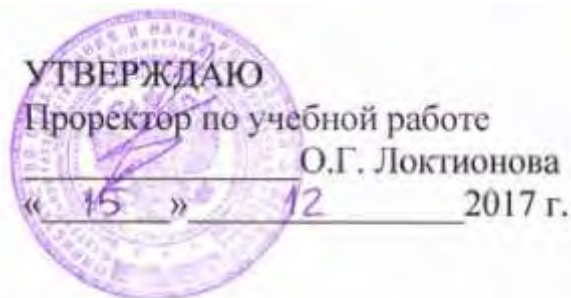


Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Емельянов Сергей Геннадьевич  
Должность: ректор  
Дата подписания: 25.09.2022 14:58:51  
Уникальный программный ключ:  
9ba7d3e34c012eba476ff6a6d3a919c1f704d3b5e1

**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное**  
**учреждение высшего образования**  
**«Юго-Западный государственный университет»**  
**(ЮЗГУ)**

Кафедра теплогазоводоснабжения



**ТЕПЛОТЕХНИКА**

Методические указания и задания к самостоятельной работе  
для студентов технических специальностей очной и заочной  
форм обучения

Курск 2017 г.

УДК 563.7

Составители: Кувардина Е.М. Жмакин В.А.

Рецензент

Доктор технических наук, профессор кафедры  
теплогазоснабжения Н.С. Кобелев

**Теплотехника:** методические указания и задания к самостоятельной работе для студентов технической специальности очной и заочной форм обучения / Юго-зап. гос. ун-т; сост.: Е.М. Кувардина, В.А. Жмакин Курск, 2017. 17 с.; табл.3. Библиогр.: с. 17.

Содержат задания к самостоятельной работе по теплотехнике, примеры решения задач, а также необходимый справочный материал в виде таблиц.

Методические указания предназначены для студентов технической специальности очной и заочной форм обучения для изучения дисциплин: Теплотехника, Техническая теплотехника, Тепло- и хладотехника.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.  
Усл.печ.л. 2 Уч.изд.л. 1,84 Тираж 100 экз. Заказ . Бесплатно.  
Юго-Западный государственный университет

## Общие методические рекомендации

Контрольная работа состоит из 5-ти задач.

Условия задачи при выполнении контрольной работы переписываются полностью.

Решения всех задач должны сопровождаться краткими пояснениями и расчетами. Решения задач 2 и 4 должны содержать графически оформленные решения на миллиметровой бумаге в установленном масштабе.

Следует указывать размерности величин, как в условии задачи, так и в результатах ее решения.

Контрольная работа выполняется **самостоятельно** и считается зачтенной, если все задачи правильно решены и оформлены.

### 1. Расчет смесей идеальных газов

#### 1.1. Исходные данные

Смесь газов имеет следующий объёмный состав:

$r_{N_2} = 100 - n \cdot Z_1 - Z_5\%$ ;  $r_{CO_2} = n \cdot Z_1\%$ ;  $r_{H_2O} = Z_5\%$ , где  $Z_1$  – число букв в фамилии студента;  $n=1,2,3$  – порядковый номер группы студентов;  $Z_5$  – порядковый номер студента в журнале группы.

Требуется определить: кажущуюся молекулярную массу смеси газов; массовые доли компонентов смеси; газовую постоянную смеси газов; парциальное давление водяного пара, если полное давление смеси составляет  $10^5$  Па; плотность и удельный объем смеси при нормальных физических условиях ( $P=101325$  Па,  $t=0$  °С); среднюю мольную, массовую и объемную теплоёмкости при постоянном давлении и постоянном объеме в интервале температур  $t_1=200$  °С и  $t_2=800$  °С, если интерполяционные формулы для истинных мольных теплоёмкостей газов при постоянном давлении имеют вид:

$$\mu C_{pN_2} = 28,5372 + 0,0053905 \cdot t, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К});$$

$$\mu C_{pCO_2} = 41,3597 + 0,0144985 \cdot t, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К});$$

$$\mu C_{pH_2O} = 32,8367 + 0,0116611 \cdot t, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}).$$

Определить также теплоту, необходимую для нагрева 1 кг смеси газов при постоянном объёме от температуры  $t_1=200$  °С,  $t_2=800$  °С, и показатель адиабаты  $k$  в интервале температур  $t_1$  и  $t_2$ .

## 1.2. Порядок выполнения расчета

1.2.1. Определяем кажущуюся молекулярную массу смеси газов по формуле

$$\mu_{см} = r_{N_2} \cdot \mu_{N_2} + r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + r_{H_2O} \cdot \mu_{H_2O},$$

где  $r_{N_2}$ ,  $r_{CO_2}$  и  $r_{H_2O}$  - объёмные доли компонентов смеси в долях единицы;

$\mu_{N_2}$ ,  $\mu_{CO_2}$  и  $\mu_{H_2O}$  - молекулярные массы компонентов смеси, кг/кмоль.

1.2.2. Находим массовые доли компонентов смеси

$$g_{N_2} = \frac{r_{N_2} \cdot \mu_{N_2}}{\mu_{см}}; \quad g_{CO_2} = \frac{r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2}}{\mu_{см}}; \quad g_{H_2O} = \frac{r_{H_2O} \cdot \mu_{H_2O}}{\mu_{см}}.$$

1.2.3. Вычисляем газовую постоянную смеси газов

$$R_{см} = 8314 / \mu_{см}, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

1.2.4. Определяем парциальное давление водяного пара

$$P_{H_2O} = P_{см} \cdot r_{H_2O},$$

где  $P_{см} = 10^5$  Па – давление смеси газов;  $r_{H_2O}$  - объёмная доля водяного пара в долях единицы.

1.2.5. Находим плотность и удельный объём смеси при нормальных физических условиях

$$\rho_{см} = \mu_{см} / 22,4, \text{ кг/м}^3; \quad v_{см} = 1 / \rho_{см}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

1.2.6. Вычисляем истинную мольную изобарную теплоёмкость смеси газов по формуле

$$\mu C_{pсм} = \alpha_{см} + b_{см} \cdot t,$$

где  $\alpha_{см} = 28,5372 \cdot r_{N_2} + 41,3597 \cdot r_{CO_2} + 32,8367 \cdot r_{H_2O}$ ;

$b_{см} = (5,3905 \cdot r_{N_2} + 14,4985 \cdot r_{CO_2} + 11,6611 \cdot r_{H_2O}) \cdot 10^{-3}$ ;

$r_{N_2}$ ,  $r_{CO_2}$ ,  $r_{H_2O}$  - мольные (объёмные) доли компонентов смеси в долях единицы.

1.2.7. Вычисляем среднюю мольную изобарную теплоёмкость смеси газов в интервале температур  $t_1$  и  $t_2$

$$\mu C_{pсм} \Big|_{t_1}^{t_2} = \alpha_{см} + \frac{b_{см}}{2} (t_1 + t_2), \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

1.2.8. Вычисляем среднюю молярную изохорную теплоёмкость смеси газов в интервале температур  $t_1$  и  $t_2$

$$\mu C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \mu C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} - 8,314, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}).$$

1.2.9. Определяем среднюю объёмную изобарную и изохорную теплоёмкость смеси газов в интервале температур  $t_1$  и  $t_2$

$$C'_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \mu C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} / 22,4, \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}); C'_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \mu C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} / 22,4, \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

1.2.10. Находим среднюю массовую изобарную и изохорную теплоёмкость смеси газов в интервале температур  $t_1$  и  $t_2$

$$C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \mu C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} / \mu_{\text{см}}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \mu C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} / \mu_{\text{см}}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

1.2.11. Определяем теплоту, необходимую для нагрева 1 кг смеси газов при постоянном объёме от температуры  $t_1$  до  $t_2$

$$q = C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1), \text{ кДж}/\text{кг}.$$

1.2.12. Вычисляем показатель адиабаты

$$\kappa = C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} / C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2}.$$

## 2. Расчет теоретического цикла двигателя внутреннего сгорания (ДВС)

### 2.1. Исходные данные

Рабочее тело ДВС обладает свойствами воздуха: газовая постоянная  $R=287$  Дж/(кг·К); изобарная массовая теплоёмкость  $C_p=1005$  Дж/(кг·К); изохорная массовая теплоёмкость  $C_v=718$  Дж/(кг·К); показатель адиабаты  $\kappa=1,4$ .

Начальное давление и температура рабочего тела равны:  $P_1=10^5-100 \cdot Z_5$ , Па;  $T_1=320+Z_5$ , К, где  $Z_5$  – порядковый номер студента в журнале группы.

Параметры цикла, число цилиндров, число оборотов вала ДВС, диаметр цилиндров и ход поршня принимаются по таблице 1.

Механический к.п.д. карбюраторных ДВС равен  $\eta_m=0,78$ , а дизельных -  $\eta_m=0,7$ .

Требуется определить: параметры рабочего тела ( $P, v, T$ ) в характерных точках теоретического цикла ДВС, термический к.п.д. теоретического цикла, среднее индикаторное давление, эффективную мощность ДВС, удельный расход тепла на выработку 1 кВт·ч механической энергии. Изобразить теоретический цикл ДВС в  $p-v$  и  $T-s$  диаграммах.

### 2.2. Тепловой расчет ДВС

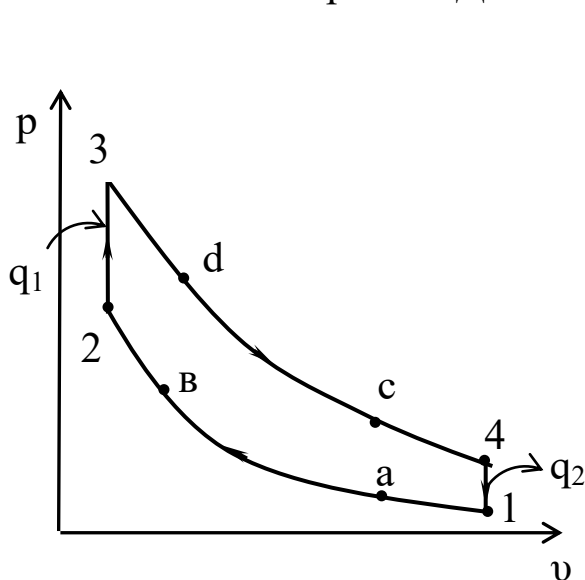


Рис.2.1. Теоретический цикл карбюраторного ДВС в  $p-v$  диаграмме

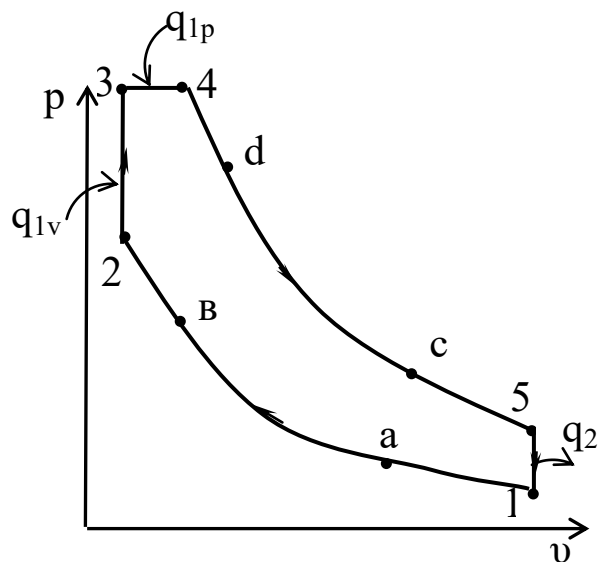


Рис.2.2. Теоретический цикл бескомпрессорного дизельного ДВС в  $p-v$  диаграмме

Таблица 1

## Исходные данные к расчету ДВС

$Z_3$	Тип ДВС	Параметры цикла			Число цилиндров, $i$	Диаметр цилиндра, $D$ , мм	Ход поршня, $S_{п}$ , мм	Число оборотов вала, $n$ , об/мин
		$\varepsilon$	$\lambda$	$\rho$				
0	D	$14+0,4 \cdot Z_1$	$1,5+0,01 \cdot Z_2$	$1,7+0,01 \cdot Z_2$	4	$100+2 \cdot Z_1$	$D+Z_5$	1500
1	K	$7+0,1 \cdot Z_1$	$3,2+0,01 \cdot Z_2$	-	6	$80+2 \cdot Z_1$	$D-Z_1$	3000
2	D	$13+0,6 \cdot Z_1$	$1,55+0,01 \cdot Z_2$	$1,7+0,01 \cdot Z_1$	6	$120+2 \cdot Z_1$	$D+2 \cdot Z_3$	1500
3	D	$12+0,8 \cdot Z_1$	$1,6+0,01 \cdot Z_2$	$1,7+0,01 \cdot Z_1$	8	$110+2 \cdot Z_1$	$D+2 \cdot Z_2$	1500
4	K	$8+0,1 \cdot Z_1$	$3,3+0,01 \cdot Z_2$	-	4	$110-2 \cdot Z_1$	$D-Z_2$	3000
5	K	$10-0,1 \cdot Z_1$	$3,4+0,01 \cdot Z_2$	-	6	$90+2 \cdot Z_1$	$D+Z_1$	3000
6	D	$15+0,2 \cdot Z_1$	$1,5+0,02 \cdot Z_2$	$1,7+0,01 \cdot Z_1$	8	$140+2 \cdot Z_2$	$D+Z_5$	1500
7	D	$14+0,5 \cdot Z_1$	$1,5+0,02 \cdot Z_2$	$1,7+0,01 \cdot Z_1$	12	$150+Z_5$	$D+2 \cdot Z_1$	1500
8	D	$13+0,5 \cdot Z_1$	$1,5+0,03 \cdot Z_2$	$1,65+0,02 \cdot Z_2$	12	$200-Z_5$	$D+2 \cdot Z_2$	1500
9	K	$9-0,1 \cdot Z_1$	$3,5-0,01 \cdot Z_2$	-	6	$90+4 \cdot Z_2$	$D+Z_2$	3000

K - карбюраторный ДВС; D - бескомпрессорный дизельный ДВС;

$Z_1$ - число букв в фамилии студента;  $Z_2$  - предпоследняя цифра номера зачетки;

$Z_3$ - последняя цифра номера зачетной книжки;  $Z_5$  – порядковый номер студента в журнале группы.

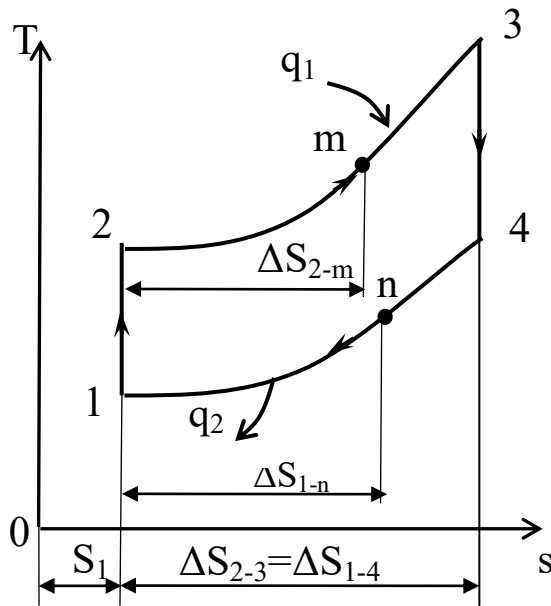


Рис.2.3. Теоретический цикл карбюраторного ДВС в T-s диаграмме

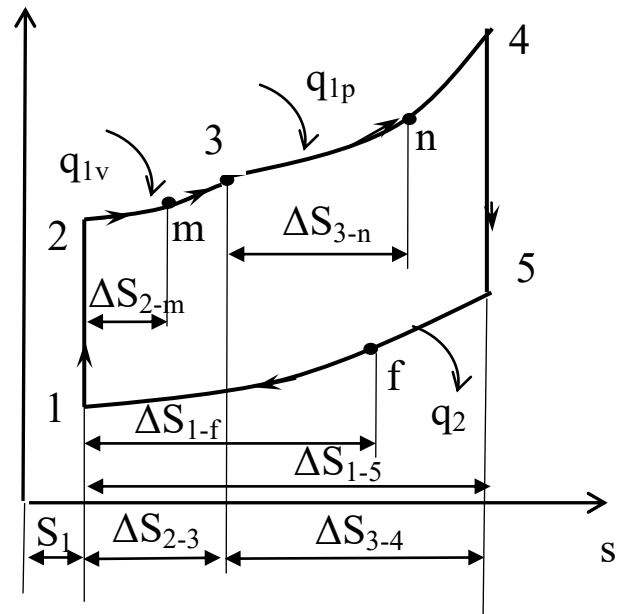


Рис.2.4. Теоретический цикл бескомпрессорного ДВС в T-s диаграмме

2.2.1. Используя уравнение Клапейрона для состояния в точке 1  $P_1 \cdot v_1 = RT_1$ , определяем удельный объем рабочего тела в точке 1

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1},$$

где  $v_1$  – удельный объем рабочего тела в точке 1,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $R=287$  Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха;  $T_1$  – абсолютная температура, К;  $P_1$  – давление рабочего тела, Па.

2.2.2. Используя параметры рабочего тела в точке 1 ( $P_1, v_1, T_1$ ) и формулы связи между параметрами газа в адиабатном процессе, вычисляем параметры рабочего тела в точке 2 ( $v_2, P_2, T_2$ )

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}; \quad P_2 = P_1 \cdot \varepsilon^k; \quad T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1},$$

где  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $k=1,4$  – показатель адиабаты.

2.2.3. Вычисляем параметры рабочего тела в точке 3 ( $P_3, v_3, T_3$ ), учитывая, что процесс 2-3 изохорный и  $\lambda = \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}$

$$v_3 = v_2; \quad P_3 = P_2 \cdot \lambda; \quad T_3 = T_2 \cdot \lambda,$$

где  $\lambda$  – степень повышения давления.

2.2.4. Определяем параметры рабочего тела в точке 4 ( $P_4, v_4, T_4$ ):



а) для карбюраторного ДВС, учитывая, что процесс 3-4 адиабатный и процесс 4-1 изохорный

$$v_4=v_1; P_4=P_1 \cdot \lambda; T_4=T_1 \cdot \lambda.$$

б) для бескомпрессорного дизельного ДВС, учитывая, что процесс

$$3-4 \text{ изобарный и } \rho = \frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3}$$

$$P_4=P_3; v_4=v_3 \cdot \rho; T_4=T_3 \cdot \rho,$$

где  $\rho$  - степень предварительного расширения.

2.2.5. Для бескомпрессорного дизельного ДВС находим параметры рабочего тела в точке 5, учитывая, что процесс 4-5 адиабатный, а процесс 5-1 изохорный

$$v_5=v_1; P_5=P_1 \cdot \lambda \cdot \rho^k; T_5=T_1 \cdot \lambda \cdot \rho^k.$$

2.2.6. Определяем подводимую к газу теплоту  $q_1$  и отводимую от газа теплоту  $q_2$ :

а) для карбюраторного ДВС

$$q_1=C_v \cdot (T_3-T_2); q_2=C_v \cdot (T_4-T_1),$$

где  $q_1$  - тепло, подводимое к газу, Дж/кг;

$q_2$  - тепло, отводимое от газа, Дж/кг;

$C_v=718$  Дж/(кг·К) - изохорная массовая теплоемкость воздуха;

б) для бескомпрессорного дизельного ДВС

$$q_1=q_{1v}+q_{1p}=C_v \cdot (T_3-T_2)+C_p \cdot (T_4-T_3); q_2=C_v \cdot (T_5-T_1),$$

где  $C_p=1005$  Дж/(кг·К) – изобарная массовая теплоемкость воздуха.

2.2.7. Вычисляем полезную работу за один цикл

$$\ell=q_1-q_2,$$

где  $\ell$  – полезная работа 1 кг газа за один цикл, Дж/кг.

2.2.8. Определяем термический к.п.д. цикла

$$\eta_t = \frac{\ell}{q_1},$$

где  $\eta_t$  - термический к.п.д. цикла.

2.2.9. Определяем среднее индикаторное давление цикла

$$P_i = \frac{\ell}{v_1 - v_2},$$

где  $P_i$  – среднее индикаторное давление цикла, Па.

2.2.10. Находим действительное среднее индикаторное давление цикла

$$P_i^g = P_1 \cdot \eta_o,$$

где  $\eta_o=0,95$  – относительный к.п.д.

2.2.11. Определяем эффективную мощность ДВС

$$N_e=0,785 \cdot D^2 \cdot S_n \cdot P_i^g \cdot \frac{n}{120} \cdot i \cdot \eta_m \cdot 10^{-3},$$

где  $N_e$  – эффективная мощность ДВС, кВт;  $D$  – диаметр цилиндра ДВС, м;  $n$  – число оборотов вала ДВС, об/мин;  $i$  – число цилиндров ДВС;  $\eta_m$  – механический к.п.д. ДВС.

2.2.12. Определяем удельный расход тепла на 1 кВт·ч вырабатываемой электроэнергии

$$q = \frac{3600}{\eta_t \cdot \eta_o \cdot \eta_m},$$

где  $q$  – удельный расход тепла на 1 кВт·ч вырабатываемой механической энергии, кДж/кВт·ч;  $\eta_t$ ,  $\eta_o$ ,  $\eta_m$  – соответственно термический к.п.д. цикла, относительный к.п.д., механический к.п.д. ДВС.

2.2.13. Строим в масштабе в  $p$ - $v$  диаграмме теоретический цикл ДВС (рис.2.1 и 2.2), предварительно задавшись удельными объемами в точках «а», «b», «с», «d» и вычислив в этих точках давления  $P_a$ ,  $P_b$ ,  $P_c$  и  $P_d$  по формулам:

а) для карбюраторного ДВС

$$P_a=P_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_a}\right)^k; \quad P_b=P_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_b}\right)^k; \quad P_c=P_4 \cdot \left(\frac{v_4}{v_c}\right)^k; \quad P_d=P_4 \cdot \left(\frac{v_4}{v_d}\right)^k;$$

где  $v_a=v_c=0,6 \div 0,7$  и  $v_b=v_d=0,3 \div 0,4$ ;

б) для бескомпрессорного дизельного ДВС

$$P_a=P_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_a}\right)^k; \quad P_b=P_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_b}\right)^k; \quad P_c=P_5 \cdot \left(\frac{v_5}{v_c}\right)^k; \quad P_d=P_5 \cdot \left(\frac{v_5}{v_d}\right)^k;$$

где  $v_a=v_c=0,6 \div 0,7$  м<sup>3</sup>/кг,  $v_b=0,3 \div 0,35$  м<sup>3</sup>/кг и  $v_d=0,35 \div 0,45$  м<sup>3</sup>/кг.

2.2.14. Вычисляем энтропию рабочего тела в точке 1 по формуле

$$S_1 = C_p \cdot \ln \frac{T_1}{273} - R \cdot \ln \frac{P_1}{101325},$$

где  $S_1$  – энтропия рабочего тела в точке 1, Дж/(кг·К);  $T_1$  – температура в точке 1, К;  $P_1$  – давление в точке 1, Па;  $R=287$  Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха;  $C_p=1005$  Дж/(кг·К) – массовая изобарная теплоемкость воздуха.

2.2.15. Вычисляем изменение энтропии рабочего тела во всех процессах цикла с учетом промежуточных точек “m”, “n” и “f”:

а) для карбюраторного ДВС

$$\Delta S_{1-2}=0; \Delta S_{2-3}=C_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2}; \Delta S_{3-4}=0; \Delta S_{4-1}=-C_v \cdot \ln \frac{T_4}{T_1};$$

$$\Delta S_{2-m}=C_v \cdot \ln \frac{T_m}{T_2}; \Delta S_{1-n}=C_v \cdot \ln \frac{T_n}{T_1};$$

где  $T_m = \frac{T_2 + T_3}{2}$ ;  $T_n = \frac{T_1 + T_4}{2}$ ;

б) для бескомпрессорного дизельного ДВС

$$\Delta S_{1-2}=0; \Delta S_{2-3}=C_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2}; \Delta S_{3-4}=C_p \cdot \ln \frac{T_4}{T_3}; \Delta S_{4-5}=0; \Delta S_{5-1}=-C_v \cdot \ln \frac{T_5}{T_1};$$

$$\Delta S_{2-m}=C_v \cdot \ln \frac{T_m}{T_2}; \Delta S_{3-n}=C_p \cdot \ln \frac{T_n}{T_3}; \Delta S_{1-f}=C_v \cdot \ln \frac{T_f}{T_1};$$

где  $T_m = \frac{T_2 + T_3}{2}$ ;  $T_n = \frac{T_1 + T_4}{2}$ ;  $T_f = \frac{T_1 + T_5}{2}$ ;

2.2.16. Строим в масштабе в T-S диаграмме теоретический цикл ДВС (рис.2.3 - 2.4).

### 3. Тепловой расчет турбокомпрессора для наддува ДВС

#### 3.1. Исходные данные

Для наддува дизельного двигателя внутреннего сгорания используют турбокомпрессоры, у которых газовая турбина, вращающая центробежный компрессор для сжатия атмосферного воздуха, работает на отработавших газах ДВС. Давление газов на входе в турбину равно  $P_3=(2,2+0,05Z_1) \cdot 10^5$  Па, а температура  $t_3=600+10 \cdot Z_3$ , °С, где  $Z_3$  – последняя цифра номера зачетной книжки. К.п.д. турбины равен  $\eta_T=0,7$ . Давление газов за турбиной равно  $P_T=10^5$  Па.

Секундный массовый расход газа через турбину равен  $m_T$  кг/с, а расход воздуха через компрессор равен  $m_B$  кг/с,  $m_T/m_B=1+0,007 \cdot Z_1$ .

Давление и температура воздуха на входе в компрессор равны  $P_1=10^5-Z_1 \cdot 500$  Па,  $t_1=290+Z_2$  °С, где  $Z_2$  – предпоследняя цифра номера зачетной книжки студента. К.п.д. компрессора равен  $\eta_K=0,72$ . Полагаем, что рабочее тело обладает свойствами воздуха (газовая постоянная  $R=287$  Дж/кг·К). Показатель адиабаты процесса сжатия воздуха в компрессоре равен  $\kappa_c=1,4$ , а показатель процесса расширения газов в турбине равен  $\kappa_p=1,35$ . Требуется определить давление и темпе-

ратуру воздуха на выходе из компрессора, т.е.  $P_2$  и  $t_2$ , а также температуру газов на выходе из турбины.

### 3.2. Порядок выполнения расчета

3.2.1. Находим температуру газов за турбиной, полагая, что газ расширяется в турбине по адиабате, т.е.

$$T_4/T_3 = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\kappa_p - 1}{\kappa_p}}, \text{ отсюда}$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\kappa_p - 1}{\kappa_p}} = (273 + t_3) \left(\frac{10^5}{P_3}\right)^{\frac{1,35 - 1}{1,35}}, \text{ К.}$$

3.2.2. Определяем теоретическую работу расширения 1 кг газов в

турбине  $\ell_T^o = \frac{\kappa_p}{\kappa_p - 1} \cdot R(T_3 - T_4)$ , Дж/кг.

3.2.3. Полагая, что мощность турбины  $N_T$  равна мощности компрессора  $N_K$ , находим теоретическую работу адиабатного сжатия воздуха в компрессоре

$$N_T = m_T \cdot \ell_T^o \cdot \eta_T = N_K = m_B \cdot \ell_K^o / \eta_K, \text{ отсюда}$$

$$\ell_K^o = \frac{m_T}{m_B} \cdot \ell_T^o \cdot \eta_T \cdot \eta_K, \text{ Дж/кг.}$$

3.2.4. Так как  $\ell_K^o = \frac{\kappa_c}{\kappa_c - 1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1)$ , то отсюда находим

$$T_2 = T_1 + \frac{\kappa_c - 1}{\kappa_c} \cdot \frac{\ell_K^o}{R}, \text{ К.}$$

3.2.5. Находим давление сжатого воздуха из формулы

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa_c - 1}{\kappa_c}},$$

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa_c}{\kappa_c - 1}}, \text{ Па.}$$

## 4. Расчет одноступенчатого поршневого компрессора

### 4.1. Исходные данные

Одноступенчатый поршневой компрессор, имеющий относительную величину вредного пространства  $\alpha=0,05$ , сжимает  $(10 \cdot Z_1)$  м<sup>3</sup>/ч воздуха при давлении  $P_1=10^5-200 \cdot Z_3$  Па и температуре  $t_1=10+Z_2$  °С до давления  $P_2=(6+0,1 \cdot Z_1) \cdot 10^5$  Па. Сжатие и расширение воздуха совершаются по политропе с показателем  $n=1,2+0,01 \cdot Z_1$ . Определить мощность двигателя для привода компрессора, его объёмный к.п.д., температуру конца сжатия, расход охлаждающей воды, если её температура увеличивается на  $\Delta t=15$  °С. К.п.д. компрессора равен  $\eta_k=0,7$ . Изобразить индикаторную диаграмму компрессора.

### 4.2. Порядок выполнения расчета

#### 4.2.1. Находим степень повышения давления в компрессоре

$$\pi = \frac{P_2}{P_1}.$$

4.2.2. Определяем температуру воздуха в конце сжатия  $T_2=T_1 \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}}$ , где  $T_1=273+t_1$ , К – температура воздуха на входе в компрессор.

4.2.3. Вычисляем объёмный к.п.д. компрессора по формуле

$\eta_v = 1 - \alpha(\pi^{1/n} - 1)$ , где  $\alpha=0,05$  – относительная величина вредного пространства.

4.2.4. Находим объёмную секундную производительность компрессора  $V=10 \cdot Z_1/3600$ , м<sup>3</sup>/с.

4.2.5. Вычисляем работу сжатия 1 м<sup>3</sup> воздуха по формуле

$$\ell' = \frac{n}{n-1} \cdot P_1(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1), \text{ Дж/м}^3.$$

Здесь  $P_1$  – давление воздуха на входе в компрессор, Па.

4.2.6. Определяем мощность двигателя для привода компрессора  $N_r=V \cdot \ell' \cdot 10^{-3}/\eta_k$ , кВт. Здесь  $\eta_k=0,7$  – к.п.д. компрессора.

4.2.7. Находим теплоёмкость воздуха в политропном процессе

$$C=C_v \frac{n-k}{n-1},$$

где  $C_v=0,718$  кДж/(кг · К) – изохорная массовая теплоёмкость воздуха;  $k=1,4$  – показатель адиабаты для воздуха;  $C$ , кДж/(кг · К) – теплоёмкость воздуха в политропном процессе.

4.2.8. Определяем плотность воздуха на входе в компрессор по формуле

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1},$$

где  $P_1$ , Па;  $T_1$ , К;  $R=287$  Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха;  $\rho_1$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>.

4.2.9. Находим массовую производительность компрессора

$$m=V \cdot \rho_1, \text{ кг/с.}$$

4.2.10. Определяем теплоту, отводимую от воздуха в процессе сжатия через стенку цилиндра компрессора

$$Q=m \cdot C \cdot (T_2-T_1), \text{ кВт.}$$

4.2.11. Находим расход охлаждающей воды

$$m_{H_2O} = Q/(4,19 \cdot \Delta t),$$

где  $m_{H_2O}$  - расход охлаждающей воды, кг/с;  $\Delta t=15$  °С – повышение температуры охлаждающей воды; 4,19 кДж/(кг·К) – теплоёмкость воды.

4.2.12. Изображаем индикаторную диаграмму компрессора (рис.4.1.).

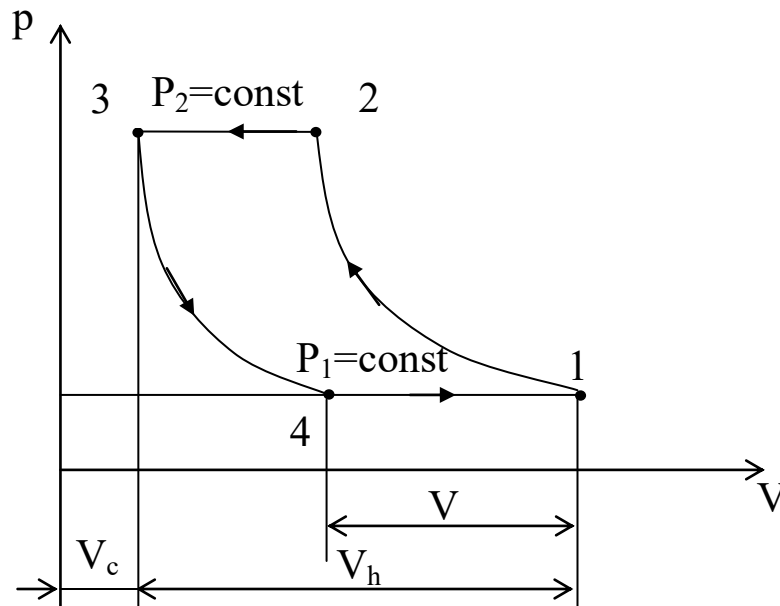


Рис.4.1. Индикаторная диаграмма компрессора

## 5. Расчет теплопередачи

### 5.1. Исходные данные

По вертикальной латунной трубке с внутренним диаметром  $d_1=Z_1+3$  мм протекает горячая вода со скоростью  $w_1=0,2+0,01 \cdot Z_2$ , м/с,

температура воды на входе в трубку равна  $t_1' = 90 + 0,5 \cdot Z_1$  °С, а на выходе -  $t_1'' = 85 + 0,5 \cdot Z_1$  °С.

Снаружи трубка омывается воздухом поперек оси трубки со скоростью  $w_2 = 7 + 0,5 \cdot Z_3$  м/с. Температура натекающего потока воздуха равна  $t_{f2} = 25 + Z_1$  °С.

Требуется определить: коэффициент теплоотдачи от воды к трубке  $\alpha_1$ ; коэффициент теплоотдачи от трубки к воздуху  $\alpha_2$ ; коэффициент теплопередачи от воды к воздуху, если коэффициент теплопроводности латуни равен  $\lambda = 85$  Вт/(м·К); длину трубки  $\ell$ .

## 5.2. Порядок выполнения расчета

5.2.1. Находим среднюю температуру воды в трубке

$$t_{f1} = 0,5(t_1' + t_1''), \text{ °С.}$$

5.2.2. При температуре  $t_{f1}$  по таблице 2 определяем: коэффициент теплопроводности воды  $\lambda_{f1}$ , Вт/(м·К); коэффициент кинематической вязкости воды  $\nu_{f1}$ , м<sup>2</sup>/с; критерий Прандтля  $Pr_{f1}$  теплоёмкость  $C_p$ , Дж/(кг·К).

5.2.3. При температуре  $t_{f2}$  по таблице 3 определяем: коэффициент теплопроводности воздуха  $\lambda_{f2}$ , Вт/(м·К); коэффициент кинематической вязкости воздуха  $\nu_{f2}$ , м<sup>2</sup>/с.

Таблица 2

### Физические параметры воды

t, °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , Дж/(кг·К)	$\lambda_f$ , Вт/(м·К)	$\nu_f$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta_f$ , К <sup>-1</sup>	$Pr_f$
80	971,8	4195	0,675	$0,365 \cdot 10^{-6}$	$6,32 \cdot 10^{-4}$	2,21
90	965,3	4208	0,680	$0,326 \cdot 10^{-6}$	$6,95 \cdot 10^{-4}$	1,95
100	958,4	4220	0,683	$0,295 \cdot 10^{-6}$	$0,295 \cdot 10^{-4}$	1,75

Таблица 3

### Физические параметры воздуха

t, °С	$\lambda_f$ , Вт/(м·К)	$\nu_f$ , м <sup>2</sup> /с	t, °С	$\lambda_f$ , Вт/(м·К)	$\nu_f$ , м <sup>2</sup> /с
30	0,02675	$1,6 \cdot 10^{-5}$	40	0,02756	$1,696 \cdot 10^{-5}$

5.2.4. Вычисляем критерий Рейнольдса для горячей воды, протекающей через трубку

$$Re_{f1} = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_{f1}},$$

где  $w_1$  – скорость горячей воды, м/с;

$d_1$  – внутренний диаметр трубки, м;

$\nu_{f1}$  – коэффициент кинематической вязкости воды, м<sup>2</sup>/с.

5.2.5. Если критерий  $Re_{f1} < 2300$ , то режим течения воды ламинарный и критериальное уравнение теплоотдачи имеет вид

$$Nu_{f1} = 0,15 \cdot Re_{f1}^{0,33} \cdot Pr_{f1}^{0,43} \cdot Gr_{f1}^{0,1} \cdot (Pr_{f1}/Pr_w)^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell,$$

где  $Nu_{f1}$  – критерий Нуссельта;

$$Gr_{f1} = \frac{g \cdot d_1^3 \cdot \beta_{f1} \cdot \Delta t}{\nu_{f1}^2} - \text{критерий Грасгофа};$$

$g = 9,81$ , м/с<sup>2</sup>;  $d_1$ , м;  $\beta_{f1}$  – температурный коэффициент объёмного расширения воды, К<sup>-1</sup>;  $(Pr_{f1}/Pr_w)^{0,25} \cong 1,0$ ;

$\varepsilon_\ell \cong 1$  – поправочный коэффициент, зависящий от длины трубки, т.е. от величин  $\ell/d_1$ .

Если  $Re_{f1} > 10000$ , то режим течения воды турбулентный и критериальное уравнение теплоотдачи имеет вид

$$Nu_{f1} = 0,021 \cdot Re_{f1}^{0,8} \cdot Pr_{f1}^{0,43} \cdot (Pr_{f1}/Pr_w)^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell.$$

Вычислив критерий Нуссельта, определяем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = Nu_{f1} \cdot \lambda_{f1} / d_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5.2.6. Находим критерий Рейнольдса для воздуха, омывающего трубку,  $Re_{f2} = w_2 \cdot d_2 / \nu_{f2}$ , где  $w_2$  – скорость воздуха, омывающего трубку, м/с;  $d_2$  – внешний диаметр трубки, м;  $\nu_{f2}$  – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м<sup>2</sup>/с.

5.2.7. Если  $Re_{f2} < 10^3$ , то  $Nu_{f2} = 0,49 \cdot Re_{f2}^{0,5}$ .

Если  $Re_{f2} > 10^3$ , то  $Nu_{f2} = 0,245 \cdot Re_{f2}^{0,6}$ .

Вычислив критерий Нуссельта, определяем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = Nu_{f2} \cdot \lambda_{f2} / d_2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5.2.8. Определяем линейный коэффициент теплопередачи

$$K_\ell = \left( \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ell_n d_2 / d_1 + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}),$$



где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности латуни, Вт/(м·К).

5.2.9. Вычисляем теплоту, отводимую от горячей воды

$$Q = w_1 \cdot 0,785 \cdot d_1^2 \cdot \rho_1 \cdot C_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1), \text{ Вт},$$

где Q – теплота, передаваемая от воды к воздуху, Вт;  $w_1$  – скорость течения воды, м/с;  $d_1$  – внутренний диаметр трубки, м;  $\rho_1$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $C_{p1}$  – изобарная массовая теплоёмкость воды, Дж/(кг·К);  $t'_1 - t''_1$  – температура воды на входе в трубку и на выходе из неё.

5.2.10. Из уравнения теплопередачи  $Q = K_\ell \cdot \pi \cdot \ell \cdot (t_{f1} - t_{f2})$  находим длину трубки  $\ell$

$$\ell = Q / ( K_\ell \cdot \pi \cdot (t_{f1} - t_{f2}) ), \text{ м}.$$

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теплотехника [Текст] : учебник / под ред. А. П. Баскакова. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : БАСТЕТ, 2010. - 328 с.
2. Ерофеев В. Л. Теплотехника: учебник. - М.: Академкнига, 2006. - 456 с.
3. Теплотехника: Учебник / Под ред. В. Н. Луканина. - 4-е изд., испр. - М.: Высшая школа, 2003. - 671 с.
4. Техническая термодинамика и теплотехника [Текст]: учебное пособие / под ред. А. А. Захаровой. - 2-е изд., испр. - М.: Академия, 2008. - 272 с.

