

нумом Маха. За время τ тело проходит путь $\omega_0\tau$, а возмущение проходит путь ct . Все возмущения, складываясь друг с другом, образуют коническую поверхность, которая и является поверхностью раздела между возмущенной и невозмущенной

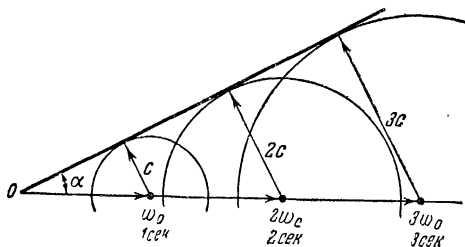


Рис. 274. Конус Маха.

средами, т. е. поверхностью ударной волны. Из рис. 274 ясно, что отношение ct к $\omega_0\tau$ представляет собой синус угла α при вершине конуса: $\sin \alpha = \frac{ct}{\omega_0\tau}$; отсюда и получается соотношение (18).

§ 135. Процессы в двигателях внутреннего сгорания

Двигатели внутреннего сгорания вошли в употребление в последние два десятилетия XIX в. Схема работы *четырёхтактного* двигателя внутреннего сгорания пояснена на рис. 275. Горючая смесь топлива с воздухом засасывается в цилиндр двигателя через карбюратор и в нужный момент воспламеняется электрической искрой или же жидкое топливо через форсунку впрыскивается под большим давлением в рабочий цилиндр в процессе сжатия воздуха и там самовоспламеняется от высокой температуры воздуха (чтобы обеспечить хорошее распыление, впрыскивание топлива производят под давлением в несколько сотен атмосфер).

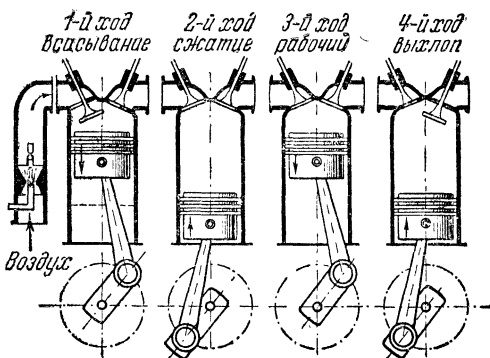


Рис. 275. Схема работы четырёхтактного двигателя.

Наряду с четырёхтактными двигателями с начала XX в. стали применять *двухтактные* двигатели, принцип устройства которых пояснен на рис. 276. В двухтактных двигателях полость, в которой происходит движение кривошипа, устраивается герметичной; эту полость называют кривошипной камерой. Во время рабочего хода поршень, толкаемый расширяющимися продуктами сгорания, часть производимой работы затрачивает на сжатие воздуха в кривошипной камере. В некоторый момент при движении поршня вправо (согласно рис. 276) левый край поршня подходит к имеющемуся в стенке цилиндра отверстию — «выхлопному окну». При дальнейшем движении поршня отработавшие газы вырываются через это выхлопное окно, и давление в цилиндре падает. Несколько позже, при

движении поршня в том же направлении, левый край поршня открывает «продуктовое окно»; сжатый воздух из кривошипной камеры устремляется через продуктивное окно в цилиндр и вытесняет из цилиндра отработавшие продукты сгорания. Освобождение цилиндра от отработавших продуктов сгорания и наполнение его свежим воздухом продолжается до прихода поршня в правую «мертвую» точку и на обратном пути его до момента перекрытия выхлопного окна. После этого происходит сжатие, продолжающееся до прихода поршня в левую «мертвую» точку; сгорает новая порция топлива, и цикл повторяется.

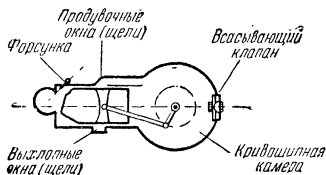


Рис. 276. Схема двухтактного двигателя внутреннего сгорания.

В двигателях внутреннего сгорания рабочее расширение продуктов сгорания происходит столь быстро (при 1500 об/мин в сотую долю секунды), что большой теплоотдачи от раскаленных продуктов сгорания к охлаждаемым стенкам цилиндра и поршню не успевает произойти. Если бы этой теплоотдачи не было совсем, то сжатие и расширение в двигателе происходили бы адиабатно.

Наличие потерь и неравновесность процессов учитывают тем, что считают показатель степени χ в уравнении Пуассона отличающимся от теоретической величины (c_p/c_v) и определяют этот показатель опытным путем. Уравнение $pv^n = \text{const}$ с эмпирическим показателем степени $n \neq \chi$ называют *уравнением политропы*.

При расширении с потерями энергии, вызванными теплоотдачей, политропа круче спадает к оси объемов, чем адиабата, так как уменьшение давления происходит не только вследствие расширения, но и вследствие дополнительного охлаждения газа, вызванного теплоотдачей; поэтому $n_{\text{расш}} > \chi$ и разность $n_{\text{расш}} - \chi$ может служить мерой теплопотерь. Однако в начальной стадии рабочего расширения в двигателях внутреннего сгорания высокая температура газа поддерживает продолжающимся сгоранием топлива. По указанной причине политропа в начальной стадии рабочего расширения оказывается более пологой, чем адиабата (показатель степени для политропы в начальной стадии расширения на 0,1—0,2 меньше, чем показатель степени для адиабаты). В последующей стадии рабочего расширения вследствие охлаждения продуктов сгорания при их соприкосновении со стенками цилиндра и поршнем политропа расширения пересекает адиабату и круче спадает к оси объемов, чем адиабата (в этой стадии показатель степени в уравнении политропы на 0,1—0,2 превышает показатель степени в уравнении адиабаты). В итоге средний показатель степени в уравнении политропы всего процесса расширения в целом оказывается примерно таким же, как показатель степени в уравнении адиабаты при высокой температуре продуктов сгорания (так, для бензиновых двигателей $n_{\text{расш}} \approx 1,24$, причем при температуре порядка 2000° вследствие увеличения теплоемкостей c_p и c_v величина $\chi = c_p/c_v \approx 1,24$; для процессов сжатия в двигателях внутреннего сгорания в среднем $n_{\text{сж}} = 1,33$).

Идеализированный цикл двигателя внутреннего сгорания с *принудительным зажиганием* (четырёхтактного двигателя или же двухтактного — это безразлично) — так называемый цикл Отто — изображен на рис. 277. Процессы в двигателе внутреннего сгорания в действительности не составляют замкнутого цикла, так как продукты сгорания после их выхлопа и охлаждения не являются, конечно, тождественными с исходной рабочей смесью топлива и воздуха. Но можно показать, что для термодинамического вычисления эффективности двигателя указанное обстоятельство не имеет большого значения: коэффициент полезного действия двигателя существенно не изменился бы, если бы рабочим

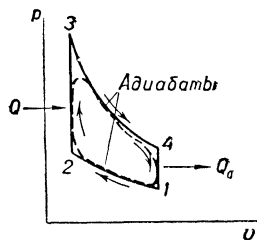


Рис. 277. Цикл Отто.

веществом в двигателе был идеальный газ, внезапно получающий извне теплоту, равную теплоте сгорания топлива, и после рабочего расширения и изохорного охлаждения возвращающийся в исходное состояние.

Для цикла Отто, так же как и для рассматриваемого ниже цикла Дизеля, весьма важной величиной, определяющей эффективность использования теплоты

сгорания, является *степень сжатия* горючей смеси: $\epsilon = \frac{v_1}{v_2}$, где v_1 и v_2 — объемы в начале и в конце сжатия. В двигателях, цикл которых близок к циклу Отто, смесь воздуха с топливом вводится в цилиндр через карбюратор перед сжатием (точка 1) или же в других конструкциях топливо впрыскивается в цилиндр во время сжатия. К концу сжатия (точка 2), когда в цилиндре должна произойти вспышка, введенное в цилиндр топливо благодаря интенсивному перемешиванию его с воздухом и повышению температуры оказывается уже достаточно хорошо подготовленным для быстрого сгорания. Подготовленная так смесь воспламеняется электрической искрой и сгорает настолько быстро, что процесс сгорания протекает при почти неизменном объеме (линия 2—3). Во избежание преждевременного самовоспламенения горючей смеси в двигателях, работающих по циклу Отто, приходится ограничиваться небольшой степенью сжатия ($\epsilon = 4 - 8$). После рабочего расширения продуктов сгорания (линия 3—4) следует выхлоп (линия 4—1). Действительный ход процессов показан на рис. 277 пунктиром.

Вычисление, которое легко может быть выполнено посредством уравнений Клапейрона и Пуассона, показывает, что термодинамический к. п. д. цикла Отто равен:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}, \quad (19)$$

где для идеализированного цикла κ — показатель степени в уравнении адиабаты. Указанной простой формулой, подставляя в нее вместо κ эмпирический показатель степени n , часто пользуются в ориентировочных расчетах для определения так называемого *индикаторного к. п. д.* η_i , который после умножения его на механический к. п. д. двигателя дает *эффективный к. п. д.* (Механический к. п. д. η_e учитывает потери на трение и привод вспомогательных механизмов; эти потери обычно не превышают 10—20%, поэтому при ориентировочной оценке эффективного к. п. д. часто принимают $\eta_e = 0,8\eta_i$.)

Эффективный к. п. д. карбюраторных и газовых двигателей чаще всего составляет 24—28%.

В двигателях, работающих по *циклу Дизеля* (рис. 278), в начале сжатия (линия 1—2) цилиндр наполняется чистым воздухом и топливо *впрыскивается в цилиндр незадолго до конца сжатия* (вблизи точки 2), когда температура воздуха в цилиндре, сжатого до давления 30—34 ат, уже значительно превосходит температуру самовоспламенения рабочей смеси. Жидкое топливо поступает в цилиндр в мелкораспыленном состоянии, *самовоспламеняется и сгорает при почти неизменном давлении* (линия 2—3). Далее следуют рабочее расширение (линия 3—4) и выхлоп (линия 4—1). Большая степень сжатия (от $\epsilon = 12$ до $\epsilon = 20$) обеспечивает двигателям Дизеля высокий коэффициент полезного действия. Эффективный к. п. д. этих двигателей составляет 30—35%. Наиболее высокий к. п. д. (до 38%) имеют так называемые бескомпрессорные дизели, у которых начальная стадия горения рабочей смеси идет почти при неизменном объеме, а последующая стадия горения продолжается при мало изменяющемся давлении.

Основным топливом для двигателей внутреннего сгорания служат продукты перегонки нефти: бензин, лигроин, керосин, газойль и соляровое масло, получаемое выделением мазута из тяжелых остатков нефти. При переработке нефти

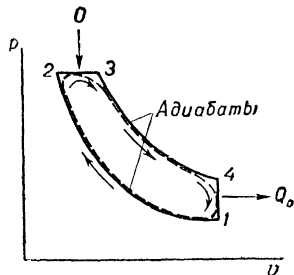


Рис. 278. Цикл Дизеля.

широко применяют *крекинг* нефти — термическое разложение углеводородов нефти на более простые под влиянием нагрева до 500—650° С, часто при давлении в несколько десятков атмосфер; при крекинге получается примерно в два раза больше бензина, чем при простой перегонке. По количеству природных запасов нефти Советский Союз стоит на первом месте: мы располагаем более чем половиной мировых запасов нефти.

При сгорании бензина, керосина, солярового масла выделяется 10 000—11 000 ккал на каждый кг топлива. Работа одной лошадиной силы в час эквивалентна 634 ккал. Стало быть, если при сжигании 1 кг топлива выделяется 10 500 ккал (это число считают *стандартной теплотворностью топлива*), то при 100-процентном превращении тепла в работу для получения 1 л. с. в час потребовалось бы $\frac{634}{10\,500} = 0,060$ кг топлива. Поскольку в работу в действительности превращается только часть энергии, выделяемой топливом, равная эффективному к. п. д. двигателя, то для получения 1 л. с. в час требуется не 60 г топлива, а в $\frac{1}{\eta_e}$ раз большее количество топлива. Таким образом, *удельный расход топлива на лошадиную силу в час* равен $\frac{60}{\eta_e}$ г/л. с. час. Отсюда получается, что при эффективном к. п. д. в 33% ($\eta_e = 0,33$ соответствует средней эффективности дизелей) удельный расход топлива составляет 180 г/л. с. час; при $\eta_e = 0,25$ (как это обычно имеет место у карбюраторных моторов) расход топлива составляет 240 г/л. с. час, а при $\eta_e = 0,2$ удельный расход топлива достигает 300 г/л. с. час.

Для сгорания 1 кг бензина, керосина или дизельного топлива требуется около 15 кг воздуха. Приблизительно в такой пропорции вводится воздух в цилиндры карбюраторных двигателей. Но в дизелях хорошее сгорание капелек более тяжелого топлива достигается только при значительных избытках воздуха, который засасывают поэтому (при полной нагрузке двигателя) в количествах в 1,5—2 раза больших, чем указанное выше (а при недогрузках в еще больших количествах). В связи с этим резко различаются температурные режимы дизелей и карбюраторных моторов. Так, например, температура сгорания бензина в авиационных двигателях достигает 2400—2500° С, а температура продуктов сгорания при выхлопе (который для получения большой мощности при малых габаритах двигателя производится при 4—5 избыточных атмосферах) остается еще весьма высокой и составляет 1200—1400° С. Для дизелей более характерны температуры сгорания порядка 1600—1700° С и температуры выхлопа 500—700° С.

Если проанализировать тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания, то сразу обнаруживается, что теплота, не превращенная в работу, складается главным образом из тепла, уносимого продуктами сгорания при выхлопе, и теплоты, отданной охлаждающей среде через стенки цилиндра. Когда выхлоп производится при небольшом избыточном давлении (это осуществимо только в стационарных двигателях, где нет необходимости стремиться к предельной компактности двигателя), то теплота, уносимая продуктами сгорания при выхлопе, является термодинамически неизбежной потерей и может быть только косвенно использована для каких-либо целей подогрева. При больших избыточных давлениях выхлопа (как в авиационных моторах) остаточное теплосодержание выхлопных газов может быть непосредственно использовано для получения дополнительной работы; с этой целью выхлопные газы направляют в газовую турбину, которая вращает нагнетатель, поджигающий воздух, подаваемый в двигатель.

Что касается теплоты, отдаваемой продуктами сгорания через стенки цилиндра охлаждающей среде (например, охлаждающей воде), то хотя эта теплота часто составляет около $\frac{1}{3}$ энергии, внесенной сгорающим топливом, но устранение этой теплоотдачи не может намного увеличить производимую двигателем работу. Действительно, примерно половина этой теплоты отдается через стенки цилиндров охлаждающей воде после открытия выхлопного клапана; если бы этой теплоотдачи не было, то это тепло было бы унесено выхлопными газами. Из остающейся половины примерно $\frac{2}{3}$ тепла отдаются охлаждающей среде к концу хода расши-

рения, когда площадь соприкосновения газов и стенок цилиндра велика. Эффективность этого тепла в связи с понизившимся давлением газов весьма мала. Таким образом, примерно только $\frac{1}{6}$ тепла, отданного охлаждающей среде, могла бы быть более или менее эффективно (допустим с к. п. д. в 40%) превращена в работу. Следовательно, производимая двигателем работа возросла бы примерно только на $\frac{1}{15}$ тепла, отданного охлаждающей среде, т. е. эффективный к. п. д. двигателя при полном устранении теплотдачи к охлаждающей среде возрос бы не более чем на 2—4%. Тот же итог получится, если, доведя жидкость, охлаждающую двигатель, до кипения, использовать ее во вспомогательной паровой машине.

Сказанным объясняется, почему главное внимание при усовершенствовании двигателей внутреннего сгорания было обращено на: 1) устранение потерь в начальной стадии рабочего расширения, когда давление, а поэтому и работоспособность газов велики; 2) обеспечение условий возможно более полного сгорания топлива (что для малолетучих моторных топлив и привело к дизельному циклу в варианте бескомпрессорного дизеля); 3) использование давления выхлопа присоединением к двигателю газовой турбины; 4) уменьшение размеров и веса двигателей (вес авиационных двигателей удалось довести примерно до $\frac{1}{2}$ кг на 1 л. с. их мощности).

Чтобы правильно оценить значение двигателей внутреннего сгорания, достаточно вспомнить, что эти двигатели привели к повсеместному использованию автомашин, обеспечили развитие авиации, позволили механизировать сельское хозяйство; к 1957 г. на полях Советского Союза работало свыше полумиллиона тракторов; дизели получили широкое применение на электростанциях, на судах (теплоходах), на локомотивах (тепловозах), в танках, в землечерпательных машинах и т. д.

§ 136. Процессы в паровых машинах и паровых турбинах

Поршневые паровые машины являются, как известно, старейшими тепловыми двигателями, вошедшими в широкое употребление на фабриках в конце XVIII в., а на железных дорогах и во флоте — в первые десятилетия XIX в.; первая годная для эксплуатации паровая турбина была сконструирована французским инженером Лавалем в 1885 г. Несмотря на низкий (в сравнении с двигателями внутреннего сгорания) к. п. д., паросиловые установки по-прежнему занимают видное место в промышленности и на транспорте, так как они позволяют использовать теплоту сгорания дешевых видов топлива: каменного угля, торфа, мазута, древесины.

Резервы и выработка этих видов топлива огромны. В СССР годовая добыча угля составляет около полумиллиарда тонн. Одни запасы торфа в СССР по теплотворной способности равносильны 150 млрд. т нефти, что превосходит все мировые запасы нефти. Этим и определяется практическое значение паросиловых установок. Множество больших электростанций и крупные военно-морские суда оснащены паровыми турбинами мощностью в десятки (и более ста) тысяч л. с.; на железных дорогах, на небольших электростанциях, в промышленных предприятиях и на небольших судах применяются поршневые паровые машины самой разнообразной мощности (преимущественно порядка сотен и тысяч л. с.).

К. п. д. *поршневых паровых машин* часто составляет всего 10—12%. Низкий к. п. д. паровых машин объясняется не какими-либо их конструктивными недостатками, но, во-первых, *малой разностью температур, между которыми заключен цикл паровой машины*, и, во-вторых, *неизбежными потерями тепла в топке*.

Максимальный коэффициент полезного действия, который может иметь какая-либо тепловая машина, не может превысить того к. п. д., который при заданных пределах температур присущ циклу Карно:

$$\eta = \frac{T - T_0}{T}$$