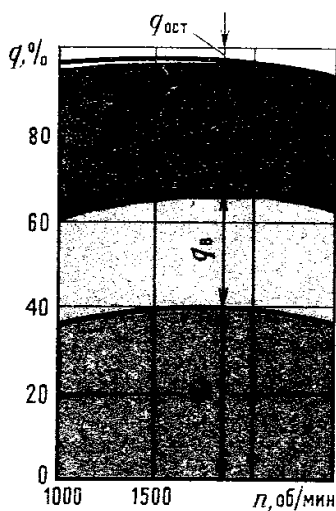


Рис. 188. Тепловой баланс четырехтактного дизеля при его работе по внешней скоростной характеристике

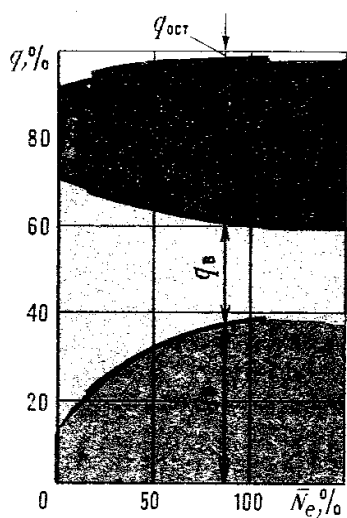


Рис. 189. Тепловой баланс двухтактного дизеля при его работе по нагрузочной характеристике

ния горячих газов со стенками, что уменьшает теплоотвод в охладитель.

Основная часть теплоты отводится через головку цилиндра, поэтому организация движения потоков охладителя в головке имеет важное значение. Охлаждение выпускного канала за клапаном необходимо для обеспечения прочности головки, однако это уменьшает энтальпию выпускных газов, а следовательно, мощность турбокомпрессора системы наддува и общий КПД комбинированного двигателя.

Можно снизить долю теплоты, отводимой с охладителем, повышая его температуру. Экспериментально установлено, что увеличение температуры охладителя на каждые 10°C приводит к снижению доли отводимой теплоты на 3—4%. Но это, в свою очередь, повышает механический КПД двигателя в результате роста температуры масла на стенках цилиндра и уменьшения трения. Снижение доли теплоты, уносимой охладителем, повышает долю теплоты, отводимой с выпускными газами, что увеличивает работоспособность газа в турбинах комбинированного двигателя. Это дает возможность также уменьшить размеры холодильника (радиатора) и мощность насосов прокачки охладителя.

При изменении скоростного или нагрузочного режимов соотношение долей теплового баланса меняется (рис. 187, 188, 189).

§ 2. Теплообмен в ДВС

Теплообмен в цилиндре двигателя

При работе двигателя давление, температура, состав и физические свойства рабочего тела, а также скорость его движения относительно тепловоспринимающих поверхностей внутрицилиндрового пространства изменяются в широких пределах. При воспламенении в цилиндре возникает пламя, имеющее более высокую температуру, чем рабочее тело.

В период впуска в четырехтактном двигателе теплообмен происходит при практически постоянном составе рабочего тела, но количество и интенсивность его движения в переменном объеме цилиндра меняются в широких пределах. Тепловой поток в этот период определяется конвекцией и направлен от деталей к заряду. Вследствие небольшой разности температур рабочего тела и стенок цилиндра, низкой плотности рабочего тела количество теплоты, полученной рабочим телом при теплообмене в течение такта впуска, незначительно и составляет 1—2% общего количества теплоты, отведенной в систему охлаждения за цикл.

В начале сжатия тепловой поток направлен от стенок к рабочему телу, а затем по мере увеличения его температуры меняет свое направление на противоположное. Количество и состав рабочего тела при сжатии примерно постоянны, а давление, температура и поле скоростей

непрерывно меняются. Количество теплоты, отданное рабочим телом стенкам цилиндра в конце сжатия, несколько больше количества теплоты, полученного рабочим телом от стенок в начале сжатия, поэтому в дизеле за весь период сжатия от рабочего тела отводится 5—8%, а в карбюраторном двигателе 1—2% общего количества теплоты, отданной за цикл.

Таким образом, количество теплоты, передаваемое излучением во время процессов наполнения и сжатия, очень незначительно.

Для периода сгорания характерно существенное увеличение интенсивности конвективного теплообмена, вызванное ростом интенсивности турбулентности, температуры и плотности рабочего тела. Кроме того, увеличивается интенсивность излучения от газов и появляется новый мощный источник излучения — светящееся пламя. Теплообмен в процессе сгорания происходит при непрерывном изменении состава рабочего тела, интенсивности турбулентности, излучательных и поглощательных характеристик продуктов сгорания и пламени, объема цилиндра и тепловоспринимающих поверхностей, а также ориентации относительно них излучателей и направления движения рабочего тела. Плотность суммарного теплового потока в стенку камеры сгорания может быть представлена в виде суммы плотностей тепловых потоков за счет конвективного теплообмена (q_k), лучеиспускания газов ($q_{л.г}$) и пламени ($q_{л.п}$):

$$q_{\Sigma} = q_k + q_{л.г} + q_{л.п}.$$

Величина q_{Σ} в процессе сгорания резко увеличивается, причем в двигателях с внешним смесеобразованием в основном за счет конвективного теплообмена, а в двигателях с внутренним смесеобразованием вследствие лучистого теплового потока от пламени. Значение $q_{л.г}$ невелико и учитывается только при точных расчетах.

Изменение плотностей тепловых потоков в камере сгорания четырехтактного дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала показано на рис. 190. Для рассматриваемого режима работы дизеля плотность лучистого теплового потока от пламени в отдельные моменты времени составляет 50—60% плотности конвективного теплового потока.

Несмотря на относительно малую величину тепловоспринимающих поверхностей, за период видимого сгорания в дизелях передается теплоты 25—35%, а в карбюраторных двигателях — 18—24% общего количества, отданного за цикл.

В процессе расширения давление газов и их температура быстро уменьшаются и интенсивность излучения пламени снижается, а затем излучение прекращается. В период расширения суммарный тепловой поток складывается из тех же составляющих, что и в процессе сгорания. Поскольку теплообмен в этот период происходит при увеличении тепловоспринимающих поверхностей, то, несмотря на существенное уменьшение плотности тепло-

Теплота от рабочего тела к стенкам камеры сгорания передается за счет конвективного теплообмена и излучением.

Рис. 190. Изменение плотностей суммарного, конвективного и лучистого тепловых потоков по углу поворота коленчатого вала в камере сгорания четырехтактного дизеля

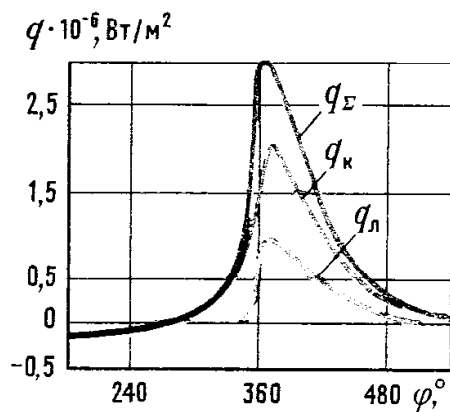
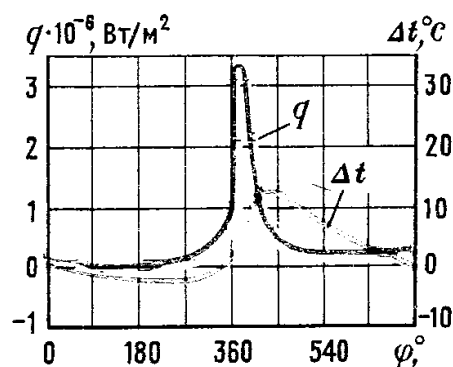


Рис. 191. Изменение плотности теплового потока и температуры поверхности камеры сгорания по углу поворота коленчатого вала быстроходного дизеля



За рабочий ход поршня в стенки камеры сгорания передается в дизелях 80—90%, а в карбюраторных двигателях 65—70% общего количества теплоты, отведенной от рабочего тела за цикл.

вого потока, от рабочего тела стенкам передается значительное количество теплоты (до 25% общего количества теплоты, отданной стенкам за цикл).

В начале выпуска резко изменяются давление, температура и количество рабочего тела, а затем, его температура и давление меняются слабо. В этот период теплота передается стенкам от рабочего тела в основном конвекцией, а доля лучистого теплообмена в общей теплоотдаче незначительна. Всего за процесс выпуска стенкам передается в дизелях 5—15% и в карбюраторных двигателях 20—30% теплоты, отведенной от рабочего тела за цикл.

В результате циклического изменения газодинамических и термодинамических параметров рабочего тела в цилиндре двигателя пульсирующий тепловой поток в стенки деталей, образующих камеру сгорания, меняет свой знак. При установившемся режиме работы двигателя закон изменения теплового потока на тепловоспринимающей поверхности по времени в первом приближении можно принять периодически установившимся, т. е. считать, что колебания теплового потока в каждом цикле повторяются. Однако в действительности наблюдается некоторое расхождение в характере изменения мгновенных плотностей теплового потока и их величинах, что связано с отклонением параметров газа от средних значений в различных циклах. Вследствие пульсирующего характера теплового потока, падающего на деталь, в ее поверхностных слоях возникают температурные волны, частота и глубина проникновения которых зависит от плотности потока, частоты пульсаций и теплофизических свойств материала детали. Наибольшая амплитуда колебаний температуры Δt относительно некоторого среднего уровня возникает на поверхности, причем колебания температуры отстают по фазе от колебаний теплового потока q (рис. 191). По мере удаления от поверхности детали величина Δt быстро уменьшается и на глубине 2—4 мм она практически равна нулю. В высокооборотных двигателях температура тепловоспринимающей поверхности в течение цикла меняется не более чем на 5—10° С, в то время как в малооборотных судовых дизелях амплитуда колебаний температуры может достигать 50° С. Чем выше теплоемкость и теплопроводность материала детали, тем ниже амплитуда пульсаций температуры поверхности.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя амплитуда колебаний температуры поверхности уменьшается.

В различных точках камеры сгорания плотность теплового потока в один и тот же момент времени может сильно отличаться по величине и не совпадать по направлению. Это объясняется наличием поля скоростей с существенно различными характеристиками турбулентности, неоднородностью состава рабочего тела и его неизотермичностью, а также неоднородностью свойств отдельных участков поверхностей, различиями во взаимной ориентации поверхностей относительно факела и основного движения рабочего тела. Распределение плотностей теплового потока по тепловоспринимающим поверхностям камеры сгорания зависит от способа смесеобразования, формы камеры сгорания, расположения форсунки и ориентации сопловых отверстий распылителей и особенностей организации рабочего процесса (рис. 192). Следует отметить, что с изменением режима работы двигателя характер распределения плотностей теплового потока по поверхности камеры сгорания изменяется незначительно.

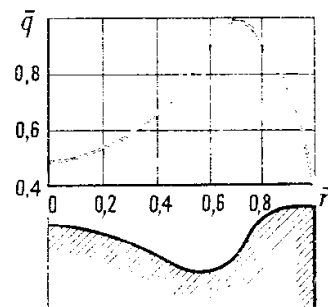


Рис. 192. Распределение относительной плотности теплового потока $\bar{q} = q/q_{\max}$ по поверхности поршня (\bar{r} — относительный радиус поршня)

Теплообмен излучением

Теплообмен излучением происходит в переменном объеме цилиндра. Интенсивность излучения зависит от времени и ориентации излучателей относительно тепловоспринимающих поверхностей. В цилиндре двигателя выделяют два главных источника излучения: продукты сгорания и пламя.

Излучение продуктов сгорания. Среди продуктов сгорания наибольшей излучательной и поглощательной способностью обладают многоатомные газы такие, как углекислый газ CO_2 и водяной пар H_2O . Излучение одноатомных газов незначительно, и им обычно пренебрегают. Газы поглощают и излучают энергию только в определенных интервалах длин волн, в остальной части спектра они прозрачны. В отличие от твердых и жидких тел излучение газов носит объемный характер, поскольку в нем участвуют все частицы газа. Поэтому поглощательная способность газа зависит от его плотности и толщины газового слоя. Плотность собственного интегрального излучения CO_2 и H_2O выражается уравнениями

$$E_{\text{CO}_2} = 3,5 (p_{\text{CO}_2} l)^{0,33} (T/100)^{3,5}$$

$$\text{и } E_{\text{H}_2\text{O}} = 3,5 (p_{\text{H}_2\text{O}} l)^{0,8} l^{0,6} (T/100)^3,$$

где p_{CO_2} и $p_{\text{H}_2\text{O}}$ — парциальные давления соответственно углекислого газа и водяного пара в смеси газов; l — эквивалентная толщина излучающего слоя.

Для расчетов часто используют закон Стефана — Больцмана, с учетом которого плотность теплового потока, переданного излучением от газов

$$q_{\text{л.г}} = \varepsilon'_{\text{ст}} \varepsilon_{\text{г}} \sigma [(T/100)^4 - (T_{\text{ст}}/100)^4],$$

где σ — коэффициент излучения абсолютно черного тела, $\sigma = 5,76 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$; $\varepsilon'_{\text{ст}}$, $\varepsilon_{\text{г}}$ — соответственно эффективная степень черноты стенки и степень черноты газа.

Плотности тепловых потоков в стенки камеры сгорания зависят от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Эффективная степень черноты стенки

$$\epsilon'_{ст} = (1 + \epsilon_{ст})/2,$$

где $\epsilon_{ст}$ — степень черноты стенки в прозрачной среде.

Степень черноты компонентов смеси газов

$$\epsilon_{r,i} = 1 - e^{-K_{\lambda} p_i l_3},$$

где K_{λ} — коэффициент ослабления луча; l_3 — эквивалентная толщина слоя газа, $l_3 = 3,6 V/F$; V — объем, заполненный излучающим газом; F — поверхность стенок, ограничивающих этот объем.

Если учитывают излучение только CO_2 и H_2O , то суммарная степень черноты смеси газов в цилиндре

$$\epsilon_r = \epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta \epsilon_r,$$

где β , $\Delta \epsilon_r$ — соответственно поправочный коэффициент и поправка, учитывающие частичное совпадение спектров излучения CO_2 и H_2O .

Вследствие непрерывного изменения объема цилиндра, параметров и свойств рабочего тела плотность теплового потока, излучаемого газами в цилиндре, является переменной. Общее количество теплоты, переданное от газов стенкам лучеиспусканием, мало по сравнению с количеством теплоты (3—5% общего теплового потока), переданной конвекцией. Поэтому при ориентировочных расчетах не учитывают излучение газов или оценивают среднюю величину теплового потока за цикл.

Излучение пламени. По излучательным характеристикам пламя может быть условно разделено на оптически прозрачное и непрозрачное. Оптически прозрачное, мало светящееся пламя излучает селективно только в определенной полосе частот. Такое пламя может возникать при сгорании предварительно хорошо подготовленной топливовоздушной смеси с коэффициентом избытка воздуха, большим единицы. Идеальные условия для возникновения оптически прозрачного пламени можно создать только в бомбе. Однако по излучательным характеристикам пламя в двигателях с внешним смесеобразованием также можно считать оптически прозрачным мало светящимся пламенем, излучением которого в приближенных расчетах можно пренебречь.

Оптически непрозрачное, светящееся пламя имеет сплошной спектр из-за наличия в нем продуктов разложения углеводородов. Светящееся пламя, содержащее горящие капли топлива, раскаленные частицы сажи и другие взвешенные частицы, называют факелом. Такое пламя характерно для дизелей и газовых двигателей с раздельной подачей газа и воздуха в цилиндр. В этом случае преобладает диффузионное горение, при котором углеводороды подвергаются длительному воздействию высоких температур, в результате чего происходит диссоциация молекул и выделяется свободный углерод. Интенсивность сажеобразования зависит от свойств топлива, коэффициента избытка воздуха, качества смесеоб-

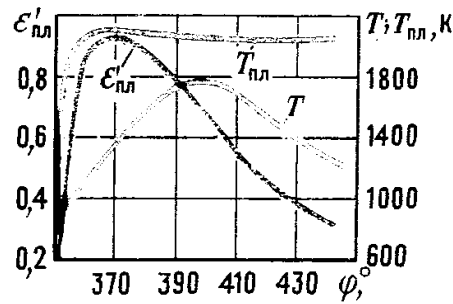
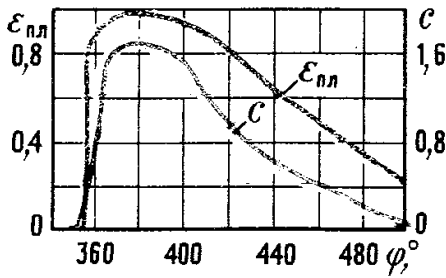


Рис. 193. Изменение концентрации частиц сажи и степени черноты пламени по углу поворота коленчатого вала

Рис. 194. Изменение температуры газов в цилиндре, температуры пламени и приведенной степени черноты по углу поворота коленчатого вала

разования и режима работы двигателя. Экспериментально установлено, что свечение факела обусловлено наличием раскаленных частиц сажи, а интенсивность излучения пламени определяется его температурой, концентрацией частиц сажи в единице объема и эффективной толщиной излучающего слоя. Концентрация частиц сажи определяет одну из важнейших характеристик пламени — его излучательную способность. Это подтверждается характером изменения в зависимости от угла поворота коленчатого вала концентрации c частиц сажи и степени черноты пламени $\epsilon_{пл}$ (рис. 193). Плотность теплового потока, излучаемого факелом в дизеле, может достигать на номинальном режиме 15—35% суммарного теплового потока, поэтому при расчетах излучением факела пренебрегать нельзя. Для расчета плотности теплового потока, излучаемого факелом, обычно используют закон Стефана — Больцмана:

$$q_{л.п} = \epsilon_{ст}'' \epsilon'_{пл} \sigma [(T_{пл}/100)^4 - (T_{ст}/100)^4],$$

где $\epsilon'_{пл}$ — приведенная степень черноты пламени; $T_{пл}$ — температура пламени; $\epsilon_{ст}''$ — приведенная степень черноты стенок.

Наибольшие трудности возникают при оценке температуры пламени и приведенной степени черноты пламени. Оба этих параметра непрерывно меняются за время существования факела и зависят от большого числа факторов. Экспериментальные исследования показали, что температура пламени с начала воспламенения резко нарастает до момента, соответствующего 10—15° угла поворота коленчатого вала, достигая максимального значения, а затем плавно снижается (рис. 194). Температура пламени, которая значительно превосходит термодинамическую температуру газа в цилиндре, мало меняется в течение всего периода видимого горения и почти не зависит от нагрузки. Рассчитать температуру пламени трудно. Поэтому в качестве первого приближения для ориентировочных расчетов принимают, что температура пламени равна теоретической температуре сгорания топлива при стехиометрическом составе смеси.

Для расчета степени черноты факела можно рекомендовать эмпирическую формулу

$$\epsilon_{пл} = 1 - \exp \left\{ -1,8 \frac{C}{H} \frac{pS}{a} [0,2(1-x) + 0,03] \times \right.$$

$$\times \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi) \right],$$

где C, H — число атомов углерода и водорода в исходном топливе; α — коэффициент избытка воздуха; x — коэффициент тепловыделения.

Конвективный теплообмен в цилиндре

Интенсивность конвективного теплообмена в цилиндре двигателя внутреннего сгорания зависит от характера и интенсивности движения рабочего тела в камере сгорания и микроструктуры потока. В цилиндре двигателя вынужденное турбулентное движение определяется главным образом движением поршня, процессами впуска и выпуска, особенностями организации рабочего процесса, формой камеры сгорания. Кроме того, вибрации стенок камеры сгорания, процесс сгорания, неоднородность и неизоотермичность рабочего тела вызывают дополнительные возмущения в рабочем теле, которые накладываются на основное его движение, генерируют вторичные потоки у стенок камеры сгорания и интенсифицируют процесс теплообмена.

Сложность гидродинамических и физических процессов в камере сгорания затрудняет определение интенсивности нестационарного конвективного теплообмена. Поэтому для изучения теплообмена проводят эксперименты на физических моделях и двигателях. В результате предложено большое количество эмпирических соотношений, связывающих одну из важнейших характеристик интенсивности теплообмена — коэффициент теплоотдачи — с параметрами рабочего тела в цилиндре и параметрами, характеризующими конструкцию двигателя и гидродинамику в камере сгорания. Вследствие многообразия типов двигателей, способов организации рабочего процесса и особенностей конструктивного исполнения полученные формулы для расчета мгновенных коэффициентов теплоотдачи могут применяться только для узкого класса двигателей и ограниченного диапазона режимов их работы.

При расчете коэффициентов теплоотдачи α по различным формулам результаты отличаются в несколько раз (рис. 195). Большинство из предложенных формул дают возможность вычислить мгновенный коэффициент теплоотдачи, осредненный по всей тепловоспринимающей поверхности камеры сгорания, так как в качестве параметра, характеризующего интенсивность движения рабочего тела в цилиндре, в этих формулах принята средняя скорость поршня. В действительности нельзя указать точку на поверхности камеры сгорания, к которой относится вычисленное значение коэффициента теплоотдачи. Некоторые формулы позволяют вычислить мгновенное значение коэффициента теплоотдачи, осредненное по элементам тепловоспринимающей поверхности: например, по поверхности крышки цилиндра, головки поршня и гильзы. Кроме того, имеется ограниченное количество формул, которые позволяют вычислить локальные мгно-

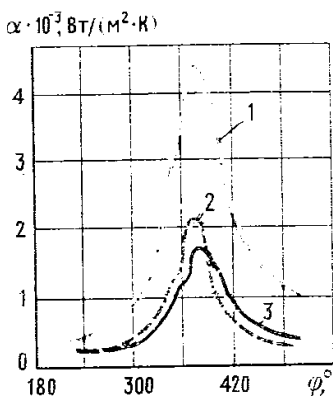


Рис. 195. Сравнение величин коэффициентов теплоотдачи, рассчитанных по формулам:

1 — Пфлаума; 2 — Вош-ни; 3 — Эйхельберга

венные коэффициенты теплоотдачи, так как в них используют в качестве определяющих параметров местные скорости рабочего тела относительно тепловоспринимающих поверхностей. Однако следует отметить, что определение местных скоростей является не менее трудной задачей. Поэтому для оценки значений мгновенных коэффициентов теплоотдачи чаще используют простые формулы, дающие возможность рассчитать средние значения параметров теплообмена. Для повышения точности расчетной оценки коэффициентов теплоотдачи по таким формулам корректируют коэффициенты пропорциональности по известным экспериментальным данным.

Плотность теплового потока в стенках камеры сгорания

$$q = \alpha_{\Sigma} (T - T_{\text{ст}}),$$

где α_{Σ} — суммарный коэффициент теплоотдачи, который в общем случае можно представить в виде суммы коэффициента конвективной теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$ и условного коэффициента лучистого теплообмена $\alpha_{\text{л}}$.

Количество теплоты, воспринятое участком поверхности камеры сгорания за цикл, определяют интегрированием в пределах времени t_0 цикла:

$$\Delta Q = \Delta F \int_0^{t_0} \alpha_{\Sigma} (T - T_{\text{ст}}) dt.$$

Тогда для вычисления количества теплоты, которое рабочее тело передало стенкам камеры сгорания за цикл, необходимо произвести интегрирование по всей поверхности теплообмена с учетом ее переменности:

$$Q = \int_0^{t_0} \int_F \alpha_{\Sigma} (T - T_{\text{ст}}) dF dt.$$

Обычно интегрирование по времени заменяют суммированием, разбив интервал интегрирования t_0 на ряд элементарных интервалов Δt , в пределах которых значения параметров теплообмена на поверхностях поршня $F_{\text{п}}$, головки $F_{\text{гол}}$ и цилиндра $F_{\text{ц}}$, образующих камеру сгорания, принимают постоянными. Тогда количество теплоты, отдаваемое рабочим телом поверхности камеры сгорания в течение интервала времени Δt ,

$$\Delta Q = \Delta t \left[\int_{F_{\text{п}}} \alpha_{\text{п}} (T - T_{\text{п}}) dF + \int_{F_{\text{гол}}} \alpha_{\text{гол}} (T - T_{\text{гол}}) dF + \int_{F_{\text{ц}}} \alpha_{\text{ц}} (T - T_{\text{ц}}) dF \right],$$

где $\alpha_{\text{п}}$, $\alpha_{\text{гол}}$, $\alpha_{\text{ц}}$, $T_{\text{п}}$, $T_{\text{гол}}$, $T_{\text{ц}}$ — локальные коэффициенты теплоотдачи и температур поверхностей соответственно поршня, головки и цилиндра.

Если для поверхностей поршня, головки и цилиндра задать средние значения параметров теплообмена $\alpha_{\text{п}}$,

$\bar{\alpha}_{\text{гол}}, \bar{\alpha}_{\text{ц}}, \bar{T}_{\text{п}}, \bar{T}_{\text{гол}}$ и $\bar{T}_{\text{ц}}$, то можно записать

$$\Delta Q = \Delta t [\bar{\alpha}_{\text{п}}(T - \bar{T}_{\text{п}})F_{\text{п}} + \bar{\alpha}_{\text{гол}}(T - \bar{T}_{\text{гол}})F_{\text{гол}} + \bar{\alpha}_{\text{ц}}(T - \bar{T}_{\text{ц}})F_{\text{ц}}].$$

В простейшем случае, если $\bar{\alpha}_{\text{п}} = \bar{\alpha}_{\text{гол}} = \bar{\alpha}_{\text{ц}}$,

$$\Delta Q = \Delta t \bar{\alpha} (T - T_{\text{w}}) F, \quad (385)$$

где $\bar{\alpha}$ — коэффициент теплоотдачи, осредненный по поверхности камеры сгорания $F = F_{\text{п}} + F_{\text{гол}} + F_{\text{ц}}$; T_{w} — средняя температура поверхности камеры сгорания, которую в данном случае вычисляют по формуле

$$T_{\text{w}} = (\bar{T}_{\text{п}}F_{\text{п}} + \bar{T}_{\text{гол}}F_{\text{гол}} + \bar{T}_{\text{ц}}F_{\text{ц}}) / (F_{\text{п}} + F_{\text{гол}} + F_{\text{ц}}). \quad (386)$$

Оценку суммарных коэффициентов теплоотдачи выполняют по эмпирическим формулам, из которых наиболее простой является формула Эйхельберга:

$$\alpha_{\Sigma} = 7,8 \sqrt[3]{c_m} \sqrt{pT}. \quad (387)$$

Теплоотдачу лучеиспусканием эта формула не учитывает.

Для двигателей с наддувом Пфлаум предложил выражение, в котором сохранена структура формулы Эйхельберга и сделана попытка учесть давление наддува, а также уточнить влияние средней скорости поршня. Особенностью формулы Пфлаума является возможность вычисления коэффициентов теплоотдачи отдельно для втулки цилиндра, крышки и головки поршня. Эта формула имеет вид

$$\alpha_{\Sigma} = 3,714 f(p_{\text{к}}) \sqrt{pT} (6,2 - 5,2 \cdot 5,7^{-0,01 c_m} - 0,025 c_m), \quad (388)$$

где $f(p_{\text{к}}) = 4,11 p_{\text{к}}^{0,25}$ — для крышки цилиндра и поршня; $f(p_{\text{к}}) = 3,79 p_{\text{к}}^{0,67}$ — для втулки цилиндра.

Так же, как и в формуле Эйхельберга, в ней не выделена составляющая лучистого теплового потока и не отражено влияние размеров двигателя.

В последнее время широко применяется уравнение Вошни:

$$\alpha_{\Sigma} = 819,5 p_{\text{пр}}^{0,8} \omega^{0,8} D^{-0,2} T^{-0,53}, \quad (389)$$

где D — диаметр цилиндра, м; $p_{\text{пр}}$ — текущее давление в цилиндре при проворачивании вала, МПа; ω — скорость рабочего тела в различные периоды цикла: в период газообмена $\omega = 6,18 c_m$, во время сжатия $\omega = 2,28 c_m$, а в период сгорания-расширения

$$\omega = 2,28 c_m + 3,24 \cdot 10^{-3} \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_{\text{пр}}).$$

Формула Вошни учитывает различия в интенсивности движения рабочего тела в отдельные периоды рабочего цикла, размеры цилиндра и дополнительную турбулизацию, вызываемую процессом сгорания, и излучение пламени.

Среди уравнений, дающих возможность вычислить локальные значения коэффициентов теплоотдачи, наиболее

Формула Эйхельберга получена по результатам экспериментов на среднеоборотном двухтактном двигателе.

Формула Пфлаума получена по результатам экспериментов на четырехтактном двигателе с наддувом ($S = 190$ мм, $D = 140$ мм, $n = 800$ об/мин).

Формула Вошни получена по результатам экспериментов на дизелях со следующими параметрами: $S = 186$ мм, $D = 210$ мм, $n = 1700$ об/мин, $S = 300$ мм, $D = 240$ мм, $n = 900$ об/мин.

лее обоснованной и универсальной является формула Г. Б. Розенблита:

$$\alpha_{\Sigma} = C_1 \sqrt{\frac{\omega_{\tau}}{D}} \sqrt{\lambda c_p \rho} \left(1 + C_2 \frac{c_{зв} \omega_{зв}}{\omega_{\tau}^2} \right) + \epsilon_{пл\sigma} \frac{T_{пл}^4 - T_{ст}^4}{T - T_{ст}},$$

где ω_{τ} — тангенциальная составляющая скорости газа; $\omega_{зв}$ — действительная скорость звуковых колебаний; $c_{зв}$ — скорость распространения звуковой волны; $C_1 = 4,34$, $C_2 = 2,19 \cdot 10^{-4}$ — для четырехтактных дизелей; $C_1 = 3,35$, $C_2 = 0,027$ — для двухтактных двигателей с противоположно движущимися поршнями; $C_1 = 3,95$, $C_2 = 0,0063$ — для двухтактных двигателей с петлевой продувкой; λ , c_p и ρ — соответственно коэффициент теплопроводности, удельная теплоемкость и плотность газа, которые необходимо вычислять при средней температуре $\bar{T} = (T + T_{ст})/2$.

Рассмотренные формулы позволяют определять мгновенные значения коэффициентов теплоотдачи, которые необходимы при моделировании рабочего процесса в цилиндре двигателя и расчете температурных полей деталей. Однако, учитывая, что величина пульсаций температуры поверхности и глубина их проникновения в тело детали незначительны, можно температурное поле детали считать стационарным. В этом случае для расчета следует действительные условия нестационарного теплового нагружения заменить некоторыми эквивалентными стационарными, характеризуемыми параметрами, полученными из условия равенства количества теплоты, воспринимаемой участком поверхности в действительном и условном эквивалентном процессах. Тогда в действительном процессе количество теплоты, которое получит за цикл участок поверхности ΔF ,

$$Q = \Delta F \int_0^{t_0} \alpha (T - T_{ст}) dt.$$

В эквивалентном стационарном процессе

$$Q = t_0 \alpha_э (T_э - \bar{T}_{э.ст}) \Delta F,$$

где $\alpha_э$ — средний эквивалентный коэффициент теплоотдачи; $T_э$ и $\bar{T}_{э.ст}$ — средние эквивалентные температуры соответственно газов и стенки.

Приравняв правые части этих уравнений, получим соотношение для определения эквивалентных параметров теплообмена условного стационарного процесса:

$$\alpha_э (T_э - \bar{T}_{э.ст}) t_0 = \int_0^{t_0} \alpha (T - T_{ст}) dt.$$

Поскольку для определения трех эквивалентных параметров теплообмена имеется одно соотношение, существует большое количество выражений для их вычисления. Пренебрегая пульсациями температуры, можно принять, что $T_{ст} = \bar{T}_{э.ст}$, тогда получим наиболее распро-

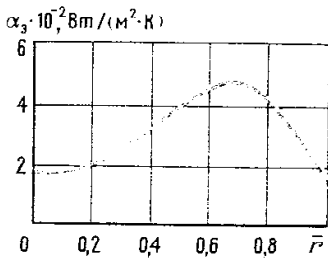


Рис. 196. Изменение среднего эквивалентного коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам по поверхности поршня

При уточненных расчетах необходимо учитывать неравномерность значений параметров теплообмена по поверхности камеры сгорания.

страненные формулы для вычисления эквивалентных параметров теплообмена:

$$\alpha_3 = \alpha_{\text{ср}} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} \alpha dt;$$

$$T_3 = \frac{\int_0^{t_0} \alpha T dt}{\int_0^{t_0} \alpha dt} = (\alpha T)_{\text{ср}} / \alpha_{\text{ср}}.$$

Таким образом, средний эквивалентный коэффициент теплоотдачи равен его среднему значению за цикл, в то время как средняя эквивалентная температура газов значительно выше средней интегральной температуры за цикл. Для четырехтактных дизелей $T_3 \approx T_{\text{ср}} + (0,6 \div 0,8) (T_{\text{ср}} - 273)$; для двухтактных дизелей $T_3 \approx T_{\text{ср}} + (0,4 \div 0,6) (T_{\text{ср}} - 273)$. С уменьшением нагрузки отношение $T_3/T_{\text{ср}}$ увеличивается. Обычно средние эквивалентные параметры теплообмена рассчитывают по экспериментальным индикаторным диаграммам или по данным моделирования рабочего процесса.

Так как значения параметров теплообмена для различных участков тепловоспринимающих поверхностей камеры сгорания неодинаковы, то средние эквивалентные коэффициенты теплоотдачи α_3 для этих участков также отличаются по величине (рис. 196).

Теплообмен в полостях систем жидкостного охлаждения двигателей

В зависимости от температуры охлаждаемой поверхности, вида охлаждающей жидкости, характера ее движения, температуры и давления в системе охлаждения на отдельных участках тепловоспринимающих поверхностей возможны три основных режима теплообмена.

Если температура t_w охлаждаемой поверхности ниже температуры насыщения t_s охлаждающей жидкости при данном давлении в системе охлаждения, то передача теплоты от поверхности к жидкости осуществляется в режиме вынужденной конвекции (рис. 197, область I).

При достижении температуры теплоотдающей поверхности температуры насыщения охлаждающей жидкости создаются условия для возникновения заторможенного поверхностного кипения жидкости в тонком пристенном слое. Наиболее часто наблюдается кипение с недогревом, при котором жидкость кипит у нагретой поверхности, а при удалении от нее температура жидкости ниже температуры насыщения. Режим заторможенного поверхностного кипения первоначально возникает на участках поверхности с температурой $t_w > t_s$ (рис. 197, область II). По мере увеличения мощности, развиваемой двигателем, размеры участков поверхности, на которых наблюдается заторможенное поверхностное кипение, растут. При дальнейшем повышении тепловой нагрузки заторможенное поверхностное кипение может перейти в развитое кипение (рис. 197, область III). Это произойдет, когда темпера-

Интенсивность теплообмена в режиме вынужденной конвекции зависит от характера и скорости движения теплоносителя и не зависит от плотности теплового потока.

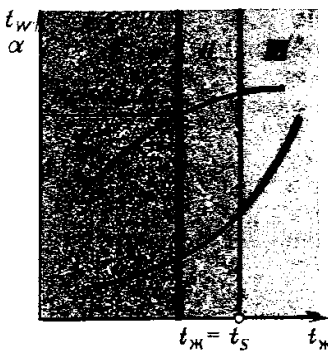


Рис. 197. Зависимость температуры охлаждаемой поверхности и коэффициента теплоотдачи от температуры жидкости

тура жидкости $t_{ж}$ немного превысит температуру насыщения.

Процесс генерации паровых пузырьков на перегретой поверхности возможен только при наличии центров парообразования. Обычно такими центрами являются микронеровности охлаждаемой поверхности (впадины, микротрещины), а также адсорбированные поверхностью газы и твердые частички. Каждый активный центр генерирует паровую фазу, образуя пузырек пара, который увеличивается, затем отрывается от поверхности и всплывает, увлекая за собой некоторое количество жидкости из пристенного слоя. Освободившийся при этом объем заполняется жидкостью, подтекающей к стенке из основного объема. Всплывший пузырек, попав в недостаточно нагретую жидкость, конденсируется. Интенсивность процесса конденсации зависит от разности температуры $\Delta t_{нед} = t_s - t_{ж}$, а интенсивность процесса парообразования характеризует величина перегрева $\Delta t_{пер} = t_w - t_s$. Величина $\Delta t_{нед}$ определяет размер зоны, на которую распространяется возмущающее действие процесса образования пузырьков пара. Чем больше $\Delta t_{нед}$, тем тоньше слой, в котором имеются пузырьки. При больших $\Delta t_{нед}$ конденсация происходит у поверхности.

Процесс образования паровых пузырьков резко увеличивает интенсивность теплообмена, так как теплота от стенки к жидкости передается с жидкой фазой путем молярного переноса массы с паровой фазой и при турбулентном обмене между пристенным слоем и ядром потока. Вследствие вынужденного движения теплоносителя на возмущения пограничного слоя, вызванные образующимися пузырьками, накладываются возмущения от турбулентных пульсаций потока. Кроме того, поток непосредственно воздействует на механизм парообразования, что проявляется в преждевременном отрыве пузырьков от стенки. При больших скоростях потока влияние плотности теплового потока уменьшается, и коэффициент теплоотдачи становится пропорциональным $w^{0,8}$ (рис. 198). В существующих конструкциях систем охлаждения двигателей местные скорости движения охлаждающей жидкости невелики, поэтому при возникновении поверхностного кипения интенсивность теплообмена определяется в основном плотностью теплового потока. Теплоотдающие поверхности деталей двигателя при его работе вибрируют. Вибрации стенок могут создать местные условия для парообразования на поверхностях, имеющих температуру ниже температуры насыщения, и интенсифицировать процесс теплообмена. С ростом давления в системе охлаждения уменьшаются размеры пузырьков при одновременном увеличении числа центров парообразования и частоты генерации пузырьков. В то же время с повышением давления возрастает температура насыщения (рис. 199), поэтому режим поверхностного кипения наступает несколько позже.

Интенсивность теплообмена зависит от состояния поверхности (вида обработки, чистоты, наличие отложе-

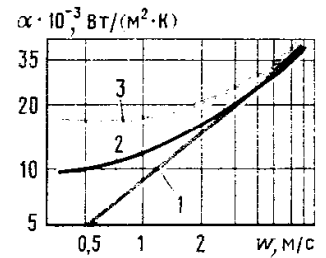


Рис. 198. Зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости движения теплоносителя и плотности теплового потока:

1 — по уравнению $\alpha \approx w^{0,8}$; 2 — $q = 233000$ Вт/м²; 3 — $q = 465200$ Вт/м²

При отсутствии вынужденного движения теплоносителя в режиме поверхностного кипения коэффициент теплоотдачи пропорционален плотности теплового потока в степени 0,7.

На интенсивность теплообмена существенно влияет давление в системе охлаждения.

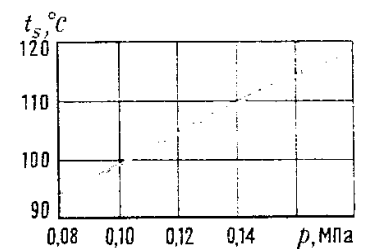


Рис. 199. Зависимость температуры насыщения от давления в системе охлаждения ($t_s \approx 315 p^{0,286}$)

Для расчета интенсивности теплообмена необходимо знать распределение скоростей, давлений охлаждающей жидкости, а также температуру охлаждаемых поверхностей.

ний), теплофизических свойств жидкости и материала деталей. Кроме того, в начальный период времени, исчисляемый десятками и сотнями часов работы, несколько снижается интенсивность теплообмена в связи с потерями некоторых центров парообразования способности генерировать паровую фазу.

Разнообразие форм поверхностей и полостей систем охлаждения, наличие застойных зон, зон с обратными течениями и замкнутой циркуляцией затрудняет выполнение гидравлических и тепловых расчетов систем охлаждения двигателей и вынуждает для оценки параметров теплообмена использовать экспериментально установленные зависимости, обобщенные с помощью теории подобия.

При отсутствии поверхностного кипения на охлаждаемой поверхности гильз цилиндров коэффициенты теплоотдачи для них можно приближенно оценивать по формуле Г. Б. Розенблита:

$$\alpha = C \omega_{\text{п}}^{0,41} \omega_{\text{виб}}^{0,23} / \rho^{0,32} d_{\text{э}}^{0,36},$$

где C — коэффициент, зависящий от условий закрепления гильзы цилиндра; $\omega_{\text{п}}$ — скорость потока охлаждающей жидкости; $\omega_{\text{виб}}$ — амплитудная скорость вибрации; ρ — плотность жидкости; $d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр кольцевой щели, $d_{\text{э}} = d_2 - d_1$ (d_1 — наружный диаметр гильзы; d_2 — внутренний диаметр рубашки охлаждения).

Приведенная формула учитывает скорость потока и вибрацию охлаждаемой поверхности.

Для гильз, запрессованных в блок цилиндров, $C = 61,5$; для цилиндрических втулок с напрессованными на них рубашками $C = 33,8$. Амплитудную скорость вибрации $\omega_{\text{виб}}$ гильзы рекомендуется вычислять по экспериментально установленной зависимости

$$\omega_{\text{виб}} = 8,34 \cdot 10^{-10} (2n/\tau)^3 + 7,25 \cdot 10^{-6} (2n/\tau)^2 - 1,385 \cdot 10^{-3} \times \\ \times (2n/\tau) + 54 \cdot 10^{-2},$$

где τ — коэффициент тактности.

Для оценки интенсивности теплообмена в режиме заторможенного поверхностного кипения предложено большое количество экспериментально установленных зависимостей. Так, для крышки цилиндров используют критериальную зависимость

$$\text{Nu} = 0,45 \cdot 10^{-2} K_{\text{ф}}^{0,4} \text{Re}''^{0,7} (p/p_6)^{0,5} \text{Pr}^{0,3},$$

а для гильзы цилиндра

$$\text{Nu} = 1,2 \cdot 10^{-2} K_{\text{ф}}^{0,4} \text{Re}''^{0,7} (d_2/d_{\text{э}})^{-0,35} (p/p_6)^{0,5} \text{Pr}^{0,3},$$

где Re'' — модифицированное число Пекле, $\text{Re}'' = ql/(rpa)$; $K_{\text{ф}}$ — критерий фазового превращения, $K_{\text{ф}} = r/(t_s - t_{\text{ж}}) c_p$; d_2 — наружный диаметр кольцевого канала; $d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр кольцевого канала, $d_{\text{э}} = d_2 - d_1$; p , p_6 — соответственно давление в системе охлаждения и барометрическое давление; r — скрытая теплота парообразования; ρ — плотность водяного пара;

При возникновении поверхностного кипения интенсивность теплообмена определяется главным образом интенсивностью образования, роста и конденсации пузырьков пара.

α — коэффициент температуропроводности; l — основной размер; за определяющий размер при поверхностном кипении обычно принимают отрывной диаметр пузырька пара.

Поскольку режим теплообмена на различных участках охлаждаемой поверхности заранее неизвестен, оценку интенсивности теплообмена выполняют в несколько приближений с одновременным моделированием поля температуры охлаждаемых деталей. Первоначально на различных участках поверхности задаются вероятным режимом охлаждения, учитывая характер температурного поля и режим работы двигателя. Затем рассчитывают коэффициенты теплоотдачи и моделируют температурное поле детали. На основании полученных локальных температур охлаждаемой поверхности и плотностей тепловых потоков уточняют значения коэффициентов теплоотдачи и, если необходимо, выполняют повторный расчет.

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

§ 1. Общие положения

Режим работы двигателя, при котором крутящий момент и угловая скорость непрерывно изменяются во времени, называют *неустановившимся*.

Достаточным признаком работы двигателя на неустановившемся режиме служит изменение по времени хотя бы одного из параметров:

$$\frac{dN_e}{d\tau} = \frac{d(M_e\omega)}{d\tau} = \frac{dM_e}{d\tau} \omega + \frac{d\omega}{d\tau} M_e. \quad (390)$$

Длительность неустановившегося режима и характер изменения параметров работы двигателя определяются назначением энергетической установки.

Время работы двигателей на неустановившихся режимах в зависимости от назначения энергетической установки может составлять до 95% их рабочего времени.

Одновременное изменение двух параметров типично для установок с независимой схемой управления двигателем и потребителем мощности. Изменение во времени только одного из параметров режима характерно для двигателей установок с совместным управлением двигателем и потребителем мощности, например, в судовых установках с винтом регулируемого шага.

Наиболее распространенными неустановившимися режимами двигателей энергетических установок являются переходные режимы — от одного установившегося режима к другому. Наименование переходного режима работы двигателя часто отождествляют с наименованием переходного режима энергетической установки. Так, например, переходной режим работы двигателя при разгоне транспортного средства называют разгоном, при возрастании нагрузки потребителя — приемом нагрузки.

Для перехода системы двигатель — потребитель с установившегося режима работы на неустановившийся необходимо, чтобы к ней был приложен импульс момента силы, величина которого превосходила бы периодическую составляющую крутящего момента исходного установившегося режима. Источником такого импульса может быть двигатель при воздействии на органы его управления или потребитель при изменении отбираемой им мощности. В первом случае появление импульса момента силы связано с изменением подачи топлива за цикл. Во втором случае появление импульса вызывается изменением подачи топлива за цикл под воздействием системы автоматического регулирования или оператора. Возможно также одновременное возникновение импуль-

сов момента силы и у двигателя, и у потребителя мощности, в том числе равных по величине.

Среди многообразия переходных режимов работы двигателя наибольшее значение имеют режимы, от которых зависит производительность или качество технологического процесса, осуществляемого энергетической установкой. Эти режимы называются определяющими. Как правило, они связаны с наибольшим изменением цикловых подач топлива. К таким режимам относят работу двигателя при разгоне транспортного средства с малой скорости движения до номинальной, работу дизель-генератора при приеме полной нагрузки, работу двигателя с постоянной мощностью при преодолении транспортным средством повышенного сопротивления движению, пуск двигателя.

На переходных режимах двигатель может работать при положении органа регулирования подачи топлива и при таком значении угловой скорости вращения, которые характерны для установившихся режимов работы двигателя — по характеристикам: внешней, скоростной, постоянной мощности, нагрузочной. Например, при разгоне транспортного средства двигатель работает при положении органа регулирования подачи топлива на упоре и непрерывном изменении ω , что наблюдается также на установившихся режимах при работе по внешней скоростной характеристике.

Характеристики установившихся режимов работы двигателя не зависят от типа потребителя и представляют собой последовательную (по частоте вращения или положению органа регулирования) совокупность статических, т. е. неизменяемых по времени, параметров работы двигателя. Одним из важнейших таких параметров является эффективный крутящий момент.

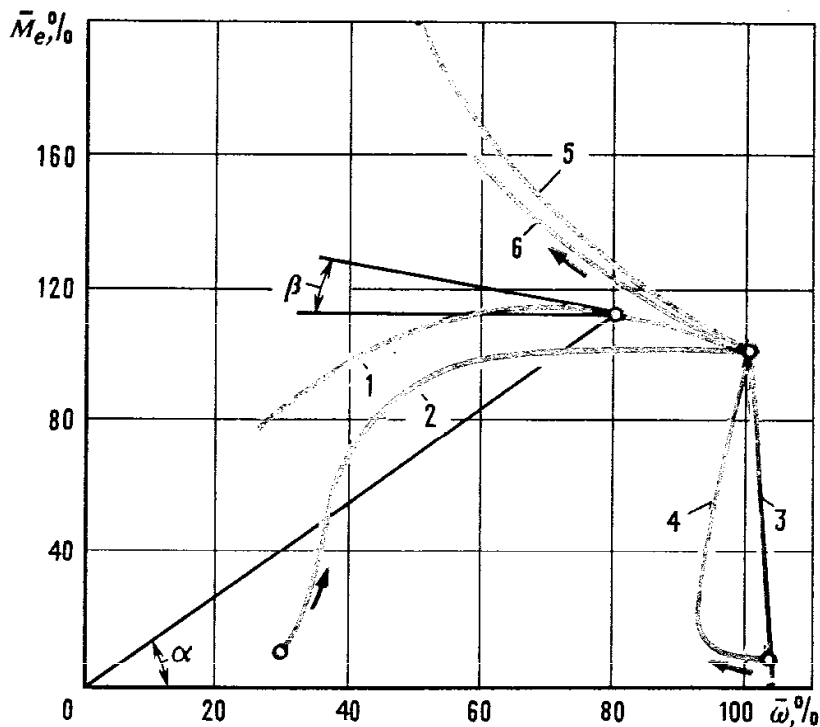
На величину момента, развиваемого двигателем при переходном режиме, основное влияние оказывают условия организации рабочего процесса, зависящие от потребителя мощности двигателя. Каждому потребителю мощности свойственна определенная зависимость момента потребителя M_n от угловой скорости вращения ω вала, т. е. $M_n = f(\omega)$, которую можно изменять (настраивать) в зависимости от режима работы.

Для характеристик основных показателей работы двигателей на неустановившихся режимах в условиях, совпадающих с условиями определения типичных статических характеристик с целью сохранения общности понятий с последними используют принятую терминологию с добавлением слова «динамическая». Это указывает на дополнительную зависимость показателей двигателя как от времени, так и условий работы с конкретным потребителем мощности, например динамическая внешняя скоростная характеристика.

Динамические характеристики $M_e = f(\omega_\tau)$ могут быть представлены в поле возможных установившихся режимов работы двигателя. Это позволяет применять для анализа статических и динамических характеристик

Рис. 200. Статические и динамические характеристики двигателя ($\bar{M}_e = M_e/M_{e\text{ном}}$; $\bar{\omega} = \omega/\omega_{\text{ном}}$):

1 и 2 — внешние скоростные; 3 и 4 — нагрузочные; 5 и 6 — при постоянной мощности



двигателя одни и те же зависимости, а также определять степень использования статических мощностных возможностей двигателя в условиях неустановившихся режимов работы. Мгновенные значения крутящего момента в определяющих переходных режимах, как правило, меньше, чем при работе на соответствующих режимах статической характеристики (рис. 200).

Время, необходимое для осуществления переходного режима, служит одним из основных показателей динамических свойств двигателя в составе энергетической установки; другие показатели связаны с назначением установки.

Из совокупности процессов изменения параметров, характеризующих режимы работы двигателей, вызванных увеличением или уменьшением цикловой подачи топлива в двигателях энергетических установок с раздельным управлением, наименьшую длительность имеет процесс изменения угловой скорости коленчатого вала. Достижение заданного конечного значения угловой скорости (при разгоне или приеме нагрузки) свидетельствует о том, что двигатель способен развивать требуемую мощность. В то же время механическая и тепловая инерционность системы воздухообеспечения и тепловая инерционность массы двигателя обуславливают продолжающееся изменение индикаторного и механического КПД, и, как следствие, эффективного крутящего момента. Если возникающие при этом дисбалансы моментов двигателя и потребителя незначительны и устраняются системой автоматического регулирования скорости, то окончанием переходного режима целесообразно считать момент времени, в который достигается заданная частота вращения коленчатого вала, соответствующая конечной частоте вращения установившегося режима работы энергетической установки.

Неустановившийся режим работы двигателя, в первую очередь двигателя со свободным газотурбинным наддувом, характеризуется недостаточно интенсивным нарастанием эффективного крутящего момента при раз-

гоне или приеме нагрузки, повышенным по сравнению с установившимся режимом расходом топлива на единицу произведенной двигателем работы, чрезмерной дымностью, токсичностью выпускных газов и снижением моторесурса.

§ 2. Работа двигателя с потребителем мощности в условиях неустановившихся режимов

В составе энергетической установки двигатель и непосредственно связанный с ним потребитель мощности (рассматривается как общий случай связи) образуют механическую вращательную жесткую систему с одной степенью свободы, а следовательно, с одной обобщенной координатой — углом поворота коленчатого вала φ . Аналогичную жесткую вращательную систему, в составе свободного турбокомпрессора образует газовая турбина, непосредственно связанная с компрессором.

При раздельном управлении двигателем и потребителем изменение внешней нагрузки, перемещение органа управления двигателем или одновременное воздействие этих факторов нарушает баланс мощностей и вызывает дисбаланс моментов M_e и M_{Π} , т. е. появление обобщенной силы $Q_{\varphi} = M_e - M_{\Pi}$.

Дифференциальное уравнение движения системы в обобщенных координатах (уравнение Лагранжа) имеет вид

$$\frac{d}{d\tau} \left(\frac{\partial T_c}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T_c}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}, \quad (391)$$

где $\dot{\varphi}$ — обобщенная угловая скорость вала двигателя, $\dot{\varphi} = d\varphi/d\tau = \omega$; T_c — кинетическая энергия системы, $T_c = I_c \omega^2 / 2$ (I_c — момент инерции вращающихся масс системы, равный сумме приведенных моментов инерции вращающихся и поступательно движущихся масс двигателя I_d и потребителя I_{Π} , т. е. $I_c = I_d + I_{\Pi}$).

С учетом изложенного выше выражение (391) можно записать так:

$$\frac{d}{d\tau} \left[\frac{\partial}{\partial \omega} \left(I_c \frac{\omega^2}{2} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(I_c \frac{\omega^2}{2} \right) = M_e - M_{\Pi}. \quad (392)$$

Так как момент инерции I_c не зависит от скорости, то

$$\frac{\partial}{\partial \omega} \left(I_c \frac{\omega^2}{2} \right) = I_c \omega; \quad \frac{d}{d\tau} (I_c \omega) = \frac{dI_c}{d\varphi} \omega^2 + I_c \frac{d\omega}{d\tau}.$$

Частная производная кинематической энергии системы по углу поворота кривошипа

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(I_c \frac{\omega^2}{2} \right) = \frac{\partial I_c}{\partial \varphi} \frac{\omega^2}{2} + I_c \omega \frac{\partial \omega}{\partial \varphi}.$$

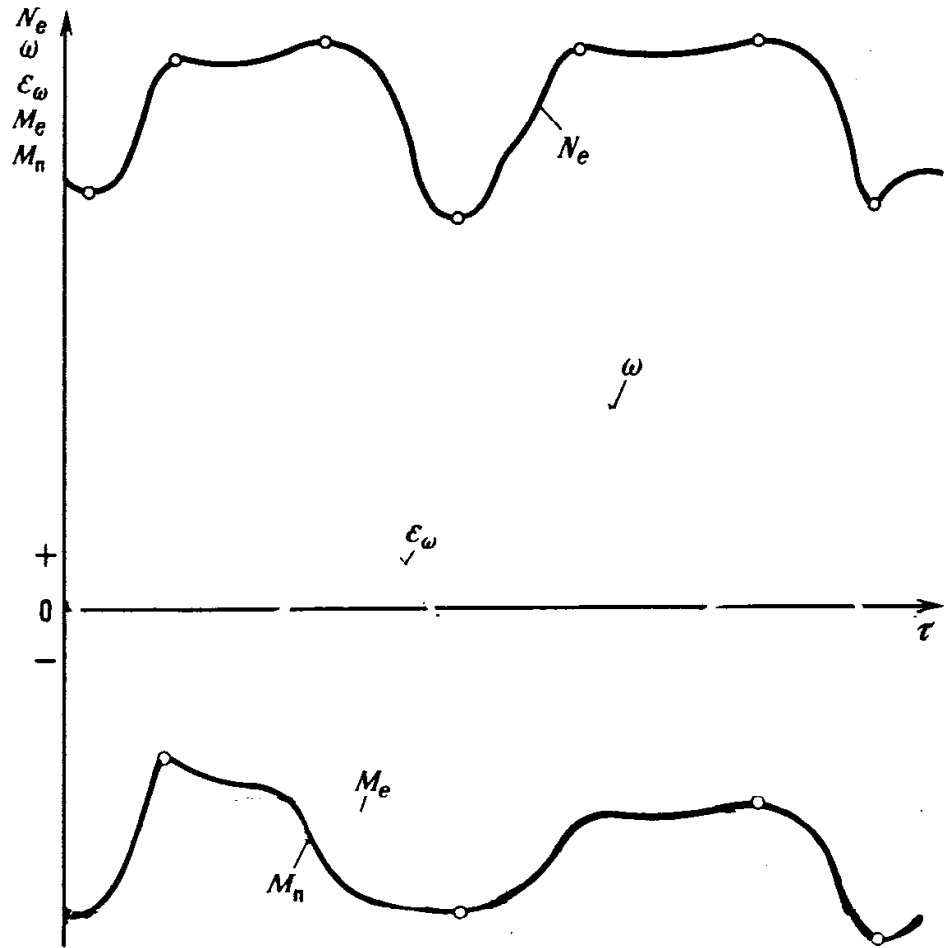
Так как $I_c = f(\varphi)$ и $\partial \omega / \partial \varphi = 0$ (изменение положения кривошипа не может вызвать само по себе изменение его же скорости), то $\partial I_c / \partial \varphi = dI_c / d\varphi$ и

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(I_c \frac{\omega^2}{2} \right) = \frac{dI_c}{d\varphi} \frac{\omega^2}{2}.$$

Улучшение основных технико-экономических показателей работы двигателя на неустановившихся режимах и приближение их к уровню, достигнутому при работе на установившихся режимах, способствует росту производительности и качеству работы энергетических установок.

Рис. 201. Изменение параметров двигателя при неустановившемся режиме работы:

точки на кривых — экстремальные значения параметров



Подставляя значения производных в уравнение (392), имеем

$$I_c \frac{d\omega}{d\tau} + \frac{dI_c}{d\varphi} \frac{\omega^2}{2} = M_e - M_n. \quad (393)$$

Ввиду того что значение $dI_c/d\varphi$ мало, вторым членом левой части уравнения (393) можно пренебречь. Тогда получим уравнение динамического равновесия вращающихся масс системы двигатель — потребитель:

$$M_e - M_n = (I_d + I_n) d\omega/d\tau. \quad (394)$$

На рис. 201 показано изменение параметров двигателя при работе в условиях неустановившегося режима. В зависимости от знака дисбаланса моментов ($M_e - M_n$) коленчатый вал вращается с положительным или отрицательным угловым ускорением. При достижении условия $M_e = M_n$ монотонный процесс изменения ω заканчивается и угловое ускорение $\varepsilon_\omega = d\omega/d\tau = 0$. Длительность процесса определяют промежуток времени между двумя смежными значениями $\varepsilon_\omega = 0$.

При подборе двигателя к транспортному средству можно по их статическим характеристикам с помощью уравнения (394) определить длительность монотонного процесса изменения угловой скорости при переходном режиме разгона с малой до полной скорости движения. Время разгона в этом случае будет теоретическим, так как предполагается, что моменты, развиваемые двигателем

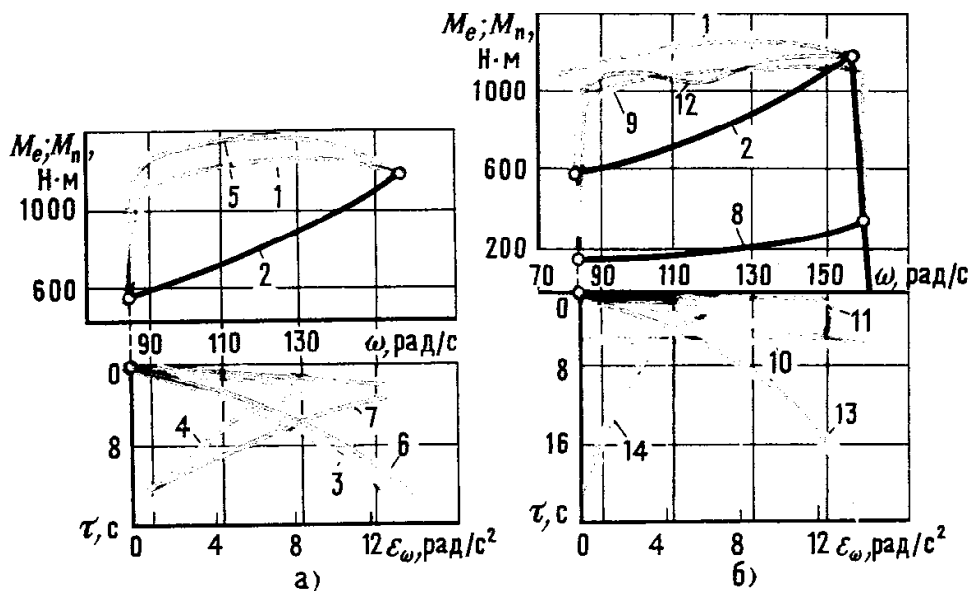


Рис. 202. Изменение параметров двигателя 6ЧН 15/18 при разгоне ($N_e = 185$ кВт, $n = 1500$ об/мин):

a — зависимость времени разгона от динамической внешней скоростной характеристики; *б* — зависимость динамической внешней скоростной характеристики от характеристики потребителя мощности; — — — действие системы автоматического регулирования скорости

лем при разгоне и работе на установившихся режимах работы по внешней характеристике, при равных угловых скоростях равны.

На рис. 202, *a* показан характер изменения ω (кривая 3) и ϵ_ω (кривая 4) за теоретическое время разгона ($\tau_T = 16,5$ с) двигателя 6ЧН 15/18 при его работе по статической внешней скоростной характеристике (кривая 1) и отборе мощности по номинальной характеристике генератора постоянного тока МПБ 55/34 (кривая 2).

При известном законе вращения $\omega = f(\tau)$ и характеристике потребителя $M_n = f(\omega)$, определяющих условия работы энергетической установки за время переходного режима, по уравнению (394) можно найти требуемую для их осуществления динамическую зависимость $M_e = f(\omega_\tau)$. По этой динамической характеристике выбирают двигатель для данной энергетической установки. На рис. 202, *a* показана динамическая внешняя скоростная характеристика двигателя (кривая 5), обеспечивающая необходимый характер изменения угловой скорости (кривая 6) за данное время разгона ($\tau_p = 12$ с) и ограничении ϵ_ω до $13,5$ рад/с² (кривая 7) при отборе мощности по номинальной генераторной характеристике (кривая 2).

Из уравнения (394) следует, что с изменением момента инерции вращающихся масс потребителя I_n или характеристики потребителя изменяется угловое ускорение коленчатого вала. В механизмах двигателя, кинематически связанных с коленчатым валом, также возникают соответствующие ускорения, вызывающие изменение процессов в управляемых ими системах. От углового ускорения коленчатого вала зависят частота подачи топлива в цилиндр и его количество в единицу времени. От этих двух факторов зависит степень влияния тепловой и механической инерционности систем двигателя на

При определении $M_e = f(\omega_\tau)$ по результатам испытаний значение ϵ_ω определяют дифференцированием экспериментальной зависимости $\omega = f(\tau)$.

организацию и осуществление рабочих циклов в цилиндрах, а также степень дестабилизации параметров теплового состояния двигателя относительно последующей подачи топлива за цикл.

На рис. 202, б показано влияние характеристики генератора на динамические внешние скоростные характеристики двигателя. Динамическая внешняя скоростная характеристика двигателя 12 получена при отборе мощности по номинальной генераторной характеристике 2, а динамическая характеристика 9 — при отборе мощности по частичной генераторной характеристике 8. При отборе мощности по частичной генераторной характеристике увеличиваются величины углового ускорения (кривые 11 и 14), сокращается время разгона (кривые 10 и 13). Однако при больших значениях углового ускорения сильнее проявляется влияние тепловой и механической инерционности систем двигателя на организацию рабочего процесса. Сопоставление динамической внешней скоростной характеристики и статической позволяет найти значения угловых скоростей, при которых наблюдается наибольшее различие в эффективных крутящих моментах. Для примера, представленного на рис. 202, б, наибольшее отклонение составляет 13—16% в диапазоне угловых скоростей 120—130 рад/с, что свидетельствует о неудовлетворительном протекании рабочего процесса.

Иногда удобно вместо уравнения динамического равновесия вращающихся масс системы двигатель — потребитель (394) использовать уравнение мощностного баланса системы

$$N_e - N_n = N_j, \quad (395)$$

где N_j — мощность, соответствующая скорости изменения кинетической энергии системы, $N_j = I_c \frac{d\omega}{d\tau} \omega$.

Избыток мощности, развиваемой двигателем, затрачивается на увеличение кинетической энергии системы, вследствие чего угловая скорость будет повышаться до тех пор, пока не исчезнет дисбаланс мощностей двигателя и потребителя. При недостатке мощности часть кинетической энергии расходуется на покрытие этого дисбаланса мощностей, что вызывает уменьшение угловой скорости. Изменение кинетической энергии вращающихся масс системы двигатель — потребитель за время монотонного процесса изменения угловой скорости

$$T_{c1} - T_{c2} = I_c \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}, \quad (396)$$

где индексы 1 и 2 соответствуют началу и концу неустановившегося режима работы двигателя.

Кинетическая энергия системы в условиях неустановившегося режима может оставаться неизменной, если он осуществляется при постоянной частоте вращения коленчатого вала. При этом моменты двигателя и потреби-

При одинаковых положениях органа регулирования подачи топлива и угловых скоростях коленчатого вала развиваемый двигателем эффективный крутящий момент в зависимости от величины углового ускорения может в различной степени отличаться от значения, соответствующего установившемуся режиму работы (при $\varepsilon_\omega = 0$).

Особенности работы двигателя в условиях неустановившихся режимов надо рассматривать только с учетом конкретного потребителя мощности и его характеристики.

Уравнение мощностного баланса системы показывает, как распределяется мощность, развиваемая двигателем в условиях неустановившегося и установившегося режимов его работы.

теля изменяются в одном и том же направлении (одновременно возрастают или убывают) и в каждый момент времени равны между собой. В этом случае уравнение мощностного баланса принимает вид

$$N_e = N_{\text{п.}}$$

Это же уравнение справедливо и для установившегося режима работы при $\omega = \text{const}$ и $M_e = M_{\text{п}} = \text{const}$.

§ 3. Сходственные условия работы

Работу двигателя на установившихся и неуставившихся режимах при одних и тех же (средних за время цикла) положениях органа регулирования подачей топлива и угловых скоростях коленчатого вала называют *работой в сходственных условиях*.

На установившихся режимах работы заданное положение органа регулирования и угловая скорость коленчатого вала однозначно определяют подачу топлива за цикл и мощность, развиваемую двигателем. Подаче топлива соответствуют определенные стабилизированные (в допустимых пределах) параметры рабочего цикла и теплового состояния двигателя, обеспечиваемые согласованной настройкой его систем, регулирующих процессы газообмена, топливоподачи, смесеобразования, воспламенения, сгорания и теплообмена.

В общем случае за время работы на неуставившемся режиме положение органа регулирования и угловая скорость коленчатого вала непрерывно изменяются. Поэтому условия протекания каждого последующего (единичного) рабочего цикла в цилиндре отличаются от условий протекания предыдущего цикла.

Для дизелей с топливоподающей аппаратурой золотникового типа после перемещения рейки топливного насоса до упора и прекращения воздействия системы автоматического регулирования скорости впрыск и отсечка подачи топлива (так же, как и в период движения рейки) происходят при изменяющихся от цикла к циклу давлениях газов в цилиндре и угловых скоростях коленчатого вала. Это приводит к тому, что остаточное давление топлива в нагнетательном трубопроводе в отдельных циклах различное. В соответствии с изменением остаточного давления фазы впрыска качество распыливания и величина цикловой подачи топлива отличаются от тех же показателей в сходственных условиях установившегося режима. Разница в подачах топлива, как показывают теоретические и экспериментальные исследования, может составлять до $\pm 20\%$.

В карбюраторных двигателях с принудительным зажиганием при открытии дроссельной заслонки повышается разрежение в диффузоре карбюратора. Скорость топлива, поступающего в диффузор, нарастает медленнее, чем скорость воздуха, вследствие большей инерции топлива в каналах карбюратора. Повышенное давление во впускном трубопроводе и низкие температуры его по-

верхностей ухудшают условия испарения топлива. Возрастает количество жидкой фазы в виде капель и топливной пленки на стенках впускного трубопровода, поступающей в цилиндры с меньшей скоростью, чем паровоздушная смесь. Вследствие этого обеднение горючей смеси в сходственных условиях неустановившегося режима работы может быть более 10%.

За время работы на неустановившемся режиме изменяется тепловое состояние двигателя. Процессы изменения теплоотдачи от рабочего тела в цилиндре к теплопринимающим поверхностям, температуры деталей и рабочих тел в системах двигателя не успевают следовать за процессом тепловыделения при сгорании изменяющихся цикловых подач топлива. Поэтому параметры теплового состояния двигателя отличаются от их значений в сходственных условиях установившихся режимов. Более низкие температуры охлаждающей жидкости и смазочного масла обуславливают большие потери на трение, что в совокупности с ухудшением условий очистки цилиндров снижает механический КПД. Как показывают исследования, это снижение может достигать 12%.

Вследствие тепловой инерции массы двигателя и рабочих тел в его системах параметры теплового состояния двигателя в сходственных условиях неустановившегося и установившегося режимов различны.

При появлении дисбаланса моментов каждый последующий рабочий цикл (в соответствии с порядком работы цилиндров) происходит при непрерывном изменении ускорений движущихся деталей систем двигателя, кинематически связанных с коленчатым валом.

Ускорение поршня с обычным кривошипно-шатунным механизмом во время переходного режима

$$j = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) + R\epsilon_{\omega} [\sin \varphi + (\lambda/2) \sin 2\varphi].$$

В этом выражении второе слагаемое, зависящее от углового ускорения коленчатого вала, отражает наличие переходного режима.

Для двигателей без наддува различие в ускорениях поршня при той же угловой скорости приводит к тому, что в цилиндр поступает разное количество свежего заряда вследствие его инерционности во впускном трубопроводе. При положительных угловых ускорениях наполнение цилиндра будет меньше, при отрицательных — больше. Одновременные изменения время-сечения впускных органов, аэродинамического сопротивления и колебательных процессов в системах газообмена также влияют на равномерность наполнения цилиндров свежим зарядом.

Наиболее сильно изменяется коэффициент наполнения у двигателей с принудительным зажиганием при открытии дроссельной заслонки. В этом случае в любой момент времени скорость свежего заряда будет меньше, чем при сходственном установившемся режиме, вследствие инерции газовых масс во впускном тракте. Величина снижения коэффициента наполнения зависит от скорости открытия дроссельной заслонки и, по экспериментальным данным, может достигать примерно 20%. При неподвижной дроссельной заслонке изменение коэффициента наполнения и состава смеси определяются

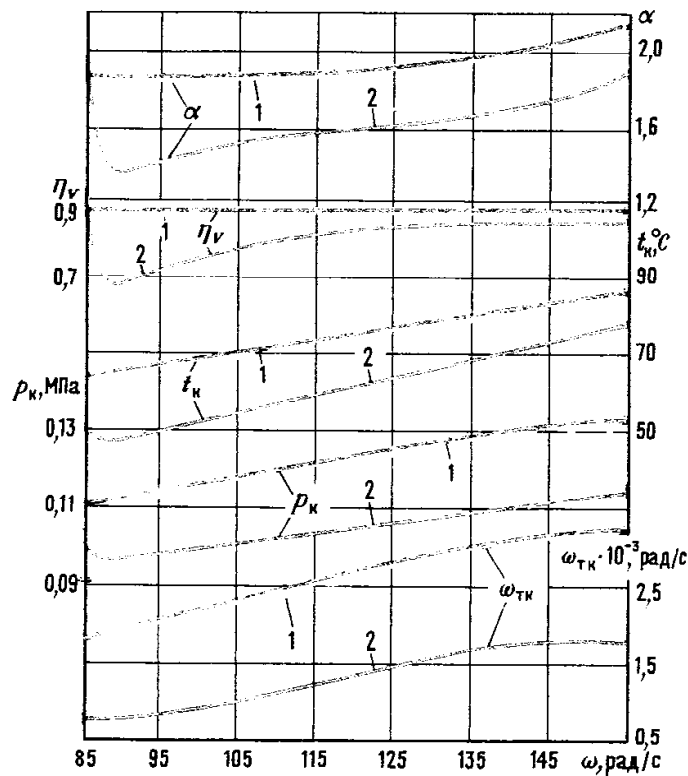


Рис. 203. Параметры двигателя 6ЧН 15/18 в сходственных условиях работы по внешним скоростным характеристикам:

1 — статической; 2 — динамической

изменением углового ускорения коленчатого вала и температурами поверхностей впускного тракта.

Для комбинированных двигателей с газовой связью изменение давления наддува на переходных режимах зависит от момента инерции ротора турбокомпрессора и работоспособности выпускных газов перед турбиной. Рост температуры и количества выпускных газов по мере увеличения цикловой подачи топлива способствует повышению их работоспособности. Однако в связи с неполным сгоранием топлива и интенсивным отводом теплоты в стенки камеры сгорания и выпускного трубопровода этого недостаточно для быстрого увеличения частоты вращения ротора турбокомпрессора. Плотность и температура свежего заряда остаются ниже, чем в сходственных условиях установившихся режимов. Изменяющиеся с разной интенсивностью угловые ускорения коленчатого вала и ротора турбокомпрессора увеличивают неравномерность наполнения цилиндров (по экспериментальным данным она может достигать примерно 15%).

На рис. 203 показаны характеристики параметров воздухообеспечения при работе двигателя 6ЧН 15/18 в сходственных условиях на установившихся режимах по статической внешней характеристике и при резком увеличении частоты вращения с отбором мощности при работе по частичной характеристике. Для последнего режима характерны более низкие значения рассматриваемых параметров.

В зависимости от направления и интенсивности ускорения вращения коленчатого вала параметры работы систем охлаждения, масляной и подкачки топлива в той или иной мере отличаются от параметров, соответствующих

щих работе двигателя на сходственных установившихся режимах. Это связано с инерционностью рабочих тел в указанных системах.

§ 4. Сходственный рабочий цикл

Рабочие циклы, осуществляемые в сходственных условиях работы двигателя на неустановившихся и установившихся режимах, называют *сходственными рабочими циклами*. Показатели цикла установившегося режима принимают за эталон (рабочий цикл установившегося номинального режима достиг высокой степени совершенства) для оценки совершенства цикла неустановившегося режима.

Неидентичность условий организации сходственных рабочих циклов находит отражение в изменении координат относительно в. м. т. характерных точек индикаторной диаграммы и значений показателей в этих точках, а также в характеристиках тепловыделения, что обуславливает различие в эффективности и экономичности рабочих процессов. Наибольшие отклонения наблюдаются в сходственных рабочих циклах, осуществляемых при резком и наибольшем передвижении регулирующего органа в направлении увеличения количества топлива, вводимого в цилиндр двигателя за цикл.

У дизелей затраты теплоты на испарение увеличивающихся подач топлива и повышенные (относительно цикловой подачи топлива $g_{т.ц}$) потери теплоты в стенки камеры сгорания обуславливают более низкую, чем в сходственном цикле установившегося режима, температуру рабочей смеси. Это увеличивает период задержки воспламенения топлива τ_i , значение которого может достигнуть и даже превысить длительность подачи топлива τ_{1-2} в цилиндр.

При приближении момента воспламенения топлива φ_i к в. м. т. максимальная скорость нарастания давления $(dp/d\varphi)_{\max}$ может в 1,5—2 раза превысить номинальное значение, а максимальное давление в цилиндре в 1,2—1,5 раза, что в некоторой степени способствует повышению эффективности и экономичности рабочего процесса, однако при этом возрастают силовые нагрузки деталей двигателя. Воспламенение топлива за в. м. т. также происходит при повышенных максимальных скоростях нарастания давления, но с более низким его значением в связи со сгоранием в период расширения, что снижает индикаторный КПД сходственного цикла неустановившегося режима.

Для комбинированных двигателей с газовой связью цикловая подача воздуха за период передвижения рейки топливного насоса в основном определяется ускорением коленчатого вала, так как давление наддува остается практически без изменения. Причиной является недостаточная работоспособность выпускных газов перед турбиной и инерционность ротора турбокомпрессора. Поэтому в первых рабочих циклах переходного режима коэффи-

В зависимости от типа двигателя при полном перемещении органа регулирования относительное изменение подачи топлива за цикл лежит в пределах 0,07—1.

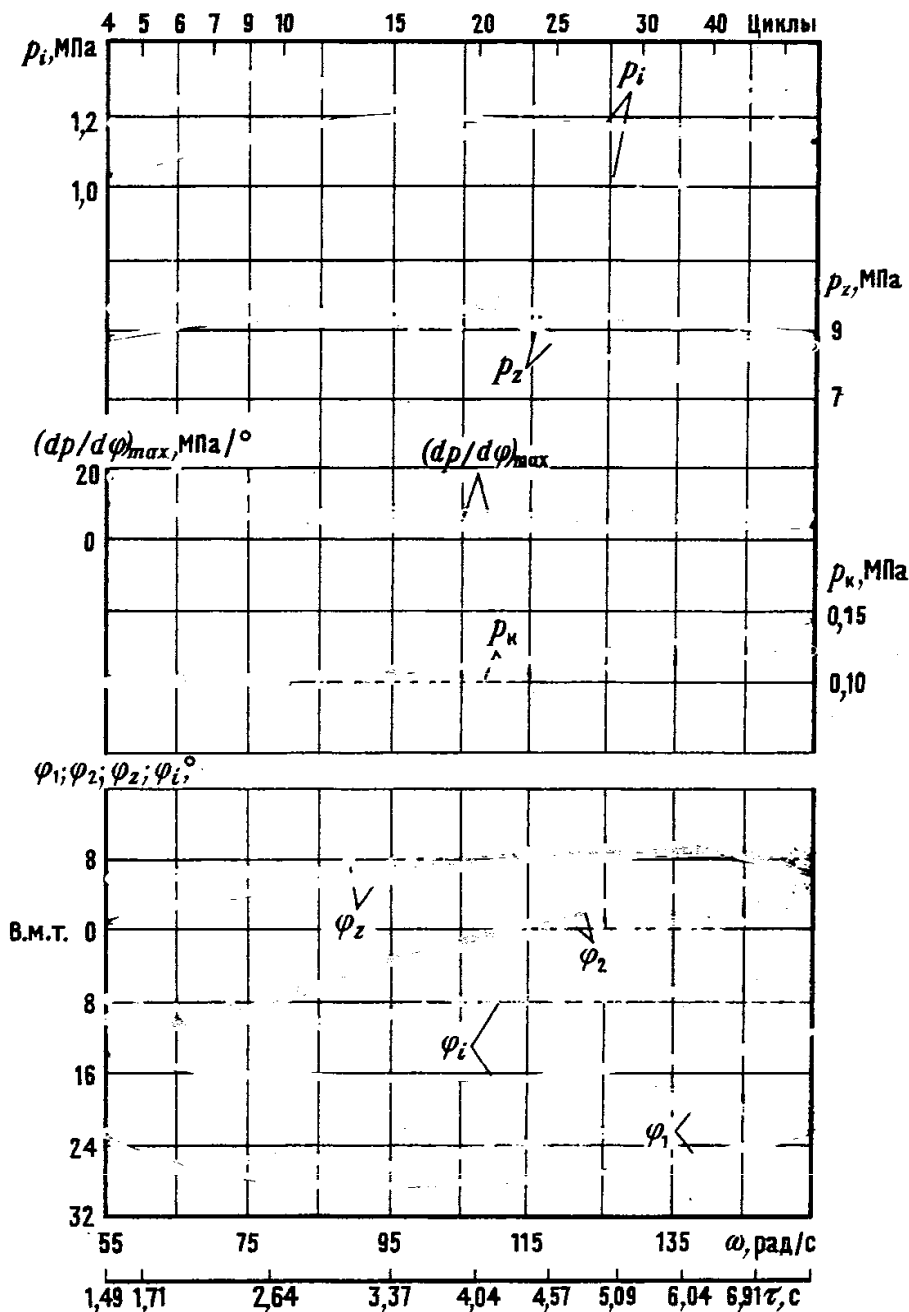


Рис. 204. Параметры сходственных рабочих циклов в первом цилиндре двигателя 6ЧН 15/18 ($N_e=185$ кВт, $n=1500$ об/мин):

— статическая внешняя скоростная характеристика; ° ° ° — холодный ($t_b=5^\circ\text{C}$) пуск двигателя

коэффициент избытка воздуха имеет наименьшее значение, зависящее от относительного изменения цикловой подачи: $\alpha_{\min} = \alpha_1 g_{T.ц1} / g_{T.ц2}$, где параметры α_1 и $g_{T.ц1}$ соответствуют установившемуся режиму, а $g_{T.ц2}$ — первым циклом переходного режима.

Наличие в цилиндре зон со значением $\alpha < 1$ (из-за несовершенства смесеобразования или недостаточного количества воздуха) вызывает догорание топлива во время расширения, повышенные дымность и токсичность выпускных газов, что особенно типично для рабочих циклов комбинированных двигателей с газовой связью при $\alpha < 1,2-1,3$. Значение индикаторного КПД таких циклов значительно ниже, чем сходственных циклов установившегося режима.

На рис. 204 показано изменение показателей рабочих циклов при пуске двигателя 6ЧН 15/18 и его работе на установившихся режимах внешней скоростной характе-

ристики. Параметры сходственных циклов сравнивались за время нахождения рейки топливного насоса на упоре с 5-го по 55-й цикл. Угловые координаты φ_1 и φ_2 , характеризующие фазы топливоподачи, и характерные точки протекания индикаторного процесса φ_i и φ_z расположены на графике так, что их последовательность по вертикали снизу вверх соответствует последовательности расположения характерных точек индикаторной диаграммы.

Для двигателей с принудительным зажиганием рабочие циклы при открытии дроссельной заслонки осуществляются при меньших температурах конца сжатия, чем в сходственных циклах установившегося режима, так как наполнение цилиндра при этом меньше. Угол опережения зажигания θ не соответствует составу смеси, обеднение которой в совокупности с более низкой температурой увеличивает период задержки воспламенения τ_i . При ухудшении характеристик турбулентности в связи с меньшей скоростью смеси во впускных органах снижается скорость распространения пламени. С увеличением периода задержки воспламенения повышается скорость нарастания давления, так как при большем времени, требуемом для формирования очага горения, улучшается равномерность состава горючей смеси и степень подготовки ее к воспламенению. При этом максимальное давление цикла может в 1,1—1,5 раза превышать номинальное значение. В результате сложного взаимодействия указанных факторов индикаторный КПД оказывается ниже, а токсичность выпускных газов выше, чем в цикле установившегося режима (рис. 205). Чем меньше время открытия дроссельной заслонки $\tau_{др}$, тем больше снижается индикаторный КПД.

При неустановившемся режиме работы двигателя с положением органа регулирования на упоре для сходственных рабочих циклов характерны те же особенности, что и при движении регулирующего органа. Однако они проявляются в меньшей мере, зависят от степени рассогласования параметров работы систем, определяемой ускорением коленчатого вала и тепловым состоянием двигателя.

В случае движения органа регулирования в сторону уменьшения подачи топлива рабочие циклы мало отличаются от сходственных циклов установившихся режимов. Этому способствуют более высокое тепловое состояние двигателя и инерционность его систем.

При резком прикрытии до упора дроссельной заслонки в случае торможения автомобиля двигателем коленчатый вал принудительно вращается с частотой более высокой, чем на холостом ходу (при том же положении дроссельной заслонки). Увеличенное по сравнению с режимом холостого хода разрежение во впускном трубопроводе (до 0,08—0,083 МПа) обуславливает интенсивное испарение топливной пленки с его стенок и усиленное истечение топлива из системы холостого хода карбюратора, в результате чего горючая смесь переобогащается.

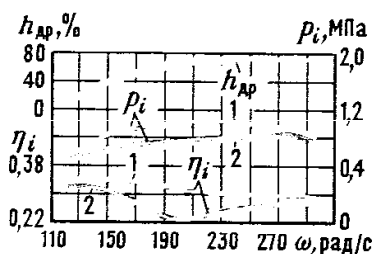


Рис. 205. Индикаторные показатели сходственных рабочих циклов автомобильного карбюраторного двигателя М-21:

1 — установившийся режим; 2 — разгон, $\tau_{др} = 1,8$ с

Различия в условиях работы систем двигателя и осуществлении сходственных рабочих циклов обуславливают разную их эффективность и экономичность.

Топливо на режиме принудительного холостого хода расходуется нерационально, а сгорание переобогащенных смесей сопровождается повышенным образованием токсичных компонентов. Во избежание этого в карбюраторах предусматривают специальные устройства.

Относительное изменение среднего эффективного давления в сходственных рабочих циклах дизеля можно представить в виде $\bar{p}_{e,k}/\bar{p}_e = (g_{T,цk}/g_{T,ц}) (\eta_{ik}/\eta_i) (\eta_{mk}/\eta_m)$ или $\bar{p}_{e,k} = \bar{g}_{T,цk} \bar{\eta}_{ik} \bar{\eta}_{mk}$ при $\alpha = \eta_{V,k} \bar{p}_{kk} / (g_{T,цk} \bar{T}_{kk})$.

Для двигателя с принудительным зажиганием

$$\bar{p}_{e,k} = \bar{\eta}_{V,k} \bar{\eta}_{ik} \bar{\eta}_{mk} / \alpha_k$$

В этих зависимостях индекс k означает номер сходственного рабочего цикла неустановившегося режима.

В зависимости от степени рассогласования работы систем двигателя и дестабилизации его теплового состояния снижение p_e в сходственных рабочих циклах неустановившегося режима уменьшается примерно до 40%, а в комбинированных двигателях с газовой связью еще больше.

Более низкие значения индикаторного и механического КПД в сходственных циклах неустановившихся режимов являются одной из причин увеличения (до 25%) по сравнению с установившимися режимами расходов топлива на единицу произведенной двигателем работы.

Высокие скорости нарастания давления и максимального давления сгорания в сходственных циклах неустановившихся режимов понижают моторесурс двигателя, иногда вдвое по сравнению с моторесурсом при работе на установившихся режимах.

Для оценки времени переходного режима двигателя с заданным потребителем необходимо рассчитать его ожидаемую динамическую характеристику. При расчете последовательности рабочих циклов динамической характеристики может быть использован метод Гриневецкого — Мазинга, однако исходные расчетные параметры α , p_z , ζ_z , ζ_b , n_1 и n_2 надо выбирать на основе экспериментальных данных, полученных при анализе последовательности рабочих циклов близкого прототипа двигателя, работающего с типичным потребителем мощности в аналогичных переходных режимах. При обработке параметров последовательных рабочих циклов в цилиндре, получаемых с помощью малоинерционной измерительной и регистрирующей аппаратуры, их осредняют в рассматриваемом диапазоне угловых скоростей. Это позволяет избежать одностороннего влияния погрешностей замеров при выборе исходных расчетных параметров и определить их значение при любой угловой скорости коленчатого вала (см. рис. 204, параметр p_z).

Если желаемая динамическая характеристика двигателя определена из условий обеспечения заданной производительности или качественного выполнения переходного режима потребителя, т. е. если известна зависимость $M_e = f(\omega_\tau)$, то расчет рабочего процесса заключается в

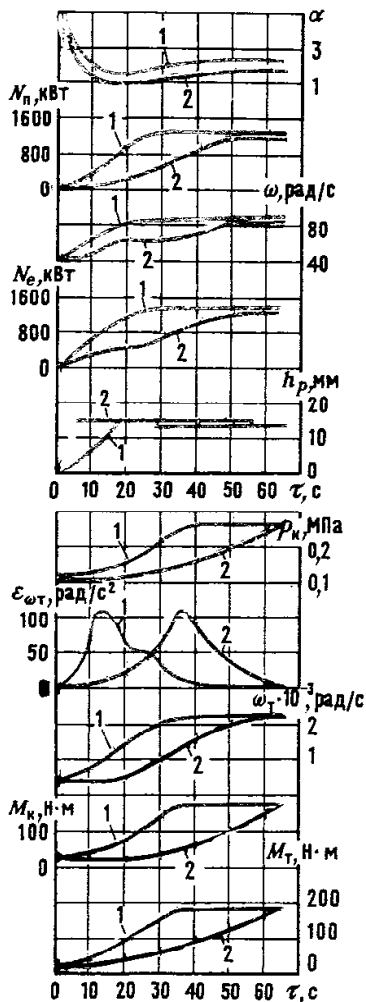


Рис. 206. Изменение параметров тепловозного двигателя 12ЧН 24/27 при разгоне ($N_e = 1475$ кВт, $n = 850$ об/мин):

1 — импульсная система турбонаддува; 2 — система с постоянным давлением газа перед турбиной

Для транспортных двигателей, не оборудованных специальными средствами для сокращения времени разгона, $K_p = 0,7 \div 0,95$.

определении динамических характеристик систем двигателя, обеспечивающих осуществление рабочих циклов неустановившегося режима при допустимых значениях их параметров.

§ 5. Разгон двигателя

Для транспортных средств (судов, тепловозов, автомобилей и т. п.) характерен переходный режим — разгон с малой до максимальной скорости движения. Время разгона зависит от величины избыточной мощности, развиваемой двигателем в период разгона, которая затрачивается на увеличение кинетической энергии транспортного средства в процессе повышения скорости движения. Минимальное время разгона достигается при работе двигателя по динамической внешней скоростной характеристике. Минимальное время разгона τ_p больше теоретического τ_t , так как момент, развиваемый двигателем при разгоне, меньше, чем на установившихся режимах работы на внешней характеристике при равных угловых скоростях коленчатого вала.

В рассматриваемых случаях на увеличение кинетической энергии вращающихся масс системы двигатель-потребитель затрачивается одинаковая работа в одном и том же диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала: $\tau_t N_{jt} = \tau_p N_{jp}$. Отношение теоретического времени разгона к его действительному значению $K_p = \tau_t / \tau_p = N_{jp} / N_{jt}$ показывает, во сколько раз средняя за разгон избыточная мощность меньше средней теоретической избыточной мощности, развиваемой двигателем при его работе по статической внешней скоростной характеристике.

Для примера, приведенного на рис. 202, при отборе мощности по номинальной генераторной характеристике действительная длительность разгона $\tau_p = 21$ с против $\tau_t = 16,5$ с при разгоне, когда двигатель развивает мощность, соответствующую статической характеристике и, следовательно, $K_p = 0,785$.

Приспособленность комбинированного двигателя с газовой связью к режиму разгона зависит от интенсивности изменения угловой скорости ротора турбокомпрессора:

$$M_t - M_k = I_{TK} d\omega_{TK} / d\tau.$$

Наименьшее время разгона ротора турбокомпрессора обеспечивает импульсная система турбонаддува, при которой, в отличие от системы с постоянным давлением, выпускные газы перед турбиной имеют большую работоспособность (рис. 206). Система наддува с преобразователем импульсов занимает промежуточное положение. Для сокращения времени разгона ротора возможен подвод к его валу дополнительной энергии от постороннего источника. Для увеличения количества воздуха, подаваемого в цилиндр, используют и другие средства, например ввод дополнительного воздуха (сжатого посторонним

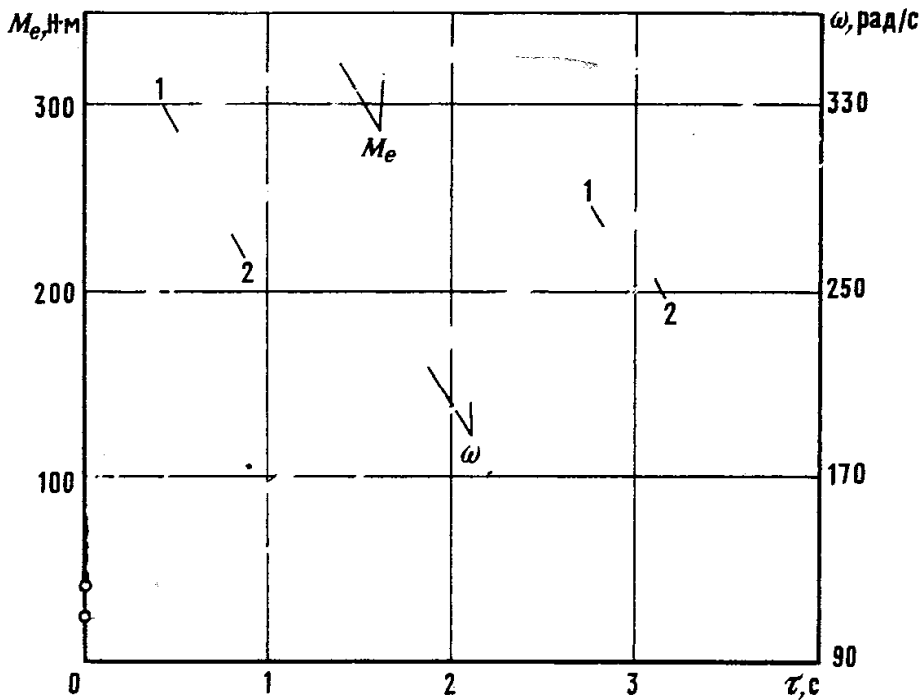


Рис. 207. Изменение параметров двигателя ЗИЛ-130 при разгоне на второй передаче:

1 — с ускорительным насосом; 2 — без него

источником) непосредственно в цилиндры на такте сжатия.

Сокращение времени разгона карбюраторного двигателя достигают обогащением горючей смеси (рис. 207). Для этого в карбюраторе предусматривают насос-ускоритель, впрыскивающий дополнительное топливо в период резкого открытия дроссельной заслонки.

Экономичность работы двигателя за время переходного режима разгона транспортного средства можно оценить при условии, что работа произведена при среднем значении мощности

$$N_{ep} = \frac{1}{\tau_p} \int_0^{\tau_p} N_{\text{н}} d\tau + I_c \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2\tau_p},$$

где первое слагаемое представляет среднюю мощность, отбираемую потребителем, второе — среднюю мощность, затрачиваемую на изменение кинетической энергии вращающихся масс системы двигатель-потребитель.

При известном расходе топлива G_p , введя понятие среднего приведенного (к 1 ч) удельного эффективного расхода топлива за время разгона, получим

$$g_{ep} = 3600 G_p / (\tau_p N_{ep}).$$

Для сравнительного анализа целесообразно пользоваться безразмерным удельным эффективным расходом топлива — отношением приведенного удельного расхода топлива за время переходного режима к удельному расходу топлива при работе двигателя на номинальном режиме:

$$\bar{g}_{ep} = g_{ep} / g_{\text{ном}}.$$

У транспортных быстроходных двигателей \bar{g}_{ep} может достигать 1,4.

Снижение чрезмерного дымления и улучшение экономичности комбинированного двигателя с газовой связью при разгоне достигают уменьшением скорости передвижения регулирующего органа, обеспечивающим согласование количества впрыскиваемого топлива с количеством воздуха, поступающего в цилиндры. Время разгона транспортного средства в этом случае увеличивается.

Экономичность разгона транспортного средства оценивают экономическим КПД разгона η_p , характеризующим использование топлива за время разгона. В первом приближении при средних значениях отбираемой потребителем мощности и его механического КПД (КПД передачи)

$$\eta_p = [(V_2^2 - V_1^2) m / 2 + \tau_p N_{п.р} \eta_{м.п}] / (H_u G_p),$$

где m — масса транспортного средства.

При разгоне механический КПД передачи $\eta_{м.п}$ и эффективный КПД двигателя η_e не только переменны по времени, но и могут различаться в зависимости от способа управления переходным режимом. При изменении нагрузки КПД гидродинамической передачи может уменьшиться от 0,9 до 0,82, а электрической передачи при больших токах нагрузки, превышающих в 2—4 раза номинальное значение, от 0,9 до 0,5. Возрастание момента потребителя, связанное с уменьшением КПД передачи, перегружает двигатель, уменьшает экономичность транспортного средства и увеличивает время его разгона. В отношении экономичности целесообразна работа двигателя с максимальным дисбалансом моментов при наиболее выгодных соотношениях $\eta_{м.п}$ и η_e или сокращение времени его работы при их низких значениях.

Экономический КПД разгона транспортных средств с высокооборотными двигателями в зависимости от времени передвижения рукоятки (педали) управления до упора составляет 0,15—0,25. При движении транспортного средства с постоянной скоростью экономический КПД разгона обращается в эффективный КПД η_c системы двигатель-потребитель, соответствующий заданному установившемуся режиму работы: $\eta_c = \eta_e \eta_{м.п}$, так как $V_1 = V_2$, $N_e = N_{п}$ и $G_T = N_e \tau / (H_u \eta_e)$.

§ 6. Прием нагрузки

Для двигателей различных энергетических установок характерен переходный режим, вызванный возрастанием крутящего момента потребителя и называемый в общем случае приемом нагрузки. В зависимости от назначения энергетической установки к определяющим режимам приема нагрузки предъявляют различные требования.

Для многих потребителей мощности, таких как электрогенераторы, компрессоры, насосы, винты регулируемого шага и т. п., прием нагрузки желательно осуществлять при постоянной частоте вращения коленчатого вала (по динамической нагрузочной характеристике), что определяется условиями работы потребителя мощности. Существующими средствами организации рабочего процесса и регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя не удастся получить такой режим приема нагрузки. Степень приближения к желаемому виду переходного режима оценивается максимальным отклонением (забросом) угловой скорости $\Delta\omega$ от ее значения ω_1 на предшествующем установившемся режиме, т. е.

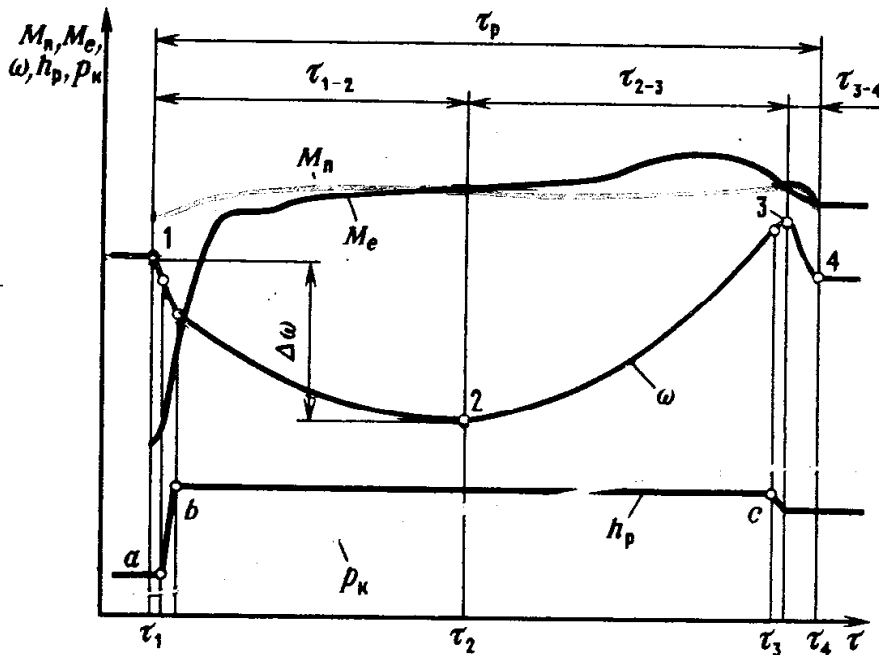


Рис. 208. Изменение параметров дизель-генератора при приеме нагрузки

$\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$, и длительностью процесса ее изменения τ (рис. 208).

В комбинированных двигателях с газотурбинным наддувом, приводящих в движение генератор переменного тока, при мгновенном включении номинальной нагрузки эффективный крутящий момент нарастает медленно. На устранение дисбаланса мощностей между потребителем и двигателем расходуется часть кинетической энергии движущихся масс системы двигатель — потребитель.

Относительное снижение угловой скорости коленчатого вала до момента достижения равенства моментов двигателя и потребителя за интервал времени τ_{1-2} можно представить в виде

$$\varphi_{1-2} = \varphi_{1-a} + \varphi_{a-b} + \varphi_{b-2} = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_1,$$

где φ_{1-a} — относительное снижение угловой скорости за период запаздывания τ_{1-a} воздействия системы автоматического регулирования, $\varphi_{1-a} = (\omega_1 - \omega_a) / \omega_1$; φ_{a-b} — относительное снижение угловой скорости за период воздействия τ_{a-b} системы автоматического регулирования, $\varphi_{a-b} = (\omega_a - \omega_b) / \omega_1$; φ_{b-2} — относительное снижение угловой скорости вращения за период работы двигателя τ_{b-2} по динамической внешней скоростной характеристике с отрицательным ускорением, $\varphi_{b-2} = (\omega_b - \omega_2) / \omega_1$.

Величина φ_{1-a} зависит от ускорения коленчатого вала, времени запаздывания воздействия системы автоматического регулирования и может достигать 50% снижения угловой скорости до наступления равенства моментов между двигателем и потребителем мощности.

Величина φ_{a-b} зависит от скорости передвижения регулирующего органа и регулировки топливного насоса высокого давления, определяющих быстроту нарастания цикловых подач топлива по цилиндрам за время воздействия системы автоматического регулирования и может составлять 10%.

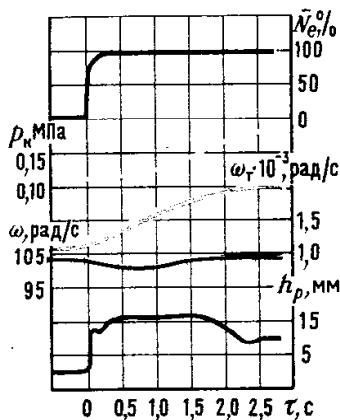


Рис. 209. Изменение параметров дизель-генератора с двигателем при приеме нагрузки ($N_e = 800$ кВт; $n = 1000$ об/мин)

Длительность неустановившегося режима работы двигателя при мгновенном приложении номинальной нагрузки для дизель-генераторов с наддувом свободным турбокомпрессором в зависимости от степени наддува может достигать 10 с и более, а для дизель-генераторов с механическим приводом компрессора и без наддува примерно 6 с.

После достижения регулирующим органом упора происходит дальнейшее снижение угловой скорости коленчатого вала и замедленное нарастание эффективного крутящего момента двигателя, обусловленное в основном недостаточным давлением наддува. Величина $\phi_{\delta-2}$ может достигать 40%.

Относительное снижение угловой скорости ϕ_{1-2} для комбинированных двигателей с газовой связью в зависимости от степени наддува может составлять 35%. Для комбинированных двигателей с механической связью и дизелей без наддува эта величина значительно меньше (примерно 7%).

В интервале времени τ_{2-c} (см. рис. 208) двигатель работает по динамической внешней скоростной характеристике с положительным ускорением коленчатого вала, так как момент, развиваемый двигателем, превышает момент потребителя мощности. Для рабочего процесса в этот период характерны те же особенности, что и для режима разгона после достижения регулирующим органом упора. Однако в рассматриваемом случае разгон начинается при более высоких угловых скоростях коленчатого вала и ротора свободного турбокомпрессора, а также при более высоких значениях параметров теплового состояния двигателя.

При превышении коленчатым валом номинальной угловой скорости после некоторого времени запаздывания воздействия системы автоматического регулирования в момент времени τ_c регулирующий орган отходит от упора. Цикловые подачи топлива уменьшаются, равенство моментов двигателя и потребителя (точка 3) достигается при угловой скорости, превышающей номинальную.

Угловая скорость под воздействием системы автоматического регулирования снижается до номинального значения за интервал τ_{3-4} , если переходный процесс в системе автоматического регулирования аperiodический. При колебательном переходном процессе регулятора интервал τ_{3-4} увеличится.

Для уменьшения величин ϕ и τ применяют системы автоматического регулирования повышенного быстрогодействия, например, двухимпульсные регуляторы, реагирующие также на изменение нагрузки. Повышение быстрогодействия системы автоматического регулирования (до 0,08—0,1 с) обеспечивает подачу топлива при более высоких частотах вращения коленчатого вала и давлениях впрыска, что вызывает более быстрое нарастание крутящего момента. Этому же способствует улучшение воздухообеспечения двигателя (используются те же способы, что и для сокращения времени переходного режима разгона) и увеличение цикловой подачи топлива. На рис. 209 показан прием 100%-ной нагрузки дизель-генератором с двухимпульсным регулятором скорости и устройством, обеспечивающим за время переходного режима повышение цикловой подачи топлива (до 150%) и ввод предварительно сжатого (до 1,2 МПа) воздуха в ресивер. Изменение угловой скорости не превышает 5%,

а длительность ее изменения 2 с, что примерно в 3 раза меньше, чем у серийного агрегата.

Для двигателей транспортных средств определяющий режим приема нагрузки с установившегося режима номинальной мощности возникает при возрастании сопротивления движению (преодоление подъемов, резание и перемещение грунта и т. п.). Его желательно осуществлять при постоянной номинальной мощности $N_{ep} = M_e \omega$.

На преодоление транспортным средством дополнительного сопротивления движению расходуется кинетическая энергия вращающихся и поступательно движущихся масс системы двигатель — потребитель [см. уравнение (395)]:

$$dN_n/d\tau = -dN_j/d\tau,$$

так как $dN_{ep}/d\tau = 0$.

Дополнительное увеличение мощности потребителя не должно превышать в каждый момент времени мощности, соответствующей кинетической энергии вращающихся масс системы двигатель — потребитель. После преодоления участка движения с повышенным сопротивлением происходит разгон транспортного средства до исходной скорости движения.

Статическую гиперболическую характеристику имеют комбинированные двигатели постоянной мощности, надежно работающие в диапазоне угловых скоростей $\bar{\omega} = 1 \div 0,6$, что соответствует увеличению эффективного крутящего момента примерно в 1,66 раза. В связи с меньшей эффективностью сходственных рабочих циклов динамическую гиперболическую характеристику при приеме нагрузки осуществить не удастся (рис. 200). Степень отклонения динамической характеристики от гиперболы можно оценить, используя следующее свойство гиперболы. В любой точке ее графика отношение $\left(\frac{dM_e}{d\omega}\right) / \left(\frac{M_e}{\omega}\right) = -1$ в геометрическом смысле представляет собой отношение углового коэффициента касательной графика $M_e = f(\omega)$ в точке с координатами M_e и ω к угловому коэффициенту секущей, проходящей через начало координат, т. е. $\text{tg } \beta / \text{tg } \alpha = -1$ (см. рис. 200).

Обычно мощность двигателя с понижением угловой скорости снижается, а отношение $\text{tg } \beta / \text{tg } \alpha$, оставаясь отрицательным, стремится к нулю, достигая его при $M_e = M_{e \max}$. В любой точке участка между $M_{e \text{ ном}}$ и $M_{e \max}$ это отношение показывает, во сколько раз мощность, развиваемая двигателем, отличается от ее номинального значения.

§ 7. Пуск, прогрев и остановка двигателя

В период пуска (от момента начала подачи топлива до достижения заданной частоты вращения) непрогретого дизеля подача топлива включается после достижения коленчатым валом минимальной пусковой угловой

Возможность преодоления повышенных сопротивлений движению без переключения передачи способствует увеличению средних скоростей движения транспортного средства, уменьшению расходов топлива, облегчению условий труда обслуживающего персонала и повышению производительности транспортного средства.

скорости, которая зависит от конструкции, способа смесеобразования и условий пуска. Рукоятка управления дизелем устанавливается в положение, обеспечивающее получение желаемой частоты вращения коленчатого вала при работе системы двигатель — потребитель на холостом ходу, при этом рейка топливного насоса может перемещаться до ограничителя максимальной подачи топлива.

К моменту включения подачи топлива у комбинированного дизеля с газовой связью во впускном трубопроводе увеличивается разрежение, что обусловлено сопротивлением вращению ротора свободного турбокомпрессора, и повышается неравномерность наполнения цилиндров свежим зарядом.

Топливная аппаратура при малых пусковых угловых скоростях коленчатого вала не обеспечивает достаточно качественной подачи топлива. Если давление в линии нагнетания топливной системы равно нулю (типично для предпускового состояния двигателя), в первых рабочих циклах после включения подачи возможны ее пропуски или подача меньшего (относительно полезного хода плунжера) количества топлива. Это связано с тем, что полезный ход плунжера (полностью или частично) затрачивается на создание начального давления топлива в линии нагнетания. Низкие средние давления впрыска охлажденного топлива с повышенными вязкостью и силами поверхностного натяжения не обеспечивают качественного его распыла. Относительно малые плотности свежего заряда способствуют увеличению дальнобойности факела распыливаемого топлива и, следовательно, возможности его попадания на стенки камеры сгорания. При впрыске относительно малых количеств топлива оно может не воспламениться из-за недостаточной концентрации его паров в рабочей смеси и частично сохраниться в цилиндре до следующего цикла топливоподачи.

В период пуска непрогретого дизеля наблюдается наибольшая (относительно величины цикловой подачи топлива) дестабилизация параметров рабочего цикла и параметров, характеризующих тепловое состояние двигателя. Для первых рабочих циклов характерны наибольшие значения периодов задержки воспламенения топлива, превышающих продолжительность его подачи. Быстрота нарастания давления газов может в 10—15 раз превышать номинальное значение, а максимальное давление цикла в 1,5—2 раза. Наибольшие значения этих параметров наблюдаются при пуске сжатым воздухом (влияет охлаждающий эффект) и после циклов с пропуском воспламенения топлива.

При пуске непрогретого карбюраторного двигателя с принудительным зажиганием в условиях низких температур окружающей среды горючая смесь поступает в цилиндры с момента появления ускорения коленчатого вала. Низкая скорость движения воздуха в диффузоре при малых частотах вращения коленчатого вала не обеспечивает высококачественного распыливания бензина.

Для повышения надежности пуска в некоторых типах дизелей его осуществляют при цикловых подачах, превышающих в 2—3 раза номинальные значения. Это позволяет увеличить количество паров топлива и, следовательно, повысить вероятность получения необходимой для воспламенения концентрации паров в рабочей смеси.

Интенсивность испарения бензина во впускном тракте и в процессе сжатия в цилиндрах недостаточна для образования горючей смеси в пределах воспламеняемости. Это обусловлено понижением давления насыщенных паров, возрастанием вязкости и сил поверхностного натяжения у охлажденного бензина и холодным состоянием двигателя.

Рабочие циклы осуществляются при наибольших неравномерностях состава горючей смеси, наполнения цилиндров и углах опережения зажигания, не соответствующих их оптимальным значениям. Индикаторные КПД таких циклов низкие. Из-за несовершенства процессов смесеобразования топливо полностью не сгорает, что вызывает образование нагара и лаковых отложений на поверхностях камеры сгорания и боковой поверхности поршня. В выпускных газах содержится повышенное количество токсических компонентов и веществ, образующих дым.

На рис. 210 показано изменение некоторых показателей рабочего процесса в цилиндре при пуске на частоту вращения 800 об/мин комбинированного двигателя 6ЧН 15/18 при температуре окружающей среды 15°С из непрогретого состояния и после предпускового прогрева. Прогрев не только сокращает период задержки воспламенения τ_i , но и влияет на характер перемещения рейки топливного насоса h_p . Различия в перемещениях рейки вызваны изменением силы трения в соединениях регулятор — рейка, обусловленных влиянием вязкости смазочного масла.

Прогрев двигателя выполняют постепенным и плавным увеличением нагрузки. Он длится до момента стабилизации значений всех параметров состояния двигателя, соответствующих заданному конечному режиму работы. Интенсивность прогрева для каждого типа двигателя устанавливают исходя из допустимых дополнительных температурных напряжений в деталях двигателя, возникающих в этот период.

Остановку быстроходных двигателей осуществляют выключением цикловой подачи топлива или системы электрического зажигания. Перед остановкой мало- и среднеоборотных двигателей их нагрузку уменьшают постепенно для исключения появления дополнительных тепловых напряжений в деталях двигателя.

§ 8. Нерегулярный, колебательный и циклический режимы

Во время любого переходного режима к системе может быть приложен импульс момента силы со стороны двигателя или потребителя мощности, изменяющий дисбаланс моментов и направление ускорения коленчатого вала на противоположное.

Режим работы системы двигатель — потребитель, когда длительность между импульсами, следующими один за другим, меньше или равна длительности моно-

Пусковой период двигателей всех типов сопровождается повышенной неравномерностью работы цилиндров, вибрациями и уровнем шума.

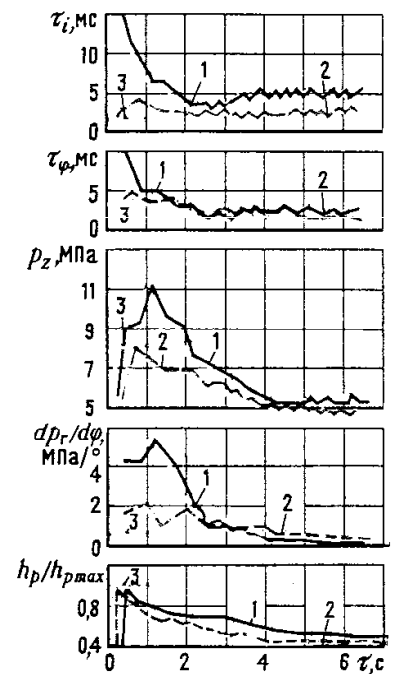
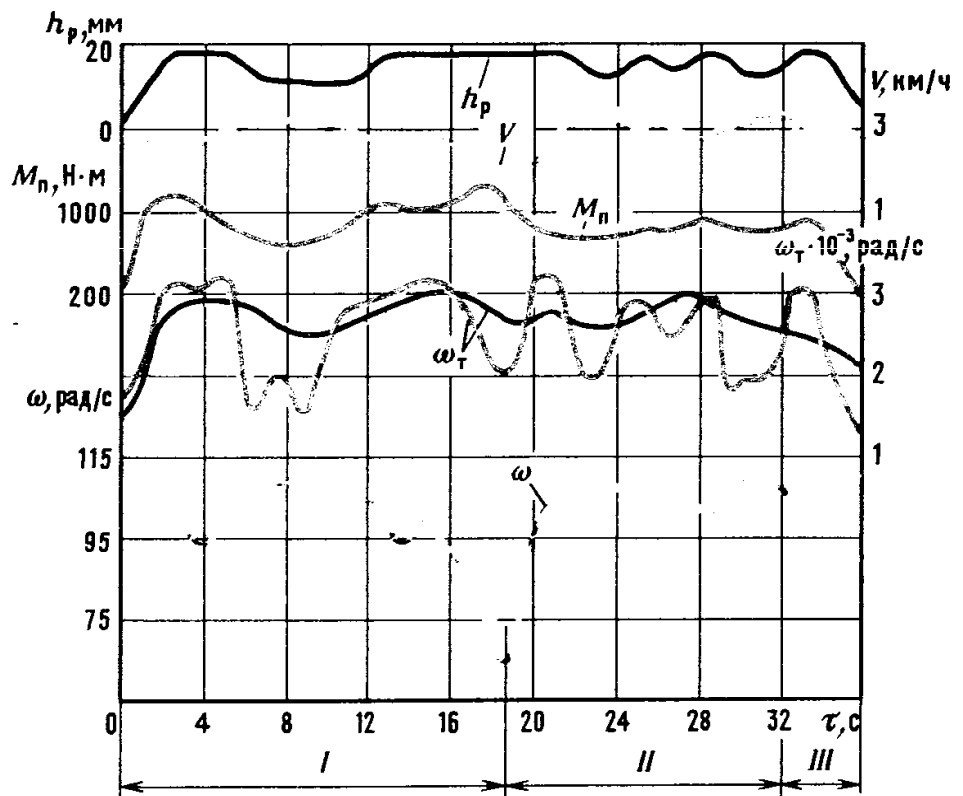


Рис. 210. Изменение параметров двигателя 6ЧН 15/18 при пуске ($N_e = 185$ кВт, $n = 1500$ об/мин) при $t_b = 15^\circ\text{C}$:

1 — без прогрева; 2 — с прогревом; 3 — номинальное значение параметра

Рис. 211. Технологический цикл работы трактора Т-130 с бульдозером (двигатель 4ЧН 14,5/20,5; $N_e = 103$ кВт, $n = 1070$ об/мин):

I — резание грунта; *II* — транспортировка грунта; *III* — сброс грунта; кривая зеленого цвета — угловая скорость ротора турбокомпрессора на сходственных установившихся режимах



тонного изменения частоты вращения, вызванного предшествующим импульсом, а их частота и амплитуда носят случайный характер, представляет собой нерегулярный неустановившийся режим.

Режим работы системы двигатель — потребитель при возникновении импульсов момента силы примерно с одинаковыми характеристиками представляет собой колебательный неустановившийся режим. В условиях такого режима работают двигатели сельскохозяйственных машин, судовые двигатели и т. п.

Изменение импульсов моментов силы, повторяющееся в соответствии с последовательностью технологических циклов работы потребителя, характеризует циклический неустановившийся режим (рис. 211). Этот режим работы типичен для двигателей дорожно-строительных машин и буровых установок.

При организации рабочего процесса, его совершенствовании или доводке любой неустановившийся режим целесообразно представлять в виде изменения по времени параметров работы двигателя (см. рис. 201). Это позволяет разбить время неустановившегося режима на элементарные участки, соответствующие времени последовательных монотонных процессов изменения рассматриваемых параметров, границами которых служат их экстремальные значения.

Выбор монотонного процесса изменения M_e или ω в качестве основного элемента неустановившегося режима позволяет любой из процессов представить как элементарный переходный режим (разгон, прием, сброс нагрузки), начало и конец которого соответствуют значению мощности, развиваемой двигателем в момент достижения экстремума. Это позволяет упростить исследование

В условиях нерегулярного установившегося режима работают двигатели автомобилей в городах с интенсивным движением, двигатели маневровых тепловозов, двигатели транспортных машин при движении по бездорожью.

рабочего процесса, выделив для анализа элементарные переходные режимы, определяющие или лимитирующие работу двигателя в условиях неустановившихся режимов.

Для двигателя, работающего в условиях переменной угловой скорости, в качестве основного элемента принимают монотонный процесс ее изменения. В этом случае неустановившийся режим работы двигателя в определенном интервале времени представляет собой непрерывную совокупность монотонных процессов изменения угловой скорости коленчатого вала, интенсивность которых определяется дисбалансами моментов двигателя и потребителя мощности, возникающими в условиях эксплуатации.

При постоянной частоте вращения неустановившийся режим можно рассматривать как непрерывную совокупность монотонных процессов изменения эффективного крутящего момента двигателя, идентичную монотонным процессам изменения момента потребителя в соответствии с характером использования его мощности.

В отличие от единичных переходных режимов, осуществляемых в тех же пределах изменения мощности, элементарный переходный режим начинается при других значениях параметров рабочего цикла и теплового состояния двигателя, зависящих от интенсивности предыдущего элементарного переходного режима.

При длительной работе в условиях неустановившегося режима параметры рабочих циклов и теплового состояния в элементарном переходном режиме в меньшей степени отличаются от сходственных циклов установившихся режимов, чем рабочие циклы единичного переходного режима. Тепловая и механическая инерционность рабочих тел и систем двигателя уменьшают по сравнению с единичным переходным режимом диапазон изменения параметров рабочего процесса при том же изменении подачи топлива за цикл. Чем больше неустановившийся режим приближается по характеру к циклическому или колебательному, тем меньше отклонения параметров рабочего процесса и теплового состояния относительно какого-то среднего для каждого из них значения.

Улучшение основных технико-экономических показателей двигателей, работающих на неустановившихся режимах, и приближение их к уровню показателей, достигнутых в условиях работы на установившихся режимах, является крупнейшим резервом роста производительности общественного труда в отраслях народного хозяйства, использующих двигатели внутреннего сгорания.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ

§ 1. Математическое моделирование действительного цикла

Математическое моделирование — это определение свойств и характеристик рассматриваемого явления, процесса или состояния путем решения с помощью ЭВМ системы дифференциальных, интегральных и алгебраических уравнений, составляющих математическую модель.

Математическое моделирование процессов и цикла на ЭВМ значительно расширяет возможности исследователей и конструкторов при создании и доводке новых двигателей. Оно позволяет резко сократить сроки научных и конструкторских разработок, уменьшить число экспериментальных образцов двигателя на всех этапах создания двигателя (от технического проекта до изготовления серийного образца).

Большие преимущества моделирование имеет в тех случаях, когда эксперимент на двигателе по техническим или экономическим соображениям трудно осуществить. С этим сталкиваются, например, при изучении газодинамических явлений в цилиндре и выпускном трубопроводе вследствие чрезвычайных трудностей измерения быстро меняющихся температуры и скорости газа в окрестности области (в выпускном канале за клапаном и в клапанной щели). Предпочтение математическому моделированию отдают и при согласовании характеристик поршневого двигателя, турбины и компрессора, так как эксперимент на двигателе связан с большими затратами на изготовление опытных образцов, которые особенно возрастают при больших размерах двигателя. Математическое моделирование становится практически единственным средством исследования и оптимизации циклов при создании двигателей с новыми схемами и с такими значениями среднего эффективного давления, при которых возникают проблемы прочности деталей двигателя.

В последние годы в инженерную практику все шире внедряются методы поиска оптимальных конструкторских решений. Использование математического моделирования процессов на ЭВМ позволяет значительно уве-

личить число рассматриваемых вариантов, например фаз газораспределения, размеров впускных и выпускных трубопроводов, проточной части компрессоров и турбин и тем самым найти оптимальные параметры двигателя. ЭВМ позволяет, следовательно, механизировать труд инженеров-конструкторов, а математические модели процессов двигателя становятся составной частью систем автоматизированного проектирования двигателей (САПР).

Процессы (физические явления) в двигателях относятся к задачам математической физики, математическая модель которых не имеет в большинстве случаев аналитического замкнутого решения. То же относится ко многим прикладным задачам нестационарной газовой динамики, нестационарной теплопроводности, которые могут быть исследованы лишь численным методом или экспериментальным путем на двигателях или на физических моделях.

Достоверность математической модели

Понятие моделирование как физическое, так и математическое подразумевает приближенное воспроизведение реальных процессов. Если создать модель (физическую), точно воспроизводящую явление, то это уже будет не модель, а полная аналогия процесса, т. е. само явление или натурный эксперимент. О степени приближения модели к явлению судят по тому, насколько точно можно решить с ее помощью конкретную инженерную задачу или выполнить прикладное исследование. Важно, чтобы математическая модель достаточно точно отражала характерные свойства изучаемого процесса и ее можно было применять для решения практических задач.

При составлении математической модели учитывают следующее: имеют ли численные решения уравнения; можно ли подготовить алгоритм и программу для ЭВМ в требуемые сроки; является ли время вычисления на ЭВМ приемлемым для решения конкретной задачи и достигается ли практическая цель исследования. Более сложная и более точная математическая модель может оказаться неприемлемой по срокам подготовки программы и времени вычислений на ЭВМ, и ее потребуется упростить.

Упрощая модель, стремятся отразить в ней только существенные стороны процессов. По мере изучения явлений создается возможность построить более простую модель. Однако применение упрощенной модели ограничено решением небольшого круга задач. Например, в математической модели потока газа, предназначенной для расчетов коротких трубопроводов, пренебрегают волновыми явлениями, поэтому полученные с помощью такой модели выводы нельзя распространить на двигатели с длинными трубопроводами.

Критерий достоверности математической модели процессов и цикла — опыт, натурный эксперимент. В зави-

симости от сложности решаемой задачи и ее математической модели составляют перечень контрольных параметров и характеристик процессов, по которым сравнивают модель с действительными процессами. При этом учитывают возможности измерения контрольных параметров и характеристик. Как правило, сравнивают такие показатели работы двигателя, как КПД цикла, мощность двигателя и удельный эффективный расход топлива. При исследовании газообмена и системы наддува проверяют точность моделирования по диаграммам давления в цилиндре, давления и температуры в характерных сечениях впускного и выпускного трубопроводов, сравнивают интегральные расходные и энергетические характеристики потоков газа во впускном и выпускном трубопроводах, работоспособность газа перед турбиной.

Основные этапы математического моделирования на ЭВМ

Математическое моделирование начинают с постановки задачи и цели исследования и составления математической модели. Система уравнений, описывающих зависимости величин, выражающих отдельные факторы явления, вместе с известными данными, необходимыми для ее решения (начальные условия, граничные условия, значения коэффициентов уравнений и т. п.) называют *математической моделью*. На этом этапе решают, какие стороны процессов следует учитывать и в какой форме необходимо составлять уравнения, чтобы можно было решать их численными методами на ЭВМ.

Затем разрабатывают алгоритм решения задачи на ЭВМ и выбирают методы численного решения уравнений, т. е. методы вычисления корней систем алгебраических уравнений, конечно-разностные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений и специальные методы, применяемые в нелинейной газовой динамике. Алгоритм реализуют в виде программы для ЭВМ. После этого проверяют достоверность модели и оценивают ее возможности. По результатам сравнения модели с экспериментальными данными составляют заключение о точности модели, оценивают границы ее применения. Очень сложные модели, требующие много машинного времени, упрощают, а если модель не обеспечивает достаточную точность, ее дополняют, учитывая необходимые факторы.

Разработка программы исследования, исследование процессов, определение его закономерностей, изучение влияния различных факторов, параметров цикла, геометрических размеров трубопроводов, проточной части турбины и компрессора — все это входит в задачу математического моделирования, решение которой заканчивается нахождением оптимального конструкторского варианта. Математическое моделирование во многом имеет сходство с экспериментом, поэтому расчет процессов на ЭВМ называют численным экспериментом.

§ 2. Методы расчета действительных циклов двигателей и математические модели

В расчетах процессов и циклов двигатель рассматривают как сложную термодинамическую систему, состоящую из нескольких простых систем, которые обмениваются между собой и с окружающей средой в общем случае теплотой, работой и массой. Для каждой простой системы составляют систему уравнений, отражающих характерные особенности протекающих в ней термодинамических и газодинамических процессов. Условия на границах простых систем, или граничные условия, выражаются, как правило, в наиболее сложной форме в виде уравнений или систем уравнений.

В качестве простой термодинамической системы рассматривают обычно цилиндр, впускной и выпускной трубопроводы или их неразветвленные участки, турбину, компрессор и охладитель воздуха после компрессора. В некоторых задачах разветвления трубопровода также рассматривают как простую систему, а если учитывают нестационарность потока, то выделяют граничными сечениями отдельные участки трубопровода между разветвлениями и рассматривают их отдельно.

Термодинамические процессы в цилиндре двигателя

При расчете процессов в цилиндре двигателя обычно допускают, что состояние рабочего тела в цилиндре полностью равновесное. В качестве рабочего тела во всех термодинамических расчетах процессов двигателей принимают идеальный газ.

Равновесное состояние газа означает, что температура, давление и концентрация компонентов в газовой смеси в каждой точке объема цилиндра одинаковы. При нормальной работе двигателя (без детонации) соблюдается механическое равновесие (равенство давлений) в цилиндре, термическая и концентрационная неоднородности компонентов не приводят, как правило, к существенным отклонениям результатов от действительных при математическом моделировании термодинамических процессов.

В тех случаях, когда необходимо учесть локальную температуру газа, как, например, при определении скорости реакций с образованием окиси азота в исследованиях токсичности, отказываются от допущения о термическом равновесии во всем объеме цилиндра и выделяют в нем две — четыре зоны, каждую из которых рассматривают как простую термодинамическую систему. Подобным образом поступают и при составлении системы уравнений для описания процесса продувки в цилиндре двухтактного двигателя: пространство цилиндра делят на две или три зоны, в которых температура и состав рабочей смеси газов различны. Допущение о механическом равновесии в пределах всего объема цилиндра в этом случае также справедливо.

Процессы сжатия, сгорания (в двигателе с внешним смесеобразованием) и расширения описывают, пренебрегая утечками газа через зазоры между поршнем и цилиндром, дифференциальным уравнением первого закона термодинамики для закрытой термодинамической системы (231), которое решают совместно с уравнением состояния идеального газа:

$$\left. \begin{aligned} dU &= \chi H_u g_{T,и} dx - dQ_w - p dV; \\ pV &= GRT. \end{aligned} \right\} \quad (397)$$

В развернутом виде уравнения (397) для двигателей с внешним смесеобразованием записывают в форме (234).

В процессе сгорания топлива в дизеле масса рабочего тела в цилиндре изменяется при испарении капелек топлива (или пленки), и систему уравнений дополняют дифференциальным уравнением сохранения массы

$$dG = -d\sigma_T \text{ или } dG = dg_T, \quad (398)$$

где σ_T — масса впрыснутого в цилиндр неиспарившегося топлива, количество которой убывает, поэтому σ_T берется со знаком минус; g_T — масса испарившегося и сгоревшего топлива, величина g_T положительна.

Уравнение первого закона термодинамики для дизеля при расчетах процесса сжатия, сгорания и расширения записывают в форме (239), причем при сжатии и расширении $dx=0$, а масса рабочего тела в цилиндре постоянна: при сжатии $G = G_{иц} + G_r$, при расширении она больше на величину цикловой дозы топлива $g_{T,ц}$.

Относительную характеристику тепловыделения описывают полуэмпирическим уравнением, например формулой И. И. Вибе (229), или задают по опытным данным в виде таблицы.

Теплоотдачу в стенки Q_w определяют по уравнению Ньютона — Рихмана

$$\Delta Q_w = \alpha (T - T_w) F_k \Delta t.$$

Среднюю по площади температуру поверхности стенок головки, цилиндра и днища поршня находят по формуле (386). Среднюю температуру поверхности головки цилиндра и днища поршня принимают в течение цикла неизменной. Средняя температура поверхности стенки цилиндра, на которой происходит теплообмен с газами, меняется вследствие изменения площади ее поверхности при движении поршня, хотя изменением локальной температуры, так же как для головки цилиндров и поршня, пренебрегают в виду его малости.

Начало сгорания определяют, отсчитывая продолжительность задержки воспламенения от момента зажигания (для дизеля от начала впрыска топлива), поэтому угол от начала горения до в. м. т. $\varphi_{в} = \theta - \varphi_i$. Длительности задержки воспламенения, выраженные в градусах и секундах, связаны выражением $\varphi_i = b\pi t_i$.

Формулы для расчета длительности задержки воспламенения построены в основном на уравнении Семенова — Тодеса

$$\tau_i = \text{const } p^{1-\nu} \exp E/R_p T_0,$$

где ν — порядок реакции; E — энергия активации; T_0 — начальная температура смеси.

Данное уравнение получено интегрированием при ряде упрощающих допущений уравнения баланса теплоты, в котором использован закон Аррениуса для выражения скорости тепловыделения применительно к воспламенению однородной смеси в сосуде постоянного объема. Уравнение Семенова — Тодеса не учитывает повышения давления и температуры смеси при сжатии в цилиндре двигателя.

В расчетах длительности задержки воспламенения для дизелей широко используют формулу А. И. Толстова, эмпирические коэффициенты которой получены при испытаниях быстроходных двигателей с непосредственным впрыском топлива:

$$\tau_i = \sqrt{\left(\frac{V_\theta - V_c}{V_{з.вп}} + \frac{1}{\varepsilon}\right) \frac{T_k}{p_k} \frac{B}{10^2} \exp\left[\left(\frac{V_\theta - V_c}{V_{з.вп}} + \frac{1}{\varepsilon}\right)^{n_1 - 1} \times \frac{E}{R_p T_k}\right]}, \quad (399)$$

где V_θ и $V_{з.вп}$ — объемы цилиндра соответственно в начале впрыска топлива и при закрытии впускного клапана (или окна); n_1 — показатель политропы сжатия; B — коэффициент, $B = (1 \div 1,6 \cdot 10^{-4} n) 12 \cdot 10^{-5}$; E — условная энергия активации, $E = 20 \div 25$ МДж/кмоль.

При повышении давления наддува длительность задержки воспламенения сокращается. Изменение состава рабочей смеси газов и ее температуры при сгорании, от которых зависит теплоемкость смеси идеальных газов, учитывается в выражении для дифференциала удельной внутренней энергии (237), справедливом для двигателей с внутренним и внешним смесеобразованием. Изменение состава рабочей смеси газов в двигателе с внешним смесеобразованием, определяемого массовой долей свежего заряда, выражают уравнением $dg_\alpha = -dx/(1 + \gamma/\mu_0)$, а для дизеля — выражением (240).

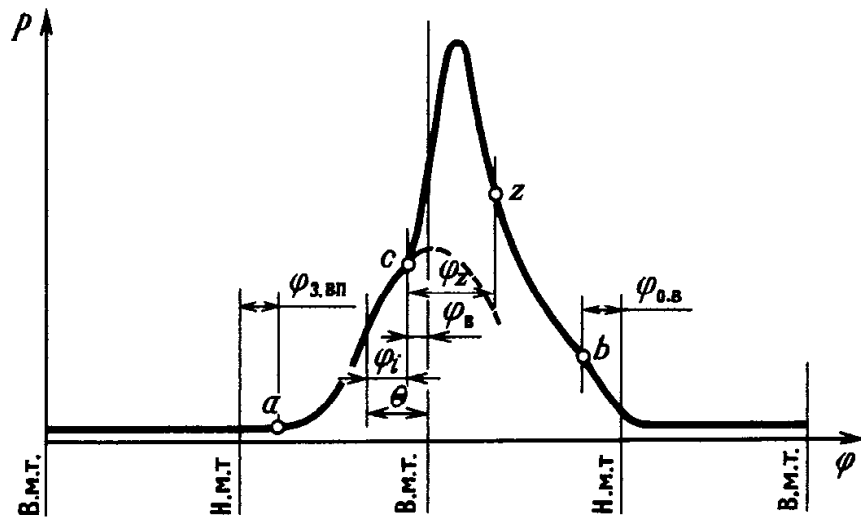
Уравнения математической модели процессов газообмена

Процессы газообмена в цилиндре описывают системой уравнений для открытой термодинамической системы. В нее входят дифференциальное уравнение (99) сохранения энергии (первого закона термодинамики) для системы с переменной массой, дифференциальное уравнение сохранения массы (100) и уравнение состояния идеально-газовой смеси:

$$\left. \begin{aligned} dU &= i_k^* dG_{вп} - i_b^* dG_b - dQ_w - pdV; \\ dG &= dG_{вп} - dG_b; \\ pV &= GRT. \end{aligned} \right\} \quad (400)$$

Рис. 212. Процессы действительного цикла:

ac — сжатие; cz — сгорание;
 zb — расширение;
 ba — газообмен



Расход газов во впускном и выпускном каналах (или окнах) определяют по параметрам газа в минимальном проходном сечении, принимая поток газа в клапанах (окнах) одномерным и квазистационарным. Уравнение расхода газа имеет следующий вид:

$$dG = \mu f \psi \sqrt{p_{\text{вх}} \rho_{\text{вх}}} dt, \quad (401)$$

$$\text{где } \psi = \sqrt{[2k/(k-1)] [(p_{\text{вх}}/p_{\text{вх}})^{2/k} - (p_{\text{вх}}/p_{\text{вх}})^{(k+1)/k}]}. \quad (402)$$

Давление в минимальном сечении впускного клапана при наполнении цилиндра считают равным давлению в цилиндре. Такое же допущение принимают при обратном течении через выпускной клапан, т. е. из выпускного трубопровода в цилиндр. Энтальпию потока поступающего в цилиндр воздуха (или смеси) определяют, пренебрегая подогревом во впускном патрубке, по параметрам торможения в граничном сечении, т. е. $i_{\text{к}}^* = c_p T_{\text{к}}$. Энтальпию заторможенного потока в выпускном клапане при истечении из цилиндра принимают равной энтальпии газов в цилиндре ($i_{\text{в}}^* = i$).

Переход от одной системы уравнений к другой иллюстрирует индикаторная диаграмма цикла (рис. 212). Сжатие в цилиндре при постоянной массе газов начинается от момента закрытия впускного клапана (а в двухтактном двигателе впускного или выпускного клапана или окна), заданного углом $\varphi_{\text{з.вп}}$, и продолжается до воспламенения топлива. В описанной математической модели процесса смесеобразования и сгорания в дизеле изменение массы рабочей смеси газов вследствие испарения топлива учитывается только после воспламенения топлива, хотя в действительном процессе испарение начинается от начала впрыска топлива, заданного углом θ .

Расчет процесса сгорания по уравнению (397) продолжают до тех пор пока $dx > 0$. Длительность процесса сгорания задана углом $\varphi_{\text{з}}$, в точке z выделение теплоты заканчивается, $dx = 0$, и начинается расширение при постоянной массе рабочего тела до начала открытия выпускного клапана (или окна) в точке b , заданной углом $\varphi_{\text{о.в}}$. К исходным данным при расчете относят фазы газорас-

пределения и диаграмму эффективного проходного сечения впускных и выпускных клапанов (или окон).

Для определения состава смеси газов в цилиндре во время продувки и наполнения необходимо иметь дополнительные уравнения. Их составляют, принимая те или иные гипотезы, отражающие особенности реального процесса в двигателе. Расчет продувки для четырехтактного двигателя выполняют, принимая гипотезу полного перемешивания газов. Она предполагает, что продувочный воздух образует при поступлении в цилиндр однородную смесь с газами, находящимися в цилиндре, поэтому состояние газовой смеси в цилиндре можно считать квазиравновесным. В каждой точке объема цилиндра температура, давление и концентрации компонентов в таком случае одинаковы. Расчетную модель на базе гипотезы о полном смешении газов (иногда в сочетании с гипотезой послойного вытеснения) применяют также в двухтактном двигателе с петлевой схемой газообмена.

Гипотеза послойного вытеснения основана на допущении, что продувочный воздух, поступая в цилиндр, не смешивается с газами в цилиндре. Обычно полагают, что разделяющая поверхность непроницаема для теплоты и вещества, но абсолютно эластична, т. е. в объеме цилиндра соблюдается механическое равновесие (давление одинаково), однако температура и состав газа в зонах различны. Зоны обмениваются между собой (и с окружающей средой) работой, но обмена теплотой и газами между ними не происходит. Через выпускной клапан (или окна) вытекают только продукты сгорания, а после их полного вытеснения — только продувочный воздух.

Объем цилиндра рассматривается в случае использования гипотезы послойного вытеснения как сложная термодинамическая система, состоящая из двух простых, для каждой из которых записывают систему уравнений (400). В уравнение первого закона термодинамики включают дополнительно работу перемещения газа на поверхности раздела зон $dL_{пр} = pvdG$, которая для продувочного воздуха отрицательна, так как направление давления газов со стороны продуктов сгорания противоположно направлению скорости продувочного воздуха, а для продуктов сгорания положительна.

Гипотезу послойного вытеснения применяют в комбинации с гипотезой полного смешения: в начале продувки происходит послойное вытеснение, а затем полное перемешивание. Соотношение времени продувки по той или иной гипотезе задают по опытным данным.

В математических моделях газообмена двухтактных двигателей с прямоточной схемой используют также трехзонную модель для периода продувки цилиндра. В такой модели между зоной продуктов сгорания, прилегающей к выпускным клапанам (или окнам), и зоной чистого продувочного воздуха у впускных окон расположена зона смешения продувочного воздуха с продуктами сгорания. Закон смешения газов, определяющий размеры зоны смешения и концентрацию компонентов газовой сме-

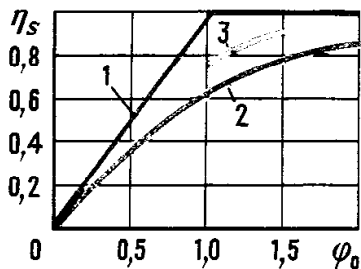


Рис. 213. Зависимости КПД продувки η_s от коэффициента избытка продувочного воздуха ϕ_0 :

1 — теоретическая для послойного вытеснения; 2 — при полном смешении; 3 — экспериментальная для двигателя с петлевой схемой газообмена

си, задают эмпирическим уравнением. Для зоны смешения применяют гипотезу полного перемешивания, т. е. считают, что в каждой точке соблюдаются термическое, механическое равновесие и равенство концентрации по объему, которые изменяются по времени. В объеме цилиндра соблюдается только механическое равновесие.

Таким образом, математическая модель отражает особенности продувки цилиндра в двигателях с различными схемами газообмена, качество очистки и наполнения в которых заметно отличается (рис. 213).

Математическая модель действительного цикла двигателя с турбиной постоянного давления

В рассматриваемой математической модели приняты два допущения, имеющие существенное значение при расчете процессов газообмена: давление в выпускном и во впускном трубопроводах и температуру газов на входе в турбину принимают постоянными в продолжение цикла. Турбину и компрессор при таких допущениях рассчитывают так же, как и при стационарных условиях работы. Влияние нестационарности потока в трубопроводах на процесс газообмена не учитывают.

Принятые допущения основаны на том, что в системе наддува с турбиной постоянного давления выпускной трубопровод, как и впускной, выполняют с достаточно большой площадью поперечного сечения и что влияние нестационарности потоков не столь существенно по сравнению с импульсными системами. Это первый важный довод в пользу допущения математической модели, что делает ее доступной для использования во многовариантных оптимизационных задачах.

Допущение о неизменности давления в трубопроводах оправдано не для всех задач, так как нестационарность потоков проявляется и в трубопроводах большого сечения, особенно в выпускных. Неравномерность наполнения цилиндров может достигать, например, 5—7%, а в отдельных случаях и более.

Математическая модель состоит из системы уравнений, описывающих процессы в цилиндре: сжатие, сгорание и расширение [(397) и (398)] газообмен (400); уравнений граничных условий у цилиндра; уравнений для определения параметров воздуха (или свежей смеси) на выходе из компрессора и во впускном трубопроводе и параметров газа на входе в турбину: температуры T_t^* [(339), (340)], давления p_t^* и формул, по которым определяют работу процессов и цикла, мощность турбины, компрессора и эффективные показатели двигателя. В математическую модель входят также константы и опытные данные, необходимые для решения уравнений.

Граничные условия у цилиндра при допущении о неизменности давления во впускном и выпускном трубопроводах

Уравнения граничных условий записывают, рассматривая поток газа во впускном и выпускном клапанах

(или окнах) квазистационарным. Обычно в математической модели учитывают обратное течение газа из цилиндра во впускной трубопровод через впускной клапан (окно) и из выпускного трубопровода в цилиндр через выпускной клапан (окно).

При втекании газа в цилиндр из впускного и выпускного трубопроводов принимают, что давление в минимальном проходном сечении клапана (или окна) равно давлению в цилиндре. Такое же допущение делают при расчете параметров потока, вытекающего из цилиндра через выпускной клапан (или окно), и при обратном течении газа через впускной, т. е. принимают, что давление на расширяющемся участке канала за минимальным сечением клапана не изменяется. Тогда давление в минимальном сечении выпускного клапана при истечении из цилиндра равно давлению в выпускном трубопроводе ($p_{\text{вых}} = p_p = p_T$) и остается в подкритической области истечения постоянным независимо от давления в цилиндре. Давление в минимальном сечении впускного клапана при обратном течении принимают по аналогии равным давлению во впускном трубопроводе ($p_{\text{вых}} = p_K$).

Следовательно, граничное сечение совпадает с минимальным проходным сечением, площадь которого переменна во времени. Граничное сечение разделяет цилиндр и трубопроводы, которые в расчетной схеме представляются как ресиверы с большим объемом и поперечным сечением, вследствие чего при истечении из цилиндра давление при внезапном расширении потока за минимальным сечением не восстанавливается.

Расчет параметров потока и расхода газа в граничных сечениях при указанных допущениях существенно упрощается. Удельную энтальпию потока в минимальном сечении при истечении из цилиндра принимают равной удельной энтальпии газа в цилиндре, т. е. для потока в выпускном клапане (окне) $i_B^* = i$ и во впускном $i_{\text{вп}}^* = i$ (при обратном течении). Удельная энтальпия потока при втекании газа в цилиндр равна удельной энтальпии заторможенного потока в трубопроводах. Для потока в минимальном сечении впускного клапана $i_n^* = i_K^* = c_p T_K^*$, для потока в выпускном клапане (при обратном течении) обычно принимают $i_B^* = i_T^*$.

Расход газа определяют по параметрам потока в минимальном проходном сечении клапана (окна) по уравнению (401). Давление в выходном сечении при истечении из цилиндра равно давлению в трубопроводах, а параметры на входе — давление $p_{\text{вх}}$, плотность $\rho_{\text{вх}}$ и показатель адиабаты k — соответствуют параметрам газа в цилиндре. При втекании газа в цилиндр аналогично считают, что со стороны входа — это параметры газа в трубопроводах, а давление в выходном (граничном) сечении равно давлению в цилиндре. В соответствии с этим присваивают индексы параметрам.

В надкритической области истечения через выпускной клапан давление, скорость и плотность газа в минимальном сечении принимают равными критическим значени-

ям. Расход газа при критическом режиме не зависит от давления в выпускном трубопроводе. Его определяют по формуле

$$dG_{кр} = \mu_{в} \psi_{кр} \sqrt{p_p} f_{в} dt, \quad (403)$$

где $\psi_{кр} = [2/(k+1)]^{1/(k-1)} \sqrt{2k/(k+1)}$; p и ρ — соответственно давление и плотность смеси газов в цилиндре.

§ 3. Алгоритмы расчета действительного цикла с помощью ЭВМ

Расчет процессов сжатия, сгорания и расширения

На основании алгоритмов с использованием схем процедур можно составлять независимые программные единицы (модули), подключение которых к вызывающей программе дает возможность быстро и эффективно составлять программы решения широкого класса задач для различных типов двигателей.

Процессы сжатия, сгорания и расширения рассчитывают по интегральным (трансцендентным) или дифференциальным термодинамическим уравнениям. Корень трансцендентного уравнения вида $x=f(x)$ при расчетах на ЭВМ находят методом итераций. Этот метод основан на теореме, известной из курса математического анализа: если на отрезке $[a, b]$ определена функция f и для произвольных x_1, x_2 , лежащих на $[a, b]$, выполняется условие $|f(x_2) - f(x_1)| \leq k|x_2 - x_1|$, $k < 1$,

то последовательность $x_{n+1} = f(x_n)$ сходится к единственному корню уравнения $x=f(x)$. Указанное условие можно заменить на эквивалентное: функция f должна иметь производную на $[a, b]$ и $|f'(x)| \leq k < 1$. Конкретная реализация метода приведена на примере решения системы уравнений (405). Если условия сходимости не выполняются, целесообразно использовать более сложный алгоритм итерационного процесса.

Дифференциальное уравнение 1-го закона термодинамики является уравнением первого порядка

$$\frac{df}{dx} = \psi[f(x), x] \quad (404)$$

с начальным условием $f(0) = a$.

Для решения уравнения (404) используем разностную схему Эйлера:

$$\left. \begin{aligned} \frac{f_{n+1} - f_n}{h} &= \psi(f_n, x_n); \\ f_0 &= a. \end{aligned} \right\}$$

Разностные схемы можно построить другими способами. Однако, прежде чем пользоваться той или иной разностной схемой, необходимо убедиться, что она дает решение, сходящееся к искомому решению дифференциального уравнения.

Доказательство сходимости разностной схемы является сложной математической задачей, поэтому предпочтительно использовать схемы, сходимость которых уже доказана. Иногда сходимость оценивают сопоставлением результатов экспериментальных расчетов с частными решениями, полученными другими методами, или с данными, достоверность которых не вызывает сомнений.

Расчет по интегральным уравнениям. Последовательность выполнения программы определяют в соответствии с циклом поршневого двигателя (рис. 214 и 215). Для расчета конкретного цикла необходимо однозначно задать начальные условия в какой-либо его точке, что нельзя осуществить без использования экспериментальных данных. Поэтому используют повторяемость циклов, оценивая приближенно (первое приближение) давление газов p_a и их концентрацию в момент начала сжатия (так как объем цилиндра в этот момент известен, то можно определить и температуру T_a). Затем рассчитывают по этим начальным данным параметры процессов сжатия, сгорания, расширения и газообмена до момента начала сжатия. В результате расчета получают второе приближение по значениям давления p_a и концентраций. Далее расчет повторяют до совпадения с требуемой точностью начальных условий n -го и $(n+1)$ -го приближений. В практических расчетах оказывается достаточным приближение по давлению p_a . Сходимость рассматриваемого процесса определяется циклическостью работы двигателя.

Для определения температуры и давления в конце сжатия и при расширении в момент времени, соответствующий началу процесса выпуска, используют уравнения (186), (224), уравнения состояния и политропы. Эти уравнения имеют одинаковую структуру как для сжатия, так и для расширения, поэтому их решение можно описать одним алгоритмом. Полагая, что $U = c_v T$, их преобразуют к виду

$$\left. \begin{aligned} n_i - 1 &= \frac{R_\mu (T_k - T_n)}{T_k (c_v)_0^k - A}; \\ T_k &= T_n m^{n_i - 1}, \end{aligned} \right\} \quad (405)$$

где для процесса сжатия

$$i=1, k=c, n=a, m=\varepsilon, A=T_a (c_v)_0^a + \vartheta H_u / [M_1 (1 + \gamma)];$$

для процесса расширения

$$i=2, k=b, n=z, m=1/\delta, A=T_z (c_v)_0^z - (\xi_b - \xi_z) \times \\ \times H_u / [M_1 (\mu_0 + \gamma)];$$

$R_\mu = 8,3143$ кДж/(моль · К) — универсальная (молярная) газовая постоянная.

Решение системы (405) относительно неизвестных n_i и T_k (причем $(c_v)_0^k$ зависит от T_k) можно получить методом итераций. Соответствующая схема представлена на рис. 216. Значения давлений определяют по уравнению состояния.

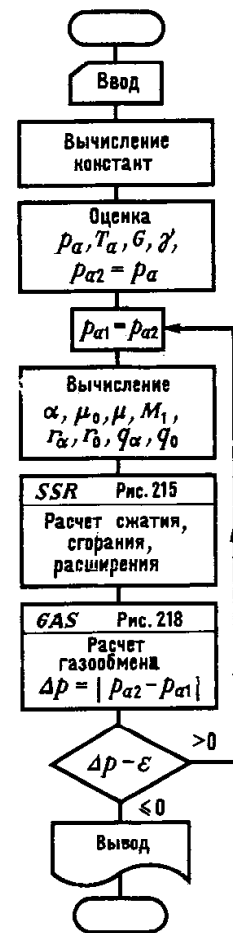


Рис. 214. Схема расчета рабочего цикла

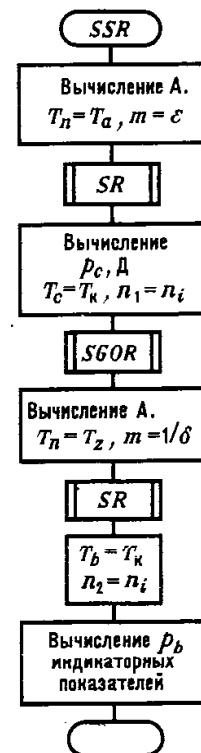


Рис. 215. Схема расчета процессов сжатия, сгорания и расширения по трансцендентным уравнениям

Вычисление теплоемкостей целесообразно выделить в подпрограмму, так как их необходимо определять и при расчете других процессов. В расчетах на ЭВМ целесообразно использовать полином, аппроксимирующий экспериментальные значения теплоемкостей, например, в такой форме:

$$c_{v,i} = a_{i1}x^5 + a_{i2}x^4 + a_{i3}x^3 + a_{i4}x^2 + a_{i5}x + a_{i6}, \quad (406)$$

где a_{ij} , $j=1, 6$ — коэффициенты полинома; x — функция от температуры газа, $x = (T-273)10^{-3}$; i — компонента газовой смеси.

На рис. 217 представлена схема вычисления средней молярной теплоемкости смеси воздуха с продуктами полного сгорания по формуле (88), преобразованной к виду

$$c_v = c_{v0} - r_a(c_{v0} - c_{vс.с}).$$

Матрица коэффициентов полинома размещена в двумерном массиве (CVI). После преобразований уравнения (186) получим следующее выражение для определения температуры T_z :

$$T_z = \frac{D}{(c_v)_{0z}^T + R_\mu}, \quad (407)$$

$$\text{где } D = \frac{1}{\mu} \left\{ \frac{\xi_z H_u}{(1+\gamma)M_1} + 2269,8(\lambda - \mu) + T_c [(c_v)_{0c}^T + \lambda R_\mu] \right\}.$$

Это неявное относительно температуры T_z уравнение решается по алгоритму, аналогичному приведенному на схеме (см. рис. 216).

Давление p_z определяют из выражения $p_z = \lambda p_c$. Степень повышения давления λ задают или находят по экспериментальным зависимостям для соответствующего класса двигателей.

Расчет по дифференциальному уравнению. Дифференциальное уравнение 1-го закона термодинамики для процессов сжатия, сгорания и расширения (234) можно записать в виде

$$H_u g_{T,ц} dx - \frac{d\varphi}{6n} \sum_{k=1}^3 \alpha (T - T_{\text{вк}}) F_{xк} = M \left(c_v dT + RT \frac{dV}{V} \right). \quad (408)$$

Количество теплоты, передаваемое через поверхности цилиндра, поршня и головки [второй член уравнения (408)], можно определить по средней за цикл температуре этих поверхностей или по локальной температуре с последующим интегрированием. Иногда осреднение температуры производят по всей поверхности камеры сгорания (386).

Формулу для расчета коэффициента теплоотдачи α выбирают в зависимости от типа двигателя. Чаще всего используют формулы Эйхельберга (387), Вошни (388) и Пфлаума (389).

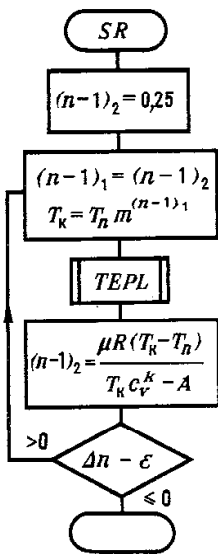


Рис. 216. Схема расчета процессов сжатия и расширения по трансцендентным уравнениям

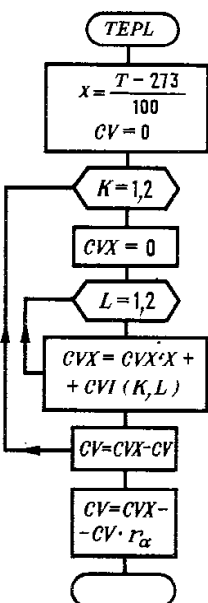


Рис. 217. Схема расчета теплоемкости

Количество молей рабочего тела

$$M = M_0 + M_\alpha,$$

где M_0 — количество молей продуктов полного сгорания, $M_0 = (C/12 + H/2 + 0,79 L_0) g_{T,ц} x + M_{0\alpha}$; M_α — количество молей воздуха $M_\alpha = M_{\alpha\alpha} - g_{T,ц} \alpha L_0$; $M_{0\alpha}$, $M_{\alpha\alpha}$ — соответственно количество молей продуктов полного сгорания и воздуха в начале сжатия.

Так как x , V и T_w являются функциями от φ , c_v — функцией от T , а α — функцией от T и V (или p и T), то уравнение (408) в общем виде

$$dT = \psi(T, \varphi) d\varphi. \quad (409)$$

Рассмотрим решение уравнения (409) с помощью экономичной и достаточно точной конечноразностной схемы предиктор — корректор. Пусть для i -го шага по φ известно значение температуры T_i . С помощью схемы Эйлера (схема предиктор) уравнение (409) в конечных разностях для середины отрезка $[\varphi_i, \varphi_{i+1}]$ ($\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$) запишем в виде

$$T_{i+1/2} - T_i = \psi(T_i, \varphi_i) \Delta\varphi/2. \quad (410)$$

После определения $T_{i+1/2}$ производят корректирующий пересчет для $(i+1)$ -го шага по φ согласно выражению

$$T_{i+1} - T_i = \psi(T_{i+1/2}, \varphi_{i+1/2}) \Delta\varphi. \quad (411)$$

Значение $T_{i+1/2}$, вычисленное по выражению (410), позволяет приближенно найти угловой коэффициент интегральной кривой в середине отрезка $[\varphi_i, \varphi_{i+1}]$ и получить значение T_{i+1} с большей точностью, чем та, которую дает схема Эйлера без пересчета. Оптимальный шаг по углу поворота коленчатого вала $\Delta\varphi$ выбирают по экспериментальным расчетам из условий получения достаточной точности решения и меньших затрат машинного времени.

В уравнении (408) слагаемое $H_u g_{T,ц} dx$ учитывают, начиная с момента времени, соответствующего концу периода задержки самовоспламенения топлива, которое определяют по расчетно-экспериментальным зависимостям для определенного типа двигателей.

Расчет газообмена

Для расчета газообмена используют дифференциальное термодинамическое уравнение (99), уравнения неразрывности (100) и состояния. Уравнение (99) преобразуют к виду

$$\begin{aligned} \alpha (T_w - T) F \frac{d\varphi}{6n} + (c_p)_0^T T_{к}^* dG_{вп} - (c_p)_0^T T dG_{в} = \\ = G (c_v)_0^T dT + p dV. \end{aligned} \quad (412)$$

Для численного решения уравнения (412) также используют разностную схему предиктор — корректор. Заменяя дифференциалы конечными разностями, получают следующее выражение для температуры:

$$T_{i+j} = T_i + \left\{ \frac{1}{G(c_v)_0^T} \left[\alpha(T_W - T)F \frac{\Delta\varphi}{6n} + \right. \right. \\ \left. \left. + (c_p)_0^{T^*} T_k^* \Delta G_{\text{вп}} - (c_p)_0^T T \Delta G_{\text{в}} - p \Delta V \right] \right\}_{i+j-1/2}, \quad (413)$$

где $j = 1/2, 1$; индекс при фигурных скобках указывает, что все переменные величины ($c_v, G, \alpha, T_W, T, F, c_p, R, V$) определяются на i -м или $(i+1/2)$ -м шаге, а конечные разности ($\Delta\varphi, \Delta G_{\text{вп}}, \Delta G_{\text{в}}, \Delta V$) — на отрезке $[\varphi_i, \varphi_{i+1/2}]$ или $[\varphi_i, \varphi_{i+1}]$.

Уравнение (412) записано для течения газа через органы газораспределения без забросов в трубопроводы. В случае таких забросов знак члена уравнения $c_p T \Delta G$ необходимо заменить на обратный. При этом удобно менять знак разности ΔG , учитывая, что при нормальном течении газов значение ΔG положительное; при забросах — отрицательное. Течение газа через органы газораспределения происходит из той полости (цилиндр, трубопровод), в которой давление больше. Величины энтальпии газа соответствуют той среде, откуда происходит истечение. Поэтому при забросе во впускной трубопровод энтальпию газа определяют по параметрам в цилиндре. При забросе из выпускного трубопровода (как правило в период продувки) целесообразно пренебречь различием значений энтальпий в цилиндре и выпускном трубопроводе, так как эти значения мало отличаются, и в рамках принятой математической модели изменение температуры и состава газа (этими величинами определяется значение энтальпии) в выпускном трубопроводе не определяют. Не учитывают также изменение состава и температуры газа во впускном трубопроводе после заброса в него газов из цилиндра. При нормальном протекании газообмена время заброса значительно меньше времени всего процесса наполнения.

Величины ΔG можно рассчитать по формуле одномерного стационарного истечения с учетом допущений о значениях температуры и состава газа в трубопроводах вследствие забросов, принятых выше.

Такие параметры смеси газов, как c_v, c_p, R, k в уравнениях (413) и (148), зависят от концентрации воздуха и продуктов сгорания. Закономерности изменения концентраций определяются характером протекания газообмена. В методиках расчета используются те или иные гипотезы газообмена.

Определим концентрации воздуха и продуктов сгорания на основе гипотезы полного перемешивания, которая с достаточной точностью описывает газообмен четырехтактного двигателя. При известных значениях ΔG (с учетом знаков) количества продуктов сгорания (с индексом 0) и воздуха (с индексом k) вычисляют по формулам

$$\left. \begin{aligned} G_{i+j}^0 &= G_{i+j-1/2}^0 - C_{i+j-1/2}^0 \Delta G_{\text{в}}; \\ G_{i+j}^k &= G_{i+j-1/2}^k - C_{i+j-1/2}^k \Delta G_{\text{в}} + \Delta G_{\text{вп}}. \end{aligned} \right\} \quad (414)$$

Тогда массовые концентрации продуктов сгорания C^0 и воздуха C^k

$$\left. \begin{aligned} C_{i+j}^0 &= G_{i+j}^0 / (G_{i+j}^0 + G_{i+j}^k); \\ C_{i+j}^k &= 1 - C_{i+j}^0. \end{aligned} \right\} \quad (415)$$

При расчете по формулам (414) и (415) необходимо учитывать особенности газообмена в различные его периоды. Так, в период свободного выпуска концентрации C^0 и C^k не изменяются, а $\Delta G_{\text{вп}} = 0$; после закрытия выпускных органов газораспределения $\Delta G_{\text{в}} = 0$, $C^0 = \text{const}$.

Алгоритм для расчета газообмена сложнее, чем, например, для расчета расширения. Поэтому целесообразно составлять блок-схему сначала укрупненную, а затем более подробную.

Из уравнения (413) следует, что температуру T_{i+1} нужно вычислять в два этапа. Второе слагаемое правой части уравнения вычисляются по одному и тому же алгоритму. При этом фрагмент схемы для определения температуры T_{i+1} можно представить так, как показано на рис. 218. Вычисление большинства величин не вызывает затруднений. Однако вычисление расходов ΔG , количества газов G , концентраций C , а также произведений $c_p T$ логически сложнее, так как следует учитывать характер и возможные направления течения газа и соответствующие периоды процесса газообмена.

Анализ формулы (148) для определения ΔG показывает, что при расчете необходимо иметь под корнем положительное выражение, т. е. отношение давлений \bar{p} должно быть меньше единицы. Если $\bar{p} > 1$, то это означает, что направление течения газа обратное (заброс), и в расчетную формулу следует подставить величину, обратную \bar{p} , а величине ΔG присвоить отрицательный знак. Кроме того, при сверхкритическом перепаде давлений в цилиндре и выпускном трубопроводе необходимо заменить величину отношения давлений.

В соответствии с изменением направлений течений меняются значения параметров газа, по которым вычисляются как расходы, так и энтальпию. Следовательно, отношение \bar{p} является критерием изменения алгоритма расчета величин ΔG и i . Фазы газораспределения определяют периоды газообмена, в соответствии с которыми изменяется алгоритм вычисления количества газа и его концентраций.

С учетом перечисленных выше факторов составлена схема для расчета газообмена, показанная на рис. 219. В ней реализована гипотеза мгновенного перемешивания. При этом структура схемы обеспечивает минимальную переадресацию при расчете течений газа без забросов. Алгоритм вычисления расхода ΔG выделен в подпрограмму «течение» (TE4), в которой с помощью параметра $s = \pm 1$ изменяется знак ΔG . Равенство $(\mu f)_i = (\mu f)_{\text{в, вп}}$ означает, что проходные сечения органов газораспределения определяются или выборкой из таблицы экспериментальных данных или по какой-либо зависимо-

сти. Для вычисления теплоемкости c_p необходимо расширить возможности подпрограммы TEPL, схема которой приведена на рис. 217.

Более сложный алгоритм получается для расчета газообмена в двухтактных двигателях, что связано с значительной продолжительностью периода продувки-наполнения. При расчете этого периода используют различные гипотезы: послонного вытеснения, комбинации чистого вытеснения и полного перемешивания и др. Однако их применяют в основном для проточных схем газообмена.

Рассмотрим для примера один из возможных алгоритмов расчета по гипотезе чистого вытеснения. Предположим, что в цилиндре находится некоторое количество продувочного воздуха и отработавших газов, разделенных контактной поверхностью. В этом случае и воздух и отработавшие газы имеют одинаковые давление и скорость, но различную температуру. Согласно уравнению (99) для этих газов

$$\left. \begin{aligned} dQ^k + i_k^* dG_{вп} - dL_{пр}^k &= dU^k + p dV^k; \\ dQ^0 - i_b^* dG_b + dL_{пр}^0 &= dU^0 + p dV^0, \end{aligned} \right\} \quad (416)$$

$dL_{пр}$ — работа проталкивания на контактной поверхности, $dL_{пр}^k = dL_{пр}^0$.

Сложив выражения (416), получим

$$dQ^k + dQ^0 + i_k^* dG_{вп} - i_b^* dG_b = dU^k + dU^0 + p(dV^k + dV^0). \quad (417)$$

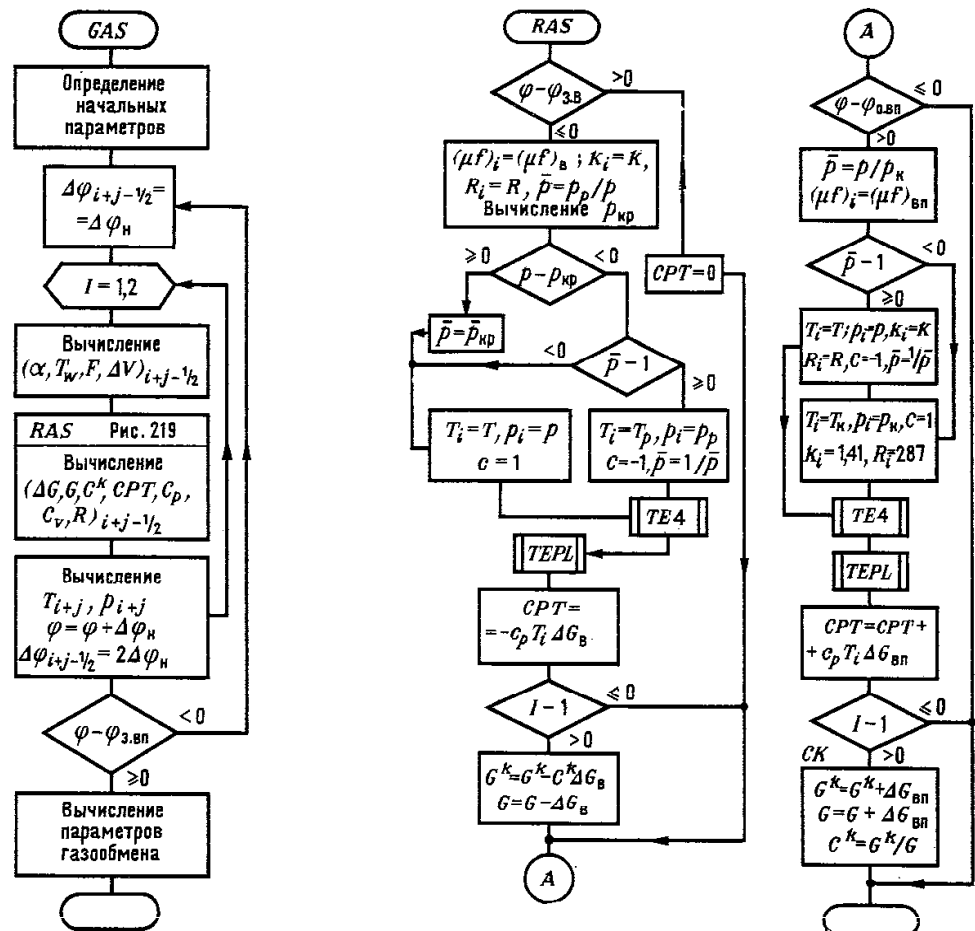


Рис. 218. Схема расчета газообмена по дифференциальному уравнению

Рис. 219. Схема расчета расходов газа через органы газораспределения

Для упрощения алгоритма можно пренебречь изменением температуры свежего воздуха вследствие теплообмена и принять ее равной температуре T_k . Тогда $dU^k=0$ и уравнение (417) с учетом того, что $dV=dV^k+dV^0$ запишется так:

$$dQ^k + dQ^0 + i_k^* dG_{вп} - i_b^* dG_b = dU^0 + p dV. \quad (418)$$

Сделав преобразования в уравнении (418) аналогично преобразованиям в уравнении (412), получим выражение для температуры отработавших газов:

$$T_{i+j}^0 = T_i^0 + \left\{ \frac{1}{G^0 c_v} \left[\frac{\alpha \Delta \varphi}{6n} [(T_w - T^k) F^k + (T_w - T^0) F^0] + c_p T_k^* \Delta G_{вп} - c_p T^0 \Delta G_b - p \Delta V \right] \right\}_{i+j-1/2}. \quad (419)$$

Теплопередающие поверхности F^k и F^0 определяют как поверхности цилиндрических объемов газов, которые находят из уравнений состояний.

Для вычисления давления используем следующее выражение:

$$[pV^0/(RT^0)]_{i+j} - [pV^0/(RT^0)]_i = (\Delta G_b)_{i+j-1/2}.$$

Решив его относительно давления p_{i+j} , получим

$$p_{i+j} = (T^0/V^0)_{i+j} \{ (pV^0/T^0)_i + (R \Delta G_b)_{i+j-1/2} \}.$$

Описанные выше алгоритмы позволяют рассчитать процесс газообмена в двухтактном двигателе в предположении, что в начале справедлива гипотеза чистого вытеснения, затем — полного перемешивания. Для определения температуры смеси свежего воздуха и продуктов сгорания после окончания периода чистого вытеснения воспользуемся уравнением равенства энергий

$$c_v^k T^k G^k + c_v^0 T^0 G^0 = c_{vсм} T G. \quad (420)$$

Сравнение алгоритмов расчета рабочих процессов четырехтактных и двухтактных двигателей показывает, что основное отличие заключается в расчете процесса газообмена. Рассмотрим расширение алгоритма, схема которого представлена на рис. 219, для расчета процесса газообмена с учетом периода чистого вытеснения. Сопоставление уравнений (413) и (419) показывает, что если вместо параметров T_i , G , R , V , относящихся к смеси воздуха и отработавших газов, использовать параметры T_i , G , R , V , относящиеся только к отработавшим газам, то алгоритм вычисления температуры T_{i+j}^0 и давления p_{i+j} не изменится.

Изменения, которые нужно ввести, относятся к алгоритму определения площади теплопередающей поверхности, объема и состава газов, состава и температуры смеси свежего воздуха и отработавших газов в конце периода чистого вытеснения. Для этого необходимо в символ СК схемы RAS (см. рис. 219) ввести отличительный признак периода вытеснения, по которому происходит вычисление параметров отработавшего газа. Значение концентрации C^k воздуха не меняется. Алгоритм для рас-

чета заброса во впускной трубопровод свежего воздуха, поступившего в цилиндр ранее, можно не менять, так как заброс во впускной трубопровод характерен для начала открытия и конца закрытия впускных органов газораспределения.

Для вычисления температуры в конце периода чистого вытеснения уравнение (420) преобразуют к виду

$$T = D / (C_{всм} + A), \quad A = 0$$

и решают, используя подпрограмму SGOR. Для этого же момента времени вычисляют начальную концентрацию C^k воздуха в предположении полного его перемешивания с отработавшими газами.

Рассмотренные выше основные алгоритмы позволяют составить более подробную схему всей программы расчета рабочего цикла. Эту схему легко модифицировать для расчета процессов сжатия, сгорания и расширения по дифференциальному уравнению. Индикаторную работу, по которой определяют индикаторные показатели, можно вычислить с помощью стандартной программы интегрирования. Так как в этих программах выбор шага интегрирования определяется методом интегрирования и точностью вычислений, а в принятом алгоритме давления вычисляют через равные углы поворота коленчатого вала, то в алгоритм следует ввести интерполяцию давления в зависимости от объема цилиндра. Целесообразнее использовать результаты вычислений работы газа при решении дифференциального уравнения относительно температуры T_{i+j} , что будет соответствовать методу интегрирования по формуле прямоугольника, или вычислять работу на каждом расчетном шаге по формуле трапеций. Для этого достаточно ввести соответствующее суммирование при выполнении расчетного шага интегрирования дифференциального уравнения.

Примеры расчета

Определим индикаторные показатели и показатели газообмена при постоянных параметрах воздуха p_k, T_k перед впускными органами газораспределения и выпускных газов p_r, T_r за выпускными органами четырехтактного и двухтактного с противоположно движущимися поршнями (ПДП) двигателей.

Программы расчета составлены с использованием рассмотренных выше алгоритмов и общей схемы, показанной на рис. 214. Алгоритмы расчета процессов сжатия, сгорания и расширения для этих двигателей различны: в первой использованы дифференциальные уравнения, во второй — трансцендентные. Газообмен в четырехтактном двигателе рассчитан с использованием гипотезы полного перемешивания, в двухтактном — гипотезы чистого вытеснения до положения поршня, управляющего выпуском, соответствующего 10° угла поворота коленчатого вала после н.м.т., а затем гипотезы полного перемешивания.

17. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Двигатель	$S, м$	$D, м$	$V_n, м^3$	$V_c, м^3$	λ_M	$\alpha_{в.0}^\circ$	$\alpha_{в.3}^\circ$	$\alpha_{вп.0}^\circ$	$\alpha_{вп.3}^\circ$	$V'_c, м^3$	$\Delta\varphi, ^\circ$
Четырехтактный Двухтактный с ПДП	0,26 0,3×2	0,26 0,23	0,0138 0,02493	0,0011 0,00166	0,224 0,1875* 0,2420	300 116	580 244	500 127	734 234	— 0,00164	— 9

Продолжение табл. 17

Двигатель	$p_K, МПа$	$T_K, К$	$p_r, МПа$	$T_r, К$	$n, об/мин$	$g_{T.ц}, кг$	m, ξ_z^{**}	φ_z, ξ_b^{**}	$\rho_{вп}, \lambda^{**}$	$T_r, К$	$T_{ц}, К$	$T_{п}, К$
Четырехтактный Двухтактный с ПДП	0,304 0,26	370 350	0,256 0,203	806 830	1000 900	0,001 0,00126	0,3 0,75	80 0,85	26 1,36	490 240	407 500	540 500

*В числителе дано значение для кривошипно-шатунного механизма и поршня, управляющего выпуском, в знаменателе — впуском.

** Параметры $m, \varphi_z, \rho_{вп}$ относятся к четырехтактным двигателям: ξ_z, ξ_b, λ — к двухтактным.

18. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Двигатель	$p_a, МПа$	$T_a, К$	$p_c, МПа$	$T_c, К$	$p_z, МПа$	$T_z, К$	$p_b, МПа$
Четырехтактный Двухтактный с ПДП	0,294 0,251	390 385	10 8,39	1003 982	13,6 11,45	1950 1942	0,79 0,747

Двигатель	$T_b, К$	$p_i, МПа$	$g_i, г/(кВт.ч)$	η_i	α	η_V	φ	$\tau_r, \%$
Четырехтактный Двухтактный с ПДП	1030 1020	1,77 1,245	186 172	0,455 0,470	2,1 2,0	0,98 0,69	1,05 1,31	1,8 8,8

Большая часть исходных данных и результаты расчета сведены в табл. 17, 18. Фазы газораспределения двухтактного двигателя соответствуют углам поворота кривошипа коленчатого вала, связанного с поршнем, управляющим выпуском. При вычислении текущего рабочего объема двухтактного двигателя использован условный объем V'_c камеры сгорания, равный объему между поршнями, если бы оба поршня одновременно находились в положении в.м.т. Смещение кривошипов верхнего и нижнего коленчатых валов характеризуется величиной $\Delta\varphi$.

Проходные сечения органов газораспределения четырехтактного двигателя определим по экспериментальным значениям μ_f , приведенным ниже:

Впускные клапаны . . .	0 1,5	4,6	9,5	16,4	24,6	33,4
Выпускные » . . .	0 1,26	3,67	7,57	13,07	19,6	26,6
Впускные клапаны . . .	40,4	44,7	47,0	48,6	49,3	49,5
Выпускные » . . .	32,3	35,6	37,5	38,7	39,4	39,5

Значения сечений μf соответствуют подъемам клапанов через 8° угла поворота коленчатого вала от начала открытия до его максимального подъема.

Проходные сечения органов газораспределения двухтактного двигателя с противоположно движущимися поршнями $\mu f = \mu b h$, где b — суммарная ширина окон; h — часть высоты окна, открытой поршнем; μ — коэффициент расхода, $\mu = 0,7$ для впускных окон, $\mu = 0,6$ для выпускных.

§ 4. Примеры расчетов действительного цикла

Расчет цикла четырехтактного карбюраторного двигателя малолитражного легкового автомобиля

Исходные данные: $N_e = 62$ кВт, $n = 5800$ об/мин, $i = 4$, топливо — автомобильный бензин АИ-93; $\varepsilon = 8,5$; $\eta_m = 0,75$. Давление и температура окружающей среды $p_0 = 0,1013$ МПа, $T_0 = 293$ К. Для снижения концентрации окислов азота на номинальном режиме принимаем коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,85$ (см. рис. 72).

Параметры и состав рабочего тела в начале сжатия. В термодинамическом расчете цикла определяют параметры рабочего тела в начале и конце процессов, работу (среднее индикаторное давление) цикла и количество теплоты, подведенной к рабочему телу. В расчетной схеме цикла карбюраторного двигателя по методу Гриневецкого—Мазинга четыре процесса: адиабатный ac (см. рис. 80), изохорные cz и ba и политропный zb .

Собственно процессы газообмена не рассчитывают, так как их заменяют изохорой ba при соответствующем отводе теплоты. Параметры рабочего тела в конце процесса выпуска (в в. м. т.): давление p_r и температуру T_r , а также давление p_a в начале процесса сжатия определяют по эмпирическим соотношениям. Принимаем давление в начале сжатия $p_a = 0,9$ $p_0 = 0,0912$ МПа. Температуру T_a в начале сжатия определяют по формуле (107) как температуру смеси свежего заряда $M_{1ц}$ и остаточных газов M_r , количество которых характеризуют коэффициенты наполнения η_v и остаточных газов γ .

Стехиометрическое количество воздуха в смеси на 1 кг топлива (бензина) среднего состава ($C = 0,855$ кг; $H = 0,145$ кг в 1 кг) [по формуле (34)]:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 0,5119 \text{ кмоль.}$$

Количество свежей смеси на 1 кг топлива (его молярная масса $m_T = 115$ кг/кмоль) [по уравнению (40)]:

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T = 0,4438 \text{ кмоль.}$$

Коэффициент наполнения η_v определяем по формуле (137). Принимаем, по опытным данным, что подогрев свежего заряда от стенок $\Delta T = 10$ К, коэффициент дозарядки $\zeta_{с.з} = 1$ и коэффициент $\zeta = 1$; давление остаточных газов $p_r = 1,1$ $p_0 = 0,1114$ МПа. Тогда

$$\eta_v = \zeta_{с.з} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \left(1 - \frac{\zeta p_r}{\varepsilon p_a} \right) = 0,8445.$$

Коэффициент остаточных газов [согласно выражению (141)]:

$$\gamma = \zeta_{0ч} \frac{T_0 + \Delta T}{\zeta_{с.з} T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - \zeta \zeta_{0ч} p_r} = 0,05654.$$

Температуру остаточных газов определяем по опытным данным, $T_r = 900$ К; коэффициент очистки для двигателей без наддува $\zeta_{оч} = 1$.

Температура рабочей смеси газов в цилиндре в начале сжатия [по формуле (107)]

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \zeta_{с.з} \zeta \gamma T_r}{1 + \gamma} = 334,9 \text{ К.}$$

Процесс сжатия. Принимаем, по опытным данным, показатель адиабаты сжатия $k_1 = 1,36$. Давление газов в цилиндре в конце процесса сжатия [по уравнению (189)] $p_c = p_a \varepsilon^{k_1} = 1,6750$ МПа. Температура в конце процесса сжатия [по формуле (190)] $T_c = T_a \varepsilon^{k_1 - 1} = 723,6$ К.

Процесс сгорания. Температуру газов в конце процесса сгорания находим из уравнения сгорания (215) для бензиновых двигателей

$$\frac{\xi_z \chi H_u}{M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u_{с.с.з} + \gamma u_{п.с.}}{1 + \gamma} = \mu u_{п.с.}$$

Количество продуктов сгорания на 1 кг топлива при $\alpha < 1$ [согласно выражению (73)]

$$M_2 = C/12 + H/2 + 0,79\alpha L_0 = 0,4875 \text{ кмоль.}$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси [по формуле (50)]

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 1,0985.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси газов $\mu = (\mu_0 + \gamma)/(1 + \gamma) = 1,0932$.

Коэффициент выделения теплоты при сгорании богатой смеси ($\alpha < 1$) [согласно выражениям (204) и (82)]

$$\chi = 1 - 57780(1 - \alpha)/H_u = 0,8028.$$

Низшая удельная теплота сгорания бензина среднего состава $H_u = 43961$ кДж/кг. Принимаем, по опытным данным, коэффициент использования теплоты при сгорании $\xi_z = 0,85$.

Молярная внутренняя энергия идеальных газов и их смесей $u = C_v t$, тогда для свежего заряда при температуре t_c получаем $u_{с.с.з} = C_{v.с.з}(T_c - 273)$. Среднюю молярную теплоемкость свежего заряда, принимая ее равной теплоемкости воздуха, определяем по табл. 3 (при температуре $t_c = 450,6^\circ \text{C}$), применяя линейную интерполяцию в интервале температур $400 - 500^\circ \text{C}$:

$$(C_v)_0^{t_c} = (C_v)_0^{t=400^\circ \text{C}} + [(C_v)_0^{t=500^\circ \text{C}} - (C_v)_0^{t=400^\circ \text{C}}](t_c - 400)/100 = 21,629 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Молярная внутренняя энергия свежего заряда при температуре t_c

$$u_{с.с.з} = (C_{v.с.з})_0^{t_c} t_c = 9746 \text{ кДж/кмоль.}$$

Теплоемкость продуктов сгорания определяем по формуле (85) $C_{v.п.с} = \sum r_k C_{v.k}$ как теплоемкость смеси идеальных газов.

Состав продуктов сгорания (при $\alpha < 1$) находим по уравнениям (72) и (73). Для бензина принятого среднего состава при $\alpha = 0,85$ объемные доли окиси углерода $r_{CO} = M_{CO}/M_2 = 0,0441$; углекислого газа $r_{CO_2} = 0,1020$; водорода $r_{H_2} = 0,0220$; паров воды $r_{H_2O} = 0,1268$; азота $r_{N_2} = 0,7051$. Сумма объемных долей компонентов смеси $\sum r_k = 1,0000$ (для контроля точности вычислений).

Среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания при температуре $t_c = 450,6^\circ \text{C}$ вычисляем по уравнению (85), определяя теплоемкости компонентов по табл. 3 линейной интерполяцией:

$$(C_{v.п.с})_0^{t_c} = r_{CO}(C_{vCO})_0^{t_c} + r_{CO_2}(C_{vCO_2})_0^{t_c} + r_{H_2}(C_{vH_2})_0^{t_c} + r_{H_2O}(C_{vH_2O})_0^{t_c} + r_{N_2}(C_{vN_2})_0^{t_c} = 23,508 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Молярная внутренняя энергия продуктов сгорания при температуре t_c

$$u_{c.p.c.} = (C_{v.p.c.})_0^t t_c = 10593 \text{ кДж/кмоль.}$$

Температуру газов t_z в цилиндре в конце сгорания вычисляем методом итераций с точностью $2 \cdot 10^{-3}$. Представим уравнение сгорания (215) в форме (407):

$$t_z = D / (C_{v.p.c.})_0^t z,$$

где

$$D = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\xi_z \chi H_u}{M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u_{c.c.з} + \gamma u_{c.p.c.}}{1 + \gamma} \right) = 67478 \text{ кДж/кмоль.}$$

Задаем нулевое приближение температуры $t_{z0} = 2500^\circ \text{C}$. Вычисляем молярную теплоемкость продуктов сгорания при температуре $t_z = 2500^\circ \text{C}$:

$$(C_{v.p.c.})_0^{t_{z0} = 2500^\circ \text{C}} = 29,305 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}.$$

Первое приближение температуры (в $^\circ \text{C}$)

$$t_{z1} = D / (C_{v.p.c.})_0^{t_{z0} = 2500^\circ \text{C}} = 2302,6^\circ \text{C};$$

второе

$$t_{z2} = D / (C_{v.p.c.})_0^{t_{z1}} = 2328,3^\circ \text{C};$$

третье

$$t_{z3} = D / (C_{v.p.c.})_0^{t_{z2}} = 2324,8^\circ \text{C}; T_z = 2597,8 \text{ K.}$$

Проверяем точность вычисления t_z : $|t_{z3} - t_{z2}| / t_{z3} < 2 \cdot 10^{-3}$. Давление газов в цилиндре в конце сгорания

$$p_{zp} = \mu p_c T_z / T_c = 6,5735 \text{ МПа,}$$

с учетом поправки $p_z = 0,85 p_{zp} = 5,5875 \text{ МПа}$.

Степень повышения давления в цилиндре определяют в соответствии с расчетной схемой цикла, по расчетному значению p_{zp} :

$$\lambda = p_{zp} / p_c = 3,9245.$$

Процесс расширения. Принимаем, по опытным данным, показатель политропы расширения $n_2 = 1,24$. Давление газов в конце расширения [по формуле (322)]

$$p_b = \frac{p_{zp}}{\epsilon^{n_2}} = 0,4627 \text{ МПа.}$$

Температура газов в конце расширения [по формуле (222)]

$$T_b = T_z / \epsilon^{n_2 - 1} = 1554,4 \text{ K.}$$

Индикаторные показатели цикла и двигателя. Среднее индикаторное давление

$$p_{ip} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{k_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{k_1 - 1}} \right) \right] = 1,134 \text{ МПа.}$$

С учетом поправки $p_i = 0,95 p_{ip} = 1,077 \text{ МПа}$. Индикаторный КПД цикла двигателя.

$$\eta_i = R_\mu p_i \alpha L_0 T_0 / (H_u \eta_v p_0) = 0,3035.$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 0,2698 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Эффективные показатели двигателя. Среднее эффективное давление $p_e = p_i \eta_m = 0,8077$ МПа.

Эффективный КПД $\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,228$.

Удельный эффективный расход топлива [по формуле (290)]

$$g_e = 3600 / (H_u \eta_e) = 0,3598 \text{ кг / (кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Диаметр цилиндра и ход поршня. Рабочий объем цилиндра определяем по уравнению (279). Так как параметры $N_{e \text{ ном}}$, n и число цилиндров i заданы, а число тактов двигателя $\tau = 4$, то

$$V_h = 120 N_{e \text{ ном}} / (p_e n i) = 0,3970 \text{ л}.$$

Диаметр цилиндра определяем, принимая для данного типа двигателя $S/D = 0,90$:

$$D = \sqrt[3]{V_h / (0,785 S / D)} = 0,826 \text{ дм}.$$

Ход поршня $S = 0,90 D = 0,743$. Округляем полученные путем расчета размеры до значений, соответствующих нормальному ряду, и принимаем: $D = 82$ мм, $S = 75$ мм.

Если при расчете не представляется возможным по опытным данным оценить механический КПД с достаточной точностью, его определяют, используя эмпирическую формулу среднего давления механических потерь $p_m = A + B C_m$ (коэффициенты A и B даны в табл. 11).

Средняя скорость поршня

$$C_m = S n / 30 = 14,5 \text{ м/с}.$$

Механический КПД двигателя по формуле (283) $\eta_m = 1 - p_m / p_i = 0,78$. Для рассматриваемого двигателя величина механического КПД, определенная по формуле (285), выше опытной на 4%.

Конструкторские задачи могут быть сформулированы и по другому, например: определить число цилиндров двигателя, если в техническом задании в перечень исходных данных включены мощность $N_{e \text{ ном}}$, частота $n_{\text{ном}}$, диаметр цилиндра D и ход поршня S , или определить частоту вращения коленчатого вала, $n_{\text{ном}}$, если заданы величины $N_{e \text{ ном}}$ и $i V_h$.

Расчет цикла четырехтактного тепловозного двигателя типа ЧН 26/26

Задано: $N_e = 4400$ кВт; $n = 1100$ об/мин. Двигатель с неразделенной камерой сгорания, наддув двигателя — по схеме с газовой связью; в системе наддува с турбиной постоянного давления один турбокомпрессор, состоящий из центробежного компрессора и осевой турбины. Воздух после компрессора охлаждается в охладителе водовоздушного типа.

Число цилиндров. Предварительно выбираем среднее эффективное давление. У лучших образцов четырехтактных двигателей магистральных тепловозов $p_e = 1,6 \div 2,0$ МПа. Принимаем $p_e = 1,8$ МПа, по формуле (279) число цилиндров $i = 30 N_e \tau / (p_e V_h n) = 19,32 \approx 20$.

Рабочий объем цилиндра $V_h = \pi D^2 S / 4 = 13,8$ л.

Уточняем величину p_e [по уравнению (280)] для $i = 20$:

$$p_e = 30 N_e \tau / (i V_h n) = 1,74 \text{ МПа}.$$

Исходные данные: $p_0 = 0,1013$ МПа, $T_0 = 293$ К; $\varepsilon = 13,0$; $\alpha = 2,0$; $\varphi = 1,05$, максимальное давление газов в цилиндре $p_{z \text{ max}} = 13,5$ МПа.

Параметры воздуха на выходе из компрессора и расход воздуха при номинальном режиме двигателя. Режим работы компрессора характеризуют степень повышения давления в компрессоре π_k^* и массовый расход воздуха G_k , необходимые для выполнения газодинамического расчета компрессора, определения основных размеров и профилирования проточной части. Давление p_k и температуру T_k воздуха во впускном трубопроводе после охладителя необходимо знать при расчете параметров рабочего тела в начале сжатия в цилиндре p_a и T_a и показателей газообмена и, следовательно, при расчете процесса сжатия. Степень повышения давления в компрессоре

π_k и температуру T_k' в выходном сечении компрессора, давление p_k и температуру T_k определяем, решая систему

$$\left. \begin{aligned} p_k' &= R \mu M_1 p_e T_k / (H_u \eta_V \eta_i \eta_M), \\ \pi_k &= p_k' / p_1; \\ T_k'^* &= T_0^* [1 + (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1) / \gamma_{k,a,d}]; \\ T_k &= T_k' - \sigma_{ох} (T_k' - T_{o,a1}); \\ p_k' &= p_k + \Delta p_{ох}. \end{aligned} \right\}$$

Низшая удельная теплота сгорания дизельного топлива среднего состава $H_u = 42496$ кДж/кг. Принимаем по опытным данным средний показатель адиабаты воздуха в интервале температуры $0-200^\circ\text{C}$ $k = 1,4$; адиабатный КПД компрессора $\eta_{k,a,d} = 0,75$; степень отдачи теплоты в охладителе $\sigma_{ох} = 0,7$, температуру охлаждающего агента (воды) на входе в охладитель $t_{o,a1} = 45^\circ\text{C}$, $p_1 = p_0 - \Delta p_{вх} = 0,1000$ МПа $p_{н.х}/p_1 = 0,01$; $q_w = 0,14$; $\eta_{TK} = 0,55$. По опытным данным задаемся в нулевом приближении величинами: $\eta_{V0} = 0,95$; $\eta_{i0} = 0,42$; $\eta_{M0} = 0,92$; $T_{K0} = 390$ К; $c_{p,c.30} = 1,026$ кДж/(кг·К); $c_{p,v,r} = 1,095$ кДж/(кг·К).

Количество свежего заряда [по формуле (42)] $M_1 = \alpha L_0$. Стехиометрическое количество воздуха в горючей смеси при сгорании 1 кг топлива [по уравнению (34)] для дизельного топлива среднего состава ($C = 0,87$ кг; $H = 0,126$ кг; $O = 0,004$ кг в 1 кг топлива) $L_0 = 0,4952$ кмоль. Так как принято $\alpha = 2,0$, то $M_1 = \alpha L_0 = 0,9904$ кмоль.

Решаем систему уравнений (421) методом итераций. Вычисляем приближенные значения корней уравнений: $p_{K1} = 0,358$ МПа; $p_{K1}' = 0,3644$ МПа; $T_{K1}' = 467,4$ К; $T_{K1} = 362,8$ К; $T_{K2} = 359,6$ К; $T_{K3} = 359$ К; $p_{K3} = 0,33$ МПа. Разность температуры $T_{K3} - T_{K2} = 0,6$ К удовлетворяет заданной точности $\varepsilon = \Delta T / T_K = 2 \cdot 10^{-3}$. В противном случае вычисления продолжают.

Далее определяем расход воздуха в компрессоре:

$$G_K = g_e N_e \alpha_c L_0 / 3600 = 8,044 \text{ кг/с},$$

$$\text{где } g_e = 3600 / (H_u \eta_e) = 3600 / (H_u \eta_i \eta_M) = 0,219 \text{ кг/(кВт·ч)};$$

$$l_0 = L_0 m_B = 14,31 \text{ кг};$$

$$\alpha_c = \alpha \varphi = 2,1.$$

Приближенное значение температуры газа на входе в турбину определяем по формуле (нулевое приближение):

$$t_{T0}^* = \frac{1}{c_{p,v,r0} [1 + (1/\alpha_c l_0)]} \left\{ \frac{H_u}{\alpha_c l_0} [1 - \eta_{i0} (1 - p_{н.х}/p_i) - q_w] + \right. \\ \left. + c_{p,c.30} t_{K}^* \right\} = 633,2, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расход газа в турбине

$$G_T = G_K + G_{T'} = G_K + g_e N_e / 3600 = 8,312 \text{ кг/с}.$$

Давление газа на входе в турбину [из уравнения (378)]

$$\frac{1}{\pi_T^*} = p_0 / p_T^* = \left[1 - \frac{1}{\beta \beta_T} (\pi_K^{(k-1)/k} - 1) \right]^{k_1 / (k_1 - 1)} = 0,3868;$$

$$p_T^* = 0,2619 \text{ МПа},$$

$$\text{где } \beta = k_1 (k-1) R_1 / (k (k-1) R) = 1,08;$$

$$\beta_T = G_T T_T^* \eta_{TK} / (G_R / T_0) = 1,7577.$$

Процессы сжатия, сгорания и расширения в цилиндре рассчитываем по методу Гриневецкого—Мазинга. Давление и температура во впускном трубопроводе (найлены решением системы уравнений): $p_K = 0,330$ МПа, $T_K = 359$ К. Принимаем давление в выпускном тру-

бпроводе равным давлению перед турбиной: $p_p = p_r = 0,2619$ МПа; температуру остаточных газов $T_r = 800$ К. Подогрев свежего заряда от стенок цилиндра $\Delta T = 15$ К.

Параметры рабочего тела в начале сжатия в цилиндре и показатели очистки и наполнения. Давление остаточных газов в камере сгорания

$$p_r = p_p / 0,85 = 0,3081 \text{ МПа.}$$

Давление в начале сжатия в цилиндре

$$p_a = 0,95 p_k = 0,3135 \text{ МПа.}$$

Коэффициент наполнения [по формуле (138)] при $\zeta_{с.з} = 1$; $\zeta = 1$; $\zeta_{0ч} = 1 / (e^{\varphi_k} - 1) = 0,602$:

$$\eta_V = \zeta_{с.з} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left(1 - \frac{\zeta_{0ч} \zeta p_r}{\varepsilon p_a} \right) = 0,9429.$$

Коэффициент избытка продувочного воздуха

$$\varphi_k = \eta_V \varphi = 0,98.$$

Коэффициент остаточных газов [по уравнению (141)] при $\zeta_{с.з} = 1$, $\zeta = 1$.

$$\gamma = \zeta_{0ч} \frac{T_k + \Delta T}{\zeta_{с.з} T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - \zeta \zeta_{0ч} p_r} = 0,0223.$$

Температура рабочей смеси газов в цилиндре в начале сжатия [по формуле (107)]

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma T_r) / (1 + \gamma) = 383,3 \text{ К.}$$

Процесс сжатия в цилиндре. Температуру рабочей смеси газов и показатель адиабаты сжатия определяем из системы уравнений (185) и (190), записанных в виде, удобном для вычисления приближенных значений корней уравнений методом итераций:

$$k_1 - 1 = \frac{R_{\mu} (T_c - T_a) (1 + \gamma)}{(u_{с.з} + \gamma u_{п.с}) - (u_{а.с.з} + \gamma u_{а.п.с})}, \quad \left. \begin{array}{l} \\ T_c = T_a e^{k_1 - 1}. \end{array} \right\}$$

Молярная внутренняя энергия $u = C_v t$. Тогда $u_{а.с.з} = C_{v.с.з} t_a$; $u_{а.п.с} = C_{v.п.с} t_a$; $u_{с.з} = C_{v.с.з} t_c$; $u_{п.с} = C_{v.п.с} t_c$.

Среднюю молярную теплоемкость свежего заряда (воздуха) находим по табл. 3 для соответствующей температуры. Теплоемкость продуктов сгорания (при $\alpha > 1$) вычисляем как для бинарной газовой смеси по формуле

$$C_{v.п.с} = r_0 C_{v0} + r_{\alpha} C_{v\alpha} = C_{v0} - r_{\alpha} (C_{v0} - C_{v\alpha}),$$

так как для бинарной газовой смеси $r_0 = 1 - r_{\alpha}$.

Определяем состав рабочей смеси газов в процессе сжатия. Для вычисления теплоемкости смеси представляем ее состоящей из M_0 киломолей продуктов сгорания при $\alpha = 1$ и M_{α} киломолей избыточного воздуха:

$$M_0 = C/12 + H/2 + 0,79L_0 = 0,526 \text{ кмол.}$$

Количество продуктов сгорания при сжигании 1 кг топлива для $\alpha = 2,0$

$$M_2 = M_0 + M_{\alpha} = M_0 + (\alpha - 1) L_0 = 1,021.$$

Объемные доли продуктов сгорания r_0 при $\alpha = 1$ и избыточного воздуха r_{α} :

$$r_0 = M_0 / M_2 = 0,52; \quad r_{\alpha} = (\alpha - 1) L_0 / M_2 = 0,48.$$

Средние молярные теплоемкости продуктов сгорания стехиометрической смеси для дизельного топлива среднего состава даны в табл.

3. Задаем нулевое приближение $k_{10}=1,37$ и вычисляем значения k_1 и T_c по соответствующим уравнениям. Точность вычисления показателя адиабаты k_1 принимаем $2 \cdot 10^{-3}$. Первое приближение: $T_{c1}=990,1$ К, $k_{11}=1,365$. Второе приближение; $T_{c2}=977,5$ К, $k_{12}=1,366$.

Давление рабочей смеси газов в конце сжатия $p_c = p_a \epsilon^{k_1} = 10,42$ МПа.

Процесс сгорания. Находим объем и температуру газов в конце сгорания T_z (в точке z). Принимаем максимальное давление $p_{z \max} = 13,5$ МПа.

Температуру T_z определяем по уравнению (213), записанному для вычисления приближенного значения корня методом итераций:

$$t_z = D / (C_{v \text{ п.с}} + R_\mu),$$

$$D = \frac{1}{\mu} \left[\frac{\xi_z H_u}{M_1 (1 + \gamma)} + \frac{u_{c \text{ с.з}} + \gamma u_{c \text{ п.с}}}{1 + \gamma} + R_\mu \lambda T_c - 273 \mu R_\mu \right] = 53942 \text{ кДж/кмоль};$$

$$(C_{v \text{ п.с}})_0^t z = (C_{v0})_0^t z - r_a (C_{v0} - C_{va})_0^t z = 26,38 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Теплоемкости находят по табл. 3, как и при расчете процесса сжатия. За начало отсчета принята температура 0°C , поэтому температура t_z в $^\circ \text{C}$ (но T_c в К).

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси [по формуле (50)]

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 1,031.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = (\mu_0 + \gamma) / (1 + \gamma) = 1,0303.$$

По опытным данным принимаем $\xi_z = 0,75$. Вычисляем T_z с точностью $2 \cdot 10^{-3}$. Задаем нулевое приближение $t_{z0} = 1600^\circ \text{C}$. Первое, второе и третье приближения соответственно равны: $t_{z1} = 1550^\circ \text{C}$, $t_{z2} = 1556^\circ \text{C}$, $t_{z3} = 1552^\circ \text{C}$.

Степень предварительного расширения. Она характеризует объем цилиндра в конце сгорания (в точке z), так как $V_z = \rho V_c$. Степень предварительного расширения $\rho = \mu T_z / (\lambda T_c) = 1,483$. Степень повышения давления $\lambda = p_z / p_c = 1,2956$.

Процесс расширения. Степень последующего расширения в цилиндре $\delta = \epsilon / \rho = 8,784$. Определяем температуру T_b и давление газов p_b в цилиндре в конце процесса расширения, решая методом итераций систему из уравнений (223) и (222):

$$\left. \begin{aligned} n_2 - 1 &= \frac{R_\mu (T_z - T_b)}{A - u_{b \text{ п.с}}}, \\ T_b &= T_z / \delta^{n_2 - 1}, \end{aligned} \right\}$$

$$\text{где } A = (C_{v \text{ п.с}})_0^T z T_z + (\xi_b - \xi_z) \cdot H_u / [M_1 (\mu_0 + \gamma)]; u_{b \text{ п.с}} = (C_{v \text{ п.с}})_0^T b T_b$$

Средние молярные теплоемкости продуктов сгорания вычисляем по формуле (88), используя табл. 3. Применяем такой же метод решения системы уравнений, как и при расчете процесса сжатия. Задаем нулевое приближение политропы расширения: $n_{20} = 1,22$. По опытным данным принимаем $\xi_b = 0,9$. Точность вычисления принимаем $2 \cdot 10^{-3}$. Получаем $T_{b1} = 1134$ К; $n_{21} = 1,2206$; $T_{b2} = 1132$ К. Давление газов в цилиндре в конце процесса расширения $p_b = p_z / \delta^{n_2} = 0,9979$ МПа.

Индикаторные показатели цикла (двигателя). Среднее индикаторное давление

$$p_{iP} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left\{ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} (1 - T_b / T_z) - [1 / (k_1 - 1)] \times \right.$$

$$\left. \times (1 - T_a / T_c) \right\} = 1,9788 \text{ МПа.}$$

С учетом поправки $p_i = \varphi_p p_{ip} = 0,95 p_{ip} = 1,880$ МПа.
Индикаторный КПД

$$\eta_i = R_\mu M_1 p_i T_k / (H_u \tau_V p_k) = 0,4203.$$

Удельный индикаторный расход топлива $g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 0,2015$ кг/(кВт·ч).

Параметры газа на входе в турбину. Зная результаты расчета цикла двигателя, определим t_T по уравнениям (339) и (343) или по формулам (352) и (354):

$$t_T^* = \frac{1}{c_{p \text{ в.г}} [1 + 1/(\alpha_c l_0)]} \left\{ \frac{H_u}{\alpha_c l_0} [1 - \eta_i (1 - p_{нх}/p_i) - q_w] + \right. \\ \left. + c_{p \text{ с.з}} t_k^* \right\}, \\ c_{p \text{ в.г}} = \frac{(l_0 + 1) c_{p \text{ н.с}} + (\alpha_c - 1) l_0 c_{p \text{ с.з}}}{\alpha_c l_0 + 1}.$$

Приближенно среднее давление насосных ходов $p_{н.х} = p_r - p_a$.

Эту систему из двух уравнений решаем методом итераций, принимая полученное выше нулевое приближение $t_{T0}^* = 633^\circ \text{C}$. Получаем $t_T^* = 627^\circ \text{C}$.

Если разность расчетных значений t_T^* и η_i и принятых в исходных данных t_{T0} и η_{i0} не удовлетворяют заданной точности, расчет повторяют. В расчетах на ЭВМ организуют вычислительный цикл.

Уточненное значение давления p_T^* на входе в турбину определяют, если необходимо, по формуле (378), предварительно вычислив температуру T_T^* .

Эффективные показатели двигателя. Эффективный КПД двигателя $\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,3887$.

Удельный эффективный расход топлива $g_e = 3600 / (H_u \eta_e) = 0,219$ кг/(кВт·ч).

По результатам расчета уточняем расход воздуха в компрессоре и расход газа в турбине: $G_K = 7,880$ кг/с; $G_T = 8,141$ кг/с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

В

- Вихревое отношение 114—115
- Воспламенение топлива 120, 124—125, 147, 151, 174
 - — высокотемпературное одностадийное 121—122
 - — низкотемпературное многостадийное 120—121
 - — период задержки воспламенения 103, 119—122, 126, 128, 130—134, 139—140, 148—149, 157, 171, 173—174, 197, 331, 333, 341—342, 349—350
- Впрыск топлива двухфазный 110, 129
 - — с непрерывно возрастающим давлением 110, 129
 - — ступенчатый 110, 129, 197
 - —, регулирование 129, 133
- Время-сечение 68, 70, 77, 88, 90, 101

Г

- Газообмен, выпуск 48, 50—51
 - , гипотеза полного и мгновенного (равномерного) перемешивания 66, 93, 352, 359, 362
 - , — чистого (послойного) вытеснения 352, 361—362
 - , дозарядка 47, 49, 51—52, 61, 70, 79
 - , дополнительный выпуск 51—52
 - , заброс продуктов сгорания (газов) 48, 51—52, 67, 71
 - , наполнение 47—51, 55, 62, 69, 77—79, 81, 83, 95, 97, 100, 108—109, 114, 149, 170, 262, 268, 290, 333
 - , обратный выброс 49, 70
 - , определение 45
 - , показатель качества, определение 60—66
 - , принудительный выпуск 48—49, 51—52, 70, 85, 92, 100, 292
 - , продувка 47—49, 55, 61—63, 65, 66, 72, 75, 85, 91—94, 198, 225—226, 268—269, 279, 290—292, 301
 - , продувка-наполнение 51—52, 72, 77, 85, 93, 361
 - , расчет термодинамический 52—59
 - , свободный выпуск 47—48, 51—52, 72, 80—81, 85—87, 90—92, 217, 292
 - , схема петлевая 50—52, 73—76, 83, 85, 93, 269, 352
 - , — прямоточная 50—52, 73, 77—79, 269, 294, 352
- Горение, см. Сгорание

Д

- Давление насыщенных паров топлива 109
 - среднее действительного цикла 10—11
 - индикаторное 164—167, 175, 183—184, 242—243, 293, 298, 300, 365, 367
 - — насосных ходов 183—185, 372
 - — механических потерь 183—184, 191, 233, 242
 - — термодинамического цикла 10, 14, 16, 20—21, 25
 - — трения 184
 - — эффективное 183, 187—188, 197, 233—234, 236—237, 243—245, 249—250, 258—260, 262, 279, 293, 301, 334, 368, 371
- Двигатель комбинированный, схемы и принципы работы 176—182
 - —, схемы наддува 204—210
- Детонация, см. Сгорание детонационное
- Диаграмма индикаторная 46—47, 49, 50, 52, 65, 71, 123, 130—135, 137, 159, 164, 196, 221, 286, 292, 294—295, 331, 333, 351
 - Мазинга 35
- площади проходных сечений органов газораспределения 48, 50, 52, 68—70, 85
- энтропийная (sT) 11, 14, 19, 21—24, 26
- Диффузия 122—123, 125, 133—134, 139
 - молекулярная 108—109, 113
 - турбулентная 108, 113

И

- Испарение топлива 109—111, 113, 115—117, 119, 121, 132, 134, 139—140, 143, 145, 162, 171, 192
- Использование энергии выпускных газов, показатели эффективности 213—221

- — — —, работоспособность 210—213, 307
- — — —, —, потери 205, 214—215, 217
- — — —, располагаемая работа, определение 216—221
- — — —, способы 203—204

К

- Камера сгорания неразделенная 113—117, 128, 134—135, 147—149, 368
 - — полуразделенная 116—117
 - — разделенная 115—117, 129, 134, 140, 148, 166, 197
- Концентрационные пределы распространения пламени 40—41, 122, 139, 142—143, 174, 234—235, 287—288
- Коэффициент выделения теплоты 135, 154, 158, 224, 313, 368
 - дозарядки 61, 365
 - избытка воздуха 28—35, 37—41, 43, 62, 108, 113—117, 126, 134, 143, 146, 148, 171, 175, 189—190, 192, 234—236, 240—243, 247, 249, 251, 258—259, 286—287, 303—304, 311, 313, 332
 - — — продувочного 63, 66, 92, 94, 101, 189, 353, 370
 - — — суммарный (средний) 62—64, 133, 142, 161, 172
 - излучения абсолютно черного тела 310
 - использования воздуха 35
 - — — продувочного 62
 - — теплоты 135, 138, 157, 386
 - молекулярного изменения свежей смеси 31—32, 37, 161, 228, 366, 371
 - — — рабочей смеси 153, 366, 371
 - наполнения 60—66, 69—71, 171, 174—175, 189, 192—194, 198, 234, 237—239, 241—242, 249, 252—253, 262—263, 286, 290, 301, 329, 365, 370
 - ослабления луча 311
 - остаточных газов 61, 64—66, 71, 77, 146, 161, 190, 251, 287, 301, 365, 370
 - очистки 65—66, 366
 - полноты индикаторной диаграммы 166
 - — сгорания 136, 154
 - приспособляемости 260—265, 279, 281—282, 285
 - продувки 62—63, 301
 - расхода 67, 69, 85, 92, 100—101, 238
 - скоростной 261—263, 265, 279
 - теплоотдачи 313—320, 357
- КПД адиабатный компрессора 59, 271, 372
 - — — напорный 267—268
 - механический комбинированного двигателя 185—186, 189, 192, 194, 233—234, 242—243, 245—246, 250—251, 286, 292, 307, 329, 334, 368
 - — турбокомпрессора 266—267
 - турбины, зависимость от различных факторов 206—207, 209
 - — внутренний 266
 - цикла (действительного) индикаторный 9—10, 61, 157, 164, 168—171, 175, 183, 186, 189—190, 193, 234—235, 241—242, 245—246, 249, 251—252, 254, 264, 286—287, 301, 323, 331—334, 342, 367, 372
 - — относительный 164, 168
 - — обратимого термический 9—11, 15—22, 23—26, 168, 190, 235
 - эксергетический 214—218
 - эффективный (общий) турбокомпрессора 267—279

М

- Математическое моделирование, алгоритмы 355—363
 - —, достоверность 346—347
 - —, определение 345
 - —, — модели 347
 - —, основные уравнения 348—355
 - —, применение 345—346
 - —, этапы 347
- Механические потери в комбинированном двигателе 166, 168, 182—184, 223, 295
 - — в турбокомпрессоре 266
- Мощность газовая 295

- для привода компрессора 266—267, 270, 277
- комбинированного двигателя индикаторная 164, 167, 182—184, 199—200, 293, 295
- — — литровая 187—188, 190—191, 201
- — — механических потерь 183, 295
- — — номинальная эффективная 187
- — — поршневая 187—188, 191, 201
- — — эффективная 182—184, 187, 199—201, 229, 248, 250, 255—256, 293, 295, 303
- турбины эффективная 266, 277
- удельная, способы форсирования 189—201

О

- Охлаждение воздуха внутреннее 180, 199
- промежуточное, см. также цикл обратимый комбинированного двигателя с промежуточным охлаждением 129, 174, 179—190, 198—199, 244, 250, 276, 306, 368

П

- Перекрытие клапанов 46, 48—49, 70—71, 198
- Показатели двигателя индикаторные, влияние факторов 170—176
- — —, перечень 164
- Показатель адиабаты 86, 104, 151, 155, 300, 366, 369
- политроны сжатия в компрессоре 58
- — и расширения в полости РПД 291—292
- — — — в цилиндре поршневого двигателя 86, 91, 104—107, 150—151, 155—157, 173, 350, 367
- характера сгорания 159
- Продукты сгорания неполного, состав 36—39
- — — полного, состав 29—34, 43
- — —, экспериментальное определение 33—35

Р

- Работа проталкивания 17—18, 53—54
- процессов газообмена (насосных ходов) 50, 53, 55, 59, 118, 164, 166, 223
- цикла действительного (индикаторная) 9, 60, 157, 164, 168
- обратимого 9, 10—11, 22, 24—26, 153, 155
- Рабочее тело 9—14, 15—16, 26—27, 42, 46, 49, 52—53, 72, 104—107, 135—136, 137, 152, 154, 168, 210
- —, изменение объема 30—32, 36—37
- Распыливание топлива 109—113, 115, 117, 145, 175, 246, 301
- —, диаметры капель 112
- —, образование капель 110—112
- —, сепарация капель 111, 114
- —, суммарная кривая распределения объемов капель 112—113
- —, характеристики 113
- Расход теплоты удельный индикаторный 169
- — — эффективный 187
- — — топлива удельный индикаторный 165, 169, 173, 197, 200, 250—251, 367, 372
- — — эффективный 185—186, 200, 201, 246, 249—252, 368, 372
- — часовой 169, 186—187, 247, 251
- Реакция окисления топлива, активные центры 118—119
- — —, тепловой взрыв (объемное горение) 120, 139
- — — холоднотламенная 120—121, 142
- — — цепная 118—120, 141—142
- Регулирование комбинированного двигателя 285—288
- — —, способы 286
- — — СПГГ 297—299
- — — турбокомпрессора 278, 280—285
- Режим работы двигателя, влияния потребителя 229—232
- — — в сходственных условиях 328—331
- — — неустановившийся 321, 323, 325, 327—329, 331—334, 337, 343—344
- — — — нерегулярный, колебательный и циклический 342—344
- — — — переходный 321—322, 331, 344
- — — — прием нагрузки 337—340
- — — — пуск, прогрев и остановка 340—342
- — — — разгон 335—337
- — — — предельный 233
- — — — совместный агрегатов воздухообеспечения 269, 271—273, 281
- — — — — и двигателя 266, 274—275, 283, 285
- — — — — установившийся 230, 259—260, 266, 274, 309, 321—322, 326—330, 333—335, 340, 344
- — — —, устойчивость 259—261, 263

С

- Самовоспламенение, см. Воспламенение топлива
- Сгорание детонационное 20, 22, 102, 108, 124—125, 127—128, 131, 146, 170—171, 174, 180, 192, 292
- диффузионное 140, 311
- , нарушения нормального сгорания 124—126, 131
- неполное 35—38, 40, 133, 136, 142—143, 154, 168, 191, 235, 330
- несовершенное 35, 37—38
- объемное, см. также Реакция окисления топлива 139—140
- полное 28—29, 31, 33—35, 38—39, 43, 60, 116, 133, 154
- совершенное 29, 33
- Система термодинамическая закрытая 53, 349
- — — открытая 53, 56, 221—222, 225
- Скорость нарастания (повышения) давления 128—129, 131, 133—135, 137, 140, 148, 172, 333—334
- подвода (использования) теплоты 138, 152
- поршня средняя 185, 189, 193, 315, 368
- распространения (фронта) пламени 40, 131, 173, 292, 333
- — — — нормальная 122—123, 127—128
- — — — тепловыделения 138—140, 150, 158, 159
- Смесеобразование внешнее 108—109
- внутреннее 108—110
- объемное 113—115
- объемно-пленочное 117
- , определение 108
- пленочное 116—117, 134
- послонное 128, 147—148
- Смесь топлива с воздухом гетерогенная (двухфазная) 108—109, 118
- — — — гомогенная 108, 118, 121, 139, 148
- — — — однородная 108, 121, 174
- — — — трехфазная 108
- Степень охлаждения (промежуточного) воздуха 15—16, 59, 239—240, 276
- парциальности работы турбины 207
- повышения давления в цилиндре 13, 21, 22, 154—155, 184, 196, 241, 357, 367, 371
- — — в цикле 22
- — — последующего расширения 156
- — — предварительного расширения 13, 22, 152, 154, 371
- — — сжатия (повышения давления) в компрессоре 16, 240, 252—253, 266, 268—269, 271, 280—281, 294—295, 368
- — — в полости РПД 291
- — — в цилиндре 13—14, 20—25, 102—104, 110, 115—116, 170—171, 180, 189—192, 195—196, 201, 240—241, 288, 294, 298—300
- — — — действительная 166
- — — — общая 16, 22, 25
- — — — снижения давления 13
- — — — в турбине 266, 269, 283
- — — — уменьшения объема 13
- — — — в охладителе 16
- — — — черноты газа 310—312
- — — — стенки 310
- Стехиометрическое (теоретически необходимое для сгорания топлива) количество воздуха 28—30, 39, 365, 369
- соотношение 28

Т

- Температура самовоспламенения 119, 139
- Тепловой баланс 302—307
- Теплообмен конвекцией 302, 307—309, 313, 317
- излучением (лучеиспусканием) 302, 308—312, 315
- Токсические вещества, классификация 141
- —, образование 141—144
- —, способы уменьшения выброса 145—149

У

- Уравнение Бернулли 67—69
- Гюи — Стодола 211
- закона термодинамики второго 21
- — — первого 10, 17, 53—54, 56, 137, 140, 153, 156—157, 160, 162, 211, 221, 223, 225, 349—350, 352, 355, 357
- — — и второго объединенное 24
- Лагранжа 324
- Ньютона — Рихмана 158, 349
- одномерного нестационарного потока движения 83—84, 96
- — — — неразрывности 83, 97
- — — — стационарного течения газа 66
- — — — энергоизолированного изоэнтропного 67
- расхода массы газа 351
- Розина — Раммлера 113

- сгорания (характеристики тепловыделения) 158, 160—162
- сохранения массы газа 54, 160, 162, 349—350
- теплового баланса 56, 59
- — внешнего 302
- Угол опережения впрыска топлива 116, 128—129, 133, 147—148, 173—174, 195—196, 236, 258
- — зажигания 124, 127, 131—132, 145, 147—148, 173—174, 236, 258, 333

Ф

- Фазы газораспределения (углы открытия, закрытия) 45—46, 50—51, 66, 70—72, 90, 126, 145, 180, 192, 199, 210, 237, 261—263, 279, 290, 350—351
- — несимметричные 50, 78—79
- — регулировка 261—263
- — симметричные 50
- сгорания 130—133
- Факел (струя) топлива 110—113, 114—117, 121, 143—144, 147, 341
- —, строение 111—112
- —, телесный угол 111—112
- Фактор динамичности 126, 129, 133, 197
- Фронт пламени 124—125, 127, 130, 291
- — ламинарный 122
- — турбулентный 123

Х

- Характеристика двигателя винтовая 248—250, 256, 263, 272, 278—279, 302
- — гидравлическая 264—265, 272—273, 278, 281
- — комбинированная (универсальная) 254—256
- — нагрузочная 250—257, 272, 276, 278—279, 293, 302, 322
- — динамическая 323
- — регулировочная 258
- — регуляторная 256—257
- — скоростная 184, 237, 241—246, 260—263, 265, 276, 285, 322
- — — внешняя 232, 236, 238, 241—242, 244—249, 251—252, 257, 261, 278—279, 283, 293, 302, 322, 330, 332, 335
- — — — динамическая 323, 326—327, 330, 338—339

- — — абсолютная 232—234, 236, 242, 244—245, 252
- — — частичная 199, 232, 237—238, 241—246, 248, 257, 261
- — предела дымления 232, 236, 244—245
- — тепловозная 256—257
- использования теплоты (относительная) 135—139, 150, 157
- компрессора 265, 269—272, 274—275, 278, 282
- СПГГ 229—300
- тепловыделения (относительная) 135—140, 157—158, 159, 162, 331, 349
- токсичности 259—260
- топлива химическая 28, 34, 38
- турбины 206—208, 265, 269—271, 274, 280
- — универсальная 270
- турбокомпрессора 269—272, 278

Ц

- Цикл действительный 9—10, 52, 55, 102, 135, 164, 166, 168
- Карно 19, 21
- , необратимость 9—10, 136
- обратный термодинамический 9, 11—12
- — исследование и оптимизация 19—20
- — комбинированного двигателя с импульсной турбиной 14—15, 23—25
- — — — — и со сгоранием при постоянном давлении без охладителя 16—17, 24
- — — — — с постоянным давлением перед турбиной 17—19, 25
- — — — — с промежуточным охлаждением 15—16, 19, 25—26
- — — — — со сгоранием при постоянном объеме 17
- — поршневого двигателя обобщенный 13—14
- — — — — с воспламенением топлива от теплоты сжатия (дизеля) 12—14
- — — — — с принудительным воспламенением (со сгоранием при постоянном объеме) 12—13, 21, 23—24
- с продолженным расширением 14
- сходственный рабочий 331—334, 344
- теплового двигателя 9, 23

ИБ № 2648

Дмитрий Николаевич Вырубов,
Николай Антонович Иващенко,
Владимир Иванович Ивин и др.

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
Теория поршневых и комбинированных двигателей

Редакторы О. Д. Горчакова, Н. Ю. Скачкова
Художественный редактор С. С. Водчиц
Художник-график Г. А. Алексеев
Технический редактор И. Н. Раченкова
Корректоры О. Е. Мишина, Л. В. Асташенок
Макет и оформление художника С. С. Водчица

Сдано в набор 23.04.82. Подписано в печать 15.11.82. Т-16400.
Формат 70×100^{1/16}. Бумага офсетная. Гарнитура литературная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 30,31. Уч.-изд. л. 28,12. Тираж 37 000 экз.
Заказ № 616 Цена 1 р. 70 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение».
107076, Москва, Б-76, Стромьинский пер., д. 4

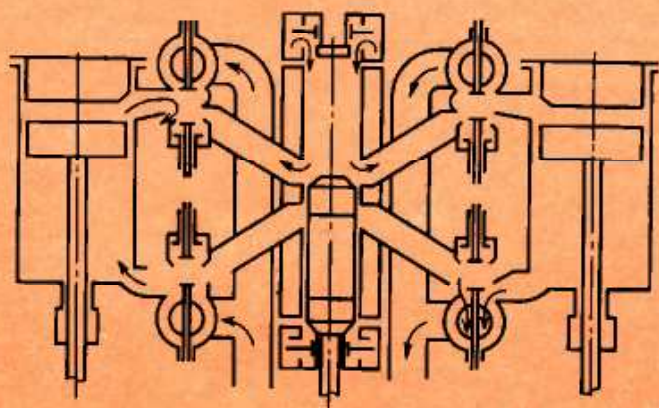
Московская типография № 8 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии
и книжной торговли. Хохловский пер., 7.

Отпечатано с готового набора в Московской типографии № 5 Союз-
полиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам из-
дательств, полиграфии и книжной торговли.
Москва, Мало-Московская, 21.



**ВАСИЛИЙ ИГНАТЬЕВИЧ
ГРИНЕВЕЦКИЙ**
(1871 — 1919 гг.)

Выдающийся русский теплотехник. Исследовал рабочие процессы, происходящие в паровых машинах, котельных агрегатах и двигателях внутреннего сгорания. В труде "Тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания" В. И. Гриневецкий изложил основы теории двигателей и впервые предложил метод теплового расчета, которым широко пользуются и в наши дни. Примером смелого инженерного решения служит предложенная им поршневая машина с двухступенчатым сжатием и расширением — прообраз комбинированного двигателя внутреннего сгорания.



**НИКОЛАЙ РОМАНОВИЧ
БРИЛИНГ**
(1876—1961 гг.)

Член-корреспондент АН СССР, заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук профессор.

Основоположник теории автотракторных двигателей. Известны исследования Н. Р. Брилинга по изучению теплопередачи в двигателях. Под его руководством сконструированы перспективные быстроходные дизели, ряд оригинальных авиационных и автомобильных двигателей. Автор первого учебника по двигателям внутреннего сгорания на русском языке. Обобщив большое число экспериментальных данных, Н. Р. Брилинг предложил формулу для определения коэффициента теплоотдачи.

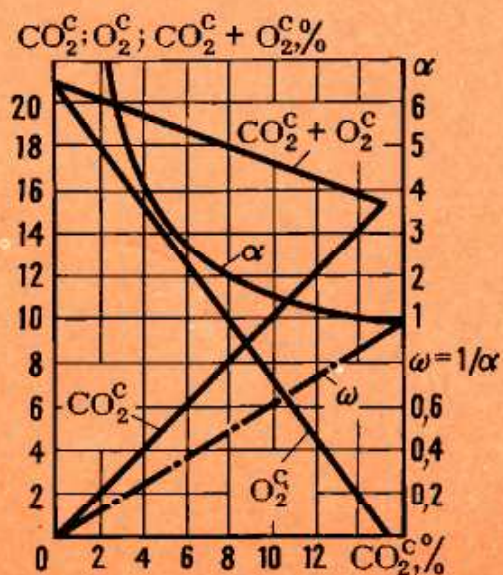
$$\alpha = 0,99 \sqrt[3]{\rho^2 T (1 + 1,45 + 0,185 c_m) + \left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{ст}}{100}\right)^4} + 0,362 \frac{T - T_{ст}}{T - T_{ст}}$$



**ЕВГЕНИЙ КАРЛОВИЧ
МАЗИНГ**
(1880 — 1944 гг.)

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук профессор.

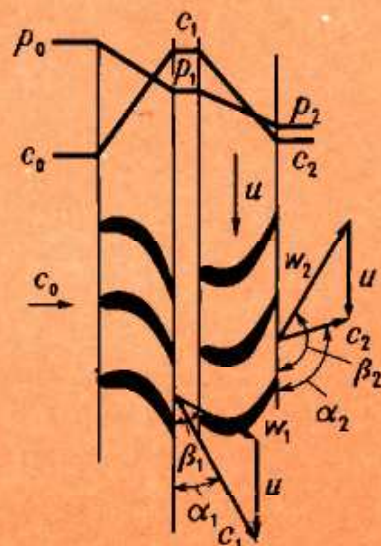
Развивая идеи своего учителя В. И. Гриневецкого, Е. К. Мазинг усовершенствовал методику теплового расчета двигателей, исследовал вопросы генерирования газа и его использования в двигателях. Его труды по вопросам сгорания твердого и жидкого топлива находят применение при проектировании двигателей внутреннего сгорания. Большое значение имеет диаграмма Е. К. Мазинга, позволяющая наглядно представить неполноту сгорания топлива в двигателях.



**БОРИС СЕРГЕЕВИЧ
СТЕЧКИН**
(1891—1969 гг.)

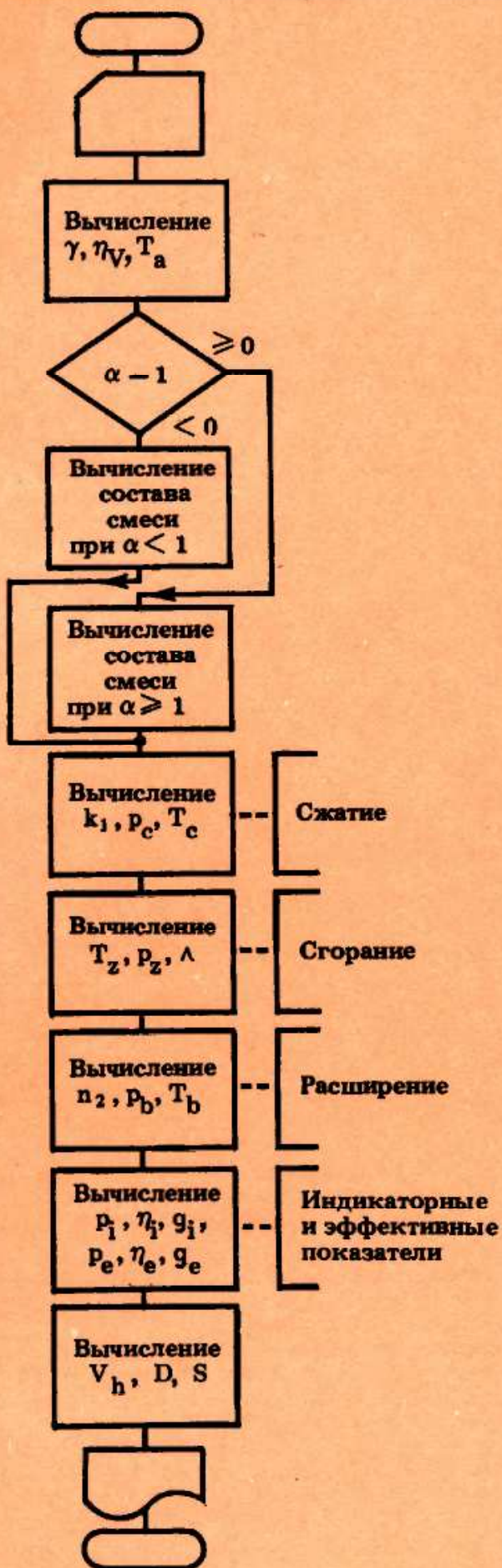
Академик АН СССР, профессор, лауреат Государственной и Ленинской премий СССР, Герой Социалистического труда.

Выдающийся ученый в области гидроаэромеханики и теплотехники, ученик Н. Е. Жуковского. Его труды в области термодинамики и газовой динамики лопаточных машин широко используются в теории и практике поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Б. С. Стечкин внес вклад в исследование индикаторного процесса двигателей, разработал основы теории воздушно-реактивных двигателей.



СХЕМЫ АЛГОРИТМОВ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА

Расчет процессов в цилиндре по методу Гриневецкого — Мазинга



Расчет процессов в цилиндре методом решения дифференциальных уравнений

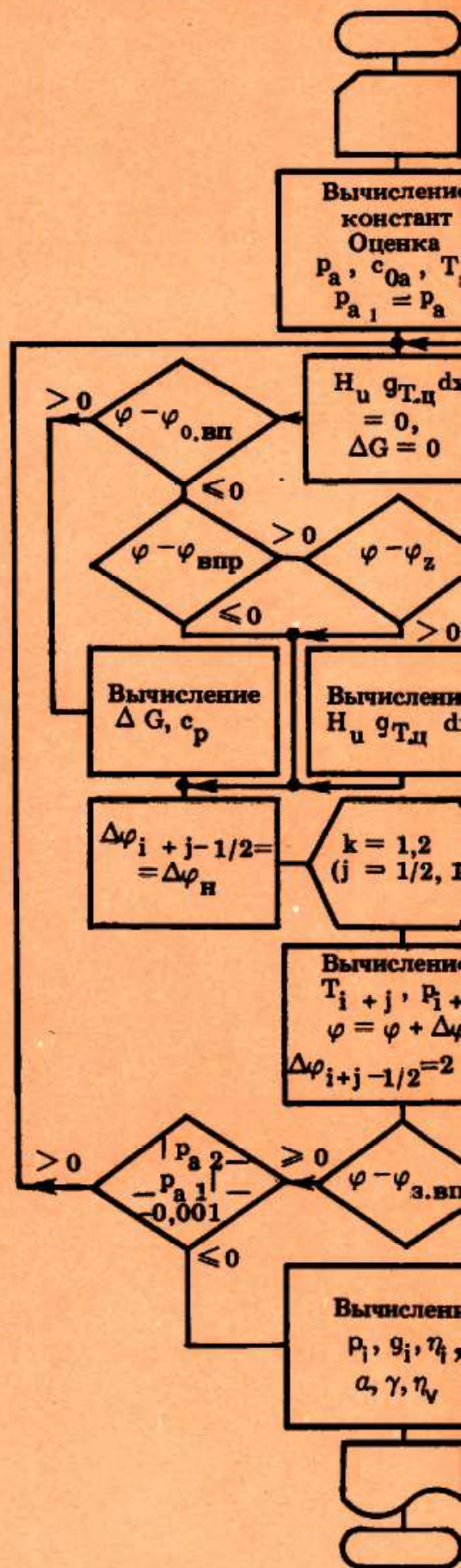


Схема алгоритма расчета действительных процессов комбинированного двигателя

