



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Кораблестроение и гидравлика»

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

**Методические указания
по выполнению курсовой работы
для студентов специальности 1-37 03 02
«Кораблестроение и техническая эксплуатация
водного транспорта»**

**Минск
БНТУ
2015**

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Кораблестроение и гидравлика»

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Методические указания
по выполнению курсовой работы
для студентов специальности 1-37 03 02
«Кораблестроение и техническая эксплуатация
водного транспорта»

Минск
БНТУ
2015

УДК 629.5.03
ББК 39.49–04я7
С90

Составители:

И. В. Качанов, В. В. Ивашечкин

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф., зав. НИЛ «Лазерные и плазменные
технологии» НИЧ БНТУ *О. Г. Девойно*;
канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры
«Гидротехническое и энергетическое строительство»
М. И. Богданович

Методические указания по судовым энергетическим установкам содержат практические разделы программы «Судовые энергоустановки», относящиеся к расчетам сопротивления, буксировочной мощности, мощности двигателя, что актуально и необходимо при освоении программы изучаемой дисциплины.

© Белорусский национальный
технический университет, 2015

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

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, необходимо ознакомиться с заданием, рекомендуемой литературой и методическими указаниями.

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

В проекте 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 ЕСКД (Единой системы конструкторской документации).

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

1. КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ

Выполнение задания должно способствовать закреплению изучаемого теоретического материала и приобретению навыков в осуществлении выбора главного двигателя по заданным элементам судна, требуемой скорости его движения и усвоению методов теплового и динамического расчетов двигателя.

Контрольное задание предусматривает:

- расчет сопротивления и буксировочной мощности судна при заданной скорости движения;
- определение мощности и марки главной энергетической установки (ГЭУ);
- определение основных показателей работы агрегатов наддува дизеля;
- определение основных параметров рабочего процесса двигателя, расчет кинематических характеристик движения поршня с изображением их на рисунке;
- построение индикаторной диаграммы рабочего процесса в координатах «давление-объем»;
- расчет сил, действующих на кривошипно-шатунный механизм двигателя, с построением зависимости этих сил от угла поворота коленчатого вала;
- выполнение чертежа узла двигателя (в сборе) согласно заданию с описанием назначения.

В контрольном задании (табл. 1.1) представлены элементы рассчитываемого судна и требуемая скорость его движения.

Таблица 1.1

Варианты заданий

№ варианта	Тип судна	Длина по ГВЛ L , м	Ширина B , м	Осадка T , м	Водоизмещение D , т	Расчетная скорость v_s , уз.	Количество двигателей
1	Лесовоз	113	16,7	6,37	8460	14,0	1
2	Сухогруз	99,9	12,8	5,67	5380	13,8	1
3	Водоизмещающая моторная яхта	35,2	7,4	3,45	110	12	2

Продолжение табл. 1.1

№ варианта	Тип судна	Длина по ГВЛ <i>L</i> , м	Ширина <i>B</i> , м	Осадка <i>T</i> , м	Водоизмещение <i>D</i> , т	Расчетная скорость <i>v</i> _с , уз.	Количество двигателей
4	Танкер	141	19,2	8,5	16 300	15	1
5	Водоизмещающая моторная яхта	15,24	4,88	1,37	22,5	7	2
6	Лесовоз	119	17	7,33	10 200	14,5	1
7	Водоизмещающая моторная яхта	16,38	4,88	1,32	25,6	8,2	2
8	– // –	15,21	4,88	1,37	22,5	7,9	2
9	– // –	14,35	4,5	1,35	19,5	7,4	2
10	– // –	13,17	4,29	1,27	15,4	7,6	2
11	– // –	18,11	5,5	1,52	29,2	9,1	2
12	– // –	12,6	4,32	1,12	10,9	8,5	2
13	– // –	11	4,32	1,12	10,9	7,2	2
14	– // –	9,35	3,35	1	8	6	2
15	– // –	12,55	4,2	1,34	15,5	8,5	2
16	Сухогруз	140	20	8,91	17 800	15,5	1
17	Химовоз	97,4	16,6	6,69	8400	13,5	1
18	Сухогруз	142	21,8	9,0	19 700	16,5	1
19	Сухогруз	140	20,6	9	17 300	18,0	1
20	Грузопассажирский теплоход	62	9,4	2,1	723	11,9	2
21	Грузопассажирский теплоход класса «О»	72	9,6	1,9	940	11,6	2
22	Грузопассажирский теплоход класса «Р»	46,9	7	0,74	180	11,8	2
23	Грузопассажирский теплоход класса «Л»	47,57	7	0,68	168	9,9	2
24	Грузопассажирский теплоход класса «О»	40,6	6,7	1,47	180,6	10,4	2
25	Грузопассажирский теплоход класса «Р»	36	5,3	1,22	116	9,7	2

Окончание табл. 1.1

№ варианта	Тип судна	Длина по ГВЛ L , м	Ширина B , м	Осадка T , м	Водоизмещение D , т	Расчетная скорость v_s , уз.	Количество двигателей
26	Буксир класса «Р» тягой на гаке 40 кН	27,5	7,5	1,23	160	6,4	2
27	Буксир класса «Р» тягой на гаке 25 кН	20	5,2	0,77	50	6,4	2
28	Буксир класса «Р» тягой на гаке 130 кН	39,6	9	2,2	497	7,5	2
29	Буксир класса «Р» тягой на гаке 60 кН	37,2	7,4	2,1	380	7,5	2

Задание на выполнение чертежа узла представлено в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Исходные данные для выполнения узла двигателя

№ варианта	Наименование узла двигателя
1	Коленчатый вал
2	Поршень
3	Масляный насос
4	Шатун
5	Водяной насос
6	Втулка цилиндра (с рубашкой)
7	Топливный насос (секция)
8	Коренные подшипники
9	Охладитель воздуха
10	Форсунка
11	Компрессор
12	Топливоподкачивающий насос
13	Клапаны и их привод
14	Распределительный вал

№ варианта	Наименование узла двигателя
15	Электростартер
16	Пусковой клапан цилиндра
17	Запальная спираль
18	Водяной холодильник
19	Регулятор скорости вращения
20	Топливный фильтр
21	Сепаратор для очистки топлива
22	Сетчатый фильтр
23	Турбокомпрессор
24	Привод распределительного вала
25	Коленчатый вал
26	Составной поршень
27	Крышка цилиндра
28	Картер двигателя
29	Упорный подшипник

Основные обозначения

- N_e – эффективная мощность дизеля, кВт;
 τ – тактность;
 i – число цилиндров;
 n – частота вращения коленчатого вала, c^{-1} ;
 d, s – диаметр цилиндра и ход поршня, мм;
 b_e – удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч);
 φ – коэффициент продувки;
 η_m – механический КПД дизеля;
 λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;
 α – коэффициент избытка воздуха для сгорания;
 $\varepsilon, \varepsilon_0$ – геометрическая и действительная степень сжатия двигателя;
 p_z – наибольшее давление сгорания, МПа;
 γ – коэффициент остаточных газов;
 ξ_z – коэффициент выделения тепла;
 $M_{п}$ – масса поршня в сборе, кг;
 $M_{ш}$ – масса шатуна в сборе, кг;
 $\gamma_{ц}$ – угол между осями цилиндров V-образного двигателя, град.;

расположение цилиндров:

P – рядное;

V – V-образное;

p_e, p_i – среднее эффективное и индикаторное давление, МПа;

η_e, η_i – эффективный и индикаторный КПД;

b_i – удельный индикаторный расход топлива, кг/(кВт·ч);

$B, g_{ц}$ – часовой расход топлива дизелем и расход за каждый цикл, кг/ч, кг/цикл;

G_b, G_b^c – расход воздуха, кг/ч, кг/с;

G_r, G_r^c – количество отработавших газов, кг/ч, кг/с;

T_r – температура отработавших газов дизеля перед турбиной, К;

$p_{к}, p_r$ – давление воздуха перед впускными органами дизеля и давление газов перед турбиной, МПа;

$\pi_{к}, \pi_r$ – степени повышения давления воздуха в компрессоре и понижения давления газов в турбине;

$N_{к}, N_r$ – мощности компрессора и турбины, кВт;

Δt_x – 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 $H_{и} = 42\,500$ кДж/кг;

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

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

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

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

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

температура воздуха перед впускными органами дизеля $t_k = 60$ °С,

$T_k = 60 + 273 = 333$ К.

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

отнесенные к площади поршня $\left(\frac{M_{\Sigma п}}{F_n} \right)$, могут быть приняты:

1) для тронковых быстроходных четырехтактных двигателей 300–800 кг/м² и тихоходных 1000–3000 кг/м²;

2) для тронковых быстроходных двухтактных двигателей 400–1000 кг/м² и тихоходных 1000–2500 кг/м²;

3) для крейцкопфных быстроходных четырехтактных двигателей 3500–5000 кг/м² и тихоходных 5000–8000 кг/м²;

4) для крейцкопфных быстроходных двухтактных двигателей 2000–3000 кг/м² и тихоходных 9000–10000 кг/м².

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

2. МОДЕЛИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ И РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ГЛАВНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

2.1. Модели судовых дизелей

Двигатели внутреннего сгорания на морском и речном транспорте занимают доминирующее положение благодаря высокой экономичности по удельному расходу топлива и значительному моторесурсу.

На морском флоте в качестве главных двигателей применяют двухтактные, крейцкопфные, реверсивные двигатели с наддувом (ДКРН), малооборотные по частоте вращения до 250 мин⁻¹ (МОД), среднеоборотные – частота 250 мин⁻¹ < n < 1200 мин⁻¹ (СОД), работающие преимущественно на гребной винт регулируемого шага (ВРШ); на малых судах применяют высокоскоростные двигатели (ВОД) с частотой свыше $n = 1200$ мин⁻¹ [1].

Двигатели ДКРН изготавливают в России по лицензиям фирм «Бурмейстер и Вайн» (Дания), МАН (ФРГ), объединенных в один концерн MAN B&W (Дания, Германия).

Из зарубежных фирм в качестве создателей и производителей судовой дизельной техники известны следующие фирмы и компании: New Sulzer Diesel (Швейцария); Mitsubushi, Dalhatsu, Yanmar и Niigata (Япония); Wärtsilä (Финляндия); Caterpillar (США); GMT (Италия); Volvo Penta, Scania (Швеция) и др.

Анализ применимости дизелей различных типов показывает, что на крупных судах устанавливают МОД, а на малых и средних судах дейдвёмом до 2000 т доминируют СОД и ВОД.

Судовые МОД непрерывно совершенствуются, повышается агрегатная и цилиндровая мощность, вследствие чего цилиндровая мощность доведена до 6000 кВт, а агрегатная максимальная длительная мощность (MCR) – до 70 000 кВт. В новейших модификациях МОД среднее эффективное давление p_e повышено до 19–19,5 бар. Все фирмы, выпускающие МОД, перешли на прямоточную продувку с одним выпускным клапаном на каждом цилиндре дизеля (коэффициент избытка воздуха α – до 2,2; коэффициент наполнения η_n – до 0,88, коэффициент остаточных газов γ – до 0,03). Увеличение отношения хода поршня s к диаметру d , которое в отдельных моделях достигает 4–4,2 позволяет улучшить качество продувки, наполнение цилиндра, процесс сгорания, повысить степень сжатия ϵ до 15, максимальное давление сгорания – до 140 бар, снизить эффективный расход топлива до 154 г/(кВт·ч) на режимах экономической мощности (ECR) 80–85 % от MCR.

Современные МОД имеют механический КПД (η_m) до 92–94 %. Все МОД двухтактные.

В последнее время среднеоборотные дизели (СОД) совершенствуются в направлении снижения расхода топлива, которое достигается повышением максимального давления рабочего цикла $p_{max} > 190$ бар и степени сжатия ϵ до 16, улучшения эффективности системы наддува (рост КПД до 70 %), повышения давления впрыска до 1600 бар и выше, увеличения длинноходности дизеля ($s/d = 2$), увеличения его механического КПД до 92–93 %. Среднеоборотные дизели (СОД) обычно являются четырехтактными.

Современными основными направлениями развития судовых ВОД являются снижение удельных расходов топлива и масла, увеличение цилиндровой и агрегатной мощностей, для чего решаются проблемы повышения степени сжатия ϵ до 19, максимального давления – до 180 бар, давления впрыска – до 2000 бар. Удельные расходы топлива достигнуты на уровне 190 г/(кВт·ч).

Марки судовых дизелей

Стандартную маркировку российских дизелей производят по ГОСТ4393–82. Цифра в марке перед буквами обозначает число цилиндров, буквы – характеристику двигателя, дробь после буквы –

диаметр цилиндра (числитель) и ход поршня (знаменатель) в сантиметрах, после дроби – модификация.

Буквы в марке двигателя обозначают: Ч – четырехтактный, Д – двухтактный, Г – главный, Р – реверсивный, С – судовой с реверсивной муфтой, П – с редукторной передачей, К – крейцкопфный (при отсутствии буквы К – тронковый), Н – с наддувом (при отсутствии буквы Н – без наддува).

Двигатель марки 8ДКРН 74/160-3 – восьмицилиндровый, двухтактный, крейцкопфный, реверсивный с наддувом, третьей модификации с диаметром цилиндра 74 см, ходом поршня 160 см.

Буквенные обозначения в маркировке судовых дизелей зарубежных фирм следующие:

Бурмейстер и Вайн: М – четырехтактный, V – двухтактный, F – реверсивный, T – крейцкопфный, B – с газотурбинным наддувом;

Зульцер: B – четырехтактный, D – реверсивный, S – крейцкопфный, T – тронковый, A – с газотурбинным наддувом;

МАН: V – четырехтактный, Z – двухтактный, K – крейцкопфный, G – тронковый, C – с газотурбинным наддувом.

Например, дизель фирмы «Бурмейстер и Вайн» марки 874VTBF160 соответствует марке 8ДКРН 74/160. Дизель фирмы МАН марки K6Z 57/80С соответствует марке 6ДКРН 57/80.

Ориентировочные значения показателей работы дизелей представлены в табл. 2.1 и 2.2.

Таблица 2.1

Ориентировочные значения показателей работы дизелей

Показатель	МОД	СОД	ВОД
Коэффициент использования теплоты ξ_z	0,75–0,85	0,75–0,85	0,7–0,8
Максимальное давление сгорания p_{z_2} , МПа	6–9	8–13	10–18
Степень повышения давления λ_z	1,1–1,35	1,35–1,55	1,35–1,55
Температура в конце сгорания T_{z_2} , К	1700–1800	1800–1900	1900–2000

Показатель	МОД	СОД	ВОД
Степень предварительного расширения ρ	1,2–1,6	1,2–1,6	1,2–1,6
Показатель политропы при расширении n_2	1,2–1,3	1,2–1,3	1,15–1,25
Механический КПД η_m	0,88–0,93	0,89–0,91	0,8–0,85
Удельный эффективный расход топлива q_e , кг/(кВт·ч)	167–217	160–211	211–245
Эффективный КПД η_e	0,4–0,51	0,41–0,53	0,35–0,41
Коэффициент избытка воздуха α	1,8–2,2	1,6–2	1,4–1,8
Показатель политропы при сжатии n_1	1,34–1,38	1,38–1,4	1,38–1,4
Степень сжатия ϵ	11–13	13–14	15–18
Средняя скорость поршня C_m , м/с	4,5–7	6–9	8–12
Отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна $l_{ш}$: $r/l_{ш} = \lambda$	0,22–0,25 0,34–0,42 (длинноходовые дизели)	0,24–0,25	0,24–0,25

Таблица 2.2

Сравнительные значения показателей работы
двухтактных и четырехтактных дизелей

Параметр	Двухтактный дизель	Четырехтактный дизель
Тактность τ	2	4
Индикаторный КПД η_i	0,42–0,56	0,45–0,5
Удельный индикаторный расход топлива q_i , кг/(кВт·ч)	0,154–0,204	0,17–0,19
Коэффициент остаточных газов γ	0,04–0,09 (с прямоточными схемами газообмена) 0,07–0,1 (с контурными схемами газообмена)	0,01–0,04

Параметр	Двухтактный дизель	Четырехтактный дизель
Коэффициент молекулярного изменения β	1,03–1,04	–
Коэффициент наполнения η_n	0,8–0,9	–
Коэффициент полноты индикаторной диаграммы ζ	0,96–1	0,95–0,97
Доля потерянного хода ψ	0,85–0,9	–

2.2. Основные положения расчета мощности главной судовой энергетической установки

Судовая энергетическая установка (СЭУ) представляет собой сложный комплекс тепловых двигателей, механизмов и устройств, в которых происходят процессы превращения энергии, заключенной в топливе, в энергию тепловую, механическую, электрическую.

Главная энергетическая установка (ГЭУ) предназначена для обеспечения движения судна, т. е. для приведения в действие движителей.

В дизельной СЭУ в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания химическая энергия топлива преобразуется в тепловую энергию газа высокого давления и температуры, а затем в – механическую энергию. Степень использования тепловой энергии (КПД) поршневых двигателей внутреннего сгорания – 40–42 %, паровых турбин – 34–35 %, газовых турбин – 28–32 % [2–4].

Имея высокие характеристики: КПД, безопасность обслуживания, надежность работы при всех возможных условиях эксплуатации судна, ресурс (продолжительность работы до капитального ремонта), ГЭУ с двигателями внутреннего сгорания широко применяются на речных и морских судах (теплоходах).

Механическая энергия к гребному винту на теплоходах передается через систему жестких валов, соединенных с коленчатым валом двигателя.

Такую передачу называют прямой механической (рис. 2.1).

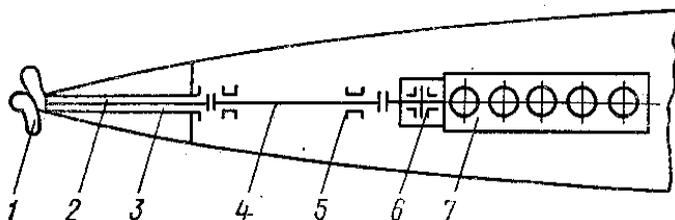


Рис. 2.1. Схема дизельной установки с прямой передачей:

1 – гребной винт; 2 – гребной вал; 3 – дейдвудная труба; 4 – промежуточный вал;
5 – опорный подшипник; 6 – упорный подшипник; 7 – главный двигатель

Дизельные установки с прямой передачей наиболее характерны для транспортных судов всех типов и промысловых судов с прямой передачей мощности на винт. При этом в качестве главного двигателя применяют малооборотные ($n = 100\text{--}250$ об/мин) реверсивные двигатели.

Двухвальные дизельные установки с прямой передачей применяются на речных судах с ограниченной осадкой, на пассажирских теплоходах, паромах, буксирах. В двухвальной установке на переднем ходу гребные винты вращаются в наружную сторону – к бортам (если смотреть в нос), что улучшает условия работы винтов и повышает их безопасность в ледовых условиях или в загрязненных бассейнах (рис. 2.2).

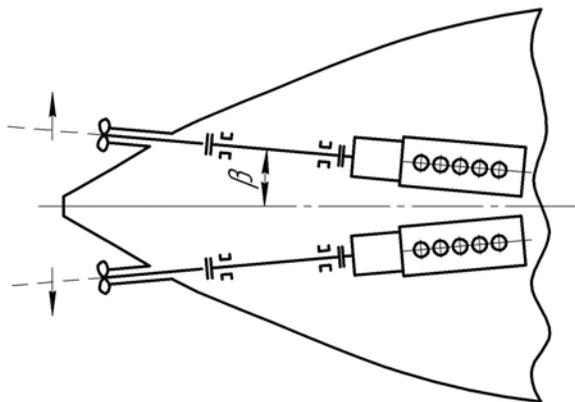


Рис. 2.2. Схема двухвальной установки с прямой передачей

При использовании на судах высоко- или среднеоборотных серийных двигателей иногда невозможно осуществить прямую механическую передачу мощности к движителям. Тогда на валопроводе устанавливают зубчатую механическую передачу (редуктор), благодаря которой можно понизить число оборотов гребного вала до значения, обеспечивающего высокий оптимальный КПД гребного винта. С помощью зубчатой передачи, называемой реверс-редуктором, можно выполнить реверсирование (изменение вращения) винта для создания прямого и обратного ходов судна.

Установка с зубчатой передачей представлена на рис. 2.3, в которой между двигателем и валопроводом устанавливается передача, состоящая из шестерни и колеса [4].

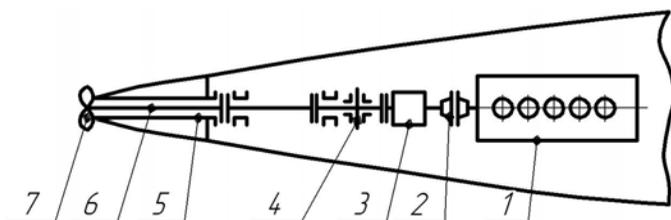


Рис. 2.3. Дизельная установка с зубчатой передачей и эластичной муфтой:
 1 – двигатель; 2 – эластичная муфта; 3 – реверс-редуктор; 4 – упорный подшипник;
 5 – дейдвудная труба; 6 – гребной вал; 7 – гребной винт

Между двигателем и реверс-редуктором во многих случаях устанавливают эластичную муфту, которая уменьшает крутильные колебания валопровода, позволяет отключать двигатель от валопровода при пуске. Упорный подшипник в таких установках выносится в корму от редуктора или встраивается в него.

В дизель-редукторных (ДРУ) установках транспортных судов обычно используют одноступенчатые редукторы, передающие крутящий момент от одного или нескольких среднеоборотных дизелей (СОД). Двухступенчатые зубчатые передачи находят применение в дизельных установках с высокооборотными дизелями (ВОД) быстрходных яхт и катеров.

В многомашинных дизель-редукторных установках (рис. 2.4) муфты являются разобщительными.

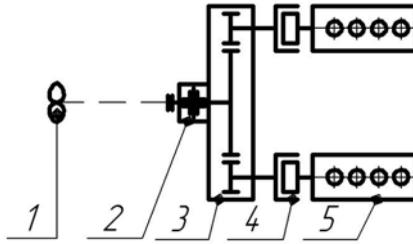


Рис. 2.4. Двухмашинная дизель-редукторная установка:
 1 – винт фиксированного шага; 2 – упорный подшипник; 3 – редуктор;
 4 – эластичная разобщительная муфта; 5 – главный двигатель

Различают эффективную мощность N_e , замеряемую на выходном фланце двигателя, и мощность индикаторную или внутреннюю N_i . Внутренняя мощность больше эффективной на величину механических потерь:

$$N_i = N_e + N_T,$$

где N_T – мощность, затрачиваемая на трение в частях двигателя и на привод навешенных на двигатель вспомогательных механизмов, обслуживающих двигатель.

Механический КПД двигателя

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i}.$$

Мощность главной энергетической установки определяется в зависимости от сопротивления движению корпуса судна при заданной скорости. Буксировочная мощность

$$N_R = \frac{Rv}{75}, \text{ л.с.}, \quad (2.1)$$

где R – сила сопротивления движению судна, кгс, 1 кгс = 9,81 Н;
 v – скорость судна, м/с.

Мощность главной установки

$$N_e^{\text{уст}} = \frac{N_R}{\eta_{\text{пр}} \eta_{\text{в}}}, \text{ л.с.}, \quad (2.2)$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – пропульсивный КПД (отношение буксировочной мощности к мощности, подводимой к винту): $\eta_{\text{пр}} \approx 0,65\text{--}0,75$;

$\eta_{\text{в}}$ – КПД валопровода, учитывающий потери на трение в его подшипниках; $\eta_{\text{в}} = 0,97\text{--}0,99$.

Пропульсивный КПД

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{к}} \eta_{\text{д}},$$

где $\eta_{\text{к}}$ – коэффициент влияния корпуса;

$\eta_{\text{д}}$ – КПД движителя.

Для оценки степени загрузки двигателей необходимо знать изменение R и $\eta_{\text{пр}}$ в различных условиях плавания. Буксировочную кривую $R(v)$ получают во время модельных испытаний в условиях плавания на тихой воде при свежеекрашенном корпусе и спецификационном водоизмещении.

В процессе эксплуатации винт, вследствие обрастания корпуса, становится гидродинамически тяжелым и заданная скорость уже не будет обеспечиваться [4]. Поэтому при проектировании дизельных установок мощность двигателей принимают с запасом 10–15 % на изменение состояния корпуса и погодных условий.

И тогда уточнения мощность

$$N_{e \text{ ут}}^{\text{уст}} = K N_e^{\text{уст}},$$

где K – коэффициент запаса; $K = 1,1\text{--}1,15$.

На стадии предварительных расчетов мощности рекомендуется принимать следующие КПД винта движителя $\eta_{\text{д}}$ [4].

Типы судов	$\eta_{\text{д}}$
Транспортные	0,6–0,78
Пассажирские быстроходные	0,55–0,7
Буксиры и траулеры на режиме буксирования или траления (если за расчетный режим принят свободный ход)	0,3–0,55

Коэффициент влияния корпуса η_k определяется по формуле

$$\eta_k = \frac{1-t}{1-\omega},$$

где t , ω – коэффициенты засасывания и попутного потока соответственно. Для одновинтовых судов

$$\omega = 0,5\delta - 0,05,$$

где коэффициент полноты корпуса δ берется из общих данных по корпусу.

Коэффициент засасывания t для одновинтового судна

$$t = a\omega,$$

где $a = 0,5-0,7$. Для двухвинтовых

$$\omega = 0,55\delta - 0,2;$$

$$t = 0,25\omega + 0,14.$$

В одновальной двухмашинной установке (рис. 2.4) суммарная мощность всех главных двигателей

$$N_{e\Sigma} = \frac{N_R}{\eta_{пр}\eta_d\eta_{гм}\eta_p}, \text{ кВт},$$

где $\eta_{гм}$ – КПД гидромурфты;

η_p – КПД редуктора.

Для такой одновальной двухмашинной установки требуемая мощность одного двигателя

$$N_e = \frac{N_e}{2}.$$

Для двухвальной установки (см. рис. 2.2) для определения мощности одного двигателя полученную по формуле (2.2) мощность $N_e^{уст}$ следует разделить на $2\eta_v$, т. е.

$$N_e = \frac{N_e^{уст}}{2\eta_d}.$$

Для тралящих и буксирных судов мощность $N_e^{уст}$, необходимая для обеспечения движения судна и буксируемого объекта с заданной скоростью v , определяется по формуле

$$N_e^{уст} = \frac{(Q + R)v}{\eta_{пр}\eta_d}, \text{ кВт},$$

где Q – требуемая тяга на гаке (упор у толкача, сопротивление трала при движении с заданной скоростью).

Тяга на гаке Q представляет собой разность между полезным упором движителя (движителей) P'_e и сопротивлением движения судна R :

$$Q = P'_e - R,$$

где

$$P'_e = P_e(1 - t);$$

P_e – упор или тяга, создаваемая работающим за кормой винтом.

Зависимости R , Q , P_e , P'_e от скорости судна обычно задают в виде графиков, представляющих паспортные диаграммы.

В случае свободного движения судна (без буксировки и траления) упор винта преодолевает только собственное сопротивление движению судна. При проектировании СЭУ тралящих и буксирующих судов обычно определяют мощность установки для двух режимов – свободного хода и траления (буксировки). Для обоих случаев рассчитывается КПД винта. Для определения буксировочной мощности N_R используются формулы, в которые входит так называемый адмиралтейский коэффициент C_B :

$$N_R = 5,41 \frac{D^{2/3} v^3}{C_B},$$

где D – массовое водоизмещение, т.

По опытным данным, значения C_B составляют:

большие пассажирские суда – 270–340;

большие одновальные грузовые суда – 600–650;

малые грузовые суда – 200–300;

малые пассажирские суда – 150–200.

2.3. Приближенные методы расчета буксировочной мощности судов

2.3.1. Серия одновинтовых морских транспортных судов

Приближенный метод, основанный на результатах испытания серии моделей одновинтовых морских транспортных судов, заключается в определении силы сопротивления R движению судна, входящего в формулу (2.1), с разделением сопротивления на составляющие. Метод подробно изложен в методическом пособии «Теория корабля. Ходкость судна» [5] и может быть взят за основу при расчете буксировочной мощности N_R .

2.3.2. Метод Э. Э. Пампеля

Метод Э. Э. Пампеля [6] основан на применении для расчета буксировочной мощности судна видоизмененной формулы

$$N_R = \frac{D}{L} \frac{v^3}{C_0}, \quad (2.3)$$

причем коэффициент C_0 связан с адмиралтейским коэффициентом буксировочной мощности C_e соотношением

$$C_e = C_0 \frac{L}{\sqrt[3]{D}}.$$

Для определения безразмерного коэффициента C_0 предлагается формула

$$C_0 = \frac{C_1 \lambda_1}{x_1 \sqrt{\psi_1}}, \quad (2.4)$$

где $\psi_1 = 10 \frac{B}{L} \delta$ – коэффициент, характеризующий форму корпуса судна;

λ_1 – множитель, учитывающий влияние длины судна и определяемый по формуле

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,03\sqrt{L}.$$

Этот множитель учитывается только для судов при $L < 100$ м; для судов с $L > 100$ м λ_1 берется равным единице.

Поправочный коэффициент x_1 учитывает влияние выступающих частей корпуса; его величина берется в зависимости от числа валов:

число валов	1	2	3	4
x_1	1,00	1,05	1,075	1,10

Коэффициент C_1 определяется при помощи диаграммы, показанной на рис. 2.5, в функции от относительной скорости

$$v_1 = v \frac{\sqrt{\psi_1}}{L}$$

и коэффициента ψ_1 .

Эта диаграмма получена на основании обработки результатов модельных и натурных испытаний, а также справочных данных о различных судах. Она может применяться для морских транспортных судов всех типов и военных кораблей при следующих пределах изменений характеристик теоретического чертежа:

$$B : T = 1,5-3,5;$$

$$L : B = 4-11;$$

$$\delta = 0,35-0,8.$$

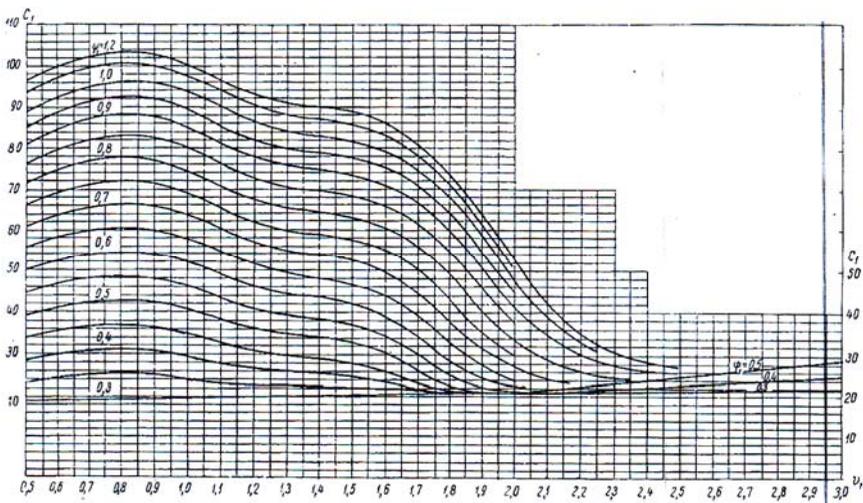


Рис. 2.5. Диаграмма Э. Э. Папмеля

Во многих случаях, особенно для военных кораблей, расчет по диаграмме Папмеля дает заниженное значение буксировочной мощности судна.

Шероховатость обшивки судна учтена в значениях коэффициента C_1 .

Ниже приводится пример расчета буксировочной мощности судна по способу Э. Э. Папмеля [6].

Пример

Определить буксировочную мощность пассажирского судна с двухвальной установкой. Данные судна: длина по ватерлинии $L = 99$ м; ширина по ватерлинии $B = 15,7$ м; осадка $T = 5,1$ м; водоизмещение $D = 4440$ м³. Соотношение главных элементов:

$$B : T = 3,08;$$

$$L : B = 6,3;$$

$$\delta = 0,56;$$

$$\delta = \frac{D}{LBT} = 0,56.$$

Определяем расчетные коэффициенты:

$$\psi_1 = 10 \frac{B}{L} \delta = 10 \frac{15,7}{99,0} 0,56 = 0,888,$$

$$\sqrt{\psi_1} = 0,94,$$

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,03\sqrt{99} = 0,998,$$

$$x_1 = 1,05,$$

$$\sqrt{\frac{\psi_1}{L}} = \sqrt{\frac{0,888}{99,0}} = 0,0947.$$

Расчетная формула (2.3) с учетом соотношения (2.4) и значений расчетных коэффициентов принимает вид

$$N_R = \frac{4440 \cdot 1,05}{99 \cdot 0,998} 0,94 \frac{v^3}{C_1} = 44,3 \frac{v^3}{C_1}.$$

Вычисления мощности произведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Расчет буксировочной мощности судна

Скорость судна, узлы	Относительная скорость $v_1 = 0,0945v$	C_1 (с диаграммы рис. 2.5)	v_s^3	Буксировочная мощность $N_R = 44,6 \frac{v^3}{C_1}$, л.с.
10	0,945	85,5	1000	522
14	1,32	75,0	2740	1630
18	1,70	65,5	5830	3970

2.3.3. Способ Хеншке [6]

Для расчета буксировочной мощности мелких судов и водоизмещающих мореходных катеров длиной от 6 до 35 м могут быть использованы графики Хеншке, построенные на основании анализа

результатов модельных испытаний и сопоставления их с данными натуральных судов. Графики представляют серию диаграмм, показанных на рис. 2.6.

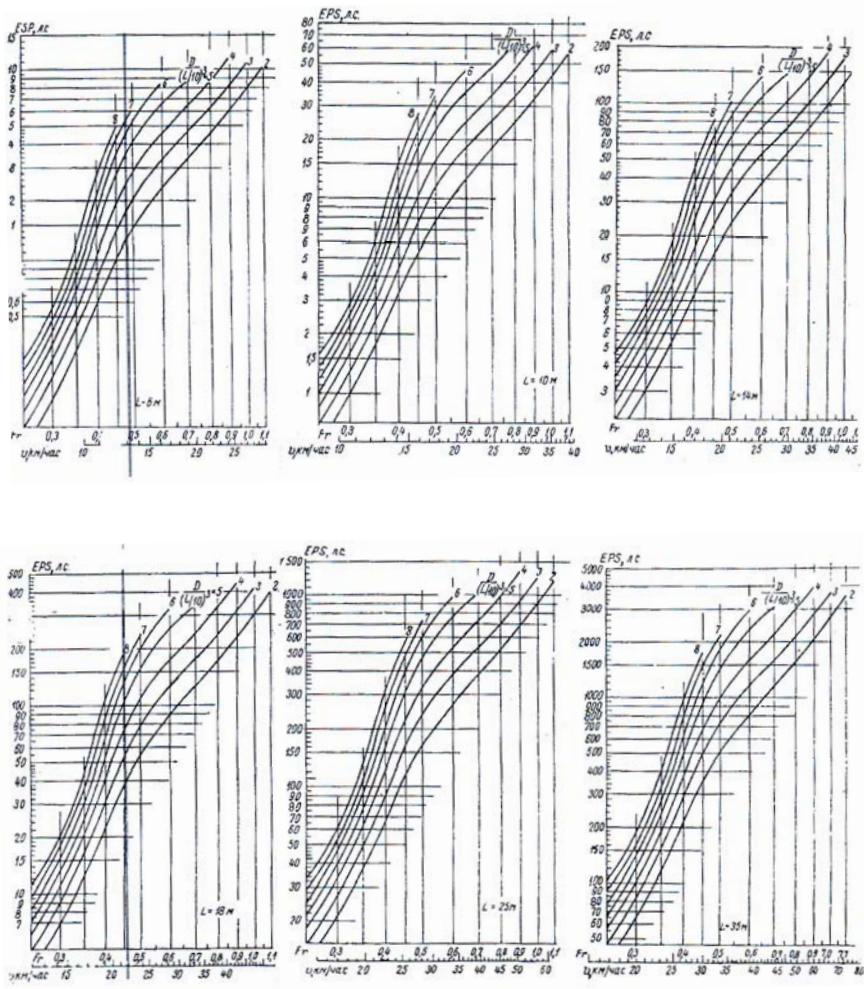


Рис. 2.6. Диаграммы Хенске

Каждая диаграмма позволяет определить буксировочную мощность гладкого корпуса судна данной длины по ватерлинии в функции от скорости в километрах в час или числа Фруда

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$$

и отношения $D : \left(\frac{L}{10}\right)^3$.

Значения буксировочной мощности для судов с промежуточными значениями длины определяются линейной интерполяцией. При построении графиков сопротивление трения рассчитывалось по формуле Фруда. Сопротивление выступающих частей и воздушного сопротивления должно учитываться в каждом случае дополнительно. В соответствии с указаниями автора надбавка буксировочной мощности на сопротивление выступающих частей составляет:

одновинтовые с винтом на штевне – 3–6 %;

одновинтовые с винтом на кронштейне – 6–8 %;

двухвинтовые с кронштейнами – 8–12 %.

3. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО И ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЕЙ С НАДДУВОМ И ОХЛАЖДЕНИЕМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

3.1. 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 газотурбинного наддува четырехтактного дизеля представлена на рис. 3.1 [7].

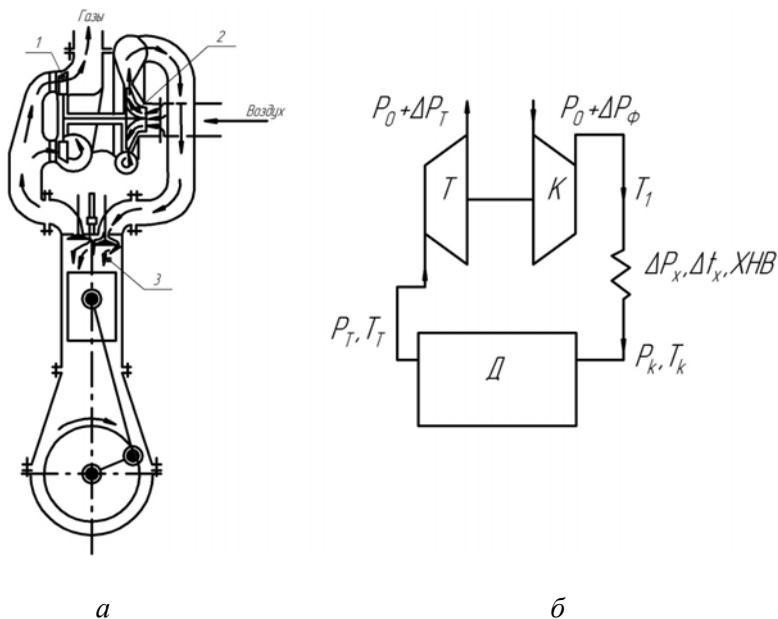


Рис. 3.1. Схема газотурбинного наддува четырехтактного дизеля:
а – общая схема: 1 – газовая турбина; 2 – воздушный компрессор; 3 – рабочий цилиндр; *б* – принципиальная схема; Д – дизель; Т – турбина; К – компрессор; ХНВ – охладитель воздуха

В двухтактных дизелях фирмы «Зульцер» 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 давлением и температурой (рис. 3.2) [7].

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.

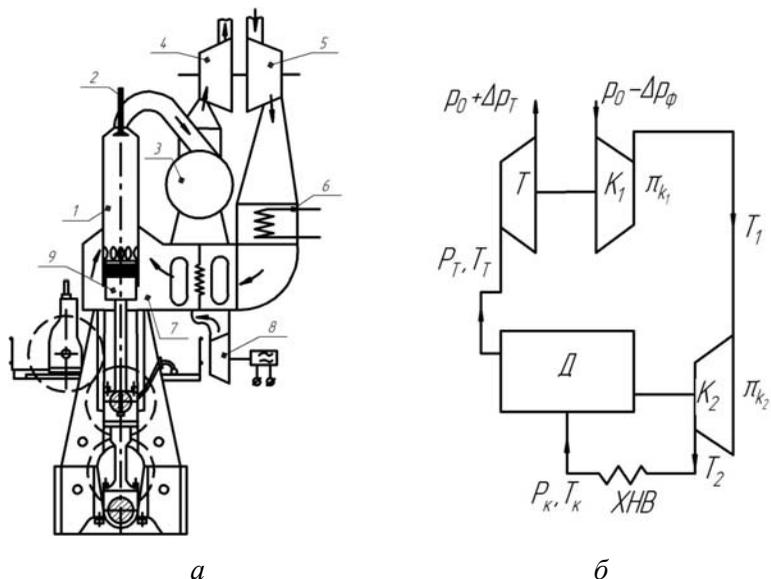


Рис. 3.2. Схема наддува двухтактного дизеля:
a – схема продувки и наддува дизеля с прямооточно-клапанной продувкой типа RTA фирмы «Зульцер»: 1 – цилиндр; 2 – выпускной клапан; 3 – газовый ресивер; 4 – турбина; 5 – компрессор; 6 – воздухоохладитель; 7 – воздушный ресивер; 8 – вспомогательная воздуходувка; 9 – поршень;
б – принципиальная схема

3.1.1. Определение расходов топлива, воздуха и отработавших газов [7]

Среднее эффективное давление p_e , МПа, определяется из выражения эффективной мощности

$$N_e = 2 \cdot 10^3 \frac{p_e V_s \text{in}}{\tau}, \text{ кВт},$$

где V_s – рабочий объем одного цилиндра:

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} s, \text{ м}^3.$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{p_e}{\eta_m}, \text{ МПа.}$$

Эффективный КПД

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

Индикаторный КПД

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

Удельный индикаторный расход топлива

$$b_i = \frac{3600}{H_i \eta_i} \quad \text{или} \quad b_i = b_e \eta_m, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч).}$$

Часовой расход топлива дизелем

$$B = b_e N_e, \text{ кг/ч.}$$

Количество топлива, подаваемого в цилиндр за каждый цикл:

$$g_{\text{ц}} = \frac{B\tau}{2 \cdot 3600ni}, \text{ кг.}$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

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

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

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

Суммарный коэффициент избытка воздуха

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

Расход воздуха дизелем

$$G_B = \alpha_{\Sigma} L'_0 B, \text{ кг/ч};$$

$$G_B^c = \frac{G_B}{3600}, \text{ кг/с}.$$

Количество отработавших газов

$$G_r = (\alpha_{\Sigma} L'_0 + 1) B, \text{ кг/ч};$$

$$G_r^c = \frac{G_r}{3600}, \text{ кг/с}.$$

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

$$M_0 = C/12 + H/2 + 0,79L_0, \text{ кмоль/кг}.$$

Количество воздуха M_1 и отработавших газов M_2 , расходуемых при сжигании 1 кг топлива:

$$M_1 = \alpha_{\Sigma} L_0, \text{ кмоль/кг};$$

$$M_2 = M_0 + (\alpha_{\Sigma} - 1) L_0, \text{ кмоль/кг}.$$

Коэффициент молекулярного изменения при сгорании топлива

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

Действительный коэффициент молекулярного изменения

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

где 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

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

3.1.2. Определение основных показателей системы наддува

Температура отработавших газов дизеля перед турбиной (см. рис. 3.1, б) определяется из уравнения внутреннего теплового баланса дизеля для 1 кг сжигаемого топлива:

$$t_T = \frac{H_{и}(1 - \eta_t - \omega) + I_B}{M_2 C_{p\ m\ r}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.1)$$

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 · °C).

Значения I_B и $C_{p\ m\ r}$ вычисляют по выражениям

$$I_B = C_{p\ m_1} M_1 t_k; \quad (3.2)$$

$$C_{p\ m\ r} = r_\alpha C_{p\ m_1} + r_0 C_{p\ m_0}, \quad (3.3)$$

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 $C_{p\ m_0}$ используют формулы

$$C_{p\ m_1} = 28,769 + 3,095 \cdot 10^{-3}t - 3,137 \cdot 10^{-7}t^2, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{°C)}; \quad (3.4)$$

$$C_{p\ m_0} = 30,305 + 4,929 \cdot 10^{-3}t - 6,783 \cdot 10^{-7}t^2, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{°C)}, \quad (3.5)$$

где t – температура газов, °С.

При вычислении энтальпии I_B по соотношению (3.2) значение $C_{p\ m_1}$ (формула (3.4)) определяют для $t = t_K$, а при вычислении теплоемкости $C_{p\ m\Gamma}$ по соотношению (3.3) значения $C_{p\ m_1}$ и $C_{p\ m_0}$ (формулы (3.4) и (3.5)) определяют для $t_{T_2} = t_T$.

Так как в уравнении (3.1) значение $C_{p\ m\Gamma}$ зависит от t_T , то это уравнение решают методом последовательных приближений в следующем порядке.

Задавшись приближенным значением t_{T_1} , вычисляют $C_{p\ m_1}$ и $C_{p\ m_0}$, а затем $C_{p\ m\Gamma}$. Далее из уравнения (3.1) вычисляют t_T . Если разница между вычисленной и принятой температурой по абсолютной величине $|t_T - t_{T_1}| > 20$ °С, то принимают $t_{T_2} = t_T$ и вычисления повторяют до тех пор, пока точность не окажется в заданных пределах (20°).

Пример 3.1

Определить t_T при следующих исходных и расчетных данных:

$$\eta_i = 0,45; \quad \alpha_\Sigma = 1,95; \quad L_0 = 0,495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}; \quad M_0 = 0,526 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}};$$
$$M_1 = 0,964 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}; \quad M_2 = 0,996 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}; \quad r_0 = 0,528; \quad r_\alpha = 0,472;$$
$$t_K = 60 \text{ °С}.$$

Для воздуха, поступающего в дизель, по формуле (3.4) вычисляем

$$C_{p m_1} = 28,769 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot 60 - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot 60^2 \approx 28,953.$$

Задаем в первом приближении $t_{T_1} = 500$ °С.

Для воздуха и продуктов сгорания в отработавших газах по формулам (3.4), (3.5) и (3.3) вычисляем

$$C_{p m_1} = 28,769 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot 500 - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot 500^2 \approx 30,238;$$

$$C_{p m_0} = 30,305 + 4,929 \cdot 10^{-3} \cdot 500 - 6,783 \cdot 10^{-7} \cdot 500^2 \approx 32,752;$$

$$C_{p m \Gamma} = 0,472 \cdot 30,236 + 0,528 \cdot 32,752 \approx 31,56.$$

Из соотношений (3.2) и (3.1) вычисляем

$$I_B = 28,953 \cdot 0,964 \cdot 60 = 1675;$$

$$t_T = \frac{42\,500(1 - 0,45 - 0,14) + 1675}{0,996 \cdot 31,56} = 608.$$

Проверяем условие сходимости $|t_T - t_{T_1}| = 108 > 20$, т. е. расчетная температура значительно отличается от принятой. Принимаем $t_{T_2} = 608$ °С и вычисляем

$$C_{p m \Gamma} = 31,8; \quad t_{\Gamma} = 602 \text{ °С.}$$

Сходимость принятой и расчетной температуры достаточная, поэтому $t_T = 602$ °С.

Температура отработавших газов перед турбиной

$$T_T = (t_T + 273), \text{ К.}$$

Давление воздуха p_k , МПа, перед впускными органами цилиндра дизеля определяется из выражения для цикловой подачи топлива

$$g_{ц} = \frac{\eta_v}{\alpha L_0} \frac{10^6 p_k V_s}{8314 T_k}, \text{ кг/цикл.}$$

η_v , α , T_k принимаются из задания и табл. 2.1, при этом

$$T_k = (t_k + 273), \text{ К;}$$

$g_{ц}$, L_0 , V_s вычислены ранее.

Суммарная степень повышения давления воздуха в агрегатах наддува

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

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 ее мощность расходуется на привод компрессора (см. рис. 3.1, а).

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

$$\frac{1}{\pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}} = 1 - \frac{k}{k_T} \cdot \frac{k_T-1}{k-1} \cdot \frac{RT_0}{R_T T_T} \cdot \frac{G_B}{G_T} \cdot \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{TK}}, \quad (3.6)$$

где k, k_T – показатели адиабат воздуха и отработавших газов;
 R, R_T – газовые постоянные воздуха и газов;
 $T_0 = 293 \text{ К}$ – стандартная температура наружного воздуха;
 $\eta_{\text{ТК}}$ – КПД турбокомпрессора;
 $\pi_{\text{К}} = \pi_{\text{К}\Sigma}$;
 $G_{\text{В}}, G_r, \pi_{\text{К}\Sigma}, T_T$ определены ранее.

Можно принять

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

$$\eta_{\text{ТК}} = \eta_{\text{ТГ}} \eta_{\text{кад}} \eta_{\text{ТМ}},$$

где $\eta_{\text{ТК}}, \eta_{\text{кад}}, \eta_{\text{ТМ}}$ принимаются из задания.

Показатель адиабаты отработавших газов

$$k_T = C_{p \text{ м г}} / (C_{p \text{ м г}} - 8,314),$$

где $C_{p \text{ м г}}$ определено ранее.

Из уравнения (3.6) определяется π_T . Давление отработавших газов перед турбиной определяется из выражения

$$p_T = \pi_T (p_0 + \Delta p_T), \text{ МПа}, \quad (3.7)$$

где $p_0 = 0,101$ – стандартное атмосферное давление, МПа;

$\Delta p_T = 0,002$ – 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. $p_{\text{К}} > p_T$.

Можно принять $p_T = 0,8 p_{\text{К}}$, где $p_{\text{К}}$ – вычислено ранее.

Далее при известном p_T из выражения (3.7) определяют π_T , а путем решения уравнения (3.6) вычисляют $\pi_{\text{К}}$.

Для двухтактного дизеля определенное из уравнения (3.6) значение π_k представляет степень повышения давления воздуха в 1-й ступени наддува (см. рис. 3.2, б), т. е. $\pi_{k_1} = \pi_k$. Степень повышения давления воздуха во 2-й и 1-й ступени компрессора, приводимого от коленчатого вала дизеля, определяется из выражения

$$\pi_{k_2} = \frac{\pi_{k\Sigma}}{\pi_{k_1}}.$$

Эффективная мощность газовой турбины

$$N_T = 10^{-3} \frac{k_T}{k_T - 1} G_T^c R_T T_T \left(1 - \frac{1}{\frac{\pi_T}{\pi_T^{k_T}}} \right) \eta_{Ti} \eta_{TM}, \text{ кВт.}$$

Мощность, потребляемая компрессором:

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

Все величины, необходимые для вычисления N_T и N_K , определены ранее или содержатся в задании. Для двухтактного дизеля необходимо вычислить мощность 1-й и 2-й ступени компрессоров соответственно при π_{k_1} и π_{k_2} .

Проверкой правильности расчетов служит равенство $N_T \approx N_K$. 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 определяется по формуле

$$T_1 = T_0 \left(1 + \frac{\frac{k-1}{\pi_{k_1}^k} - 1}{\eta_{кад}} \right), \text{ К.}$$

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 определяется по формуле

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

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 наддувочного воздуха (см. рис 3.1, б)

$$\Delta t_{к} = T_1 - (273 + t_{к}).$$

При двухступенчатом наддуве (см. рис. 3.2, б) вместо T_1 необходимо подставить T_2 .

3.2. 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 (рис. 3.3) [9].

Характерными точками индикаторной диаграммы являются:

a – начало сжатия рабочего тела;

c – конец сжатия и начало сгорания;

z – конец сгорания и начало расширения;

b – конец расширения;

a' – соответствует положению поршня в нижней мертвой точке.

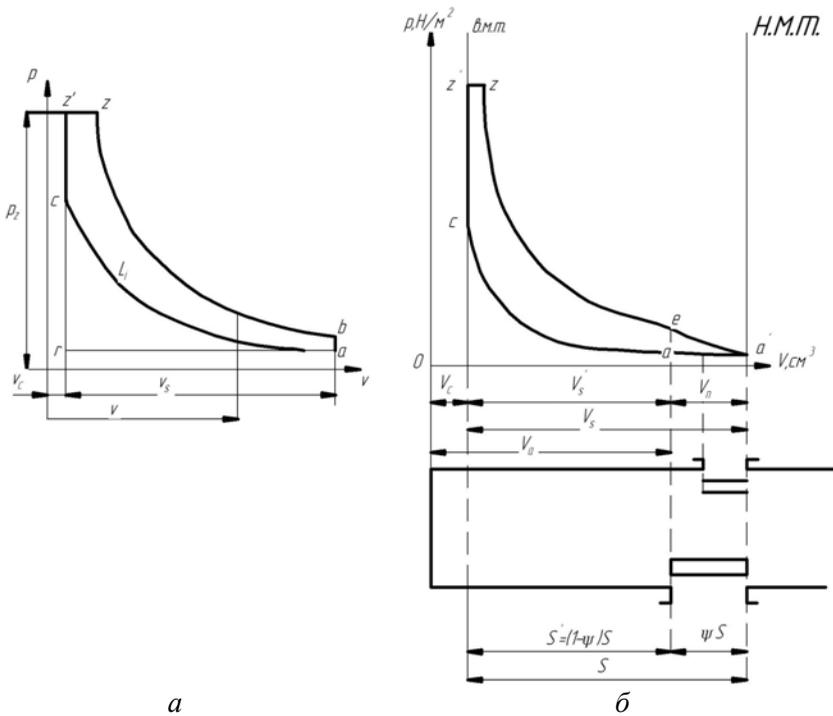


Рис. 3.3. Расчетные индикаторные диаграммы двигателей в координатах p – V :
a – четырехтактного; *б* – двухтактного

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

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

где V_c – объем камеры сжатия цилиндра.

Для двухтактного дизеля точка *a* находится по диаграмме левее нижней мертвой точки на величину объема V_n , занятого окнами:

$$V_n = \psi_s V_s,$$

где ψ_s – доля потеряннного 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 табл. 2.2.

Объем камеры сжатия для двигателей определяется по формуле

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

Давление в начале сжатия по опытным данным принимается:
четырёхтактный двигатель

$$p_a \approx (0,9-0,96) p_k;$$

двухтактный двигатель

$$p_a \approx (0,95-1,05) p_k.$$

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

$$\gamma = M_\Gamma / M_1.$$

Температура рабочего тела в начале сжатия

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

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

γ – задан (см. табл. 2.2).

По опытным данным можно принять:

$$\Delta t = 10-15^\circ;$$

$T_\Gamma = 800-900$ К – четырехтактный дизель;

$T_\Gamma = 700-800$ К – 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 $(1 - \psi)V_s$ (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 c) определим по формулам

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

$$T_c = T_a \varepsilon_{(v)}^{m-1},$$

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

n_1 – средний показатель политропы сжатия.

По опытным данным, $n_1 = 1,36-1,38$. Величина n_1 зависит 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 табл. 2.1.

Температура рабочего тела в конце сгорания t_z определяется из уравнения сгорания

$$(R_\mu + C_{vmz})t_z = \frac{1}{\mu} \left[\frac{\xi_z H_u}{M_1 (1 + \gamma)} + C_{vmc} t_c + \lambda_z R_\mu T_c \right] - 273 R_\mu, \quad (3.8)$$

где $R_\mu = 8,314$ – универсальная газовая постоянная, кДж/(кг·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. табл. 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 c , кДж/(кг·°С);

t_c, T_c – температуры рабочего тела в точке c , °С, К.

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

воздух

$$C_{vm1} = 20,455 + 3,095 \cdot 10^{-3} t - 3,137 \cdot 10^{-7} t^2; \quad (3.9)$$

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

$$C_{vm0} = 21,991 + 4,929 \cdot 10^{-3} t - 6,783 \cdot 10^{-7} t^2. \quad (3.10)$$

В формулы (3.9), (3.10) значения температур t , °С, подставляют для тех точек (c или z), в которых вычисляют теплоемкости.

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

$$C_{vmc} = (C_{vm1} + \gamma C_{vm0}) / (1 + \gamma);$$

$$C_{vmz} = r_\alpha C_{vm1} + r_0 C_{vm0}.$$

Так как C_{vmz} зависит от температуры t_z , то уравнение (3.8) решают методом последовательных приближений со сходимостью $|\Delta t| \leq 25$.

Пример 3.2

$$\xi_z = 0,80; \gamma = 0,03; T_c = 900 \text{ К (627 °С);}$$

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

$$M_1 = 0,99 \text{ кмоль/кг.}$$

Вычисляем при $t = t_c$:

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

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

$$C_{vmz} = (22,27 + 0,03 \cdot 24,81) / (1 + 0,03) \cong 22,34.$$

Обозначим правую часть уравнения (3.8) через D_1 , тогда

$$D_1 = \frac{1}{1,03} \left[\frac{0,8 \cdot 42500}{0,99(1 + 0,03)} + 22,4 \cdot 627 + 1,6 \cdot 8,314 \cdot 900 \right] - 8,314 \cdot 273 = 56361.$$

Примем первое приближение $t_{z1} = 1500$ °С. Вычисляем при $t = t_{z1}$:

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

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

$$C_{vmz} = 0,484 \cdot 24,39 + 0,516 \cdot 27,86 = 26,18.$$

Тогда $t_z = D / (R_\mu + C_{vmz}) = 56\,361 / (8,314 + 26,18) = 1634$.

Проверяем сходимость

$|\Delta t| = |t_z - t_{z1}| = 134 > 25$, т. е. сходимость не обеспечивается.

Принимаем второе приближение $t_{z2} = 1634$. При $t = t_{z2}$ вычисления дают: $C_{vmz} = 26,4$; $t_z = 1615$; $|\Delta t| = 15$, т. е. сходимость обеспечивается и $T_z = 1615 + 273 = 1888$ К.

После вычисления T_z определяют 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:

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

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

степень последующего расширения продуктов сгорания

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

где ε_v – геометрическая ε или действительная ε_v степени сжатия, принимаемые в зависимости от тактности двигателя (ε при $\tau = 4$, ε_v при $\tau = 2$);

$\delta_{(v)} - \delta$ 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 (четырёхтактный 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 (четырёхтактный 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 определяют по формуле

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

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

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

где V_s выражено в метрах кубических.

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

$$\eta_i = 8,314 \frac{\alpha L_0 p_i T_k}{H_{и} \eta_v p_k}. \quad (3.11)$$

Для двухтактного двигателя в формуле (3.11) вместо η_v подставляют $\eta_{\text{ДС}}$.

Удельный индикаторный расход топлива

$$b_i = \frac{3600}{H_i \eta_i}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}. \quad (3.23)$$

Эффективные мощность N_e , КПД η_e и удельный расход топлива b_e определяют из выражений

$$N_e = N_t \eta_m, \text{ кВт};$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m;$$

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)},$$

где η_m задан.

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

3.3. Построение индикаторной диаграммы рабочего процесса двигателя

Индикаторную диаграмму строят в координатах «давление p –объем V » (см. рис. 3.3). По оси абсцисс откладывают вычисленные ранее объемы V_c , V_s , V_a , ψV_s , соответствующие положению характерных точек индикаторной диаграммы.

Для четырехтактного двигателя (см. рис. 3.3, *a*) в процессе наполнения цилиндра воздухом (линия r – a) и выпуска отработавших газов (линия b – a – r) условно принимается, что давление по линии r – a сохраняется постоянным, при этом $p_r = p_a$. Соединив точку a с точкой r , получают условное изображение процессов наполнения и вы-

пуска. Для двухтактного двигателя (см. рис. 3.3, 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 :

$$p = p_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_1}; \quad (3.12)$$

политропа расширения

$$p = p_z \frac{1}{(V / V_z)^{n_2}}, \quad (3.13)$$

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 , из соотношений (3.12), (3.13) определяют давление p .

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

$$V = V_c + F_{\text{п}} X, \text{ дм}^3, \quad (3.14)$$

где V_c – объем камеры сжатия, дм^3 ;

$F_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения цилиндра, дм^2 ;

x – перемещение поршня от ВМТ, дм .

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

Кинематические характеристики

В современных судовых ДВС для преобразования возвратно-ступательного 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.

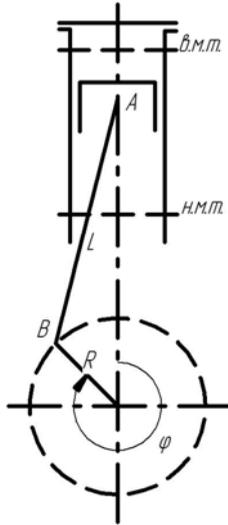


Рис. 3.4. Центральный кривошипно-шатунный механизм

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

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

Скорость поршня

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

ускорение поршня

$$j = \frac{dc}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = R\omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где $R = \frac{s}{2}$ – радиус кривошипа, м;

$\omega = 2\pi n$ – угловая скорость вращения коленчатого вала, $\frac{\text{радиан}}{\text{с}}$;

s, λ, n принимаются по каталогам двигателей.

Зависимости x, c, j от угла поворота коленчатого вала φ определяются за один оборот вала ($0-360^\circ$) через каждые 15° , представлены в прил. 1–3 и графически на рис. 3.5.

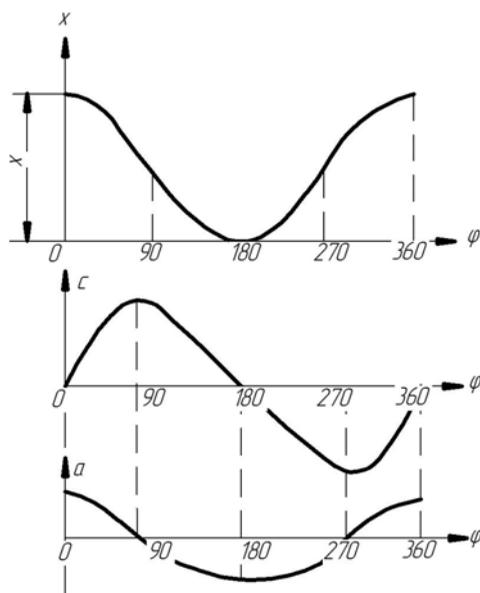


Рис. 3.5. Кривые путей, скоростей и ускорений поршня

Средняя скорость поршня

$$v_m = 2sn, \text{ м/с.}$$

Для построения индикаторной диаграммы и последующих динамических расчетов все вычисления удобно свести в таблицу, составленную по форме табл. 3.1. В нее заносят следующие значения:

столбец 1 – углы φ поворота коленчатого вала от 0 до 180° через каждые 15° ;

столбец 2 – перемещения поршня s ;

столбец 3 – произведение $F_{\text{п}}s$, т. е. данные столбца 2 умножают на $F_{\text{п}}$;

столбец 4 – текущий объем цилиндра V , вычисленный по выражению (3.14) как сумма V_c с данными столбца 3;

очевидно, что при $\varphi = 0$ $V = V_c$, а при $\varphi = 180^\circ$ $V = V_c + V_s$;

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 (3.12) путем перемножения давления p_a на данные столбца 6;

столбец 8 – отношения $\frac{V}{V_z}$, где V берется из столбца 4, а V_z опре-

делен 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 расши-

рения; отношение объемов $\frac{V}{V_z}$ вычислено в столбце 8;

столбец 10 – текущее давление p на линии расширения, получаемое по формуле (3.13) путем деления давления p_z на данные столбца 9.

Таблица 3.1

Расчет политроп сжатия и расширения

φ°	s , дм	$F_n s$, дм ³	V_s , 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

При заполнении табл. 3.1 необходимо учесть следующие очевидные положения, вытекающие из рис. 3.5:

если $\varphi = 0$ (ВМТ или ВОМТ), 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 $\varphi = 180^\circ$ (НМТ).

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

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

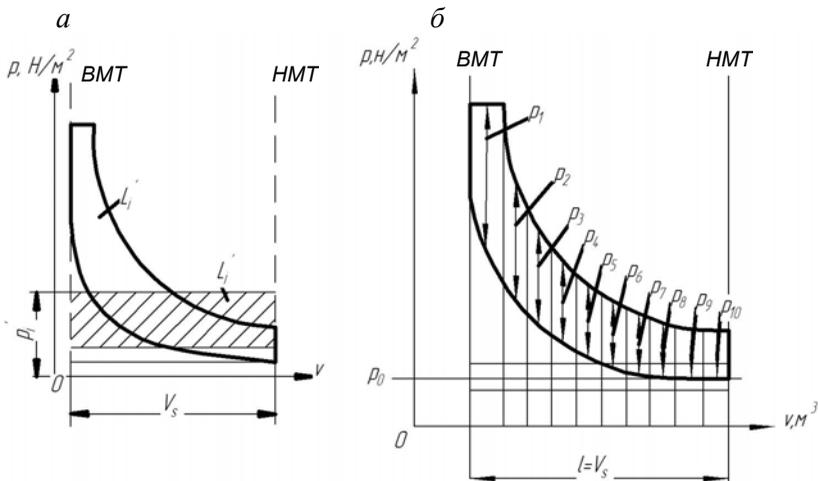


Рис. 3.6. К определению среднего теоретического индикаторного давления

Площадь внутри теоретической индикаторной диаграммы дизеля, построенной в координатах $p-V$, 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 (см. рис. 3.6, 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, б), 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

$$p_i = \varphi p_i';$$

для двухтактного дизеля

$$p_i = p_i' \varphi (1 - \psi_s).$$

4. 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,

$$R_{\Sigma} = P_{\Gamma} + P_j, \quad (4.1)$$

где R_{Σ} – 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:

$$P_{\Gamma} = p_{\Gamma} \frac{\pi D^2}{4}, \text{ кН};$$

$$P_j = -M_{\Sigma_{\text{п}}} j, \text{ кН},$$

где p_{Γ} – избыточное давление газа в цилиндре, кПа;

D – диаметр цилиндра, м;

$M_{\Sigma_{\text{п}}}$ – масса поступательно движущихся частей, к которым относятся поршень и часть шатуна, кг;

j – ускорение поршня, м/с^2 .

При определении действующих сил и моментов целесообразно находить их удельные значения, т. е. отнесенные к 1 м^2 площади поршня. Для определения величины полной силы или момента необходимо умножить удельную силу или момент на площадь поршня, выраженную в метрах квадратных.

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 (рис. 4.1), определяется как алгебраическая сумма двух сил, т. е.

$$P_{\Sigma} = P_{\Gamma} + P_j, \text{ МПа}, \quad (4.2)$$

где P_{Γ} – сила от давления газов на поршень;

P_j – удельная сила инерции поступательно движущихся масс.

Положительными считаются 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.

$$p_{\Gamma} = p - p_0, \quad (4.3)$$

где $p_0 \cong 0,1 \text{ МПа}$.

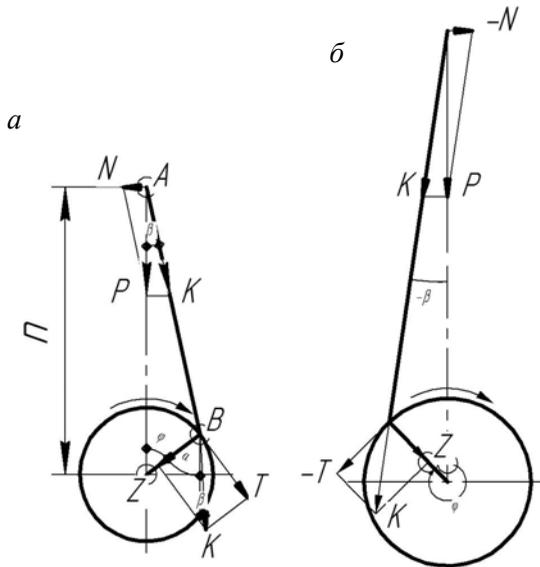


Рис. 4.1. Силы, действующие на кривошипно-шатунный механизм:
a – ход расширения; *б* – ход сжатия

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

Удельные силы инерции поступательно движущихся масс определяем по формуле

$$P_j = -10^{-6} \frac{M_{\Sigma\Pi}}{F_{\Pi}} j = aj, \text{ МПа}, \quad (4.4)$$

где $M_{\Sigma\Pi}$ – масса поступательно движущихся частей;

F_{Π} – площадь поршня, м^2 ;

j – ускорение поршня в зависимости от угла φ ;

a – постоянный множитель: $a = -10^{-6} M_{\Sigma\Pi}/F_{\Pi}$.

Масса поступательно движущихся частей [11]

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

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 середине длины шатуна, и к поступательно движущимся частям надо относить 0,4 массы шатуна, при большой разнице – до 0,3 его массы. Значения масс деталей берутся 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 $\frac{M_{\Sigma п}}{F_{п}}$ можно брать из контрольного задания.

Вычисление удельных сил рекомендуется свести в таблицу, составленную по форме табл. 4.1.

Таблица 4.1

Расчет удельных сил

φ°	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

Окончание табл. 4.1

$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$	T , МПа	$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$	Z , МПа
11	12	13	14

В нее заносят:

столбец 1 – значения угла поворота коленчатого вала φ от ВМТ через 15° на интервале $0-720^\circ$ для четырехтактного двигателя и от -180 до $+180^\circ$ для двухтактного (от -180 до 0° – такт сжатия, $0-180^\circ$ – такт расширения);

столбец 2 – силы давления газов на поршень p в зависимости от φ ; их берем из табл. 3.1 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 $\varphi = 0$ с началом такта впуска для четырехтактного двигателя и началом такта «горение-расширение» для двухтактного двигателя;

столбец 3 – значение P_r , вычисляемое по формуле (4.3), т. е. из данных столбца 2 вычитается p_0 ;

столбец 4 – значение ускорения поршня j с их знаками;

столбец 5 – значение P_j , вычисляемое по формуле (4.4), т. е. данные столбца 4 умножаются на постоянный множитель a ;

столбец 6 – значения P_Σ , вычисляемые по формуле (4.2), т. е. алгебраически складываются данные столбцов 3 и 5.

Зависимости изменения сил P_r , P_j , P_Σ от угла φ изображают на рисунке. Углы откладывают в масштабе: при $\tau = 4-1$ мм $\varphi = 2^\circ$; при $\tau = 2-1$ мм $\varphi = 1^\circ$; масштаб удельных сил 1 мм = 0,1 МПа или 1 мм = 0,05 МПа.

На рис. 4.2 приведен пример зависимости этих удельных сил от угла φ для четырехтактного двигателя.

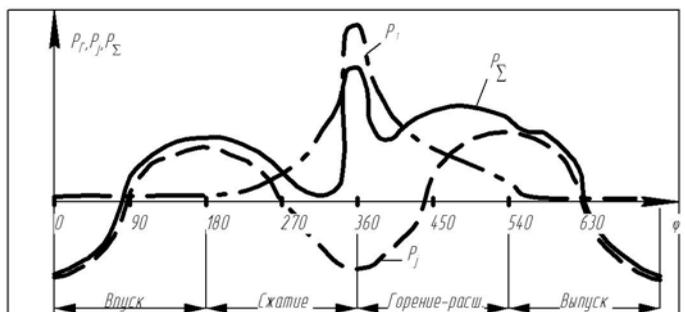


Рис. 4.2. Зависимость удельных сил P_r , P_j и P_Σ от угла φ для четырехтактного двигателя

Силы, действующие на шатун и кривошип

Движущая сила P направлена по оси цилиндра к валу (положительное значение) или от вала (отрицательное значение). По правилу параллелограмма эта сила может быть разложена на две состав-

ляющие (см. рис. 4.1): 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. 4.1) сила N направлена в противоположную сторону. Следовательно, при переходе поршня через НМТ 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. 4.1), можно написать

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta. \quad (4.5)$$

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, ее можно выразить через силу P_{Σ} как

$$K = P_{\Sigma} / \cos \beta. \quad (4.6)$$

Точку приложения силы K можно перенести по направлению её действия из центра A сечения поршневого пальца в центр B сечения кривошипной шейки. Здесь ее 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

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

или, после подстановки в эту формулу значения K :

$$T = R_{\Sigma} \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (4.7)$$

Эта сила, приложенная в точке B 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

$$Z = R_{\Sigma} \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (4.8)$$

Значения функций $\cos \beta$, $\operatorname{tg} \beta$, $\cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$, $\sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$ для различных углов α и величин λ приводятся 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 ее на соответствующее значение функции, взятое из прил. 4.

Расчет удельных сил выполняют в табл. 4.1, где в столбцы 7, 9, 11 и 13 заносят значения тригонометрических функций, а в столбцы 8, 10, 12 и 14 – значение сил, определяемых по формулам (4.5)–(4.8), при этом значение силы R_{Σ} берут из столбца 6. Далее строят зависимости изменения сил N , K , T , Z от угла φ . Масштабы углов и сил по осям координат принимают такие же, как и при построении сил R_{Σ} , P_r , P_j .

Характер изменения удельных сил N , K , T , Z в зависимости от φ для четырехтактного дизеля показан на рис. 4.3 и 4.4.

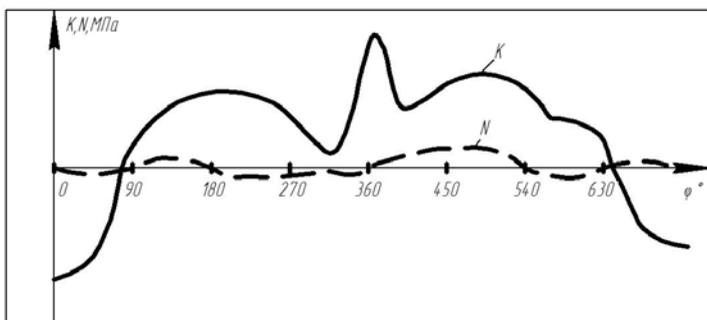


Рис. 4.3. Зависимость удельных сил K и N от угла φ для четырехтактного дизеля

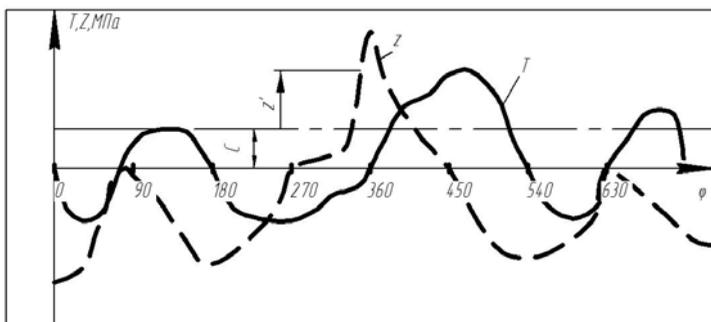


Рис. 4.4. Зависимость удельных сил T и z от угла φ для четырехтактного дизеля

5. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА УЗЛА ДВИГАТЕЛЯ

Чертеж узла выполняется в соответствии с заданием, согласно требованиям государственных стандартов и ЕСКД. Так как в литературе обычно не содержится полной спецификации узла, то необходимо дать полную спецификацию, пригодную для полной комплектации узла.

В пояснительной записке к проекту приводится краткое описание назначения, устройства и принципа работы узла.

Чертеж узла выполняется в сборе.

Литература

1. Конкс, Г. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепция конструирования, анализ международного опыта / Г. А. Конкс, В. А. Лашко. – М. : Изд-во "ОАО «Машиностроение»", 2005. – 512 с., ил.
2. Сизых, В. А. Судовые энергетические установки / В. А. Сизых. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Транслит, 2006. – 352 с.
3. Козлов, В. И. Судовые энергетические установки / В. И. Козлов, П. И. Титов, Ф. Л. Юдицкий. – Л. : Судостроение, 1969. – 496 с.
4. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания / В. А. Ваншейдт [и др.]. – Л. : Судостроение, 1978. – 365 с.
5. 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.
6. Войткунский, Я. И. Справочник по теории корабля. Ходкость и управляемость / Я. И. Войткунский, Р. Я. Першиц, И. А. Титов. – Л., 1961.
7. Володин, А. И. Тепловые двигатели внутреннего сгорания : задания на контрольные работы № 1 и 2 / А. И. Володин. – М., 1988. – 22 с.
8. Овсянников, М.К. Судовые автоматизированные энергетические установки : учеб. для высших инженерно-морских училищ / М. К. Овсянников, В. А. Петухов. – М. : Транспорт, 1989. – 256 с.
9. Володин, А. И. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: задание на курсовой проект / А. И. Володин. – М., 1988. – 36 с.
10. Грузберг, Я. Ю. Главные судовые двигатели / Я. Ю. Грузберг, А. Д. Петренко. – Л. : Судостроение, 1972. – 400 с.
11. Гогин, А. Ф. Судовые дизели (основы теории, устройство и эксплуатация) : учеб. для речных училищ и техникумов водного транспорта / А. Ф. Гогин, Е. Ф. Сувалкин. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1978. – 480 с.
12. Колпаков, Б. А. Оборудование судовых энергетических установок и палубные механизмы / Б. А. Колпаков, А. А. Мартынов, А. М. Пичурин. – Новосибирск : Новосибирская государственная академия водного транспорта, 2004. – 112 с.

13. Болдырев, О. Н. Судовые энергетические установки : учебное пособие : в 2 ч. / О. Н. Болдырев. – Северодвинск : Севмашвууз, 2003. – Ч. 1 : Дизельные и газотурбинные установки. – 168 с.
14. Возницкий, И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания : в 2 т. / И. В. Возницкий. – М. : Моркнига, 2008. – Т. 1. – 282 с.
15. Пунда, А. С. Судовые ДВС: методические указания к выполнению курсового проекта / А. С. Пунда. – СПб. : Элмор, 1998.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Величины $\left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi) \right]$ в зависимости от φ и λ

φ°	Знак	λ								Знак	φ°	
		1/4	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0	1/5,2	1/5,4			
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	+	360
15	+	0,0425	0,0421	0,0414	0,0414	0,0411	0,0408	0,0405	0,0403	0,0403	+	345
30	+	0,1638	0,1638	0,1624	0,1612	0,1600	0,1590	0,1580	0,1571	0,1571	+	330
45	+	0,3554	0,3524	0,3473	0,3473	0,3450	0,3429	0,3410	0,3392	0,3392	+	315
60	+	0,5893	0,5893	0,5852	0,5815	0,5781	0,5750	0,5721	0,5694	0,5694	+	300
75	+	0,8578	0,8523	0,8472	0,8426	0,8384	0,8345	0,8309	0,8276	0,8276	+	285
90	+	1,1250	1,1191	1,1136	1,1087	1,1042	1,100	1,0960	1,0926	1,0926	+	270
105	+	1,3754	1,3699	1,3648	1,3602	1,3560	1,3521	1,3485	1,3452	1,3452	+	255
120	+	1,5938	1,5893	1,5852	1,5815	1,5781	1,5750	1,5721	1,5694	1,5694	+	240
135	+	1,7696	1,7666	1,7639	1,7615	1,7592	1,7571	1,7652	1,7534	1,7534	+	225
150	+	1,8973	1,8958	1,8944	1,8932	1,8920	1,8910	1,8900	1,8892	1,8892	+	210
165	+	1,9743	1,9739	1,9735	1,9732	1,9729	1,926	1,9724	1,9721	1,9721	+	195
180	+	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	+	180

Приложение 2

Величины $\left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right]$ в зависимости от φ и λ

φ°	Знак	λ								Знак	φ°
		1/4	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0	1/5,2	1/5,4		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	+	360
15	+	0,3213	0,3183	0,3156	0,3132	0,3109	0,3088	0,3069	0,3051	+	345
30	+	0,6083	0,6031	0,5984	0,5941	0,5902	0,5866	0,5833	0,5802	+	330
45	+	0,8321	0,8262	0,8207	0,8158	0,8113	0,8071	0,8033	0,7997	+	315
60	+	0,9743	0,9691	0,9644	0,9602	0,9562	0,9526	0,9493	0,9462	+	300
75	+	1,0284	1,0254	1,0227	1,0203	1,0180	1,0159	1,0140	1,0122	+	285
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	270
105	+	0,9034	0,9064	0,9091	0,9116	0,9138	0,9159	0,9178	0,9196	+	255
120	+	0,7578	0,7629	0,7676	0,7719	0,7758	0,7794	0,7827	0,7858	+	240
135	+	0,5821	0,5881	0,5935	0,5984	0,6029	0,6071	0,6110	0,6145	+	225
150	+	0,3918	0,3969	0,4016	0,4059	0,4098	0,4134	0,4167	0,4198	+	210
165	+	0,1963	0,1993	0,2020	0,2045	0,2067	0,2088	0,2107	0,2125	+	195
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	+	180

Приложение 3

Величины $[\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi]$ в зависимости от φ и λ

φ°	Знак	λ								Знак	φ°
		1/4	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0	1/5,2	1/5,4		
0	+	1,2500	1,2381	1,2273	1,2174	1,2083	1,2000	1,1923	1,152	+	360
15	+	1,1824	1,1721	1,1627	1,1542	1,1463	1,1391	1,1325	1,1263	+	345
30	+	0,9910	0,9851	0,9797	0,9747	0,9702	0,9660	0,9622	0,9586	+	330
45	+	0,7071	0,7071	0,7071	0,7071	0,7071	0,7071	0,7071	0,7071	+	315
60	+	0,3750	0,3810	0,3864	0,3913	0,3958	0,4000	0,4039	0,4074	+	300
75	+	0,0423	0,0526	0,0620	0,0706	0,0784	0,0856	0,0923	0,0984	+	285
90	+	0,2500	0,2381	0,2273	0,2174	0,2083	0,2000	0,1923	0,1852	-	270
105	+	0,4755	0,465	0,4556	0,4471	0,4392	0,4320	0,4254	0,4192	-	255
120	+	0,6250	0,6191	0,6136	0,6087	0,6042	0,6000	0,5962	0,5926	-	240
135	+	0,7030	0,7034	0,7038	0,7042	0,7046	0,7050	0,7054	0,7058	-	225
150	+	0,7410	0,7470	0,7524	0,7573	0,7619	0,7660	0,7699	0,7734	-	210
165	+	0,7494	0,7597	0,7691	0,7777	0,7855	0,7927	0,7994	0,8056	-	195
180	+	0,7500	0,7619	0,7727	0,7826	0,7917	0,8000	0,8077	0,8148	-	180

Приложение 4

Величины $\cos\beta$ в зависимости от φ^0 и λ

φ^0	Знак	λ										Знак	φ^0	
		1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0			
0	+	1,00	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
15	+	0,996	0,997	0,997	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,999	0,999	+	345
30	+	0,988	0,969	0,990	0,991	0,992	0,993	0,994	0,994	0,995	0,995	0,995	+	330
45	+	0,975	0,978	0,981	0,983	0,984	0,986	0,987	0,989	0,990	0,991	0,991	+	315
60	+	0,963	0,967	0,971	0,974	0,976	0,979	0,980	0,982	0,984	0,985	0,985	+	300
75	+	0,954	0,959	0,964	0,967	0,971	0,973	0,976	0,978	0,979	0,981	0,981	+	285
90	+	0,949	0,956	0,961	0,965	0,968	0,971	0,974	0,976	0,978	0,980	0,980	-	270
105	+	0,954	0,959	0,964	0,967	0,971	0,973	0,976	0,978	0,979	0,981	0,981	-	255
120	+	0,963	0,967	0,971	0,974	0,976	0,979	0,980	0,962	0,984	0,985	0,985	-	240
135	+	0,975	0,978	0,981	0,983	0,984	0,986	0,987	0,989	0,990	0,991	0,991	-	225
150	+	0,988	0,989	0,990	0,991	0,992	0,993	0,994	0,994	0,995	0,995	0,995	-	210
165	+	0,996	0,997	0,997	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,999	0,999	-	195
180	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180

Приложение 5

Величины $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}$ в зависимости от φ^0 и λ

φ^0	Знак	λ										Знак	φ^0
		1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
15	+	0,939	0,941	0,942	0,943	0,943	0,945	0,945	0,947	0,946	0,947	+	345
30	+	0,787	0,792	0,796	0,799	0,803	0,806	0,809	0,811	0,814	0,816	+	330
45	+	0,544	0,554	0,563	0,570	0,577	0,584	0,589	0,594	0,596	0,603	+	315
60	+	0,257	0,272	0,285	0,297	0,308	0,318	0,326	0,334	0,351	0,348	+	300
75	+	0,046	0,026	0,009	0,005	0,018	0,031	0,042	0,052	0,061	0,069	+	285
90	+	0,329	0,308	0,289	0,273	0,258	0,125	0,233	0,223	0,213	0,214	-	270
105	+	0,561	0,542	0,525	0,510	0,496	0,484	0,474	0,463	0,455	0,445	-	255
120	+	0,743	0,728	0,715	0,703	0,692	0,683	0,674	0,666	0,659	0,652	-	240
135	+	0,865	0,855	0,846	0,838	0,832	0,825	0,820	0,814	0,810	0,806	-	225
150	+	0,945	0,940	0,936	0,832	0,929	0,926	0,923	0,921	0,918	0,916	-	210
165	+	0,985	0,984	0,983	0,981	0,981	0,980	0,979	0,987	0,978	0,977	-	195
180	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180

Содержание

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ	3
1. КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ	4
Основные обозначения	7
2. МОДЕЛИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ И РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ГЛАВНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ	9
2.1. Модели судовых дизелей	9
2.2. Основные положения расчета мощности главной судовой энергетической установки	13
2.3. Приближенные методы расчета буксировочной мощности судов	20
3. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО И ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЕЙ С НАДДУВОМ И ОХЛАЖДЕНИЕМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА	25
3.1. Расчет процесса наполнения	25
3.2. Определение давлений и температур рабочего тела в цилиндре двигателя для построения индикаторной диаграммы	36
3.3. Построение индикаторной диаграммы рабочего процесса двигателя	45
4. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА	52
5. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА УЗЛА ДВИГАТЕЛЯ	59
Литература	60
ПРИЛОЖЕНИЯ	62
Приложение 1	62
Приложение 2	63
Приложение 3	64
Приложение 4	65
Приложение 5	66

Учебное издание

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Методические указания
по выполнению курсовой работы
для студентов специальности 1-37 03 02
«Кораблестроение и техническая эксплуатация
водного транспорта»

Составители:
КАЧАНОВ Игорь Владимирович
ИВАШЕЧКИН Владимир Васильевич

Редактор *Т. Н. Микулик*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 28.08.2015. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 3,95. Уч.-изд. л. 3,09. Тираж 100. Заказ 1012.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.