

Белорусский национальный технический университет

Факультет энергетического строительства
Кафедра «Кораблестроение и гидравлика»

СОГЛАСОВАНО

Заведующий кафедрой
«Кораблестроение и гидравлика»

_____ Качанов И.В.

«_____» _____ 2017 г.

СОГЛАСОВАНО

Декан факультета
энергетического строительства

_____ Ивашечкин В.В.

«_____» _____ 2017г.

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО УЧЕБНОЙ ДИС-
ЦИПЛИНЕ**

Судовые энергетические установки

Раздел 2 (практический)

для специальности 1-37 03 02 «Кораблестроение и техническая эксплуата-
ция водного транспорта»

Составитель: доцент кафедры «Кораблестроение и гидравлика»,
к.т.н., доцент Кулебякин Виталий Васильевич

Рассмотрено и утверждено на заседании Совета факультета энергетиче-
ского строительства «_____» _____ 2017 г., протокол № _____

Перечень материалов

Учебно-методический комплекс по дисциплине «Судовые энергетические установки», раздел 2, для специальности 1-37 03 02 «Кораблестроение и техническая эксплуатация водного транспорта», содержащий 34 страниц текста, 10 рисунков, 12 литературных источников

Пояснительная записка

Дисциплина «Судовые энергетические установки» (СЭУ) является одной из основных профилирующих учебных дисциплин, обеспечивающих подготовку будущих инженеров водного транспорта к исполнению своих профессиональных обязанностей. Целью изучения дисциплины является подготовка студентов к проектно-конструкторской и научно-исследовательской деятельности, освоение ими методов выбора судовой энергетической установки и расчета ее параметров в зависимости от типа судна, задач, для решения которых оно предназначено, условий района плавания, экологических требований и обеспечения работо- и жизнеспособности экипажа.

Структура УМК по СЭУ включает четыре раздела: теоретический, практический, контроль знаний и вспомогательный.

Практический раздел УМК содержит материалы для проведения практических занятий в объеме, установленном учебным планом по специальности, и представлен упражнениями и задачами, материалами для самостоятельной работы, а также тематикой курсовой работы.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для выполнения курсовой работы по дисциплине «Судовые энергетические установки» - расчет термодинамических, кинематических и динамических параметров дизельных двигателей.

Общие сведения

Цель выполнения курсовой работы состоит в том, чтобы студент усвоил методы предварительного расчета мощности главного двигателя по заданным элементам судна и скорости его движения, осуществил выбор двигателя, а также усвоил методы теплового и динамического расчета судового дизеля, приобрел навыки в анализе его работы.

Прежде, чем приступить к выполнению курсовой работы, студент должен ознакомиться с заданием, рекомендуемой литературой и методическими указаниями.

Пояснительная записка выполняется на листах формата А4 в соответствии с правилами оформления отчетов.

В работе для всех размерных величин употребляется Международная система единиц измерений (СИ).

Расчетные формулы следует писать в общем виде, подставлять в них численные значения в том же порядке и без промежуточных вычислений приводить лишь окончательный результат.

Чертеж узла двигателя выполняется на чертежной бумаге с соблюдением всех требований ГОСТов по ЕСКД (единой системе конструкторской документации). Чертеж узла выполняется в соответствии с заданием для заданного варианта двигателя (двухтактный, четырехтактный). В пояснительной записке к проекту приводится краткое описание назначения, устройства и принципа работы узла. Чертеж узла выполняется в сборе, т.е. со всеми комплектующими его деталями, и должен иметь две проекции.

В случае необходимости доработки курсовой работы по замечаниям рецензента все необходимые дополнения и изменения делаются на отдельных листах. Эти листы вшиваются в пояснительную записку.

Основные условные обозначения

N_e – эффективная мощность дизеля, кВт;
 τ – тактность;
 i – число цилиндров;
 n – частота вращения коленчатого вала, с^{-1} ;
 D, S – диаметр цилиндра и ход поршня, мм;
 b_e – удельный эффективный расход топлива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$;
 φ – коэффициент продувки;
 η_m – механический КПД дизеля;
 λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;
 α – коэффициент избытка воздуха;
 $\varepsilon, \varepsilon_v$ – геометрическая и действительная степени сжатия двигателя;
 p_z – наибольшее давление сгорания, МПа;
 γ – коэффициент остаточных газов;
 ξ_z – коэффициент выделения тепла;
 $M_{\text{п}}$ – масса поршня в сборе, кг;
 $M_{\text{ш}}$ – масса шатуна в сборе, кг;
 p_e, p_i – среднее эффективное и индикаторное давление, МПа;
 η_e, η_i – эффективный и индикаторный КПД;
 b_i – удельный индикаторный расход топлива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$;
 $B, g_{\text{ц}}$ – часовой расход топлива дизелем и расход за каждый цикл, $\text{кг}/\text{ч}$, $\text{кг}/\text{цикл}$;
 $G_{\text{в}}, G_{\text{в}}^c$ – расход воздуха $\text{кг}/\text{ч}$, $\text{кг}/\text{с}$;
 $G_{\text{г}}, G_{\text{г}}^c$ – количество отработавших газов, $\text{кг}/\text{ч}$, $\text{кг}/\text{с}$;
 $T_{\text{г}}$ – температура отработавших газов дизеля перед турбиной, К;
 $p_{\text{к}}, p_{\text{т}}$ – давление воздуха перед впускными органами дизеля и давление газов перед турбиной, МПа;
 $\pi_{\text{к}}, \pi_{\text{т}}$ – степени повышения давления воздуха в компрессоре и понижения давления газов в турбине;
 $N_{\text{к}}, N_{\text{т}}$ – мощности компрессора и турбины, кВт;
 $\Delta t_{\text{х}}$ – понижение температуры воздуха в холодильнике;
 S, v, j – соответственно путь, скорость и ускорение поршня;
 v_m – средняя скорость поршня, м/с.

Во всех вариантах задания принять:

состав дизельного топлива в долях массы: углерод $C = 0,87$; водород $H = 0,126$; кислород $O = 0,004$;

низшая теплота сгорания дизельного топлива $H_u = 42500$ кДж/кг;

коэффициент наполнения: $\eta_v = 0,85$ – для четырехтактного дизеля, $\eta_v = 0,80$ – для двухтактного дизеля;

доля тепла, потерянная в систему охлаждения дизеля $\omega = 0,14$;

внутренний КПД турбины турбокомпрессора, $\eta_{\text{тг}} = 0,75$;

адиабатический КПД центробежного компрессора, приводимого от турбины или коленчатого вала $\eta_{\text{кад}} = 0,79$;

механический КПД турбокомпрессора $\eta_{\text{тм}} = 0,96$;

температура воздуха перед впускными органами дизеля $t_k = 60^\circ \text{C}, T_k = 60 + 273 = 333 \text{K}$.

Для расчетов сил, действующих на кривошипно-шатунный механизм, удельные значения массы поступательно-движущихся частей отнесенные к площади

поршня $\left(\frac{M_{\Sigma\Pi}}{F_n} \right)$ могут быть приняты: 1) для тронковых быстроходных четы-

рехтактных двигателей $300-800 \text{ кг/м}^2$ и тихоходных $1000-3000 \text{ кг/м}^2$; 2) для тронковых быстроходных двухтактных двигателей $400-1000 \text{ кг/м}^2$ и тихоходных $1000-2500 \text{ кг/м}^2$; 3) для крейцкопфных быстроходных четырехтактных двигателей $3500-5000 \text{ кг/м}^2$ и тихоходных $5000-8000 \text{ кг/м}^2$; 4) для крейцкопфных быстроходных двухтактных двигателей $2000-3000 \text{ кг/м}^2$ и тихоходных $9000-10000 \text{ кг/м}^2$.

Быстроходность двигателя определяется средней скоростью поршня – тихоходные ($v_m < 6,5 \text{ м/с}$) и быстроходные ($v_m > 6,5 \text{ м/с}$).

1 Расчет рабочего цикла дизельных двигателей с наддувом воздуха

1.1 Расчет процесса наполнения

Наддув – это подача в рабочий цилиндр воздуха при повышенном давлении, создаваемом специальным компрессором с целью повышения массового заряда воздуха в цилиндре, для сжигания большего количества топлива и получения большей мощности. В случае привода компрессора от турбины, работающей на выпускных газах дизеля, наддув называют газотурбинным. Агрегат наддува (турбокомпрессор) монтируется на одном валу.

Схема импульсного газотурбинного наддува четырехтактного дизеля представлена на рисунке 1.1.

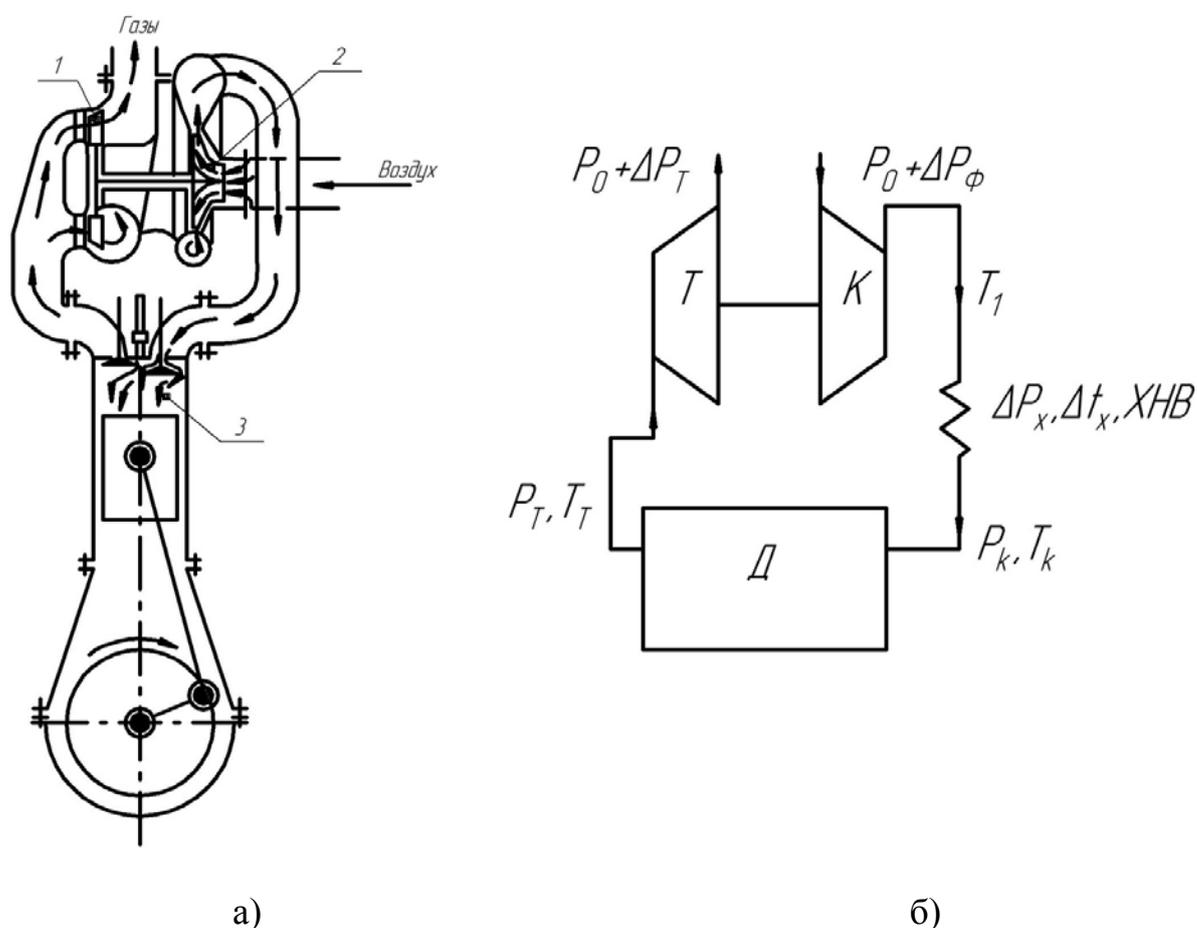


Рисунок 1.1 - Схемы газотурбинного наддува четырехтактного дизеля:
а – конструкционная схема : 1 – газовая турбина, 2 – воздушный компрессор, 3 – рабочий цилиндр;
б – термодинамическая схема; Д – дизель; Т – турбина; К – компрессор; ХНВ – охладитель воздуха

В то же время в двухтактных дизелях фирмы «Зульцер», например, устанавливаются системы с изобарным наддувом, при котором выпускные газы из всех цилиндров дизеля попадают в газовый ресивер 3, в котором кинетическая энергия выпуска преобразуется в потенциальную энергию газов с постоянным дав-

лением и температурой, поскольку емкость ресивера превышает объем камеры сжатия цилиндров двигателя более, чем в 20 раз (рисунок 1.2).

Продувочный воздух сжимается в компрессоре 5, охлаждается в воздухоохладителе 6. В качестве второй ступени наддува предусмотрена вспомогательная электровоздуходувка 8. Выпускной клапан 2 имеет гидравлический привод.

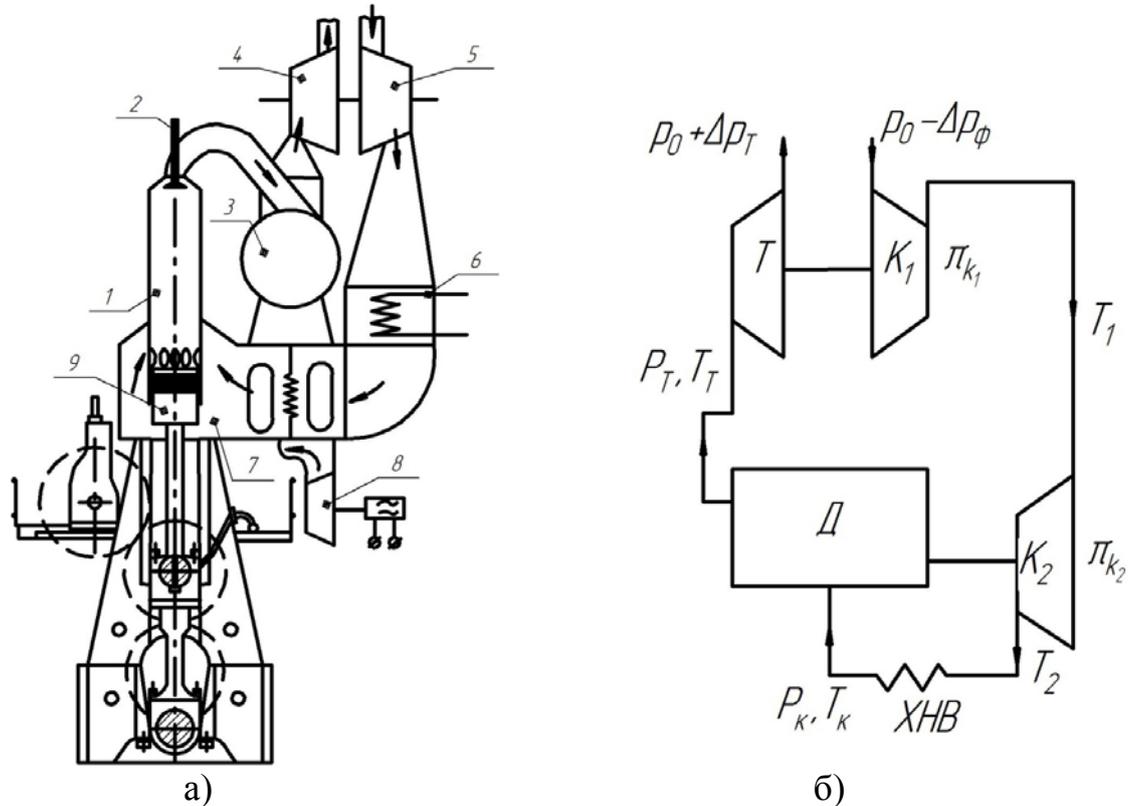


Рисунок 1.2 - Схемы изобарного наддува дизельного двигателя

а) конструкционная схема дизеля прямооточно-клапанной продувкой типа РТА фирмы «Зульцер»: 1 – цилиндр, 2 – выпускной клапан. 3 – газовый ресивер. 4 – турбина. 5 – компрессор, 6 – воздухоохладитель; 7 – воздушный ресивер. 8 – вспомогательная воздуходувка, 9 – поршень;

б) термодинамическая схема: Д – цилиндры двигателя, Т – газовая турбина, К₁ – компрессор (1-я ступень), К₂ – компрессор (2-я ступень), ХНВ – охладитель воздуха.

1.1.1 Определение расходов топлива, воздуха и отработавших газов

Среднее эффективное давление p_e (в МПа) определяется из выражения эффективной мощности (в кВт).

$$N_e = 2 \cdot 10^3 \frac{p_e V_s i n}{\tau},$$

где V_s – рабочий объем одного цилиндра в м³:

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S.$$

Среднее индикаторное давление (в МПа)

$$p_i = \frac{P_e}{\eta_M}.$$

Эффективный К.П.Д.

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u b_e}.$$

Индикаторный К.П.Д.

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_M}.$$

Удельный индикаторный расход топлива (в кг/(кВт·ч))

$$b_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} \text{ или } b_i = b_e \eta_M.$$

Часовой расход топлива дизелем (в кг/ч) $B = b_e N_e$.

Количество топлива в кг, подаваемого в цилиндр за каждый цикл

$$g_{ц} = \frac{B\tau}{2 \cdot 3600 \cdot n_i}.$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \frac{\text{к моль}}{\text{кг}},$$

$$L'_0 = m_B L_0 = 28,95 L_0 \quad \text{кг/кг},$$

где $m_B = 28,95$ – молярная масса воздуха.

Суммарный коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_{\Sigma} = \varphi \alpha.$$

Расход воздуха дизелем (в кг/ч и кг/с)

$$G_B = \alpha_{\Sigma} L'_0 B ;$$

$$G_B^c = \frac{G_B}{3600} .$$

Количество отработавших газов (в кг/ч и кг/с)

$$G_{\Gamma} = (\alpha_{\Sigma} L'_0 + 1) B ;$$

$$G_{\Gamma}^c = \frac{G_{\Gamma}}{3600} .$$

Количество продуктов сгорания M_0 в кмоль/кг, образующихся при сгорании 1 кг топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ($\alpha = 1$)

$$M_0 = C/12 + H/2 + 0,79L_0 .$$

Количество воздуха M_1 и отработавших газов M_2 , расходуемых при сжигании 1 кг топлива, (в кмоль/кг):

$$M_1 = \alpha_{\Sigma} L_0 ,$$

$$M_2 = M_0 + (\alpha_{\Sigma} - 1)L_0 .$$

Коэффициент молекулярного изменения при сгорании топлива

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} .$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu = (\mu_0 + \gamma) / (1 + \gamma) ,$$

γ – коэффициент остаточных газов (задан).

Объемные доли продуктов сгорания r_0 и избыточного воздуха r_{α} в отработавших газах:

$$r_0 = M_0 / M_2 ,$$

$$r_{\alpha} = 1 - r_0 .$$

Молярная масса отработавших газов (в кг/кмоль)

$$m'_r = (\alpha_{\Sigma} L'_0 + 1) / M_2.$$

1.1.2 Определение основных показателей системы наддува

Температура отработавших газов дизеля перед турбиной (в $^{\circ}\text{C}$) (см. рис. 1.1, б) определяется из уравнения внутреннего теплового баланса дизеля для 1 кг сжигаемого топлива

$$t_r = \frac{H_u(1 - \eta_t - \omega) + I_b}{M_2 C_{p m r}}, \quad (1.1)$$

где I_b – энтальпия воздуха, поступающего из впускного коллектора в цилиндры дизеля на 1 кг сжигаемого топлива, (кДж/кг);

$C_{p m r}$ – средняя молярная теплоемкость при постоянном давлении отработавших газов, (кДж/(кмоль $\cdot^{\circ}\text{C}$)).

Значения I_b и $C_{p m r}$ вычисляют из выражений:

$$I_b = C_{p m 1} M_1 t_k, \quad (1.2)$$

$$C_{p m r} = r_a C_{p m 1} + r_0 C_{p m 0}, \quad (1.3)$$

где $C_{p m 1}$ и $C_{p m 0}$ – средние молярные теплоемкости при постоянном давлении соответственно для воздуха и продуктов сгорания.

Для определения $C_{p m 1}$ и $C_{p m 0}$ (в кДж/(кмоль $\cdot^{\circ}\text{C}$)) используют формулы:

$$C_{p m 1} = 28,769 + 3,095 \cdot 10^{-3} t - 3,137 \cdot 10^{-7} t^2, \quad (1.4)$$

$$C_{p m 0} = 30,305 + 4,929 \cdot 10^{-3} t - 6,783 \cdot 10^{-7} t^2, \quad (1.5)$$

где t – температура газов, $^{\circ}\text{C}$.

При вычислении энтальпии I_b по соотношению (1.2) значение $C_{p m 1}$ (формула (1.4)) определяют для $t = t_k$, а при вычислении теплоемкости $C_{p m r}$ по соотношению (1.3) значения $C_{p m 1}$ и $C_{p m 0}$ (формулы (1.4) и (1.5)) определяют для $t_{r2} = t_r$.

Так как в уравнении (1.1) значение $C_{p m r}$ зависит от t_r , то это уравнение решают методом последовательных приближений в следующем порядке.

Задавшись приближенным значением t_{r1} , вычисляют $C_{p m 1}$ и $C_{p m 0}$, а затем $C_{p m r}$. Далее из уравнения (1.1) вычисляют t_r . Если разница между вычисленной и принятой температурой по абсолютной величине $|t_r - t_{r1}| > 20^{\circ}\text{C}$, то принимают

$t_{T2} = t_T$ и вычисления повторяют до тех пор, пока точность не окажется в заданных пределах (20^0).

Пример.

Определить t_T при следующих исходных и расчетных данных:

$$\eta_i = 0,45; \quad \alpha_{\Sigma} = 1,95; \quad L_0 = 0,495; \quad M_0 = 0,526; \quad M_1 = 0,964; \\ M_2 = 0,996; r_0 = 0,528; r_{\alpha} = 0,472; t_k = 60^0 C.$$

Для воздуха, поступающего в дизель, вычисляем по формуле (1.4):

$$C_{p m 1} = 28,769 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot 60 - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot 60^2 \approx 28,953.$$

Задаем в первом приближении $t_{T1} = 500^0 C$.

Для воздуха и продуктов сгорания в отработавших газах вычисляем по формулам (1.4), (1.5) и (1.3):

$$C_{p m 1} = 28,769 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot 500 - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot 500^2 \approx 30,236$$

$$C_{p m 0} = 30,305 + 4,929 \cdot 10^{-3} \cdot 500 - 6,783 \cdot 10^{-7} \cdot 500^2 \approx 32,595$$

$$C_{p m \Gamma} = 0,472 \cdot 30,236 + 0,528 \cdot 32,595 \approx 31,45$$

Из соотношений (1.1) и (1.2) вычисляем:

$$I_B = 28,953 \cdot 0,964 \cdot 60 = 1673, \\ t_T = \frac{42500(1 - 0,45 - 0,14) + 1673}{0,996 \cdot 31,45} = 608.$$

Проверяем условие сходимости $|t_T - t_{T1}| = 108 > 20$, т.е. расчетная температура значительно отличается от принятой. Принимаем $t_{T2} = 608^0 C$ и вычисляем

$$C_{p m \Gamma} = 31,8; t_{\Gamma} = 602^0 C.$$

Сходимость принятой и расчетной температуры достаточная, поэтому $t_T = 602^0 C$.

Температура отработавших газов перед турбиной в К

$$T_T = (t_T + 273).$$

Давление воздуха p_k в МПа перед впускными органами цилиндра дизеля определяется из выражения для цикловой подачи топлива (в кг/цикл):

$$g_{ц} = \frac{\eta_{в} 10^6 p_k V_s}{\alpha L_0 8314 T_k},$$

$\eta_{в}$, α , T_k – принимаются из задания, при этом

$$T_k = (t_k + 273) K;$$

$g_{ц}$, L_0 , V_s – вычислены ранее.

Суммарная степень повышения давления воздуха в агрегатах наддува

$$\pi_{k\Sigma} = \frac{p_k + \Delta p_x}{p_0 - \Delta p_{\phi}},$$

где $p_0 = 0,101$ – стандартное атмосферное давление, МПа; Δp_x , Δp_{ϕ} – соответственно сопротивления холодильника наддувочного воздуха и фильтра воздуха на входе в агрегаты наддува; можно принять $\Delta p_x = \Delta p_{\phi} = 0,003$ МПа.

Давление газов перед турбиной p_T для четырех- и двухтактных дизелей определяется различными способами.

В **четырёхтактном** дизеле удаление отработавших газов из цилиндра производится выталкивающим действием поршня за такт выпуска, и на соотношение давлений p_k и p_T можно не накладывать ограничений. Дизель может быть обеспечен воздухом за счет работы одного турбокомпрессора (приводной компрессор отсутствует); турбина работает на отработавших газах, и её мощность расходуется на привод компрессора (см. рис. 1.1, а).

В этом случае степень понижения давления газов в турбине π_T определяется из преобразованного уравнения баланса мощности турбины и компрессора

$$\frac{1}{\pi_T^{k_T}} = 1 - \frac{k}{k_T} \cdot \frac{k_T - 1}{k - 1} \cdot \frac{RT_0}{R_T T_T} \cdot \frac{G_B}{G_T} \cdot \frac{\pi_k^{k-1} - 1}{\eta_{TK}}, \quad (1.6)$$

где k , k_T – показатели адиабат воздуха и отработавших газов; R , R_T – газовые постоянные воздуха и газов; $T_0 = 293 K$ – стандартная температура наружного воздуха; η_{TK} – К.П.Д. турбокомпрессора; $\pi_k = \pi_{k\Sigma}$; G_B , G_T , $\pi_{k\Sigma}$, T_T – определены ранее.

Можно принять (для воздуха):

$$k = 1,4; R = 287 \frac{Дж}{кг \cdot К}; R_T = 8314 / m_T;$$

$$\eta_{TK} = \eta_{Ti} \eta_{кад} \eta_{ТМ},$$

где η_{TK} , $\eta_{кад}$, $\eta_{ТМ}$ – принимаются из задания.

Показатель адиабаты отработавших газов

$$k_{\Gamma} = C_{p m \Gamma} / (C_{p m \Gamma} - 8,314),$$

где $C_{p m \Gamma}$ определено ранее.

Из уравнения (1.6) определяется π_{Γ} . Давление отработавших газов перед турбиной (в МПа) определяется из выражения

$$p_{\Gamma} = \pi_{\Gamma} (p_0 + \Delta p_{\Gamma}), \quad (1.7)$$

где $p_0 = 0,101$ – стандартное атмосферное давление, МПа; $\Delta p_{\Gamma} = 0,002$ – сопротивление выходу газов из турбины, МПа.

В *двухтактном* дизеле в целях осуществления продувки и очистки цилиндра от отработавших газов давление воздуха перед впускными органами должно быть больше давления газов перед турбиной, т.е. $p_k > p_{\Gamma}$.

Можно принять $p_{\Gamma} = 0,8 p_k$, где p_k – вычислено ранее.

Далее, при известном p_{Γ} определяют π_{Γ} из выражения (1.7), а путем решения уравнения (1.6) вычисляют π_k .

Для двухтактного дизеля определенное из уравнения (1.6) значение π_k представляет степень повышения давления воздуха в 1-й ступени наддува (см. рис. 1.2, б), т.е. $\pi_{k1} = \pi_k$. Степень повышения давления воздуха во 2-й ступени компрессора, приводимого от коленчатого вала дизеля, определяется из выражения

$$\pi_{k2} = \frac{\pi_k \Sigma}{\pi_{k1}}.$$

Эффективная мощность газовой турбины (в кВт)

$$N_{\Gamma} = 10^{-3} \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} G_{\Gamma}^c R_{\Gamma} T_{\Gamma} \left(1 - \frac{1}{\pi_{\Gamma}^{k_{\Gamma}}} \right) \eta_{\Gamma i} \eta_{\Gamma m}.$$

Мощность (в кВт), потребляемая компрессором,

$$N_k = 10^{-3} \frac{k}{k - 1} G_B^c R T_0 \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{кад}}}.$$

Все величины, необходимые для вычисления N_{Γ} и N_k определены ранее или содержатся в задании. Для двухтактного дизеля необходимо вычислить мощность 1-й и 2-й ступеней компрессоров соответственно при π_{k1} и π_{k2} .

Проверкой правильности расчетов служит равенство $N_{\Gamma} \approx N_k$. При вычислении мощности потребляемой компрессором 2-й ступени, необходимо вместо

температуры T_0 подставлять температуру воздуха T_1 после сжатия на выходе из 1-й ступени.

Температура T_1 в K определяется по формуле:

$$T_1 = T_0 \left(1 + \frac{\pi_{к1}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{кад}} \right).$$

Для четырехтактного дизеля в эту формулу вместо $\pi_{к1}$ подставляется $\pi_{к}$.

При наличии двух последовательных ступеней сжатия температура воздуха T_2 на выходе из 2-й ступени в K определяется по формуле

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\pi_{к2}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{кад}} \right),$$

где T_1 – температура воздуха на выходе из 1-й ступени; $\pi_{к2}$ - степень повышения давления воздуха во 2-й ступени.

Требуемое понижение температуры воздуха в холодильнике надувочного воздуха (см. рис 1.1, б)

$$\Delta t_k = T_1 - (273 + t_k).$$

При двухступенчатом наддуве (см. рис. 1.2, б) вместо T_1 необходимо подставить T_2

1.2 Определение давлений и температур рабочего тела в цилиндре двигателя для построения индикаторной диаграммы

Для проверки правильности соотношений между основными параметрами цикла по данным расчета необходимо построить индикаторную диаграмму двигателя – зависимость давлений в цилиндре p от его объема V (рисунок 1.3).

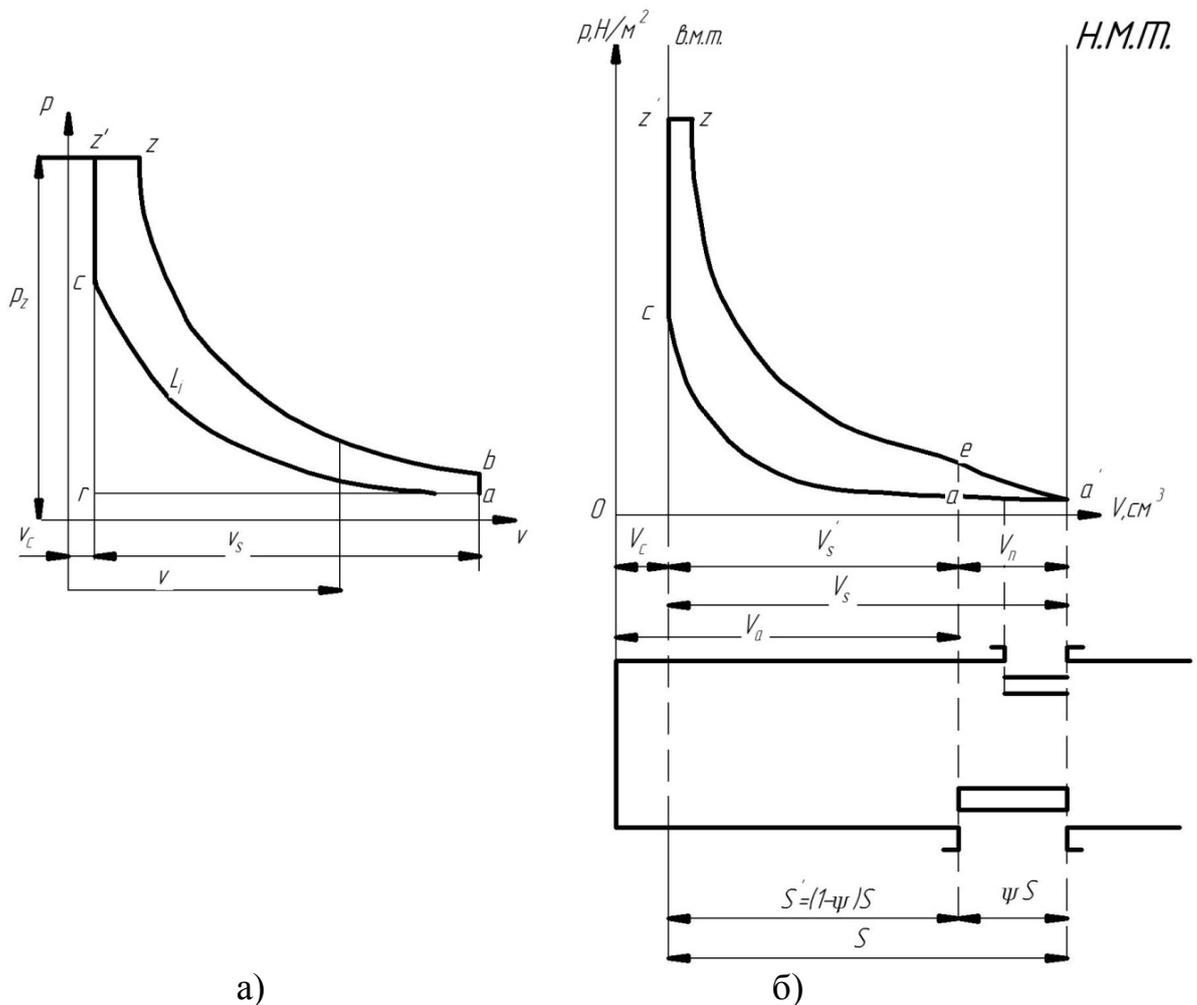


Рисунок 1.3 - Расчетные индикаторные диаграммы двигателей в координатах p - V :

а) – четырехтактного; б) – двухтактного

Характерными точками индикаторной диаграммы являются:

- а – начало сжатия рабочего тела;
- с – конец сжатия и начало сгорания;
- z – конец сгорания и начало расширения;
- в – конец расширения;
- а' – соответствует положению поршня в нижней мертвой точке.

Для четырехтактного дизеля точка «а» характеризует начало сжатия рабочего тела при положении поршня в нижней мертвой точке «НМТ», поэтому геометрическая степень сжатия ϵ

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_s}{V_c} = \frac{V_a}{V_c},$$

где V_c – объем камеры сжатия цилиндра.

Для двухтактного дизеля точка «а» находится по диаграмме левее нижней мертвой точки на величину объема V_n , занятого окнами

$$V_n = \psi_s V_s,$$

где ψ_s – доля потерянного хода поршня.

Поэтому для двухтактного дизеля действительная степень сжатия ε_v определяется, как отношение объема цилиндра, соответствующего положению поршня в момент закрытия органов газораспределения (клапанов или окон), к наименьшему объему цилиндра

$$\varepsilon_v = \frac{V_c + (1 - \psi)V_s}{V_c}.$$

Для двухтактного дизеля значение доли потерянного хода определяют из формулы

$$\psi = 1 - \frac{\varepsilon_v - 1}{\varepsilon - 1}.$$

По условию значение ψ задано в таблице при получении задания. Объем камеры сжатия для двигателей определяем по формуле

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}.$$

Давление в начале сжатия по опытным данным принимают:

четырёхтактный двигатель – $p_a \approx (0,9 \div 0,96) p_k$;

двухтактный двигатель – $p_a \approx (0,95 \div 1,05) p_k$.

Коэффициентом остаточных газов γ называют отношение количества остаточных газов M_r к свежему заряду, т.е.:

$$\gamma = M_r / M_1.$$

Температура рабочего тела в начале сжатия:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma T_r}{1 + \gamma},$$

где T_k – температура воздуха перед впускными органами дизеля, K ($T_k = t_k + 273$; t_k – см. исходные данные); γ – задан.

По опытным данным можно принять:

$$\Delta t = 10 \div 15;$$

$T_T = 800 \div 900 K$ – четырехтактный дизель;

$T_T = 700 \div 800 K$ – двухтактный дизель.

Коэффициентом наполнения η_v называют отношение действительного количества воздуха, поступающего в цилиндр к началу сжатия, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме V_s (для четырехтактного двигателя) или полезном объеме $(1-\psi)V_h$ (для двухтактного дизеля) при параметрах воздуха перед впускными органами – давлении p_k и температуре T_k .

Коэффициент наполнения для четырехтактного двигателя определяется из выражения

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

Для двухтактного двигателя в этом выражении вместо геометрической степени сжатия ε подставляется действительная степень сжатия ε_v .

Коэффициент наполнения для двухтактного двигателя, отнесенный к рабочему объему цилиндра

$$\eta_{vs} = \eta_v (1 - \psi).$$

Как следует из определения, коэффициент наполнения четырех- и двухтактного двигателей учитывает параметры рабочего тела в начале сжатия (p_a, T_a).

Давление и температуру рабочего тела в конце сжатия (точка С) определим по формулам:

$$p_c = p_a \varepsilon_{(v)}^{n_1};$$

$$T_c = T_a \varepsilon_{(v)}^{n_1 - 1};$$

где $\varepsilon_{(v)}$ – степень сжатия геометрическая ε (четырёхтактный двигатель) или действительная ε_v (двухтактный двигатель); n_1 – средний показатель политропы сжатия.

По опытным данным $n_1 = 1,36 \div 1,38$. Величины n_1 зависят от интенсивности охлаждения цилиндра и его газоплотности: меньшее значение n_1 принимается при интенсивном охлаждении и меньшей газоплотности.

Параметры конца сгорания (точка Z) характеризуются давлением p_z и температурой t_z . Прежде чем определить температуру t_z , необходимо вычислить некоторые характерные величины, относящиеся к процессу сгорания.

Степень повышения давления при сгорании

$$\lambda_z = p_z / p_c ,$$

где p_z – берется по таблице при получении задания.

Температура рабочего тела в конце сгорания t_z определяется из уравнения сгорания

$$\begin{aligned} (R_\mu + C_{vmz})t_z = \frac{1}{\mu} \left[\frac{\xi_z H_u}{M_1(1+\gamma)} + C_{vmc}t_c + \right. \\ \left. + \lambda_z R_\mu T_c \right] - 273 R_\mu \end{aligned} \quad (1.8)$$

где $R_\mu = 8,314$ – универсальная газовая постоянная, кДж/(кмоль·К); C_{vmz} – средняя молярная теплоемкость при постоянном объеме для продуктов сгорания в точке Z, кДж/(кг·°С); ξ_z – коэффициент эффективного выделения тепла до точки Z, (см. таблицу 2.1); μ – действительный коэффициент молекулярного изменения; H_u – низшая теплота сгорания топлива (по заданию); C_{vmc} – средняя молярная теплоемкость при постоянном объеме для воздуха и остаточных газов в точке С, кДж/(кг·°С); t_c, T_c – температуры рабочего тела в точке С, °С, К.

Для вычисления теплоемкостей C_{vm} используют следующие их зависимости от температуры t :

воздух

$$C_{vm1} = 20,455 + 3,095 \cdot 10^{-3} t - 3,137 \cdot 10^{-7} t^2 ; \quad (1.9)$$

«чистые» продукты сгорания ($\alpha = 1$)

$$C_{vm0} = 21,991 + 4,929 \cdot 10^{-3} t - 6,783 \cdot 10^{-7} t^2 . \quad (1.10)$$

В эти формулы значения температур t в °С подставляют для тех точек (с или z), в которых вычисляют теплоемкости.

Теплоемкости C_{vmc} и C_{vmz} определяют из соотношений (соответственно при $t = t_c$ и $t = t_z$):

$$\begin{aligned} C_{vmc} &= (C_{vm1} + \gamma C_{vm0}) / (1 + \gamma) , \\ C_{vmz} &= r_\alpha C_{vm1} + r_0 C_{vm0} . \end{aligned}$$

Так как C_{vmz} зависит от температуры t_z , то уравнение (1.8) решают методом последовательных приближений со сходимостью $|\Delta t| \leq 25$.

Пример. $\xi_z = 0,80; \gamma = 0,03; T_c = 900\text{K} (627^0\text{C})$;

$\lambda_z = 1,6; r_\alpha = 0,484; r_0 = 0,516; \mu = 1,03$;

$M_1 = 0,99$.

Вычисляем при $t = t_c$:

$$C_{vm1} = 20,455 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot 627 - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot 627^2 \cong 22,27;$$

$$C_{vm0} = 21,991 + 4,929 \cdot 10^{-3} \cdot 627 - 6,783 \cdot 10^{-7} \cdot 627^2 \cong 24,81;$$

$$C_{vmc} = (22,27 + 0,03 \cdot 24,81) / (1 + 0,03) \cong 22,40.$$

Обозначим правую часть уравнения (1.8) через D , тогда

$$D = \frac{1}{1,03} \left[\frac{0,8 \cdot 42500}{0,99(1+0,03)} + 22,4 \cdot 627 + 1,6 \cdot 8,314 \cdot 900 \right] -$$

$$-8,314 \cdot 273 = 56030.$$

Примем первое приближение $t_{z1} = 1500^0\text{C}$. Вычисляем $t = t_{z1}$:

$$C_{vm1} = 20,455 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot 1500 - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot 1500^2 \cong 24,39;$$

$$C_{vm0} = 21,991 + 4,929 \cdot 10^{-3} \cdot 1500 - 6,783 \cdot 10^{-7} \cdot 1500^2 \cong 27,86$$

$$C_{vmz} = 0,484 \cdot 24,39 + 0,516 \cdot 27,86 = 26,05.$$

Тогда $t_z = D / (R_\mu + C_{vmz}) = 56030 / (8,314 + 26,05) = 1630$.

Проверяем сходимость

$$|\Delta t| = |t_z - t_{z1}| = 130 > 25, \text{ т.е. сходимость не обеспечивается.}$$

Принимаем второе приближение $t_{z2} = 1630$. При $t = t_{z2}$ вычисления дают:
 $C_{vmz} = 26,4; t_z = 1615; |\Delta t| = 15$, т.е. сходимость обеспечивается и
 $T_z = 1615 + 273 = 1888\text{K}$.

После вычисления T_z определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda_z T_c}.$$

Так как по определению степень предварительного расширения

$$\rho = V_z / V_c,$$

то

$$V_z = \rho V_c.$$

Заданное значение p_z и расчетные значения T_z и V_z полностью определяют параметры и положение точки z в координатах давление p – объем V .

Давление p_b и T_b рабочего тела в конце расширения (точка b) определяются из соотношений:

степень последующего расширения продуктов сгорания

$$\delta_{(v)} = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon_{(v)}}{\rho},$$

$$p_b = p_z \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2}},$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2-1}},$$

где ε_v – геометрическая ε или действительная ε_v степени сжатия, принимаемые в зависимости от тактности двигателя (ε при $\tau = 4$, ε_v при $\tau = 2$); $\delta_{(v)}$ – δ при $\tau = 4$ и $\delta_{(v)}$ при $\tau = 2$; n_2 – средний показатель политропы расширения.

По опытным данным $n_2 = 1,26-1,28$. Величина n_2 зависит от интенсивности охлаждения цилиндра и его газоплотности.

После определения параметров характерных точек индикаторной диаграммы вычисляются показатели рабочего процесса.

Средним индикаторным давлением p_i называют отношение работы газов за цикл L_i к рабочему V_s (четырехтактный двигатель, $\tau = 4$ или полезному $(1-\psi)V_s$ (двухтактный двигатель, $\tau = 2$) объему цилиндра.

Среднее индикаторное давление соответствует высоте прямоугольника, основанием которого служит рабочий V_s (четырехтактный двигатель) или полезный $(1-\psi)V_s$ (двухтактный двигатель) объем цилиндра, при этом площадь прямоугольника равновелика площади индикаторной диаграммы L_i .

Расчетное среднее индикаторное давление в МПа определим по формуле

$$p_{ip} = \frac{p_c}{(\varepsilon_{(v)} - 1)} \left[\lambda_z (\rho - 1) + \frac{\lambda_z \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{(v)}^{n_1 - 1}} \right) \right],$$

где $\varepsilon_{(v)}$ – геометрическая ε или действительная ε_v степени сжатия, применяемые в зависимости от тактности двигателя (ε при $\tau = 4$, ε_v при $\tau = 2$), $\delta_v = \delta$ при $\tau = 4$, δ_v при $\tau = 2$.

Среднее индикаторное давление действительного цикла p_i меньше расчетного p_{ip} вследствие наличия скруглений в точках c , z' , z индикаторной диаграммы и в конце расширения.

Поэтому

$$p_i = \varphi_n p_{ip},$$

где φ_n – коэффициент полноты диаграммы.

По опытным данным значения принимают:

четырёхтактный двигатель $\varphi_n = 0,97-0,99$;

двухтактный двигатель:

прямоточно-щелевая продувка $\varphi_n = 1,0$;

прямоточно-клапанная продувка $\varphi_n = 0,97-0,99$.

Для двухтактного двигателя среднее индикаторное давление, вычисленное для полезного рабочего объема цилиндра $(1-\psi)V_s$, следует отнести ко всему рабочему объему V_s , т.е.

$$p_i = \varphi_n p_{ip} (1-\psi).$$

Индикаторная мощность двигателя в кВт

$$N_i = 2 \cdot 10^3 \frac{p_i V_s \text{ in}}{\tau},$$

где V_s выражено в м^3 .

Индикаторным КПД η_i (в цилиндре) называют отношение количества теплоты, превращенной в механическую работу, к затраченному количеству теплоты. Этот КПД четырехтактного двигателя определим по формуле

$$\eta_i = 8,314 \frac{\alpha L_0 p_i T_k}{H_u \eta_v p_k}. \quad (1.11)$$

Для двухтактного двигателя в формуле (3.22) вместо η_v подставляют η_{vs} .

Удельный индикаторный расход топлива (в $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$)

$$b_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}. \quad (1.12)$$

Эффективная мощность N_e в кВт, КПД η_e и удельный расход топлива b_e (в $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$) определим из выражений:

$$N_e = N_i \eta_M;$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_M;$$

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M},$$

где η_M – задан.

Если расчеты рабочего цикла произведены верно, то расчетные значения эффективности мощности N_e и удельного расхода топлива b_e должны быть близки с точностью $\pm 5\%$ к значениям, вычисленным ранее.

1.3 Построение индикаторной диаграммы рабочего процесса двигателя

Индикаторную диаграмму построим в координатах: давление p – объем V (см. рисунок 1.3). По оси абсцисс откладываем вычисленные ранее объемы $V_c, V_s, V_a, \psi V_s$, соответствующие положению характерных точек индикаторной диаграммы.

Для четырехтактного двигателя (см. рисунок 1.3, а) в процессе наполнения цилиндра воздухом (линия $r-a$) и выпуска отработавших газов (линия $b-a-r$) условно примем, что давление по линии $r-a$ сохраняется постоянным, при этом $p_r = p_a$; соединив точку a с точкой r , получим условное изображение процессов наполнения и выпуска. Для двухтактного двигателя (см. рисунок 1.3, б) процесс газообмена изображают линией $e-a'-a$, при этом также условно принимают, что $p_{a'} = p_a$.

Далее необходимо определить координаты промежуточных точек политроп сжатия $a-c$ и расширения $z-b$. Для этого выразим значение давлений p точек этих политроп при заданном текущем объеме V :

$$p = p_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_1}; \quad (1.13)$$

политропа расширения

$$p = p_z \frac{1}{(V/V_z)^{n_2}}, \quad (1.14)$$

где V_a, V_z – объемы, соответствующие точкам a и z ; n_1, n_2 – средние показатели политроп сжатия и расширения.

Задав значение текущего объема V , определяем из приведенных соотношений давление p .

При заданном угле поворота коленчатого вала φ текущий объем в дм^3 для двигателя с одним поршнем в цилиндре

$$V = V_c + F_n X, \quad (1.15)$$

где V_c – объем камеры сжатия, дм^3 ; F_n – площадь поперечного сечения цилиндра, дм^2 ; x – перемещение поршня от в.м.т., дм .

Значение x в зависимости от угла φ определим из кинематических характеристик поршня [10].

Кинематические характеристики.

В современных судовых ДВС для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала наиболее часто применяют центральный кривошипно-шатунный механизм

(КШМ). Его особенность состоит в том, что ось цилиндра пересекает ось вращения коленчатого вала. Схема центрального КШМ тронкового двигателя показана на рис. 3.4, где $AB = L$ – длина шатуна и R – радиус кривошипа.

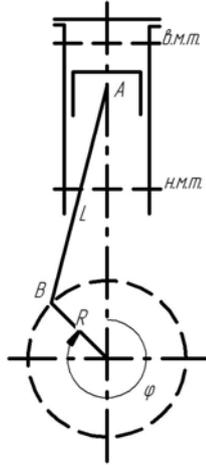


Рисунок 1.4 - Центральный кривошипно-шатунный механизм

Отношение $\lambda = \frac{R}{L}$ называется постоянной КШМ; для современных дизелей $\lambda = \frac{1}{3,5} \div \frac{1}{5,0}$. Путь, пройденный поршнем при повороте кривошипа на угол φ ,

$$\begin{aligned} x &= R(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{2} \frac{R^2}{L} \sin^2 \varphi = \\ &= R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \end{aligned}$$

Скорость поршня $c = \frac{dx}{dt}$ равна

$$c = R\omega \left(\sin \varphi + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi \right),$$

ускорение поршня $j = \frac{dc}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}$

$$j = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где $R = \frac{S}{2}$ – радиус кривошипа, м; $\omega = 2\pi n \frac{\text{радиан}}{с}$ – угловая скорость вращения коленчатого вала; S, λ, n – по каталогам двигателей.

Зависимости x , c , j от угла поворота коленчатого вала φ определяются за один оборот вала ($0^0 - 360^0$) через каждые 15^0 , представлены в приложениях 1-3 и графически на рис. 1.5.

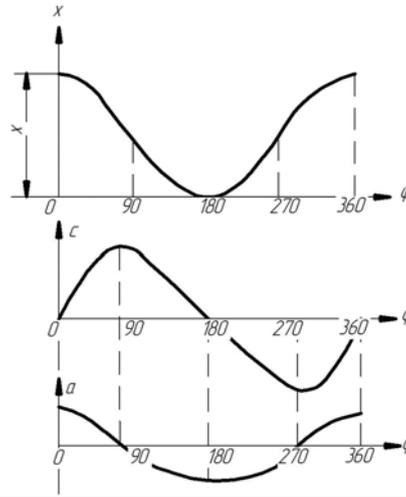


Рисунок 1.5 - Кривые путей, скоростей и ускорений поршня

Средняя скорость поршня в м/с

$$v_m = 2Sn.$$

Удобно для построения индикаторной диаграммы и последующих динамических расчетов все вычисления свести в таблицу, составленную по форме таблицы 1.1. В нее заносим следующие значения: столбец 1 – углы φ поворота коленчатого вала от 0^0 до 180^0 через каждые 15^0 ; столбец 2 – перемещения поршня S ; столбец 3 - произведение $F_n S$, т.е. данные столбца 2 умножают на F_n ; столбец 4 – текущий объем цилиндра V , вычисленный по выражению (3.29) как сумма V_c с данными столбца 3; очевидно, что при $\varphi=0^0$ $V=V_c$, а при $\varphi=180^0$ $V=V_c+V_s$;

Таблица 1.1 – Расчет политроп сжатия и расширения

φ^0	S , дм	$F_n S$, дм ³	V , дм ³	Сжатие			Расширение		
				$\frac{V_a}{V}$	$\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}$	p , МПа	$\frac{V}{V_z}$	$\left(\frac{V}{V_z}\right)^{n_2}$	p , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

столбец 5 – отношения V_a/V , при этом для двухтактного двигателя ограничиваются только значением $V_a/V \geq 1$; для четырехтактного двигателя это отношение соблюдается при всех φ ;

столбец 6 – $\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}$, где n_1 – принятый в расчете средний показатель политропы сжатия; отношение объемов $\frac{V_a}{V}$ – вычислено в столбце 5;

столбец 7 – текущее давление p на линии сжатия, получаемое по формуле (3.27) путем перемножения давления p_a на данные столбца 6;

столбец 8 – отношения $\frac{V}{V_z}$, где V берем из столбца 4, а V_z определен при расчете рабочего цикла; очевидно (см. рис. 3.3), что необходимо ограничиться только $V/V_z \geq 1$, а значение $V \leq V_a$;

столбец 9 – $\left(\frac{V}{V_z}\right)^{n_2}$, где n_2 – принятый в расчете средний показатель политропы расширения; отношение объемов $\frac{V}{V_z}$ вычислено в столбце 8;

столбец 10 – текущее давление p на линии расширения, получаемое по формуле (1.28) путем деления давления p_z на данные столбца 9.

При заполнении таблицы 3.1 необходимо учесть следующие очевидные положения, вытекающие из рисунка:

если $\varphi = 0$ (в.м.т. или в.о.м.т.), то в столбце 7 давление $p = p_c$;

если $V \leq V_z$, то в столбце 10 давление $p = p_z$; для двухтактного двигателя при $V \geq V_a$ давление $p = p_a$, а для четырехтактного это соотношение соблюдается только при $\varphi = 180^\circ$ (н.м.т.).

По значениям объемов V (столбец 4) и давлений p (столбец 7) строим линию сжатия индикаторной диаграммы, а по данным столбцов 4 и 10 – линию расширения.

По индикаторной диаграмме (рисунок 3.6) определяют среднее теоретическое индикаторное давление p'_i [10].

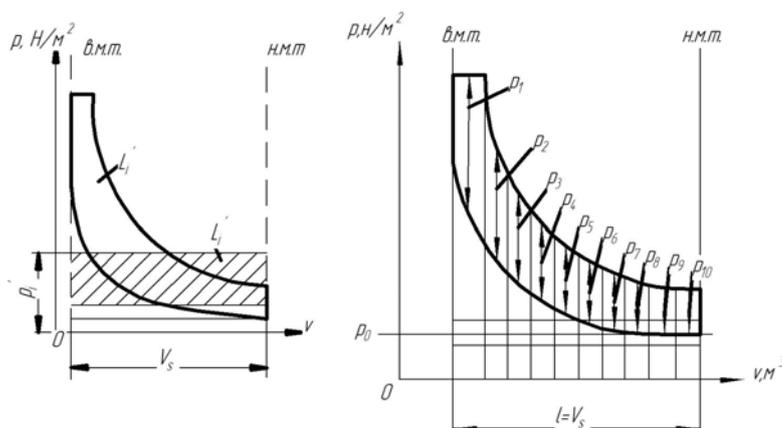


Рисунок 1.6 - К определению среднего теоретического индикаторного давления

Площадь внутри теоретической индикаторной диаграммы дизеля, построенной в координатах pV , представляет собой в некотором масштабе теоретическую работу L'_i , совершаемую газами внутри цилиндра за один цикл. Работа L_i совершается переменным давлением.

Для удобства вычислений вводится понятие среднего теоретического индикаторного давления газа p'_i , под которым понимают условное среднее постоянное давление в цилиндре, действующее на поршень в течение одного его рабочего хода и совершающего ту же работу L'_i . Другими словами, если площадь индикаторной диаграммы заменить равновеликой площадью прямоугольника, построенного на основании V_s , то высота этого прямоугольника и будет представлять собой в некотором масштабе p'_i (1.6, а):

$$L'_i = p'_i V_s.$$

Среднее теоретическое индикаторное давление p'_i можно определить, используя теоретическую диаграмму цикла. При помощи планиметра или другим способом определяют площадь диаграммы F мм². Затем, разделив площадь на длину диаграммы l (мм) ($l = V_s$), получают значение p'_i в масштабе ординат $p'_i = \frac{F}{l}$. Зная масштаб давления b , находят $p'_i = \frac{F}{lb}$.

При отсутствии планиметра площадь F можно определить приближенно методом средних ординат. Длину диаграммы $l = V_s$ делят на 10 частей (см. рис. 3.6), затем условно принимают, что ординаты давлений $p_1, p_2, p_3, \dots, p_{10}$, заключенные внутри контура индикаторной диаграммы и расположенные посередине длины между вертикальными границами участка, постоянны для каждого отдельного участка.

Тогда p'_i находят по выражению

$$p'_i = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_{10}}{10b}.$$

Среднее индикаторное давление p_i действительного цикла определяют с учетом коэффициента полноты диаграммы ϕ для четырехтактного дизеля

$$p_i = \phi p'_i,$$

для двухтактного дизеля

$$p_i = p'_i \phi (1 - \psi_s).$$

2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма

При работе двигателя на поршень действуют сила от давления газа и сила инерции поступательно-движущихся частей. Силу трения поршня о стенки цилиндра можно не принимать во внимание, так как она входит в состав сопротивлений, учитываемых механическим КПД. С достаточной степенью точности можно исключить также и силу тяжести поступательно-движущихся частей вследствие ее сравнительно небольшого значения.

Следовательно,

$$P_{\Sigma} = P_{\Gamma} + P_j, \quad (2.1)$$

где P – движущая сила (суммарная сила, действующая на поршень), кН; P_{Γ} – сила от давления газа; P_j – сила инерции поступательно-движущихся частей.

Слагаемые суммы (4.1) расшифровывают следующим образом

$$P_{\Gamma} = p_{\Gamma} \frac{\pi D^2}{4} \text{ кН}, \quad (2.2)$$

$$P_j = -M_{\Sigma n} j \text{ кН}, \quad (2.3)$$

где p_{Γ} – избыточное давление газа в цилиндре, кПа; D – диаметр цилиндра, м; $M_{\Sigma n}$ – масса поступательно-движущихся частей, к которым относятся поршень и часть шатуна, кг; j – ускорение поршня, м²/с.

При определении действующих сил и моментов целесообразно находить их удельные значения, т.е. отнесенные к 1 м² площади поршня. Для определения величины полной силы или момента необходимо умножить удельную силу или момент на площадь поршня, выраженную в м².

Рассмотрим изменение удельных сил и моментов, действующих в шатунно-кривошипном механизме в зависимости от угла поворота кривошипа [9].

Суммарная удельная сила P_{Σ} , приложенная в центре поршневого пальца, в МПа (рис. 2.1) определяется как алгебраическая сумма двух сил, т.е.

$$P_{\Sigma} = P_{\Gamma} + P_j, \quad (2.4)$$

где P_{Γ} – сила от давления газов на поршень; P_j – удельная сила инерции поступательно движущихся масс.

Положительными будем считать силы, направленные от поршня к коленчатому валу.

Удельная сила давления газов P_{Γ} алгебраически складывается из давления газов на поршень со стороны камеры сгорания p и давления со стороны кривошипной камеры p_0 , т.е.

$$P_T = p - p_0, \quad (4.5)$$

где $p_0 \cong 0,1$ МПа.

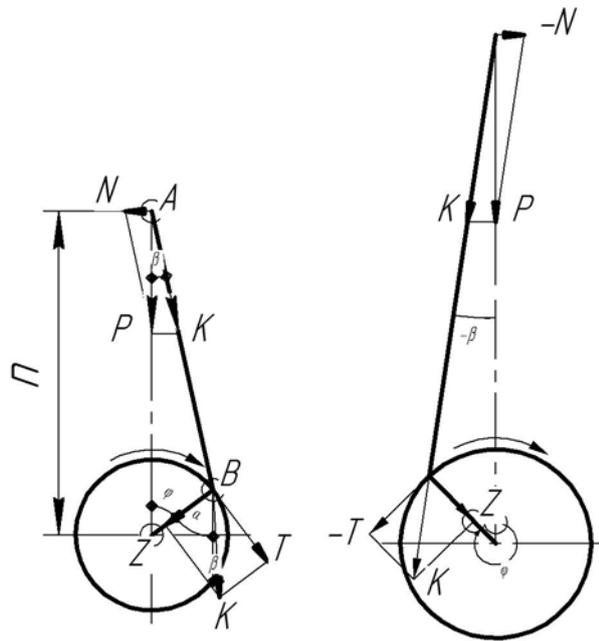


Рисунок 2.1 - Силы, действующие на кривошипно-шатунный механизм: а – ход расширения; б – ход сжатия

Зависимость изменения давления газа в цилиндре p от угла поворота кривошипа φ задана индикаторной диаграммой.

Удельные силы инерции поступательно движущихся масс в МПа определяем по формуле

$$P_j = -10^{-6} \frac{M_{\Sigma\Pi}}{F_{\Pi}} j = aj, \quad (2.6)$$

где $M_{\Sigma\Pi}$ – масса поступательно движущихся частей; F_{Π} – площадь поршня, m^2 ; j – ускорение поршня в зависимости от угла φ ; a – постоянный множитель, $a = -10^{-6} M_{\Sigma\Pi} / F_{\Pi}$.

Массу поступательно-движущихся частей определяют [11]

$$M_{\Sigma\Pi} = M_{\Pi} + (0,3 - 0,4) M_{\text{шат}},$$

где M_{Π} – масса поршня; $M_{\text{шат}}$ – масса шатуна.

Как видно, доля массы шатуна относится к поступательно-движущимся частям, а остальная – к вращающимся. Эта разбивка зависит от расположения центра тяжести шатуна, т.е. от соотношения масс его головок. При малой разнице размеров поршневой и кривошипной головок центр тяжести лежит близко к се-

редине длины шатуна и к поступательно-движущимся частям надо относить 0,4 массы шатуна, при большой разнице – до 0,3 его массы. Значения масс деталей берут из чертежей или других документов, и могут быть определены взвешиванием. Под массой поршня или шатуна понимается масса всего сборочного комплекта: с кольцами, пальцем, болтами и т.п. Для расчетов сил удельные значения массы $\frac{M_{\Sigma\Pi}}{F_n}$ можно брать из контрольного задания.

Вычисление удельных сил рекомендуется свести в таблицу, составленную по форме (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – расчет удельных сил

φ^0	P , МПа	P_r , МПа	j , м/с ²	P_j , МПа	P_{Σ} , МПа	$\text{tg}\beta$	N , МПа	$\cos\beta$	K , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	T , МПа	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	Z , МПа					
	11	12	13	14					

В неё заносим:

столбец 1 – значения угла поворота коленчатого вала φ от в.м.т. через 15^0 на интервале $0-720^0$ для четырехтактного двигателя и $-180^0 \div +180^0$ для двухтактного ($-180^0 \div 0^0$ – акт сжатия, $0^0 \div 180^0$ – такт расширения);

столбец 2 – силы давления газов на поршень p в зависимости от φ ; их берем из таблицы 1.1 в соответствии с тактом (сжатие – столбец 7, расширение столбец – 10); для тактов выпуска и впуска четырехтактного двигателя и процессов выпуска, продувки и дозарядки двухтактного двигателя приближенно принимаем $p = p_a$; совмещаем угол $\varphi = 0^0$ с началом такта впуска для четырехтактного двигателя и началом такта горение-расширение для двухтактного двигателя;

столбец 3 – значение p_r , вычисляемые по формуле (2.5), т.е. из данных столбца 2 вычитаем p_0 ;

столбец 4 – значение ускорения поршня j с их знаками;

столбец 5 – значение P_j , вычисляемые по формуле (2.6), т.е. данные столбца 4 умножаем на постоянный множитель a ;

столбец 6 – значения P_{Σ} , вычисляемые по формуле (2.4), т.е. алгебраически складываем данные столбцов 3 и 5.

Зависимости изменения сил P_r , P_j , P_{Σ} от угла φ изображаем на рисунке. Углы откладываем в масштабе: при $\tau = 4-1$ мм – 2^0 ; при $\tau = 2-1$ мм – 1^0 ; масштаб удельных сил 1 мм – 0,1 МПа или 1 мм – 0,05 МПа. На рисунке 2.2 приведен пример зависимости этих удельных сил от угла φ для четырехтактного двигателя.

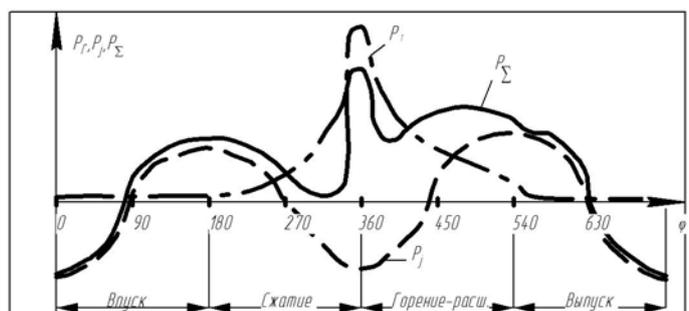


Рисунок 2.2 - Зависимость удельных сил P_g , P_j и P_Σ от угла φ для четырех-тактного двигателя

Силы, действующие на шатун и кривошип. Движущая сила P направлена по оси цилиндра к валу (положительное значение) или от вала (отрицательное значение). Эта сила может быть разложена по правилу параллелограмма на две составляющие (см. рис. 2.1): силу K , действующую вдоль оси шатуна, и силу N , нормальную к оси цилиндра.

В результате действия **н о р м а л ь н о й** силы N поршень оказывает давление на стенку цилиндра. Это приводит к потере работы на преодоление силы трения, износу поршня и втулки цилиндра. При ходе сжатия (см. рис. 2.1) сила $-N$ направлена в противоположную сторону. Следовательно, при переходе поршня через н.м.т. нормальная сила перебрасывает поршень от одной стенки цилиндра к другой. Удары, сопровождающие такую переброску, увеличивают износ втулки цилиндра, а при значительных зазорах между поршнем и втулкой цилиндра повышают шумность работы двигателя.

Если рассматривать нормальную силу как катет прямоугольного треугольника, лежащий против угла β (см. рис. 2.1), можно написать

$$N = P_\Sigma \operatorname{tg} \beta. \quad (2.8)$$

Наибольшая величина ее достигает примерно 10% от максимального значения движущей силы, т.е. в крупных двигателях серийного флота 40-60 кН (4-6 тс).

Сила, направленная вдоль оси шатуна, является гипотенузой того же треугольника. Следовательно, её можно выразить через силу P_Σ как

$$K = P_\Sigma / \cos \beta. \quad (2.9)$$

Точку приложения силы K можно перенести по направлению её действия из центра A сечения поршневого пальца в центр B сечения кривошипной шейки. Здесь её можно разложить на **касательную** силу T , действующую перпендикулярно радиусу кривошипа, и **радиальную** Z , направленную по кривошипу. Если через точку B провести прямую, параллельную оси цилиндра, то угол, лежащий между этой прямой и силой Z , будет равен φ , как накрест лежащий. Угол между

данной прямой и силой K будет равен β как соответственный. Значит, угол между силами Z и K равен $\varphi + \beta$.

Касательная сила T как катет прямоугольного треугольника со вторым катетом Z и гипотенузой K будет равна

$$T = K \sin(\varphi + \beta),$$

или, после подстановки в эту формулу значения K ,

$$T = P_{\Sigma} \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (2.10)$$

Эта сила, приложенная в точке В на расстоянии R от оси вала, создает момент, вращающий коленчатый вал и совершающий полезную работу.

Радиальная сила нагружает подшипники коленчатого вала и, следовательно, является вредной. Значение её можно найти из того же треугольника

$$z = K \cos(\varphi + \beta),$$

или

$$z = P_{\Sigma} \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (2.11)$$

Значения функций $\cos \beta$, $\operatorname{tg} \beta$, $\cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$, $\sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$ приводят для различных углов α и величин λ в справочниках и пособиях. Значит, если необходимо построить диаграмму какой-либо из рассмотренных сил, надо взять величину движущей силы для каждого из откладываемых по оси абсцисс углов φ и умножить её на соответствующее значение функции, взятое из приложений 4-7.

Расчет удельных сил выполняем в таблице 2.1, где в столбцы 7, 9, 11 и 13 заносим значения тригонометрических функций, а в столбцы 8, 10, 12 и 14 – значение сил, определяемых по формулам (2.8 – 2.11), при этом значение силы P_{Σ} берем из столбца 6. Далее строим зависимости изменения сил N , K , T , z от угла φ . Масштабы углов и сил по осям координат принимаем такие же, как и при построении сил P_{Σ} , P_{Γ} , P_j .

Характер изменения удельных сил N , K , T , z в зависимости от φ для четырехтактного дизеля показан на рисунках 2.3 и 2.4.

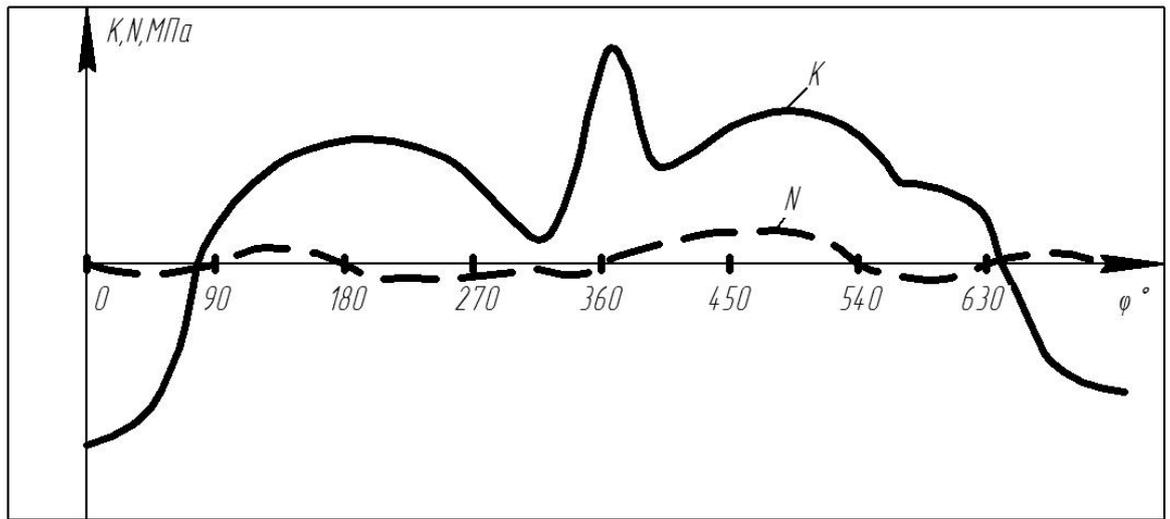


Рисунок 2.3 - Зависимость удельных сил K и N от угла φ для четырехтактного двигателя

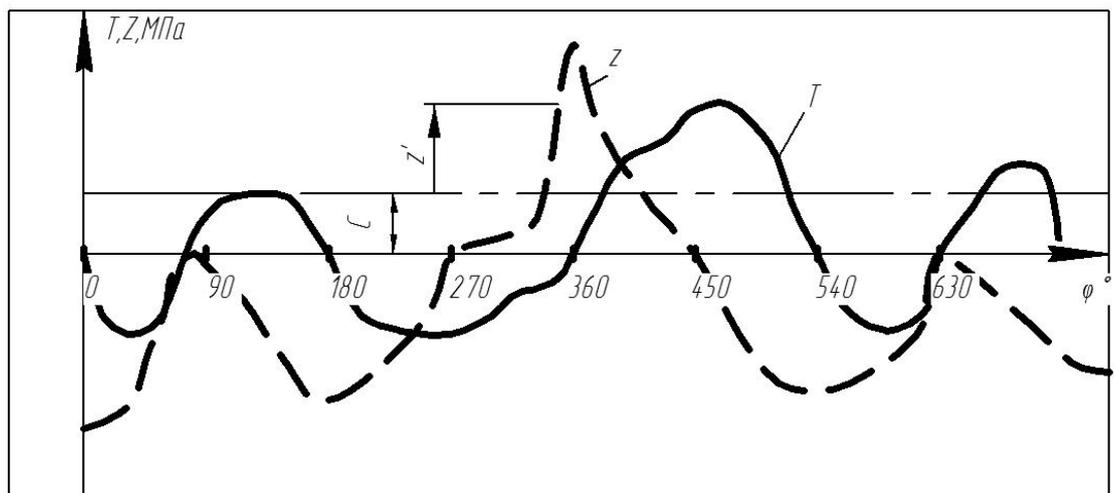


Рис.2.4 - Зависимость удельных сил T и z от угла φ для четырехтактного двигателя

Литература

1. Качанов И.В. Судовые энергетические установки. Методические указания по выполнению курсовой работы для студентов специальности 1-37 03 02 «Кораблестроение и техническая эксплуатация водного транспорта»./И.В.Качанов, В.В. Ивашечкин – Минск, БНТУ, 2015. – 67с.
2. Конкс, Г.А. Мировое судовое дилестроение. Концепция конструирования, анализ международного опыта / Г.А. Конкс, В.А. Лашко. –М., Машиностроение перераб. и доп. – М: Транслит, 2006. – 352 с.
3. Сизых В.А. Судовые энергетические установки / В.А. Сизых – 4-е изд., 2005. – 512 с., ил.
4. Козлов, В.И. Судовые энергетические установки / В.И. Козлов, П.И. Титов, Ф.Л. Юдицкий – Л.Судостроение, 1969. – 496 с.
5. Ваншейдт, В.А. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания / В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев, Б.А. Захаренко и др. – Л. Судостроение, 1978, 365 с.
6. Жинкин, В.Б. Теория корабля. Ходкость судна: Методическое пособие для проведения практических занятий по дисциплине «Теория корабля» для студентов специальности 1-37 03 02 «Кораблестроение и техническая эксплуатация водного транспорта» / В.Б. Жинкин, И.В. Качанов, И.Е. Толстых. – Минск: БНТУ, 2009. – 54 с.
7. Войткунский, Я.И. Справочник по теории корабля. Ходкость и управляемость / Я.И. Войткунский, Р.Я. Першны, И.А. Титов. – Л., 1961.
8. Володин, А.И. Тепловые двигатели внутреннего сгорания. Задания на контрольные работы №1 и №2. – М. – 1988 г. – 22 с.
9. Овсянников, М.К. Судовые автоматизированные энергетические установки / М.К. Овсянников, В.А. Петухов / Учебник для высших инж. мор. уч-щ. – М.: Транспорт, 1989. – 256 с.
10. Володин, А.И. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания. Задание на курсовой проект / А.И. Володин – М., 1988 г. – 36 с.
11. Грузберг, Я.Ю. Главные судовые двигатели / Я.Ю. Грузберг, А.Д. Петренко, Л.: Судостроение, 1972. – 400 с.
12. Гогин, А.Ф. Судовые дизели (основы теории, устройство и эксплуатация): учебник для речных училищ и техникумов водного транспорта / А.Ф. Гогин, Е.Ф. Сувалкин / 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1978. – 480 с.