

# **ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ**



◆ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ◆

Министерство образования и науки Российской Федерации  
ГОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет»

# ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

Методические указания  
для студентов 4, 5 курсов специальностей 311300, 311900  
заочной формы обучения



---

Тамбов  
Издательство ТГТУ  
2007

УДК 626.144  
ББК 033-011я73-5  
М41

Рекомендовано Редакционно-издательским советом университета

Рецензент

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник ВИИТиН  
*Г.Н. Ерохин*

Составители:

*В.М. Мелисаров,  
П.П. Беспалько*

М41 Тракторы и автомобили : методические указания / сост. :  
В.М. Мелисаров, П.П. Беспалько. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос.  
техн. ун-та, 2007. – 40 с. – 150 экз.

Содержит методические указания по дисциплине «Тракторы и авто-  
мобили».

Предназначены для студентов 4, 5 курсов специальностей 311300,  
311900 заочной формы обучения.

УДК 626.144  
ББК 033-011я73-5

© ГОУ ВПО «Тамбовский государственный  
технический университет» (ТГТУ), 2007

Учебное издание

## ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

Методические указания

С о с т а в и т е л и :

МЕЛИСАРОВ Валерий Михайлович,  
БЕСПАЛЬКО Павел Павлович

Редактор Т.М. Г л и н к и н а  
Инженер по компьютерному макетированию Т.Ю. З о т о в а

Подписано в печать 24.12.2007  
Формат 60 × 84 / 16. 2,32 усл. печ. л. Тираж 150 экз. Заказ № 825

Издательско-полиграфический центр ТГТУ  
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

## **1. РАСЧЕТ И АНАЛИЗ РАБОТЫ ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Наиболее сложным агрегатом автомобиля, трактора или комбайна является двигатель внутреннего сгорания, в котором скрытая теплота топлива преобразуется в механическую работу.

Современные поршневые двигатели внутреннего сгорания достигли высокой степени совершенства, продолжая тенденцию непрерывного роста удельной (литровой) мощности, снижения удельной материалоемкости, токсичности выбросов отработавших газов, снижения удельных расходов топлива и масел, повышения надежности и долговечности.

Прогноз развития тракторного двигателестроения позволяет утверждать, что «в качестве основного двигателя для тракторов и комбайнов останется быстроходный четырехтактный дизель, как наиболее экономичная тепловая машина, обладающая комплексом высоких технико-экономических и эксплуатационных свойств».

Анализ тенденций развития конструкций автомобилей также показывает большую перспективность применения поршневых двигателей в течение ближайших 15...20 лет.

Глубокое изучение данной части дисциплины «Тракторы и автомобили» обеспечивает специалисту в области механизации сельского хозяйства тот комплекс инженерных знаний, без которых нельзя осуществить правильную эксплуатацию огромного разнообразия транспортных машин, приводимых в действие двигателями внутреннего сгорания, обеспечить предельно достижимые эксплуатационные показатели двигателей.

Изучение теории расчета и анализа работы тракторных и автомобильных двигателей требует основательного освоения дисциплин: «Термодинамика», «Теория машин и механизмов», «Сопротивление материалов», «Топливо и смазочные материалы».

### *1.1. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ*

В отличие от идеальных циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС), рассматриваемых в термодинамике, в реальных циклах рабочее тело после каждого цикла заменяется, отработавшие газы выпускаются из цилиндра в атмосферу, и цилиндр наполняется свежим зарядом; процессы сжатия и расширения осуществляются с теплообменом, сгорание топлива не протекает строго при  $V = \text{const}$  и  $p = \text{const}$ , а по некоторым кривым; отдельные процессы накладываются друг на друга.

Студентам предлагается тщательно изучить процессы 4-тактных поршневых ДВС в статических режимах. Расчет процессов ДВС в динамике довольно сложен и является пока предметом научных исследований.

Изучение реальных процессов начинают с процесса наполнения. При изучении этого процесса необходимо понять, что теоретически возможное количество свежего заряда – это то количество газа, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра при давлении и температуре окружающей среды. Так как при наполнении цилиндра в реальном двигателе свежий заряд всегда нагревается, а давление заряда уменьшается из-за того, что газовому потоку необходимо преодолеть аэродинамические сопротивления всей системы впуска, то действительное количество свежего заряда будет меньше теоретически возможного.

Величина свежего заряда, поступившего в цилиндры за процесс наполнения, зависит от многих факторов: конструктивных параметров впускного тракта, режима работы двигателя, температуры и давления окружающей среды, сопротивления воздухоочистителя и др.

К конструктивным параметрам относятся размеры впускного клапана, высота его подъема, длина, диаметр и форма впускного трубопровода, фазы газораспределения.

Для увеличения продолжительности открытия впускного клапана, его открывают раньше, чем поршень приходит в ВМТ, и закрывают после того, как поршень прошел НМТ.

В результате продолжительность открытия впускного клапана в градусах поворота коленчатого вала  $\varphi$  выражается как

$$\Phi = \varphi_1 + 180 + \varphi_2,$$

где  $\varphi_1$  – угол предварения открытия впускного клапана;  $\varphi_2$  – угол опаздывания закрытия впускного клапана.

Количество свежего заряда, которое могло бы поступить в цилиндр двигателя с рабочим объемом  $V'_h$  при температуре  $T_0$  и давлении  $p_0$  окружающей среды, можно определить с помощью характеристического уравнения состояния газов:

$$G_{\text{цикл}}^0 = \frac{p_0 V'_h}{RT_0} \cdot 10^6, \quad (1)$$

где  $G_{\text{цикл}}^0$  – цикловое, теоретически возможное наполнение двигателя, мг/цикл;  $R$  – удельная газовая постоянная газа, Дж/(кг · К), для воздуха  $R = 287$  Дж/(кг · К).

Фактически величина циклового наполнения

$$G_{\text{цикл}} = \frac{p_a V'_h \sigma}{RT_a} v \cdot 10^6 \text{ мг/цикл}, \quad (2)$$

где  $V'_h$  – объем в л свежего заряда с учетом сокращения объема остаточных газов при их охлаждении; при сокращении объема  $V_r$  остаточных газов в два раза  $\sigma = \frac{\varepsilon_r - 0,5}{\varepsilon_r - 1}$ ; для карбюраторных двигателей  $\sigma = 1,08 \dots 1,1$ ; для дизеля  $\sigma = 1,03$ ;  $v$  – коэффициент полноты заряда, учитывающий явления дозарядки или обратного выброса, изменяется в пределах:  $0,9 \dots 1,15$  в зависимости от скоростного режима, чем выше частота вращения коленчатого вала, тем больше  $v$ .

Давление в конце свободного впуска  $p_a$  можно определить как

$$p_a = p_0 - \Delta p_a.$$

При некотором допущении потери давления  $\Delta p_a$  определяются из формулы:

$$\Delta p_a = (\varphi_{\text{вп}}^2 + \beta_3)(v_{\text{зар}}^2/2) \rho_{\text{зар}} \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}, \quad (3)$$

где  $\beta_3$  – коэффициент сопротивления впускной системы;  $\varphi_{\text{вп}}$  – коэффициент затухания скорости движения заряда.

Для транспортных четырехтактных поршневых ДВС согласно опытным данным для номинального режима можно принять:

$$\varphi_{\text{вп}}^2 + \beta_3 = 3 \dots 4 \quad \text{и} \quad v_{\text{зар}} = 80 \dots 120 \text{ м/с}.$$

Плотность заряда при свободном впуске  $\rho_{\text{зар}}$ , при  $t_0 = 15$  °С и  $p_0 = 0,1$  МПа можно принять  $\rho_{\text{зар}} = 1,21$  кг/м<sup>3</sup>.

Для четырехтактных двигателей со свободным впуском

$$\begin{aligned} \Delta p_a &= (0,1 \dots 0,2)p_0 \text{ – для карбюраторных двигателей;} \\ \Delta p_a &= (0,05 \dots 0,15)p_0 \text{ – для дизелей.} \end{aligned}$$

Температура конца процесса впуска определяется из выражения:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \quad (4)$$

где  $T_a$  – температура рабочей смеси в конце процесса впуска, К;  $G_r$  – количество остаточных газов в цилиндре, мг/цикл;  $T_r$  – температура остаточных газов, К;  $T_0$  – температура воздуха на входе во впускную систему двигателя, можно принять  $T_0 = 288$  К;  $\Delta T$  – подогрев воздушного заряда во впускном трубопроводе и о горячие детали двигателя,  $\Delta T = 20 \dots 40$  К; меньшие значения для дизелей;  $\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = G_r / G_{\text{цикл}}.$$

$$\left. \begin{aligned} T_r &= 850 \dots 950 \text{ К} \\ \gamma_r &= 0,03 \end{aligned} \right\} \text{ – для дизелей;}$$

$$\left. \begin{aligned} T_r &= 1000 \dots 1200 \text{ К} \\ \gamma_r &= 0,1 \end{aligned} \right\} \text{ – для карбюраторных двигателей.}$$

При работе дизеля с наддувом в формулу для нахождения  $T_a$  вместо  $T_0$  следует подставлять  $T_k$ , равное

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

где  $p_k$ ,  $T_k$  – давление и температура воздуха на выходе из компрессора;  $p_k$  принимается:

- при низком наддуве  $p_k = 1,5 p_0$ ;
- при среднем наддуве  $p_k = (1,5 \dots 2,2) p_0$ ;
- при высоком наддуве  $p_k = (2,2 \dots 2,5) p_0$ .

Показатель политропы сжатия в компрессоре  $n_k$  на основании опытных данных НАТИ принимают:

- для центробежных нагнетателей с охлаждаемым корпусом  $n_k = 1,4 \dots 1,6$ ;
- для центробежных нагнетателей с неохлаждаемым корпусом  $n_k = 1,8 \dots 2,0$ .

При наличии наддува плотность заряда на впуске определяется согласно зависимости

$$\rho_{зар} = p_k \cdot 10^6 / (R_v \cdot T_k), \text{ кг/м}^3; \quad (6)$$

здесь  $R_v = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  – удельная газовая постоянная воздуха.

Для оценки качества процесса наполнения различных двигателей вводится понятие о коэффициенте наполнения.

Коэффициент наполнения  $\eta_v$  представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству воздуха или смеси, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра при условии, что температура и давление в нем равны температуре и давлению среды, из которой поступает свежий заряд ( $P_0$  и  $T_0$  – для двигателя со свободным впуском;  $T_k$  и  $p_k$  – для двигателей с наддувом):

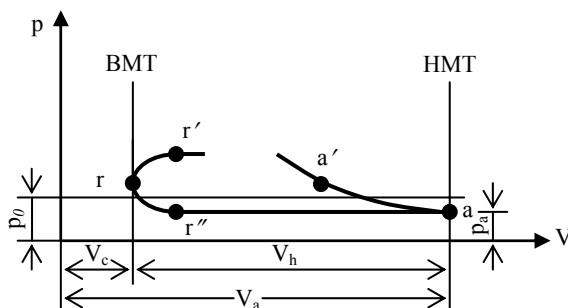
$$\eta_v = \frac{G_{цикл}}{G_{цикл}^0}. \quad (7)$$

Для карбюраторных двигателей  $\eta_v = 0,75 \dots 0,85$ .

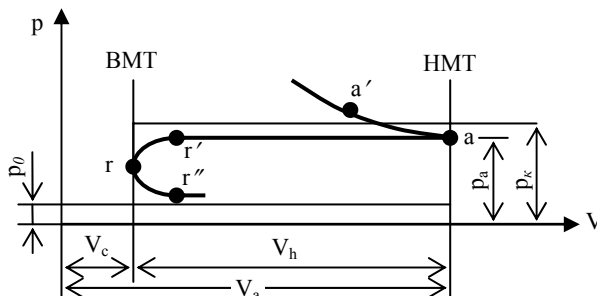
Для дизелей со свободным впуском  $\eta_v = 0,85 \dots 0,95$ .

Для дизелей с наддувом  $\eta_v = 0,9 \dots 0,97$ .

Диаграммы, отражающие протекание процесса наполнения в двигателе приведены на рис. 1 – без наддува и рис. 2 – с наддувом.



**Рис. 1. Протекание процесса наполнения в двигателе без наддува**



**Рис. 2. Протекание процесса наполнения в двигателе с наддувом**

Изучая процесс сжатия, нужно представлять, что в реальном цикле сжатие осуществляется с теплообменом. Интенсивность теплообмена пропорциональна разности температур между сжимаемым газом и охлаждаемыми стенками цилиндров и камеры сгорания. Следует разобраться, почему взамен действительного переменного показателя политропы сжатия пользуются его средним значением. Средний пока-

затель – это условное значение политропы, при котором работа сжатия равна работе при переменном показателе. Необходимо разобраться в вопросе – как влияют интенсивность охлаждения, частота вращения, степень сжатия и нагрузка на протекание процесса сжатия и на среднее значение показателя  $n_1$  политропы сжатия.

Термодинамические выражения для определения давления  $p_c$  и температуры конца сжатия  $T_c$

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon_\phi^{n_1}, \text{ МПа};$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon_\phi^{n_1 - 1}, \text{ К}; \quad \varepsilon_\phi \approx 0,9 \varepsilon_r.$$

Ориентировочные значения показателя политропы сжатия  $n_1$  и параметров рабочего тела в конце сжатия  $p_c$  и  $T_c$ :

- для дизелей со свободным выпуском  $n_1 = 1,36 \dots 1,37$ ;  $p_c = 3,5 \dots 4,5$  МПа;  $T_c = 750 \dots 900$ , К;
- для дизелей с наддувом до  $p_k < 0,2$  МПа;  $n_1 = 1,34 \dots 1,35$ ;  $p_c = 6 \dots 8$  МПа;  $T_c = 950 \dots 1050$  К;
- для карбюраторных двигателей  $n_1 = 1,37 \dots 1,39$ ;  $p_c = 1,2 \dots 1,6$  МПа;  $T_c = 650 \dots 700$  К.

Процесс сгорания является тем процессом рабочего цикла, в течение которого выделяющаяся скрытая теплота топлива идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы.

Выделение теплоты осуществляется в результате химических процессов окисления углерода и водорода топлива.

Для начала химических реакций необходимы внешние возбудители. Ими являются активные частицы, образующиеся в зоне действия электрического разряда в карбюраторных двигателях или в наиболее нагретой части впрыснутого дизельного топлива в дизелях. Далее, согласно теории академика Н.Н. Семенова, происходит развитие цепных реакций соединения молекул кислорода с молекулами углерода и водорода, с образованием конечных продуктов сгорания через ряд промежуточных соединений.

Различают в поршневых ДВС три вида сгорания: объемное воспламенение, высокотемпературное воспламенение от искрового заряда с последующим распространением пламени и диффузионное горение. Студентам следует подробно познакомиться с особенностями всех видов сгорания, пользуясь литературой [3] или [4]. Необходимо изучить влияние основных конструктивных и эксплуатационных факторов на фазы сгорания в бензиновых, газовых двигателях и дизелях, особо отмечая влияние фактической степени сжатия  $\varepsilon_\phi$ , способа смесеобразования, формы камеры сгорания, вида и характеристики топлива, состава смеси, угла опережения зажигания или впрыскивания топлива, нагрузки скоростного и температурного режимов.

Следует обратить особое внимание на факторы, способствующие развитию детонационного процесса в бензиновых двигателях, и факторы, обуславливающие жесткую работу дизеля.

Термодинамический расчет процесса сгораний сводится к определению параметров конца сгорания – температуры  $T_z$  и давления  $p_z$  на основе решения уравнения первого закона термодинамики, представленного в виде:

$$\xi(Q_p^H - \Delta Q_{\text{хим}}) = \Delta U_{z-c} + l_{z-c}, \quad (8)$$

при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha < 1$  и

$$\xi Q_p^H = \Delta U_{z-c} + l_{z-c} \quad (9)$$

при  $\alpha \geq 1$ .

Здесь  $Q_p^H$  – низшая удельная теплота сгорания топлива:

- для бензина  $Q_p^H = 44$  МДж/кг;
- для дизтоплива  $Q_p^H = 42,5$  МДж/кг;
- для пропана  $Q_p^H = 85$  МДж/м<sup>3</sup>;
- для бутана  $Q_p^H = 115$  МДж/м<sup>3</sup>;
- для природного газа  $Q_p^H = 35$  МДж/м<sup>3</sup>;

$\Delta Q_{\text{хим}}$  – потеря части теплоты топлива из-за химической неполноты сгорания,  $\Delta Q_{\text{хим}} \approx 60(1 - \alpha)$ , МДж/кг, при  $\alpha < 1$ ;  $\Delta U$  – изменение внутренней энергии в период видимого сгорания, МДж;  $l_{z-c}$  – теплота, идущая на работу расширения газов от точки с до точки z, МДж. В процессе сгорания топлива при



постоянном объеме  $l_{z-c} = 0$ ;  $\xi$  – коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания с – z;  $\xi = 0,9...0,95$  – для бензиновых и газовых двигателей;  $\xi = 0,8...0,85$  – для дизелей.

Определение температуры конца сгорания  $T_z$  производится с помощью уравнения сгорания, которое для карбюраторных двигателей при  $\alpha < 1$  имеет вид:

$$\overline{m}c_{v_z}T_z = \xi(Q_p^H - \Delta Q_{хим})/[\alpha L_0(1 + \gamma_r)] + \overline{m}c_{v_c}T_c \quad (10)$$

при  $\alpha \geq 1$ ,  $\Delta Q_{хим} = 0$ .

Уравнение сгорания для дизелей имеет вид

$$\beta \overline{m}c_{p_z}T_z = \xi Q_p^H / [\alpha L_0(1 + \gamma_r)] + T_c(\overline{m}c_{v_c} + 8,314\lambda). \quad (11)$$

Предполагая линейную зависимость молярной теплоемкости  $\overline{m}c_{v_c}$ ,  $\overline{m}c_{v_z}$  и  $\overline{m}c_{p_z}$  от температуры, согласно [3] принимаем:

$$\overline{m}c_{v_c} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} T_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

$$\overline{m}c_{v_z} = (20,2 + 0,92/\alpha) + (15,5 + 13,8/\alpha) \cdot 10^{-4} T_z, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)} \text{ при } \alpha > 1;$$

$$\overline{m}c_{v_z} = (18,4 + 2,6\alpha) + (15,5 + 13,8\alpha) \cdot 10^{-4} T_z, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}, \text{ при } \alpha < 1;$$

$$\overline{m}c_{p_z} = \overline{m}c_{v_z} + 8,314, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

В приведенных уравнениях (10) и (11)  $L_0 = 0,5$  кмоль/кг – для дизтоплива и  $L_0 = 0,516$  кмоль/кг – для бензина;  $\beta$  – расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси,  $\beta = 1,02...1,03$  – для дизелей и  $\beta = 1,05...1,08$  – для бензиновых двигателей;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме:

$\alpha = 0,85...0,95$  – для бензиновых двигателей,

$\alpha = 1,5...1,8$  – для дизелей с объемным смесеобразованием,

$\alpha = 1,45...1,55$  – для дизелей с пленочным смесеобразованием,

$\alpha = 1,25...1,45$  – для дизелей с разделенными камерами сгорания,

$\alpha = 1,35...2,0$  – для дизелей с наддувом.

Так как выражения для средних молекулярных теплоемкостей  $\overline{m}c_{v_z}$  и  $\overline{m}c_{p_z}$  включают  $T_z$ , то уравнения (10) и (11) после преобразований принимают вид уравнения второго порядка относительно  $T_z$ , вида

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

откуда  $T_z = (-B + \sqrt{B^2 + 4AC}) / 2A$ .

Решая эти уравнения, определяем  $T_z$ .

Максимальные значения давления цикла  $p_z$  в общем случае для смешанного цикла определяют с помощью зависимости

$$p_z = p_c \frac{\beta}{\rho} \frac{T_z}{T_c}. \quad (12)$$

Для дизелей степень предварительного расширения  $\rho = 1,2...2,0$ ; для бензиновых двигателей всегда  $\rho = 1$ .

Можно задаться также значением степени повышения давления  $\lambda$ ; для дизелей  $\lambda = 1,4...2,5$ ; для бензиновых и газовых двигателей  $\lambda = 3...4,5$ .

Значения максимальных параметров цикла  $T_z$  и  $p_z$  при работе двигателей с полной нагрузкой составляют для дизелей:

$T_z = 1800...2300$  К,  $p_z = 6...7$  МПа (при свободном впуске);

$p_z = 8...12$  МПа (при наддуве до  $\frac{p_k}{p_0} \leq 2$ );

$T_z = 2600...2900$  К,  $p_z = 3,5...4$  МПа (для бензиновых двигателей);

$T_z = 2200...2500$  К,  $p_z = 3...3,5$  МПа (для газовых двигателей).

При изучении этого вопроса необходимо обратить внимание на то, что в начале процесса происходит догорание топлива, весь процесс расширения идет с переменным теплообменом, поэтому величина показателя политропы расширения все время изменяется.

Тем не менее, в расчетах применяется условный средний показатель политропы расширения  $n_2$ , значения которого для номинальной мощности по данным [4] находятся в пределах: для дизелей 1,18...1,28; бензиновых двигателей 1,23...1,28; для газовых двигателей 1,25...1,31.

Определение давления  $p_b$  и температуры  $T_b$  конца процесса расширения осуществляется по термодинамическим зависимостям политропного процесса расширения:

$$p_b = p_z \left( \frac{\rho}{\varepsilon_r} \right)^{n_2};$$

$$T_b = T_z \left( \frac{\rho}{\varepsilon_r} \right)^{n_2-1}.$$

При рассмотрении процесса выпуска нужно обратить внимание на то, что в начале процесса выпуска за 40...70 °С до НМТ истечение газа идет с критической скоростью, равной скорости звука в этой среде (примерно 600...700 м/с, снижаясь в дальнейшем до 100...120 м/с).

Нужно обратить внимание на то, какие давления и температуры бывают в конце выпуска у карбюраторных двигателей и у дизелей. Нужно продумать, каким требованиям должна удовлетворять система выпуска, чтобы давление конца выпуска было минимальным.

Перед началом процесса наполнения давление  $p_r$  для свободного впуска определяется как:  $p_r = (1,05...1,25)p_0$ , МПа.

Для двигателей с газотурбинным наддувом  $p_r = (0,75...0,98) p_k$ , МПа.

Изучение циклов поршневых двигателей следует закончить рассмотрением состава отработавших газов, выделением главных токсичных компонентов: CO, NO, SO<sub>2</sub>, углеводородов C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>, сажи – как адсорбента канцерогенных веществ.

Допустимая концентрация токсичных веществ в отработавших газах определяется государственными нормативами.

Необходимо знать об основных методах и направлениях снижения токсичности отработавших газов. К ним относятся: совершенствование рабочего процесса поршневых ДВС, разработка нейтрализующих токсичность устройств, разработка принципиально новых двигателей, улучшение качества управления двигателями и др.

Литература: 2, с. 3 – 48; 3, с. 13 – 63; 4, с. 20 – 60.

### ***Вопросы для самопроверки***

1. Как определяются теоретически возможное и фактическое количество свежего заряда при рассмотрении процессов наполнения цилиндров?
2. Что называют коэффициентом  $\eta_v$  наполнения?
3. Как велик подогрев свежего заряда в карбюраторных двигателях и в дизелях?
4. Как определяется величина потерь давления  $\Delta p_a$  процесса наполнения при свободном впуске и наддуве?
5. Что называется коэффициентом  $\gamma_r$  остаточных газов?
6. Как определяются параметры процесса наполнения при газотурбинном наддуве?
7. Как протекает теплообмен между газом и стенками цилиндра за время процесса сжатия?
8. Что называют средним значением показателя политропы процесса сжатия, как зависит показатель политропы сжатия от изменения скоростного и нагрузочного режима двигателя, степени сжатия?
9. Напишите выражение для определения давления  $p_c$  и температуры  $T_c$  конца процесса сжатия.
10. Что называется коэффициентом использования теплоты на участке видимого сгорания?
11. Составьте исходное уравнение баланса теплоты для определения температуры  $T_z$  конца сгорания.
12. Назовите максимальные значения параметров конца сгорания  $p_z$  и  $T_z$ .
13. Как изменяется показатель политропы расширения, в каких пределах находятся его средние значения?

14. Как оценивается токсичность отработавших газов для дизелей и бензиновых двигателей?  
 15. Назовите основные методы снижения токсичности отработавших газов поршневых ДВС.

### 1.2. Индикаторные и эффективные показатели двигателей

После рассмотрения рабочих процессов двигателя следует построить в определенном масштабе свернутую индикаторную диаграмму. Для студенческих работ можно рекомендовать масштабы, обуславливающие получение высоты диаграммы примерно равной 1,5...1,7 ее основания.

Отметив на оси абсцисс верхнюю и нижнюю мертвые точки (ВМТ и НМТ), мы получим отрезок, отображающий рабочий объем  $V'_h$  цилиндра двигателя. Величину отрезка, соответствующую объему  $V_c$  сжатия, мы получим из соотношения:

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon_r, \quad \text{т.е.} \quad \frac{V'_h + V_c}{V_c} = \varepsilon_r,$$

откуда будем иметь:

$$V_c = \frac{V'_h}{\varepsilon_r - 1}.$$

На ординате, соответствующей объему  $V_c$ , откладываем величины давления  $p_c$  и  $p_z$ ; на ординате, соответствующей объему  $V'_h + V_c$ , откладываем давление  $p_b$  и  $p_a$ . Если индикаторная диаграмма относится к дизелю, то на горизонтальной линии, соответствующей давлению  $p_z$ , откладываем отрезок, отображающий объем  $V_z$  предварительного расширения  $V_z = \rho V_c$ . Точки конца впуска (точки  $a$ ,  $a'$ ) и конца теоретического сжатия (точка  $c$ ) соединяем кривой политропы  $pV^{n_1} = \text{const}$ ; точки конца сгорания (точка  $z$ ) и конца расширения ( $b$  и  $b'$ ) соединяем кривой политропы расширения  $pV^{n_2} = \text{const}$ .

Для построения политропы сжатия нужно взять еще две промежуточные точки, т.е. два промежуточных объема; при расчете карбюраторного двигателя можно рекомендовать взять объемы, равные  $2V_c$  и  $4V_c$ ; для дизеля – объемы, равные  $5V_c$  и  $10V_c$ . Значения давления  $p_x$  для этих объемов определим из уравнения политропного процесса, например для объема  $2V_c$  будем иметь:

$$p_c V_c^{n_1} = p_x V_x^{n_1} = p_x (2V_c)^{n_1},$$

откуда

$$p_x = p_c \left( \frac{V_c}{2V_c} \right)^{n_1} = \frac{p_c}{2^{n_1}}.$$

Принимается, что процессы впуска и выпуска осуществляются при неизменном давлении, поэтому из точек  $a$  и  $g$  нужно провести горизонтальные линии. Построенная таким образом индикаторная диаграмма называется теоретической. В действительной индикаторной диаграмме, где наблюдаются плавные переходы процессов, не будет углов; в реальном двигателе клапаны открываются и закрываются с опережением и опаздыванием, а процесс сгорания не протекает по линиям  $V = \text{const}$  и  $p = \text{const}$ . Поэтому углы построенной диаграммы нужно скруглить; площадь диаграммы, дающая в масштабе работу одного цикла, при этом скруглении уменьшится примерно на 3...8 %.

После построения индикаторной диаграммы следует представить, что такое «среднее индикаторное давление» и понять, что среднее индикаторное давление – это такое условное постоянное давление, при котором поршень за один ход совершает такую же работу, как при фактическом переменном давлении за цикл.

Если известна индикаторная диаграмма, то среднее индикаторное давление мы получим, если ее площадь разделим на рабочий объем (в масштабе).

Для аналитического определения величины среднего индикаторного давления сначала рассматривают упрощенную диаграмму теоретического цикла, состоящего из процесса сгорания топлива при  $V = \text{const}$  и  $p = \text{const}$ , процесса расширения по политропе  $pV^{n_2} = \text{const}$  и процесса сжатия по политропе  $pV^{n_1} = \text{const}$ .

Из аналитических выражений работ процесса расширения и сжатия путем деления на рабочий объем  $V'_h$  цилиндра получают величину теоретического среднего индикаторного давления для смешанного цикла:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda_p}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right].$$

Для бензинового двигателя  $\rho = 1$ .

Для получения среднего индикаторного давления  $p_i$  нужно учесть скругление диаграммы и насосные потери  $\Delta p_i$ .

Поэтому

$$p_i = \varphi p_i',$$

где  $\varphi$  – коэффициент скругления равен  $0,92 \dots 0,97$ , а среднее давление насосных потерь

$$\Delta p_i = p_r - p_a.$$

Для двухтактных двигателей

$$p_i = \varphi p_i' (1 - \psi),$$

где  $\psi = 0,12 \dots 0,25$  – часть хода поршня, соответствующая продувке.

Нужно знать примерные величины среднего индикаторного давления:

- для бензинового двигателя при полной нагрузке  $p_i = 1,0 \dots 1,2$  МПа;
- для газовых  $p_i = 0,6 \dots 0,8$  МПа
- для дизелей без наддува  $p_i = 0,8 \dots 1,05$  МПа;
- с наддувом  $p_i = 1,2 \dots 2,0$  МПа.

Среднее индикаторное давление отражает удельную работу газа внутри цилиндра, т.е. характеризует совершенство цикла.

Работа газов передается коленчатому валу. Нужно усвоить, что на маховике коленчатого вала работа будет меньшей. Для характеристики работы на конце вала вводят условную величину  $p_e$  – среднее эффективное давление.

Величина  $p_e$  будет меньше величины  $p_i$  из-за затраты части индикаторной работы на привод вспомогательных механизмов (механизма газораспределения, вентилятора, топливного насоса и др.) и на преодоление сил трения в кривошипно-шатунном механизме. Эти затраты характеризуются условной величиной среднего давления трения:

$$p_r = p_i - p_e.$$

Величина  $p_r$  оценивается следующими приблизительными эмпирическими зависимостями:

- для карбюраторных двигателей  $p_r = 0,05 + 0,013 v_{п. ср}$ ;
- для дизелей  $p_r = 0,08 + 0,017 v_{п. ср}$ ,

где  $v_{п. ср}$  – средняя скорость поршня, м/с;  $v_{п. ср} = \frac{Sn}{30}$ , где  $S$  – ход поршня, м;  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .

После того, как будет усвоено понятие среднего индикаторного давления, легко определяется выражение индикаторной мощности для четырехтактного двигателя:

$$N_i = \frac{p_i V_h' i n}{30\tau}, \text{ кВт},$$

где  $i$  – число цилиндров;  $\tau$  – тактность двигателя.

Нужно запомнить методику получения этой формулы. Следует обратить внимание на то, что при выводе этого выражения нужно было число куб. метров заменить числом литров рабочего объема, а давление из  $\text{Н/м}^2$  перевести в МПа. Аналогично выводятся выражения для эффективной мощности  $N_e$  и для мощности  $N_r$ , затрачиваемой на внутренние потери двигателя и на привод вспомогательных механизмов

$$N_e = \frac{p_e V_h' i n}{30\tau}, \text{ кВт}; \quad N_r = \frac{p_r V_h' i n}{30\tau}, \text{ кВт}.$$

Необходимо усвоить, что механический коэффициент  $\eta_m$  полезного действия характеризует величину потерь на привод вспомогательных механизмов и на внутренние потери:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i},$$

поэтому

$$N_e = \eta_m N_i, \text{ кВт};$$

$$p_e = \eta_m p_i, \text{ МПа.}$$

Для определения удельных расходов топлива пользуются следующими аналитическими зависимостями:

$$g_i = 3600 \frac{\rho_{\text{зар}} \eta_v}{p_i l_0 \alpha}, \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

$$g_e = 3600 \frac{\rho_{\text{зар}} \eta_v}{p_e l_0 \alpha}, \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

$$g_i = 3600 / (\eta_i Q_p^H), \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)};$$

$$g_e = 3600 / (\eta_e Q_p^H), \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Удельные расходы можно выразить следующим образом:

$$g_i = 1000 / (\eta_i Q_p^H), \text{ г/МДж};$$

$$g_e = 1000 / (\eta_e Q_p^H), \text{ г/МДж}.$$

Для газовых двигателей расход топлива определяется в объемных единицах  $V_r, \text{ м}^3$ , поэтому удельный расход газа будет:

$$v_e = V_r / N_e, \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{ч}); \quad (0,14 \dots 0,43 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{ч})).$$

Зная выражения для определения удельных расходов  $g_i$  и  $g_e$  топлива, нетрудно усвоить понятия индикаторного  $\eta_i$  и эффективного  $\eta_e$  коэффициентов полезного действия:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i Q_p^H};$$

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e Q_p^H}.$$

Легко понять, что механический  $\eta_m$  коэффициент полезного действия равен

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{g_i}{g_e} = \frac{p_e}{p_i}.$$

Для газовых двигателей  $\eta_e = 3,6 / (Q_p^H v_e)$ .

Необходимо запомнить значения  $g_e$  на номинальных режимах: для дизелей с неразделенными камерами сгорания  $g_e = 225 \dots 240 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ ; для дизелей с разделенными камерами сгорания  $g_e = 260 \dots 280 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ ; для бензиновых двигателей  $g_e = 300 \dots 370 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ ; для газовых двигателей удельный расход теплоты составляет  $g_e = 14 \dots 17 \text{ МДж/(кВт} \cdot \text{ч)}$ .

Литература: 3, с. 61 – 85; 4, с. 61 – 76.

### Вопросы для самопроверки

1. Что называют средним индикаторным давлением  $p_i$ ?
2. Если имеется снятая в лаборатории индикаторная диаграмма, то как по ней можно определить величину среднего индикаторного давления?
3. Что называется индикаторной мощностью  $N_i$ , мощностью эффективной  $N_e$  и мощностью трения  $N_T$ ?
4. Как аналитически определить индикаторный удельный расход топлива? Как определить эффективный удельный расход топлива?
5. Что называется индикаторным коэффициентом полезного действия КПД  $\eta_i$  и механическим КПД  $\eta_m$ ? Напишите выражения для их определения.
6. Составьте уравнение теплового баланса бензинового двигателя, дизеля. Сравните составляющие баланса двух типов двигателей.

### 1.3. Параметры двигателя и определение его основных размеров

К основным параметрам поршневого двигателя относят его конструктивные параметры: рабочий объем цилиндров  $V'_{hi}$ , геометрическую степень сжатия  $\epsilon_r$ , тактность  $\tau$ , форму камеры поршня, принятый способ смесеобразования, отношение хода поршня к диаметру цилиндров  $S/D$  и режимные параметры: номинальную мощность  $N_e$  и литровую мощность  $N_L$  при номинальной частоте вращения коленчатого вала  $n_{ном}$ , номинальный  $M_{кр.ном}$  и максимальный  $M_{кр.мах}$  крутящий моменты, соответствующее среднее эффективное давление  $p_{e.ном}$  и  $p_{e.мах}$ , часовой и удельный расходы топлива  $G_T, g_e$ .

Режимными параметрами двигателя или задаются или их определяют с помощью теплового расчета рабочего процесса двигателя. Если задана номинальная мощность  $N_{e.ном}$ , выбраны номинальная частота вращения  $n_{ном}$ , число и расположение цилиндров, отношение  $S/D$ , тактность  $\tau$ , то задаваясь  $p_e$  или определив его из теплового расчета, можно получить основные конструктивные параметры: диаметр цилиндра и ход поршня:

$$V_h = V'_h i = 30 N_e \tau / (p_e n_{ном}), \text{ л.}$$

Рабочий объем одного цилиндра

$$V'_h = V_h / i = \pi D^2 S / 4.$$

Задаваясь  $(S/D) = 1,0 \dots 1,15$ , определяют диаметр цилиндра

$$D = 100 \sqrt[3]{4V'_h / [\pi(S/D)]}$$

и ход поршня  $S = D(S/D)$ .

Полученные значения  $D$  и  $S$  округляют до целых (стандартных) размеров. Например, 100, 105, 110, 120, 130, 140, 150 и т.д., после чего уточняют основные параметры и показатели двигателя:  $N_e, n_{ном}, G_{T.ном}, g_e, M_{кр.мах}$  и др.

Для определения номинального расхода топлива  $G_{T.ном}$  необходимо задаться удельным расходом  $g_{e.ном}$ .

Студентам следует обратить особое внимание на параметры, оценивающие эксплуатационные качества двигателей: надежность, моторесурс, трудоемкость технического обслуживания. В работе [5] приведены особенности работы тракторных дизелей и автомобильных карбюраторных двигателей в условиях сельскохозяйственного производства, показан резко циклический характер нагрузок на коленчатом валу двигателей из-за колебаний момента сопротивления  $M_c$ . Степень неравномерности момента сопротивления дизеля при работе трактора на пахоте достигает 30...40 % при частоте колебаний 0,5...3 Гц [3]. Все механизмы и детали двигателей, работающих при неустановившихся режимах, находятся в менее благоприятных условиях по сравнению с работой на установившихся режимах, износостойкость деталей уменьшается в 1,5...2 раза, снижается их долговечность.

Такая специфика работы тракторных и автомобильных двигателей обуславливает необходимость разработки комплекса конструкционных и эксплуатационных мероприятий.

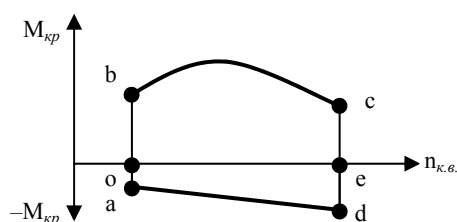
### 1.4. Характеристики двигателей

Приступая к изучению этой темы, следует, прежде всего, уяснить понятие режима работы двигателя, определяемого в простейшем случае значением крутящего момента (нагрузки) и частоты вращения коленчатого вала, а также степенью постоянства этих параметров во времени.

Все возможные рабочие режимы двигателя в фиксированные моменты времени укладываются в поле графика, приведенного на рис. 3. Любой режим на этом графике представляет собой точку с двумя параметрами – крутящий момент и частота вращения коленчатого вала. Линия  $oe$  определяет режимы нулевой нагрузки при различной частоте вращения коленчатого вала.

Режимы работы двигателя выше этой линии имеют место при снятии с коленчатого вала полезной (эффективной) мощности; режимы, располагающиеся ниже линии  $oe$ , соответствуют состоянию принудительного вращения коленчатого вала – торможению машины двигателем. Линия  $ab$  на графике определяет минимальную устойчивую частоту вращения коленчатого вала (примерно равную  $\frac{1}{3} \dots \frac{1}{4}$  от номи-

нальной). Линия  $cd$  ограничивает максимальный скоростной режим работы двигателя. Максимальный крутящий момент в пределах от минимально устойчивой частоты вращения до максимальной определяет кривая  $bc$ ; все максимальные тормозные моменты, развиваемые двигателем на каждом скоростном режиме, лежат на кривой  $ad$ .



*Рис. 3. Возможные рабочие режимы двигателя в фиксированные моменты времени*

Многообразие сочетаний скоростных и нагрузочных режимов двигателя не позволяет оценить его показатели какой-либо одной универсальной функцией.

Поэтому для оценки используют ряд зависимостей между параметрами, определенных в некоторых неизменных условиях, каждая из которых называется характеристикой двигателя.

Назначение характеристики заключается в выявлении влияния одного (принятого за определяющий) параметра на другие, например влияние частоты вращения на мощностные и экономические показатели двигателя — скоростная характеристика.

Различают статические характеристики, когда коленчатый вал двигателя нагружается постоянным в течение некоторого времени моментом сопротивления, и динамические, когда переменное значение момента сопротивления обуславливает значительные (свыше 5...7 %) колебания частоты вращения коленчатого вала с периодом 0,1...10 с, что имеет место при работе двигателя на транспортном средстве.

Статические характеристики снимаются в процессе стендовых испытаний двигателя на различных режимах его работы. В зависимости от цели, с которой снимаются характеристики, различают следующие их основные виды: регулировочные, скоростные, нагрузочные.

Регулировочные характеристики по топливу имеют своим назначением обеспечить оптимальную регулировку топливной аппаратуры двигателя.

Регулировочная характеристика по топливу дает для заданной частоты вращения коленчатого вала зависимость значений мощности и удельного расхода топлива от часового расхода топлива. При изучении регулировочной характеристики по топливу необходимо обратить внимание на то, что она имеет две характерные точки: часовой расход топлива, соответствующий максимальной мощности, и часовой расход, соответствующий минимальному удельному расходу топлива. Необходимо знать, как по регулировочной характеристике определяется оптимальная регулировка карбюратора или топливного насоса. Нужно обратить внимание на то, что минимальный удельный расход топлива всегда будет иметь место при относительно более бедной смеси. Но при дальнейшем обеднении состава смеси удельный расход топлива увеличивается.

Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания или подачи топлива показывает для заданного часового расхода топлива и заданного скоростного режима зависимость мощности и удельного расхода топлива от значения угла опережения. Эта характеристика позволяет определить тот оптимальный угол опережения, при котором достигается максимальная эффективность работы двигателя.

При изучении скоростных характеристик карбюраторного двигателя необходимо обратить внимание на то, что различают внешнюю (или предельную) скоростную характеристику и частичные скоростные характеристики.

Внешняя характеристика карбюраторного двигателя снимается при полном открытии дроссельной заслонки, карбюратор при этом обеспечивает смесь мощностного состава, углы опережения зажигания для каждого скоростного режима подбираются наиболее выгодными.

Внешняя скоростная характеристика определяет максимальные для каждого скоростного режима показатели двигателя: с ее помощью можно оценить степень совершенства рабочего процесса при полной нагрузке.

Необходимо знать и уметь объяснить характер протекания скоростных характеристик карбюраторных двигателей и дизелей, обращая внимание на зоны малой, средней и большой частот вращения коленчатого вала.

Нагрузочные характеристики двигателей представляют собой зависимости часового и удельного расходов топлива от нагрузки (мощности или крутящего момента).

Следует обратить внимание на общую закономерность изменения удельного расхода топлива в зависимости от степени загрузки двигателя, характерную и для карбюраторных двигателей и для дизелей: с уменьшением нагрузки на коленчатый вал удельный расход топлива возрастает, причем у карбюраторных двигателей более резко, чем у дизелей.

Такой характер изменения экономичности можно объяснить ухудшением условий протекания рабочих циклов при уменьшении количества топлива, сжигаемого за цикл, уменьшением скорости сгорания, увеличением относительных тепловых и относительных механических потерь, увеличением неустойчивости протекания рабочих циклов и другими причинами.

Приступая к изучению статической нагрузочной характеристики дизеля, прежде всего, необходимо отметить, что дизель большую часть времени эксплуатации работает на регуляторе. Поэтому нагрузочную характеристику дизеля чаще всего называют регуляторной.

Необходимо обратить внимание на практически линейный характер изменения часового расхода, крутящего момента и частоты вращения в пределах регуляторной зоны характеристики; более интенсивное изменение указанных параметров на корректорном участке характеристики. Еще раз следует проанализировать зависимость удельного расхода топлива от эффективной мощности. В теории трактора для построения тяговой характеристики используются также регуляторные характеристики дизелей, построенные в зависимости от изменения крутящего момента. По регуляторным характеристикам, согласно ГОСТ 18509–80, определяют корректорный и номинальный коэффициенты запаса крутящего момента, степень неравномерности регулятора.

Литература: 3, с. 112 – 152.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Какие характеристики двигателя называются «регулирующей по топливу», «регулирующей по углу опережения подачи топлива», «скоростной», «нагрузочной» и «регуляторной»?
2. Имея регулирующую характеристику по топливу, как определить тот расход топлива, на который нужно отрегулировать карбюратор.
3. Начертите кривую мощности регулирующей характеристики по углу опережения зажигания для карбюраторного двигателя или по углу опережения впрыска для дизеля.
4. Объясните характер кривых на скоростной характеристике карбюраторного двигателя.
5. Назовите причины ухудшения экономичности двигателей при снижении нагрузки на коленчатом валу (по нагрузочным характеристикам).
6. Определите понятие режима работы двигателя, назовите характерные режимы.

### ***1.5. Основные вопросы кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма***

При работе поршневого двигателя в его кривошипно-шатунном механизме (КШМ) возникают усилия, определяющие условия работы как самих деталей КШМ, так и всего двигателя. При этом важно уметь определять значения сил в КШМ при различных углах поворота коленчатого вала (КВ) на протяжении всего рабочего цикла, например,  $720^\circ$  угла поворота КВ в 4-тактном двигателе.

Выявлению причин и характера возникновения различных усилий в КШМ способствует знание его кинематики.

При рассмотрении кинематики КШМ принимают, что двигатель на расчетном режиме работает с постоянной частотой вращения КВ, т.е.  $\omega_{кв} = \text{const}$ , при этом пренебрегают степенью неустойчивости частоты вращения КВ, равной 2 – 4 %.

Когда ось цилиндра пересекает ось КВ, КШМ называют центральным. У большинства тракторных и автомобильных двигателей ось поршневого пальца смещают относительно оси поршня или цилиндра. Это делается с целью уменьшить разницу в давлениях поршня на правую и левую половины цилиндра,



обеспечить более равномерный износ цилиндров, уменьшить удары кромок поршня при его переключке. Такой КШМ называют дезаксиальным, а смещение выбирают равным  $0,05...0,1$  радиуса кривошипа  $r$ .

Учитывая, что инерционные усилия в дезаксиальном КШМ возрастают незначительно по сравнению с центральным, практически все расчеты деталей дезаксиального КШМ ведутся по формулам центрального.

При изучении кинематики КШМ нужно, прежде всего, ясно понять, что закон перемещения поршня определяется поворотом вала и отклонением шатуна. Поэтому путь, скорость и ускорение поршня являются алгебраической суммой путей, скоростей и ускорений, создаваемых и поворотом вала и отклонением шатуна. Нужно понять, что влияния поворота вала и отклонения шатуна могут быть неоднозначными, т.е. в то время как поворот вала предопределяет повышение скорости поршня, отклонения шатуна могут эту скорость уменьшить. Угол отклонения шатуна  $\beta$  связан с углом поворота коленчатого вала  $\varphi$  зависимостью:

$$\sin\beta = \lambda \sin\varphi,$$

где безразмерный кинематический параметр  $\lambda = r/l$ .

Анализируя приближенную формулу для определения перемещения поршня в зависимости от угла поворота КВ

$$S \approx r(1 - \cos\varphi) + r\frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi),$$

видим, что путь поршня  $S$  можно условно представить в виде двух гармонических перемещений:

$$S = S_1 + S_2,$$

где  $S_1 = r(1 - \cos\varphi)$  – путь поршня первого порядка, который имел бы место при наличии шатуна бесконечно большой длины, т.е. при  $l = \infty$ ,  $\lambda = r/\infty = 0$ ;

$S_2 = \lambda\frac{r}{4}(1 - \cos 2\varphi)$  – путь поршня второго порядка, т.е. дополнительное его перемещение, зависящее от конечной длины шатуна.

Скорость поршня также можно представить в виде суммы двух слагаемых  $v_n = v_1 + v_2$ ,  $v_1 = r\omega_{\text{КВ}} \sin\varphi$ ,  $v_2 = 0,5r\omega_{\text{КВ}} \lambda \sin 2\varphi$ , т.е. гармонически изменяющихся скоростей первого и второго порядков.

Точно так же ускорение поршня представляется суммой двух слагаемых:

$$j_{n1} = r\omega_{\text{КВ}}^2 \cos\varphi \text{ – ускорение первого порядка;}$$

$$j_{n2} = r\omega_{\text{КВ}}^2 \lambda \cos 2\varphi \text{ – ускорение второго порядка.}$$

При этом важно отметить, что наибольшего ускорения поршень достигает в ВМТ:

$$j_n = r\omega_{\text{КВ}}^2 (1 + \lambda), \text{ м}^2/\text{с}.$$

В НМТ суммарное ускорение поршня равно:

$$j_n = -r\omega_{\text{КВ}}^2 (1 - \lambda), \text{ м}^2/\text{с}.$$

При изучении законов движения поршня и изменения ускорения целесообразно для наглядного запоминания изобразить их графически. Освоение графических методов построения пути, скорости и ускорения прямолинейно-возвратно движущихся частей в зависимости от угла поворота вала не представляет затруднений.

Необходимо понять, что закон изменения ускорений

$$j_n = r\omega_{\text{КВ}}^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

является и законом изменения сил инерции

$$p_j = -m_j j_n, \text{ Н.}$$

Поэтому диаграммы ускорений являются и диаграммами сил инерции, построенными в другом масштабе.

Ускорение возвратно-поступательно движущихся масс КШМ  $m_j$  (массы поршня, поршневого пальца, поршневых и стопорных колец, а также часть массы шатуна)  $m_{\text{шп}} = 0,275 m_{\text{ш}}$  создает силы инерции первого и второго порядка.

Следует усвоить, что одна и та же масса  $m_j$  создает и силу инерции первого, и силу инерции второго порядка, и обе силы всегда направлены вдоль оси цилиндра.

Необходимо запомнить, что силы инерции первого и второго порядков в зависимости от угла поворота вала гармонически изменяются по закону косинуса. Следует уметь вычерчивать протекание сил инерции в зависимости от угла  $\varphi$  поворота вала.

Помимо сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, в КШМ действует центробежная сила инерции вращающихся масс  $K_r = -m_r r \omega_{кв}^2$ , являющаяся результирующей двух сил: силы инерции вращающихся масс шатуна  $K_{rш} = -m_{шк} r \omega_{кв}^2$  и силы инерции вращающихся масс кривошипа  $K_{rk} = -m_k r \omega_{кв}^2$ . Для V-образных двигателей, у которых два одинаковых шатуна расположены на одной шейке,  $K_r = K_{rk} + 2K_{rш} = -(m_k + 2m_{шк}) r \omega_{кв}^2$ . При этом  $m_{шк} = 0,725 m_{ш}$ , а  $m_k = m_{шш} + 2m_{щ} \rho/r$ , где  $m_{шш}$  – масса шатунной шейки с прилегающими частями щек кривошипа;  $m_{щ}$  – масса части щеки, имеющей центр тяжести на радиусе  $\rho$ .

Определение действующих сил в КШМ начинают с алгебраического сложения сил давления газов  $P_r$  и сил инерции  $P_j$ :

$$P_{\Sigma} = p_r + p_j, \text{ Н.}$$

Для получения закона изменения суммарных сил  $P_{\Sigma}$  строят развернутую индикаторную диаграмму сил давления газов в координатах  $P_r - \varphi$  и накладывают на нее диаграмму сил инерции  $P_j - \varphi$ . Суммарная сила  $P_{\Sigma}$  действует по оси цилиндра и может быть разложена на составляющие:

- боковую силу, прижимающую юбку поршня к стенке цилиндра  $N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta$ ;
- силу, направленную по оси шатуна, сжимающую или растягивающую шатун  $K = P_{\Sigma} / \cos \beta$ .

Сила  $K$ , передаваемая шатуном шейки вала, разлагается на силу тангенциальную  $T = P_{\Sigma} \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$  и

силу радиальную  $Z = P_{\Sigma} \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ .

Диаграммы сил  $T$  и  $Z$  можно построить по углу поворота вала аналитически, пользуясь таблицами тригонометрических величин [3]:

$$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Важно понять, что диаграмма тангенциальных сил представляет собой одновременно (в другом масштабе) и диаграмму индикаторного крутящего момента  $M_i$ :

$$M_i = P_{\Sigma} r \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Нм.}$$

Следует обратить внимание на то, что представляет собой понятие среднего крутящего момента  $M_{i\text{ср}}$  и как, имея диаграмму крутящего момента, можно его определить.

Момент  $M_{i\text{ср}}$  – средний индикаторный момент; для получения эффективного крутящего момента  $M_{кп}$  необходимо полученное значение  $M_{i\text{ср}}$  умножить на механический КПД двигателя.

К центру шатунной шейки приложена центробежная сила  $K_r$ , направленная вдоль кривошипа от оси КВ; сила  $K_r$  не уравновешена и через коренные шейки передается на опоры двигателя.

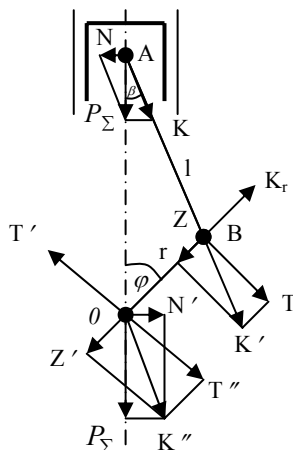


Рис. 4. Определение действующих сил в КШМ

Для оценки характера нагруженности шатунных и коренных шеек коленчатого вала и разработки соответствующих мероприятий по повышению их работоспособности производят анализ сил, действующих на эти шейки. Такой анализ удобно проводить с помощью векторных и развернутых диаграмм давлений на шейки и подшипники. Векторные диаграммы, построенные в полярных координатах, позволяют определить максимальные давления на шейки, найти зону расположения отверстия для подачи масла из смазочной системы к трущимся поверхностям подшипников. По развернутой диаграмме можно определить средние удельные давления на шейку, на подшипники.

Методика построения диаграмм нагрузок на шейки коленчатого вала в полярных и прямоугольных координатах приведена в [4].

Переходя к рассмотрению уравновешенности, следует тщательно разобраться, как силы инерции первого и второго порядков, их моменты, а также центробежные силы инерции и их моменты могут быть уравновешены системой противовесов на коленчатом или дополнительных валах, как эти противовесы должны быть расположены.

После изучения закона изменения сил инерции в одном цилиндре двигателя следует рассмотреть, как велики и куда направлены равнодействующие сил инерции в многоцилиндровых двигателях и как возникают продольные моменты от неуравновешенных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс  $m_j$  и центробежных сил инерции вращающихся масс  $m_r$ .

Необходимо обратить внимание на то, что по направлению осей цилиндров рядных двигателей на опоры двигателя передаются только силы инерции; силы газов уравновешиваются внутри замкнутого надпоршневого пространства.

Необходимо уяснить, как будут влиять массовые отношения поршней и массовые отношения шатунов на уравновешенность двигателя. Такие двигатели, как, например, рядные шестицилиндровые четырехтактные, будут действительно уравновешены только тогда, когда массы поршневых групп каждого цилиндра будут точно равны между собой так же, как и массы всех шатунов.

Большое влияние на уравновешенность оказывает идентичность протекания рабочего процесса во всех цилиндрах за счет их одинакового наполнения, одинаковых фактических степеней сжатия во всех цилиндрах, одинаковой регулировки зажигания или впрыскивания топлива по цилиндрам, идентичности теплового состояния и т.д. [3].

Особо большое внимание следует уделить анализу уравновешенности V-образных двигателей, получивших большое распространение на современных тракторах и автомобилях.

Для шестицилиндровых двигателей с углом развала  $90^\circ$ , таких, как ЯМЗ-236, СМД-60 равнодействующие сил инерции первого и второго порядков и суммарный момент от центробежных сил равны нулю, но возникающие суммарные моменты от этих сил

$$\begin{aligned} \Sigma M_{jI} &= 1,73m_j r\omega_{кв}^2 a ; \\ \Sigma M_{jII} &= 1,4m_j r\omega_{кв}^2 \lambda a (1,5 \cos 2\varphi + 0,866 \sin 2\varphi) \end{aligned}$$

приходится уравновешивать противовесами, устанавливаемыми на продолжении щек кривошипов, а суммарный момент от центробежных сил

$$\Sigma M_r = 1,73(m_k + 2m_{шк})r\omega_{кв}^2 a -$$

установкой противовесов на двух дополнительных валах. (Здесь  $a$  – расстояние между осями цилиндров).

В V-образных восьмицилиндровых двигателях ЯМЗ-238Н, ЗИЛ-130, ЗМЗ-53, КамАЗ-740 неуравновешенными являются суммарный момент сил инерции первого порядка  $\Sigma M_{jI} = \sqrt{10} m_j r\omega_{кв}^2 a$  и суммарный момент центробежных сил

$$\Sigma M_r = \sqrt{10}(m_k + 2m_{шк})r\omega_{кв}^2 a .$$

Уравновешивание этих моментов осуществляется противовесами на коленчатом валу в плоскости действия этих моментов, под углом  $18^\circ 26'$  к плоскости первого кривошипа.

При работе двигателя его коленчатый вал даже в установившемся режиме из-за неравномерности крутящего момента вращается с непостоянной угловой скоростью. Коэффициент неравномерности крутящего момента  $\mu$  определяется как

$$\mu = \frac{M_{i \max} - M_{i \min}}{M_{i \text{cp}}}$$

Колебания угловой скорости  $\omega_{\text{кв}}$  за цикл при установившемся режиме или равномерность вращения коленчатого вала характеризуются коэффициентом неравномерности хода:

$$\delta = 2(\omega_{\text{кв max}} - \omega_{\text{кв min}}) / (\omega_{\text{кв max}} + \omega_{\text{кв min}})$$

Допустимые значения для автомобильных двигателей  $\delta = 0,01 \dots 0,02$ ; для тракторных дизелей  $\delta = 0,005 \dots 0,01$ .

Момент инерции маховика и его размеры определяют исходя из условий обеспечения допустимой степени неравномерности  $\delta$  и оптимальной приемистости двигателя.

Если обозначить  $J_0$  – момент инерции всех движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала, то момент инерции маховика  $J_M$  составит  $J_M = (0,8 \dots 0,9)J_0$ , кг · м<sup>2</sup>. Тогда, учитывая, что маховой момент  $m_M D_{\text{cp}}^2$  связан с моментом инерции маховика  $J_M$  зависимостью

$$J_M = \frac{m_M D_{\text{cp}}^2}{4}$$

получим взаимосвязь трех параметров  $J_M$ ,  $m_M$  – массы маховика и  $D_{\text{cp}}$  – среднего размера обода маховика.

Диаметр маховика из опытных данных можно принять  $D_{\text{cp}} = (2 \dots 3)S$ , где  $S$  – ход поршня, м. При этом следует проверить возможность обеспечения допустимой окружной скорости на внешнем обode маховика. Исходя из условий прочности

$$v_M \leq \pi D_M n / 60,$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>.

Для чугунных маховиков  $v_M$  должна не превышать 25...30 м/с, для стальных  $v_M < 40 \dots 45$  м/с.

Литература: 3, с. 167 – 201; 4, с. 115 – 194.

### Вопросы для самопроверки

1. Напишите выражение для скорости и ускорения поршня. Почему ускорение поршня является суммой двух ускорений?
2. Каких значений достигает средняя скорость поршня современных автомобильных и тракторных двигателей? Как графически построить диаграмму пути, скорости и ускорения?
3. Как возникают силы инерции первого и второго порядков? Напишите математическое выражение для сил инерции первого и для сил инерции второго порядка.
4. Как уравниваются силы инерции первого и второго порядков?
5. Приведите схему сил и моментов, действующих в одноцилиндровом двигателе.
6. Какой двигатель называется полностью уравновешенным?
7. Как производится уравнивание сил и моментов в четырехтактных двигателях: двухцилиндровом, в рядных четырех- и шестицилиндровом; в V-образных – шести- и восьмицилиндровом?
8. Каковы особенности неуравновешенности V-образных шести- и восьмицилиндровых двигателей?
9. Как оцениваются неравномерность крутящего момента и неравномерность вращения коленчатого вала?
10. Как и из каких соображений определяются размеры маховика двигателя?

### 1.6. Основы расчета деталей кривошипно-шатунного механизма

При определении прочностных и надежностных показателей поршневых ДВС за расчетные режимы принимают:

1. Режим номинальной мощности  $N_{\text{е ном}}$  при номинальной частоте вращения коленчатого вала  $n_{\text{ном}}$ .
2. Режим максимального крутящего момента  $M_{\text{кр max}}$  – обычно при частоте вращения коленчатого вала  $n = (0,5 \dots 0,6)n_{\text{ном}}$   $p_z$  и  $p_e$  достигают максимума.

3. Режим максимальной частоты вращения  $n_{\text{ххmax}}$  при нулевой нагрузке, когда достигают максимума силы инерции  $p_j$ , неуравновешенные газовыми силами  $p_r$ .

При расчете на прочность деталей исходят из определения опасных режимов работы двигателя в соответствии со спецификой его работы на транспортном средстве и определения возникающих в деталях при этих условиях напряжений и сравнения этих напряжений с допускаемыми. Все детали двигателя работают в условиях переменных нагрузок.

Предельными напряжениями, при которых детали могут надежно работать, являются напряжения, определяемые из условий усталостной прочности материалов. Эти напряжения зависят не только от материала и его структуры, но и от характера изменения прилагаемой нагрузки, формы и размеров деталей, способов механической и термической обработки, состояния поверхностей, формы переходов и сопряжений и др.

На усталостную прочность обязательно рассчитываются коленчатый вал, шатун, поршневой палец и ряд других деталей.

При этом надо учитывать характер цикла нагружения, его форму и частоту изменения напряжений.

За пределы прочности принимают напряжения  $\sigma_b$  и  $\tau$  – для деталей, изготовленных из хрупких материалов; за пределы текучести  $\sigma_r$  и  $\tau_r$  – для деталей, изготовленных из пластических материалов.

При изучении основ расчета деталей кривошипно-шатунного механизма двигателей необходимо обратиться в вопросе, какие силы действуют на детали, какие деформации детали испытывают.

Так, днище поршня рассчитывают на изгиб от действия максимального давления газов  $p_z$  с учетом тепловых напряжений, возникающих вследствие разности температур наружной и внутренней поверхностей. При поверочном расчете поршня следует оценить максимальные удельные давления юбки поршня на стенку цилиндра ( $q_{\text{max}} = 0,3...1,0$  МПа). Кроме того, необходимо определить минимальные зазоры между стенками цилиндра, головкой и юбкой поршня. В рабочем состоянии  $\Delta_r = (0,002...0,0025)D$ ,  $\Delta_{\text{ю}} = (0,0005...0,0015)D$ , здесь  $\Delta_r$ ,  $\Delta_{\text{ю}}$  – диаметральные зазоры, мм;  $D$  – диаметр цилиндра:

При расчете поршневых колец необходимо проверить значение среднего давления кольца на стенку цилиндра:

$$p_{\text{cp}} = 0,152E \frac{A_0/t}{(D/t-1)^3 D/t},$$

где  $E = (1...1,2) \cdot 10^5$  МПа – для чугуна и  $E = (2...2,3) \cdot 10^5$  МПа – для стали;  $A_0/t$  – отношение разности между зазорами замка кольца в свободном и рабочем состоянии к толщине кольца;  $D/t$  – отношение диаметра цилиндра к толщине кольца;  $p_{\text{cp}} = 0,11...0,37$  МПа – для компрессорных колец и  $p_{\text{cp}} = 0,2...0,4$  – для маслоъемных колец.

Необходимо также уметь определять напряжения изгиба, возникающие в сечении, противоположном замку при надевании кольца на поршень, и в рабочем состоянии, а также значения монтажных зазоров в замке кольца.

При расчете поршневого кольца определяют удельные давления на бобышки поршня, втулку верхней головки шатуна, напряжения изгиба и среза. Следует иметь в виду, что за расчетную силу, действующую на палец, следует принимать  $P = P_{z \text{ max}} + k P_j$ , МН, где  $k = 0,7...0,8$  – коэффициент учета массы поршневого пальца. Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна  $q_{\text{ш}} = P/(d_{\text{п}} l_{\text{ш}})$ , МПа; на бобышки  $q_{\text{б}} = P/[d_{\text{п}}(l_{\text{п}} - b)]$ , МПа, где  $d_{\text{п}}$  – наружный диаметр пальца;  $l_{\text{ш}}$  – длина шатунной втулки;  $l_{\text{п}}$  – длина опорной поверхности пальца в бобышках. Допустимые значения удельных давлений  $q_{\text{ш}} = 20...60$  МПа,  $q_{\text{б}} = 15...50$  МПа.

При расчете шатуна проверяются на усталостную прочность верхняя головка шатуна (место перехода шатуна в стержень), стержень шатуна в среднем сечении и болты, стягивающие половинки кривошипной головки шатуна. Необходимо знать, что суммарная сила, растягивающая шатунный болт  $P_6$  равна  $P_6 = P_3 + \chi P_j/2$ , где  $P_3 = (1...1,5)P_j$  по пределу текучести  $n_{\text{т6}}$ , [4];  $\chi = 0,15...0,25$ .

Расчет коленчатого вала из-за сложности его формы и многообразия действующих сил и моментов можно произвести лишь приближенно. Нужно ясно представлять, какие силы и моменты действуют на коренную и шатунную шейки вала и его щеки. Следует ознакомиться с методом определения набегающих моментов, скручивающих коренные шейки, максимальных  $\tau_{\text{max}}$  и минимальных  $\tau_{\text{min}}$  касательных напряжений переменного цикла коренных шеек. Расчеты шатунных шеек ведут на кручение и изгиб, отдельно определяя запас прочности по кручению и изгибу, и общий запас прочности.

Важно уметь определять удельные давления на шейки коленчатого вала, от значения которых зависит срок службы работы подшипников. При этом среднее удельное давление не должно превышать 4...12 МПа – для карбюраторных двигателей и 6...16 МПа – для дизелей. Значения максимальных удельных давлений примерно в 2 раза выше средних.

В приведенных выражениях:  $P_3$  – усилие предварительной затяжки, МН;  $P_j$  – инерционные силы, МН, имеющие максимальное значение в начале такта впуска ( $\varphi = 0$ ) при работе двигателя на режиме максимальной частоты вращения при нулевой нагрузке;  $\chi$  – коэффициент нагрузки резьбового соединения  $\chi = 0,15...0,25$ .

Напряжения, возникающие в болте, максимальное и минимальное определяют как

$$\sigma_{\max} = 4P_6 / (\pi d_b^2), \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min} = 4P_3 / (\pi d_b^2), \text{ МПа},$$

где  $d_b = d - 1,4t$  – внутренний диаметр резьбы болта;  $d$  – номинальный диаметр болта;  $t$  – шаг резьбы. Запас прочности болтов определяется по пределу усталости  $n_\sigma$  или по пределу текучести  $n_{\text{тг}}$ .

Необходимо иметь представление о крутильных колебаниях коленчатого вала, имеющих место при эксплуатации тракторных и автомобильных двигателей. Крутильные колебания возникают при недостаточной жесткости коленчатого вала под действием переменных крутящих моментов, действующих на каждом кривошипе.

Работа коленчатого вала становится особо опасной в случае совпадения частоты свободных крутильных колебаний от сил упругости и частоты возмущающих моментов. Для уменьшения амплитуд крутильных колебаний и смещения опасных частотных зон за пределы эксплуатационных режимов применяют ряд конструктивных мероприятий: оптимальный подбор чередования вспышек в цилиндрах, установка дополнительных противовесов, утяжеление маховика, установка успокоителей – маятниковых или пружинных антивибраторов, демпферов и др.

Литература: 3, с. 203 – 227; 4, с. 195 – 271.

### Вопросы для самопроверки

1. Приведите расчетные режимы карбюраторных двигателей и дизелей.
2. Какие основные силы и моменты действуют в кривошипно-шатунном механизме двигателя?
3. Каковы методы расчета деталей двигателя с учетом переменной нагрузки?
4. В чем заключается поверочный расчет элементов поршня?
5. Как определяются частные и общие запасы прочности деталей двигателя?
6. Как производится расчет поршневых колец?
7. Как определяются удельные давления поршневого пальца на втулку верхней головки шатуна и бобышки поршня?
8. Как определяются запасы прочности для элементов шатуна и для шатунных болтов?
9. Как производится расчет шеек и щек коленчатого вала? Как определяются запасы прочности его элементов?
10. Что такое крутильные колебания коленчатого вала? Каковы основные мероприятия для уменьшения амплитуд колебаний и вывода их из зоны эксплуатационных режимов?

### 1.7. Газораспределение

При изучении механизма газораспределения ранее было обращено внимание на преимущественное распространение клапанных систем четырехтактных двигателей. Клапанный механизм должен обеспечить наилучшее наполнение и очистку цилиндров при сохранении своей высокой работоспособности, надежности и долговечности.

Проходное сечение в седле клапана определяют по формуле:

$$F_{\text{кл}} = v_{\text{пер}} F_{\text{п}} / v_{\text{вп}}, \text{ см}^2,$$

где  $v_{\text{пср}}$  – средняя скорость поршня на номинальном режиме, м/с;  $v_{\text{вп}}$  – скорость газа в проходном сечении клапана, соответствующая принятым в тепловом расчете допустимым потерям на впуске  $\Delta p_a$ , м/с;  $F_{\text{п}}$  – площадь поршня, см<sup>2</sup>.

Диаметр горловины, через которую проходит стебель клапана, принимается равным  $F_{\text{гор}} = (1,1 \dots 1,2)F_{\text{кл}}$ . С другой стороны,  $F_{\text{кл}}$  можно выразить как

$$F_{\text{кл}} = \pi h_{\text{кл}} (d_{\text{гор}} \cos \alpha + h_{\text{кл}} \sin \alpha \cos^2 \alpha),$$

где  $h_{\text{кл}}$  – высота подъема клапана, см;  $\alpha$  – угол фаски клапана, обычно 45° и реже 30°.

Максимальная высота подъема клапана при известных  $F_{\text{кл}}$  и  $\alpha = 45^\circ$ :

$$h_{\text{кл}} = \sqrt{4,9d_{\text{гор}}^2 + 4,44F_{\text{кл}} / 2,22 - d_{\text{гор}}}, \text{ см.}$$

Весьма важной характеристикой клапанного механизма является время-сечение клапана, определяемое за процесс впуска как

$$\int_{t_0}^{t_3} F_{\text{кл}} dt,$$

где  $t_0$  и  $t_3$  – время открытия и закрытия впускного клапана, с;  $F_{\text{кл}}$  – площадь под кривой подъема клапана, мм<sup>2</sup>;  $F_{\text{кл}}$  – определяют после определения профиля кулачка и построения диаграммы подъема клапана.

При изучении данной темы следует уделить внимание способам профилирования безударных кулачков, позволяющих при минимально возможных ускорениях в деталях клапанного механизма получить максимально возможное время-сечение клапана.

Необходимо изучить систему газообмена двухтактных двигателей с контурной продувкой, в которых процессы впуска и выпуска управляются с помощью поршня, перекрывающего впускные и продувочные окна. Следует обратить внимание на большие (до 25 %) потери свежего заряда при наполнении – продувке в двухтактных двигателях с контурной продувкой.

Литература: 2, с. 233 – 246; 3, с. 228 – 241; 4, с. 283 – 315.

### Вопросы для самопроверки

1. Из каких соображений выбираются оптимальные размеры клапана, его максимальная высота подъема?
2. Что такое время-сечение клапана? Как определяется время-сечение клапана?
3. Начертите диаграмму подъема клапана.
4. Каковы особенности профилирования безударных кулачков? Что обеспечивает безударный профиль кулачка?
5. Как осуществляется газораспределение в двухтактных двигателях с контурной продувкой?

### 1.8. Система питания

Приступая к изучению особенностей расчета систем питания, следует еще раз остановиться на особенностях рабочего процесса двигателей с внешним смесеобразованием и воспламенением смеси от постороннего источника и двигателей с внутренним смесеобразованием и самовоспламенением топлива. Характерные особенности каждого типа двигателя и его способа смесеобразования определяют схему снабжения его воздухом и топливом.

Воздухообеспечение в значительной степени влияет на мощностные и экономические показатели двигателя, а также на износостойкость цилиндро-поршневой группы [5].

Систему воздухоподдачи выбирают в зависимости от условий работы трактора или автомобиля. Так, например, для двигателя трактора, работающего в условиях высокой концентрации загрязнений, наиболее эффективной является система воздухоподдачи, в которой используются сухие бумажные воздухоочистители, характеризующиеся малыми значениями коэффициента пропуска пыли.

Следует познакомиться с критериями оценки работы воздухоочистителей, такими как коэффициент очистки, сопротивление фильтрующего элемента, пылеемкость и эффективность использования объема воздухоочистителя.

Топливоподающая система современных дизелей характеризуется, прежде всего, высоким совершенством и сложностью приборов очистки и фильтрации топлива. Объясняется это наличием в системе высокопрецизионных деталей, работающих в условиях большой напряженности, с зазорами до  $10^{-3}$  мм. Современные дизели предъявляют повышенные требования к обеспечению точности дозирования топлива, качеству смесеобразования, стабильности регулировок приборов топливной аппаратуры.

Необходимо изучить способы смесеобразования дизелей, критерии оценки каждого из них, главным образом, по экономичности, жесткости работы дизеля и токсичности ОГ.

Подробно следует остановиться на изучении особенностей работы рядных секционных топливных насосов высокого давления, насосов распределительного типа, их систем привода и автоматических устройств регулирования опережения впрыскивания топлива.

Необходимо обратить внимание на особенности конструкций многодырчатых форсунок высокого давления, обеспечивающих высокое качество распыла, оптимальную дальность и форму факела распыла.

При расчете системы топливоподдачи дизеля находят параметры плунжерной пары, диаметр и количество отверстий распылителя форсунки [3]. Необходимо уметь определять коэффициент подачи плунжерной пары, строить желательную оптимальную характеристику топливного насоса.

Изучению теоретических основ конструкций современных устройств питания бензиновых и газовых двигателей, должен предшествовать тщательный анализ особенностей смесеобразования и условий работы двигателей на различных режимах, определяющих оптимальные составы горючей смеси.

Прежде всего, следует понять принцип работы одножиклерного карбюратора, причину уменьшения коэффициента избытка воздуха при увеличении расхода воздуха через диффузор и способ компенсации этого главного недостатка одножиклерного карбюратора, т.е. исполнение системы компенсации.

Необходимо представлять работу главной дозирующей системы карбюраторов и различных корректирующих устройств.

В карбюраторе расчету подлежат элементы главной дозирующей системы: параметры диффузоров, топливных и воздушных жиклеров.

Следует отметить большую перспективность двигателей, работающих на сжатом (природном) и сжиженном газе.

В таких двигателях обеспечивается более совершенное смесеобразование, что приводит к уменьшению токсичности ОГ и увеличению срока службы двигателя (из-за отсутствия конденсации паров топлива на стенках гильз цилиндров и сохранения масляного слоя).

Топливная аппаратура включает: баллоны с газом, фильтры, двухступенчатый редуктор, снижающий давление от 1,5...2 МПа до 0,1 МПа; испаритель, смеситель, в котором образуется горючая смесь, и резервную систему питания для кратковременной работы на бензине.

Литература: 3, с. 259 – 286; 4, с. 343 – 360.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Начертите схему простейшего карбюратора.
2. Почему при открытии дроссельной заслонки у одножиклерного карбюратора горючая смесь обогащается?
3. Начертите схему карбюратора с компенсирующим воздушным жиклером, объясните принцип его работы.
4. Каково устройство и назначение экономайзера, насоса-ускорителя, клапана отключения подачи топлива?
5. Начертите желательную оптимальную характеристику карбюратора.
6. Начертите пусковую систему карбюратора, систему экономайзера и насоса-ускорителя.



7. Какой принцип кладется в основу расчета размеров топливных жиклеров и диффузора карбюратора?

8. В чем принципиальная разница в смесеобразовании дизелей с непосредственным впрыскиванием и с разделенными камерами сгорания? В чем преимущества и недостатки различных способов смесеобразования?

9. Приведите характеристику плунжерной пары топливного насоса.

10. Как влияет на протекание процесса сгорания и на продолжительность задержки самовоспламенения момент впрыскивания топлива?

11. Каковы преимущества и недостатки топливных насосов высокого давления распределительного типа?

12. Как влияет способ смесеобразования на особенности устройства приборов топливной аппаратуры дизелей?

13. В чем преимущества двигателей, работающих на сжатых и сжиженных газах?

### **1.9. Смазочная система**

Приступая к изучению этой темы, следует ознакомиться с основами гидродинамической теории смазки, понять, как определяются минимальные зазоры между шейками вала и подшипниками, коэффициенты надежности жидкостного трения. Нужно также изучить такие характеристики смазочных систем, как: кратность циркуляции, удельная емкость системы, удельная подача масляного насоса.

Кратность циркуляции определяется отношением подачи масляного насоса, л/ч, к вместимости смазочной системы, л, и должна быть не меньше  $60 \text{ ч}^{-1}$ .

Значения удельной емкости смазочных систем современных двигателей находятся в пределах  $0,2 \dots 0,6 \text{ л/кВт}$ . Удельная подача масляного насоса составляет  $0,33 \dots 1,6 \text{ л/(кВт} \cdot \text{ч)}$ .

Необходимо уделить внимание методам расчета масляного насоса, исходя из значения номинального режима двигателя, масляных радиаторов и очистительных устройств полнопоточного типа.

Особо важно уяснить большое влияние типа и состояния системы на показатели работы и износостойкость двигателя.

Литература: 3, с. 296 – 303; 4, с. 361 – 372.

#### **Вопросы для самопроверки**

1. Приведите основные требования, предъявляемые к смазочной системе.
2. Каковы основные положения гидродинамической теории смазывания?
3. Каковы основные характеристики смазочной системы?
4. Как рассчитываются основные элементы смазочной системы?

### **1.10. Система охлаждения**

Рассмотрение этой темы необходимо начать с определения количества теплоты, отводимой от нагреваемых деталей двигателя в единицу времени. Это количество теплоты определяется или из теплового баланса двигателя, или из эмпирической зависимости

$$Q_{\text{охл}} = qN_{\text{е ном}},$$

где  $q = 2,9 \dots 4,3 \text{ МДж/(кВт} \cdot \text{ч)}$  – для карбюраторных двигателей;  $q = 2,3 \dots 3,6 \text{ МДж/(кВт} \cdot \text{ч)}$  – для дизелей.

Расчет системы жидкостного охлаждения сводится к определению конструктивных параметров водяного насоса, радиатора и вентилятора. Для воздушного охлаждения рассчитывают поверхность охлаждаемых ребер цилиндра и головки цилиндра, объемную подачу вентилятора и потребляемую вентилятором мощность.

Литература: 3, с. 287 – 296; 4, с. 372 – 384.

#### **Вопросы для самопроверки**

1. До какой оптимальной температуры следует охлаждать стенки цилиндра и камеры сгорания?
2. Почему у дизеля отводится в систему охлаждения относительно меньшее количество теплоты по сравнению с карбюраторным двигателем?

3. На сколько градусов нагревается воздух, проходя через радиатор?
4. На сколько градусов нагревается воздух, охлаждающий ребра, головки и стенки цилиндра, в системе воздушного охлаждения двигателя?
5. Какие применяются методы регулирования температуры системы охлаждения?
6. Как определяются производительность вентилятора, параметры водяного насоса, размеры радиатора?

### **1.11. Система пуска**

При изучении темы следует разобраться, как определяется значение необходимого для пуска крутящего момента, какую необходимую частоту вращения коленчатого вала нужно обеспечить при пуске карбюраторного двигателя и при пуске дизеля. Необходимо знать, какими пусковыми характеристиками должны обладать двигатели, как определяется среднее давление трения на прокручивание коленчатого вала. Особо важно понимание условий пуска двигателя при низких температурах окружающего воздуха, знание средств для облегчения пуска.

Литература: 3, с. 304 – 309.

#### **Вопросы для самопроверки**

1. Какие системы пуска могут быть рекомендованы для автомобильных двигателей и какие для тракторных?
2. Как влияет температурное состояние двигателя на условия его пуска?
3. Какая минимальная частота вращения требуется для пуска карбюраторного двигателя и какая для дизеля?
4. Как определить необходимую мощность для пуска двигателя?
5. Назовите устройства, применяемые для пуска двигателей при низких температурах.

### **1.12. Тенденции развития конструкций тракторных и автомобильных двигателей**

Инженер-механик сельскохозяйственного производства должен хорошо представлять недостатки поршневых двигателей внутреннего сгорания. Это, прежде всего, довольно низкий эффективный КПД транспортных двигателей, математическое ожидание которого для двигателей грузовых автомобилей составляет в условиях эксплуатации 15...20 %; для тракторных – 20...25 %. Отработанные газы двигателей содержат множество токсичных компонентов, наносящих большой вред окружающей среде и живым организмам. Двигатели производят широкополосный шум большой интенсивности. Утечки масла из двигателя, особенно при его замене, также загрязняют окружающую среду. Возникающая в двигателях вибрация передается на раму транспортного средства, вызывая дополнительные переменные напряжения в трансмиссии и ходовой части машины, дискомфорт и повышенную утомляемость водителя.

Однако по мере развития и совершенствования ДВС действие указанных отрицательных свойств двигателей постепенно ослабевает. Так можно сказать, что топливная экономичность тракторных дизелей непрерывно улучшается: удельный расход топлива в среднем должен снизиться на 3...5 % и составить 230...238 г/(кВт · ч). Расход масла на угар должен составить 0,7...0,9 г/(кВт · ч) – (0,4 % от расхода топлива), удельная материалоемкость дизелей уменьшится до 4...8,6 кг/кВт при одновременном увеличении ресурса до капитального ремонта до 8...10 тыс. ч.

Особо важно отметить, что широкий комплекс мероприятий по снижению токсичности отработанных газов обусловил за последние годы резкое уменьшение загрязнения окружающей среды двигателями автомобилей и тракторов. К этим мероприятиям следует отнести совершенствование способов смесеобразования и интенсификации процесса сгорания, оптимальное управление режимами работы двигателя, применение газового топлива, дизелизацию автомобильного парка.

Для новых дизелей предусматривается применение высокого регулируемого газотурбинного наддува с промежуточным охлаждением, усовершенствование системы газообмена, применение 4-клапанного механизма газораспределения, пленочного и объемнопленочного смесеобразования, снижение механических потерь, применение эффективных систем автоматического управления топливоподачей и тепловым состоянием двигателя, применение двигателей постоянной мощности.

Для бензиновых двигателей дальнейшее снижение удельного расхода топлива и выбросов токсичных веществ будет осуществляться за счет улучшения систем впуска и смесеобразования, оптимизации

состава смеси и угла опережения зажигания, применения форкамерно-факельного зажигания, впрыскивания бензина с точнейшим его дозированием с помощью современной микропроцессорной техники.

Пусковые качества двигателей будут улучшаться за счет применения современных систем пуска, мощных стартеров и пусковых облегченных двигателей, применения масел с улучшенными вязкостно-температурными характеристиками.

Интенсивные работы ведутся по повышению эргономического уровня двигателей, в частности, по снижению уровня их шумности и вибраций.

Наряду с успешным усовершенствованием существующих ДВС во всем мире проводятся работы по созданию и исследованию принципиально новых тепловых двигателей. Здесь следует назвать поисковые разработки адиабатных или керамических поршневых ДВС, эффективный КПД которых достигает, по опубликованным данным, 60 %.

Продолжаются работы по усовершенствованию роторно-поршневых двигателей, имеющих очень высокую литровую мощность (до 180 кВт/л), но пока еще недостаточную экономичность ( $g_e > 300$  г/(кВт · ч)) и невысокий срок службы.

Определенной степени совершенства достигли за последнее время двигатели с внешним подводом теплоты (ДВПТ), или двигатели Стирлинга. Эти двигатели отличаются малой токсичностью, высокой удельной мощностью и большим значением эффективного КПД.

Однако ДВПТ примерно в 2 раза более материалоемки и значительно сложнее, чем поршневые ДВС.

Продолжаются работы по исследованию возможностей применения газотурбинных двигателей (ГТД) на тракторах.

Исследования, выполненные в Ленинградском СХИ, показали, что применение ГТД на тракторе типа К-701 позволяет эффективнее использовать низкосортные топлива, а тракторному агрегату лучше выполнять технологические операции при резко-переменных нагрузочных режимах [3].

Литература: 3, с. 318 – 330.

### **Вопросы для самопроверки**

1. Назовите основные пути улучшения показателей существующих поршневых ДВС.
2. Каковы основные конструкторские и эксплуатационные мероприятия по снижению токсичности ОГ ДВС?
3. Каковы основные тенденции развития поршневых ДВС?
4. Назовите новые типы двигателей, которые могут найти применение на тракторах и автомобилях.
5. Каковы экономические проблемы совершенствования двигателей и применения новых топлив?

## ***СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ***

1. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А.В. Николаенко. – М. : Космос, 1984. – 335 с.
2. Болтинский, В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей / В.Н. Болтинский. – М. : Сельхозиздат, 1962. – 390 с.
3. Николаенко, А.В. Тракторы и автомобили / А.В. Николаенко и др. – М. : Космос, 1970. – 384 с.
4. Гуревич, А.М. Тракторы и автомобили / А.М.Гуревич. – М. : Космос, 1983. – 336 с.
5. Ждановский, И.С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей / И.С. Ждановский, А.В. Николаенко. – Л. : Космос, 1981. – 295 с.
6. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М. : Высшая школа, 2003. – 496 с.

## **ОГЛАВЛЕНИЕ**

<b>1. РАСЧЕТ И АНАЛИЗ РАБОТЫ ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ .....</b>	<b>3</b>
1.1. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ .....	3
1.2. ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ .....	12
1.3. ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ .....	17
1.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ .....	18
1.5. ОСНОВНЫЕ ВОПРОСЫ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА .....	21
1.6. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА .....	28
1.7. ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ .....	31
1.8. СИСТЕМА ПИТАНИЯ .....	32
1.9. СМАЗОЧНАЯ СИСТЕМА .....	35
1.10. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ .....	35
1.11. СИСТЕМА ПУСКА .....	36
1.12. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	36
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....</b>	<b>39</b>