

621.4
М925



000311

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ РФ
СИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

В.А. МУХИН, В.А. АНТИПИН

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания к выполнению курсовой работы
по дисциплине «Теплотехника»

УДК 621.43.04
M925

Мухин В.А., Антипин В.
расчет цикла двигателя внутреннего
сгорания к выполнению курсовой работы по
ка». - Новосибирск: Изд-во Сибирского

Место
расчета
иного до

Рас
«Техн
машин

Отве

158580

50708

04.02.06.

~~Тортузова~~

3.07.06

Масленникова

4.07.06.

Зиничев

04.02.2013.

Антипин В.А.

30.04.13 Горюнов С.Г.

ВВЕДЕНИЕ

Работа дает представление об основах теплотехнического расчета цикла карбюраторного двигателя внутреннего сгорания и теплообменной поверхности радиатора при использовании минимального количества эмпирических соотношений.

При выполнении курсовой работы студенты обязаны пользоваться нормативно-технической документацией (СТП), действующей на данный момент.

Курсовую работу следует выполнять на листах формата А4 (СТ СЭВ 1181-78) с соблюдением требований стандартов ЕСКД.

Цель работы: закрепить и углубить теоретические знания по курсу «Техническая термодинамика», получить навыки практических расчетов циклов тепловых машин.

Студент на основе исходных данных для карбюраторного двигателя внутреннего сгорания (начальное давление p_1 , Па; начальная температура t , °С; степень сжатия ϵ ; мощность двигателя P_e , кВт; число оборотов n , об/мин; число тактов Z ; число цилиндров Z ; значение показателя $(n-k)$) рассчитывает все процессы цикла, определяет индикаторное давление, вычисляет энергетические характеристики двигателя и сводит тепловой баланс цикла.

Таблица 1

| Вариант | Тип двигателя | P_e , кВт | n , об/мин | ϵ | γ | z | $\pm(n - \bar{n})$ | V_e , м³ | V_h , м³ | T_e , К |
|---------|---------------|-------------|--------------|------------|----------|-----|--------------------|------------|------------|-----------|
| 1 | Карбюраторный | 10 | 2500 | 8,3 | 4 | 4 | 0,004 | 0,070 | 350 | 350 |
| 2 | Карбюраторный | 20 | 2600 | 8,2 | 4 | 4 | 0,005 | 0,075 | 355 | 350 |
| 3 | Карбюраторный | 30 | 2700 | 8,4 | 4 | 4 | 0,006 | 0,080 | 360 | 360 |
| 4 | Карбюраторный | 40 | 2800 | 8,6 | 4 | 4 | 0,007 | 0,085 | 365 | 370 |
| 5 | Карбюраторный | 50 | 2900 | 8,4 | 4 | 4 | 0,008 | 0,090 | 370 | 375 |
| 6 | Карбюраторный | 60 | 3000 | 8,6 | 4 | 4 | 0,009 | 0,095 | 375 | 380 |
| 7 | Карбюраторный | 70 | 3100 | 8,5 | 4 | 4 | 0,010 | 0,090 | 380 | 390 |
| 8 | Карбюраторный | 80 | 3200 | 9,0 | 4 | 4 | 0,009 | 0,085 | 390 | 396 |
| 9 | Карбюраторный | 90 | 3300 | 9,5 | 4 | 4 | 0,008 | 0,080 | 396 | 400 |
| 10 | Карбюраторный | 100 | 3400 | 9,6 | 4 | 4 | 0,007 | 0,075 | 400 | 406 |
| 11 | Карбюраторный | 15 | 3500 | 9,8 | 4 | 4 | 0,006 | 0,070 | 406 | 410 |
| 12 | Карбюраторный | 25 | 3600 | 10,1 | 4 | 4 | 0,005 | 0,075 | 410 | 415 |
| 13 | Карбюраторный | 35 | 3700 | 10,3 | 4 | 4 | 0,004 | 0,080 | 415 | 420 |
| 14 | Карбюраторный | 45 | 3800 | 10,5 | 4 | 4 | 0,004 | 0,085 | 420 | 425 |
| 15 | Карбюраторный | 55 | 3600 | 10,2 | 4 | 4 | 0,005 | 0,080 | 425 | 430 |
| 16 | Карбюраторный | 65 | 3400 | 10,4 | 4 | 4 | 0,006 | 0,085 | 430 | 426 |
| 17 | Карбюраторный | 75 | 3000 | 10,2 | 4 | 4 | 0,007 | 0,090 | 426 | 420 |
| 18 | Карбюраторный | 85 | 2800 | 10,0 | 4 | 4 | 0,008 | 0,085 | 420 | 400 |
| 19 | Карбюраторный | 90 | 2600 | 9,8 | 4 | 4 | 0,009 | 0,080 | 400 | 380 |
| 20 | Карбюраторный | 95 | 2500 | 9,6 | 4 | 4 | 0,010 | 0,075 | 380 | 360 |
| 21 | Карбюраторный | 100 | 2750 | 9,4 | 4 | 4 | 0,010 | 0,070 | 360 | 340 |
| 22 | Карбюраторный | 95 | 2850 | 9,3 | 4 | 4 | 0,009 | 0,075 | 340 | 320 |
| 23 | Карбюраторный | 90 | 2950 | 9,2 | 4 | 4 | 0,008 | 0,080 | 320 | 300 |
| 24 | Карбюраторный | 85 | 3000 | 9,1 | 4 | 4 | 0,007 | 0,085 | 300 | 296 |
| 25 | Карбюраторный | 80 | 3100 | 9,0 | 4 | 4 | 0,006 | 0,090 | 296 | 295 |

Варианты исходных данных для расчета ДВС приведены в табл. 1.

1. РАСЧЕТ ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1. КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССОВ, СОСТАВЛЯЮЩИХ ЦИКЛ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Идеализированный цикл карбюраторного двигателя представлен на рис. 1. В этом цикле подвод и отвод теплоты реализуются в процессах $V = const$, а сжатие свежего заряда и расширение продуктов сгорания — в политропических процессах с отводом теплоты (с постоянными значениями показателей политроп).

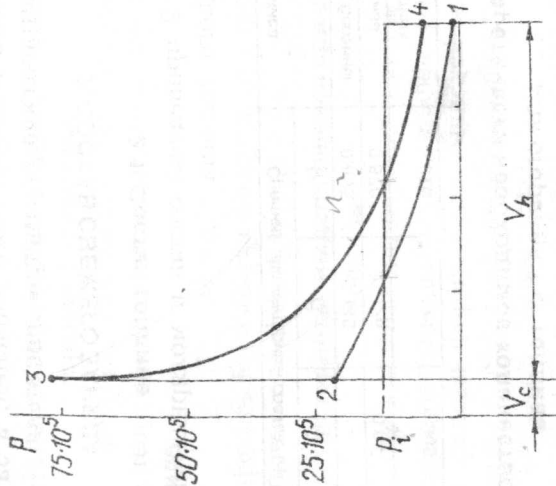


Рис. 1. Цикл карбюраторного двигателя.

V_h — рабочий объем цилиндра; V_c — рабочий объем камеры сгорания; процесс 1-2 — сжатие рабочей смеси; процесс 2-3 — сгорание рабочей смеси; процесс 3-4 — расширение продуктов сгорания; процесс 4-1 — отвод теплоты

Реальные циклы состоят из более сложных процессов с переменным составом рабочего тела и изменяющимися значениями показателей политроп. Реальные процессы отличаются от

теоретических также наличием дополнительных тепловых потерь, насосных потерь, потерь на трение и привод вспомогательных механизмов, что, естественно, в дальнейшем учитывается.

При выполнении курсовой работы вначале производится расчет всех узловых точек цикла, при этом приходится пользоваться методом последовательных приближений. После этого определяются промежуточные значения давлений для процессов сжатия рабочей смеси и расширения продуктов сгорания, необходимые для графического изображения этих процессов, и вычисляются количества теплоты и механической энергии в каждом из процессов.

На основании проведенных расчетов можно определить значение коэффициента полезного действия и величину теоретического индикаторного давления, а затем вычислить и все геометрические параметры двигателя.

2. СОСТАВ СВЕЖЕГО ЗАРЯДА

2.1. Состав топлива

В табл. 2 приведены состав и молярная масса основных видов жидкого топлива.

Таблица 2

| Вид топлива | Средний элементарный состав | | | Молярная масса паров M_1 , кг/(кг·моль) |
|-------------------------------|-----------------------------|-------|-------|---|
| | C | H | O | |
| Автомобильные бензины | 0,855 | 0,145 | — 0 | 110—120 |
| Дизельные топлива | 0,870 | 0,126 | 0,04 | 180—200 |
| Топлива тихоходных двигателей | 0,870 | 0,125 | 0,005 | 220—280 |

2.2. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

Основные реакции при горении топлива имеют вид:
 $C + O_2 = CO_2 + Q_1$; $2H_2 + O_2 = 2H_2O + Q_2$.

Под реакциями подписаны молярные массы веществ, участвующих в реакциях, а в правых частях в общем виде записано количество теплоты, выделяющейся в этих реакциях. На основании этих записей можно записать формулу для

расчета теоретически необходимого количества воздуха для сгорания 1 кг топлива. Следует учесть количество кислорода, содержащегося в топливе, и массовую долю кислорода в воздухе (0,23):

$$M_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right),$$

где M_0 — масса воздуха, необходимая для сгорания 1 кг топлива, кг; C, H, O — массовые доли углерода, водорода, кислорода в топливе.

Последнюю формулу можно записать в виде:

$$M_0 = 11,59 \left[C + 3 \left(H - \frac{O}{8} \right) \right] \quad (1)$$

2.3. Действительное количество воздуха, подаваемое для сгорания 1 кг топлива

Количество воздуха, подаваемое для сгорания, обычно отличается от теоретически необходимого количества и записывается в виде:

$$M = \alpha M_0, \quad (2)$$

где α — коэффициент избытка воздуха; в карбюраторных двигателях обычно $\alpha = 0,8 \dots 1,15$. $\alpha = 1,1$

2.4. Количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива

Если известны основные химические реакции, протекающие при сгорании топлива, и тепловые эффекты этих реакций, то легко записать формулу для вычисления суммарного количества теплоты, $M_{Дж}$ /кг, выделяющейся при сгорании 1 кг топлива (формула Менделеева):

$$Q_{II} = 34,0 \cdot C + 103,0 \cdot H - 10,9 \cdot O. \quad (3)$$

При сгорании топлива часть теплоты уносится с водяными парами и не дает вклада в суммарное количество теплоты Q_{II} (низшая теплота сгорания топлива).

стр. 6-15

3. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

3.1. Параметры начальной точки

В карбюраторных двигателях параметры начальной точки (т. 1 на рис. 1) имеют обычно следующие значения:

$$T_1 = (350 \dots 430) \text{ К};$$

$$p_1 = (0,9 \dots 0,95) \cdot 10^5 \text{ Па (в тихоходных двигателях)};$$

$$p_1 = (0,75 \dots 0,85) \cdot 10^5 \text{ Па (в быстроходных двигателях)}.$$

Сравнительно высокие значения температуры в начальной точке связаны с нагретом воздуха во входных каналах двигателя.

3.2. Расчет процесса сжатия свежего заряда

3.2.1. Молекулярная масса свежего заряда определяется по формуле

$$\mu_{с.з.} = \frac{1}{\frac{\mu_6}{m_6} + \frac{\mu_b}{m_b}}, \quad (4)$$

здесь m_6 , m_b — массовые доли паров бензина и воздуха; μ_6 , μ_b — молярные массы паров бензина и воздуха.

3.2.2. Для расчета *теплоемкости свежего заряда*, учитывая малое содержание паров бензина в смеси, можно использовать формулу для теплоемкости воздуха (с достаточной для инженерной практики точностью).

Среднее значение молярной теплоемкости для изохорического процесса в интервале температур $0 - T$ рассчитывается по формуле

$$\mu c_v = 20160 + 1,74T.$$

Отсюда легко получить формулу для расчета средней теплоемкости в заданном интервале температур.

Известно, что

$$\mu c = \frac{\frac{T_1}{T_2} \mu c T_2 - \mu c T_1}{T_2 - T_1},$$

где μc — среднее значение теплоемкости в интервале темпе-

$$T_2 \approx \text{правдвал.} \approx 500$$

ратур (T_1 ; T_2); μc_0 — среднее значение теплоемкости в интервале температур (0, T).

Если использовать линейную зависимость μc_v от T в виде $\mu c_v = A + BT$, то получим

$$\mu c = \frac{T_2}{T_1} \frac{(A + BT_2)T_2 - (A + BT_1)T_1}{T_2 - T_1} = A + 2B \frac{T_1 + T_2}{2}$$

и окончательно

$$\mu c_v = 20160 + 3,58T, \quad (5)$$

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2}.$$

Задавая значение T_2 , можно определить величину удельной массовой теплоемкости:

$$c_v = \frac{\mu c_v}{\mu_{с.з.}} = \frac{T_2}{T_1} \frac{\mu c_v}{\mu_{с.з.}}, \quad (6)$$

3.2.3. Показатель адиабаты для процесса сжатия

Газовая постоянная для свежего заряда вычисляется по формуле

$$R_{с.з.} = \frac{8314}{\mu_{с.з.}}. \quad (7)$$

Среднее значение теплоемкости при постоянном давлении

$$c_p = c_v + R_{с.з.} = \frac{T_2}{T_1} \frac{c_p}{T_1} + R_{с.з.}, \quad (8)$$

Показатель адиабаты для процесса сжатия

$$k_1 = c_p / c_v = \frac{T_2}{T_1} \frac{c_p}{T_1} / \frac{c_p}{T_1}. \quad (9)$$

3.2.4. Показатель политропы для процесса сжатия

В задании приводится значение $n_1 - k_1 = \Delta_1$, поэтому $n_1 = \Delta_1 + k_1$.

Теперь можно определить параметры в конце процесса сжатия (точка 2):

$$v_1 = \frac{p_1}{\rho}, \quad v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}; \quad p_2 = p_1 \varepsilon^{n_1}; \quad T_2 = \frac{p_2 v_2}{R_{с.з.}}$$

$$p_1 v_1 = R T_1$$

(н.з.р.з.)
формула

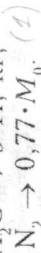
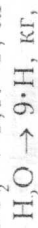
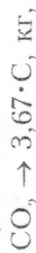
Если значение T_2 существенно отличается от первоначально принятого на $(5-10)K$, то необходимо делать следующие приближения, задаваясь новым значением T_2 (полученным в предыдущем приближении), до совпадения принятого и рассчитанного значений.

4. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

4.1. Состав продуктов сгорания

Из записанных в подразд. 2.2. основных реакций следует также, что в результате реакций на 1 кг С приходится $44/12 = 3,67$ кг CO_2 , а на 1 кг Н приходится $36/4 = 9$ кг H_2O .

С учетом этих соотношений состав продуктов сгорания бензина будет следующий:



$$\text{Воздух} = (\alpha - 1)M_0, \quad (4)$$

Общая масса продуктов сгорания, кг:

$$M_{\text{п.с.}} = 3,67C + 9H + 0,77M_0 + (\alpha - 1)M_0, \quad (10)$$

Массовые доли веществ, составляющих продукты реакции горения,

$$m_{CO_2} = \frac{3,67C}{M_{\text{п.с.}}}; \quad m_{H_2O} = \frac{9H}{M_{\text{п.с.}}};$$

$$m_{N_2} = \frac{0,77M_0}{M_{\text{п.с.}}}; \quad m_{\text{возд.}} = \frac{(\alpha - 1)M_0}{M_{\text{п.с.}}}. \quad (11)$$

4.2. Молярная масса продуктов сгорания

Вычисляется по формуле

$$\mu_{\text{п.с.}} = \frac{1}{\frac{m_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{m_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} + \frac{m_{N_2}}{\mu_{N_2}} + \frac{m_{\text{возд.}}}{\mu_{\text{возд.}}}}, \quad (12)$$

где μ_{CO_2} , μ_{H_2O} , μ_{N_2} , $\mu_{\text{возд.}}$ — молярные массы углекислого газа, водяных паров, азота, воздуха.

4.3. Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания

В интервале температур (T_2 , T_3) определяется по формулам

$$\mu_{c_0} = (18420 + 2600\alpha) + (3,2 + 2,76\alpha)\bar{T} \quad \text{для } \alpha \leq 1, \quad (13)$$

$$\mu_{c_v} = \left(20100 + \frac{922}{\alpha}\right) + \left(3,2 + \frac{2,76}{\alpha}\right)\bar{T} \quad \text{для } \alpha \geq 1, \quad (14)$$

где $\bar{T} = \frac{T_2 + T_3}{2}$, которые получены при использовании формул для средних молярных теплоемкостей продуктов сгорания в интервале $(0, T)$ [2],

$$\mu_{c_v} = (18420 + 2600\alpha) + (1,60 + 1,382)\bar{T} \quad \text{для } \alpha \leq 1,$$

$$\mu_{c_v} = \left(20100 + \frac{922}{\alpha}\right) + \left(1,60 + \frac{1,38}{\alpha}\right)\bar{T} \quad \text{для } \alpha \geq 1.$$

Удельная массовая теплоемкость вычисляется по формуле

$$\bar{c}_v = \frac{\mu_{c_v}}{\mu_{\text{п.с.}}}$$

Примечание. Для вычисления \bar{c}_v необходимо задаваться значением T_3 . (Для карбюраторных двигателей значение T_3 находится в диапазоне (2200–2900) К.)

4.4. Параметры в конце процесса сгорания

Температура в конце сгорания вычисляется по формуле

$$T_3 = T_2 + \frac{q_{2,3}}{c_v}, \quad (15)$$

$$q_{2,3} = \frac{\xi \xi_2 Q_H}{M_{\text{п.с.}}}, \quad (16)$$

где $q_{2,3}$ — количество теплоты, выделившейся при сгорании 1 кг свежего заряда; ξ_2 — коэффициент подвода теплоты, его значение для карбюраторных двигателей находится в пределах 0,85–0,95, для дизелей — 0,70–0,88; ξ_2 — учитывает меньшее выделение теплоты при $\alpha < 1$.

$$\xi_2 = 1,4\alpha - 0,4;$$

$$p_3 = \frac{R_{\text{п.с.}} T_3}{v_3}; \quad v_3 = v_2.$$

Примечание. Если вычисленное значение T_3 отличается от принятого вначале больше, чем на 10 К, то необходимо производить повторные расчеты, задаваясь новыми значениями

ями T_3 (например, значениями T_3 , полученными в результате предыдущих приближений).

5. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

5.1. Показатель адиабаты

Задаемся значением температуры в конце процесса расширения (в диапазоне (1300–1500) К):

$$\bar{T}_{3,4} = \frac{T_3 + T_4}{2}$$

Вычисление средних значений молярных теплоемкостей (в интервале температур) производится по формулам (13) и (14).

Далее вычисляются средние значения удельных массовых теплоемкостей \bar{c}_v , \bar{c}_p и величина показателя адиабаты:

$$\bar{c}_v = \frac{\mu c_v}{\mu_{н.с.}}$$

$$\bar{c}_p = \bar{c}_v + R_{н.с.}$$

$$k_2 = \frac{\bar{c}_p}{\bar{c}_v}$$

5.2. Показатель политропы n_2

В задании приводится значение $n_2 - k_2 = \Delta_2$.

Зная значение k_2 , можно найти n_2 :

$$n_2 = k_2 + \Delta_2$$

Значения Δ_1 , Δ_2 характеризуют интенсивность теплообмена рабочего тела со стенками цилиндра в процессах сжатия и расширения.

5.3. Расчет процесса выхлопа газа

$$v_4 = v_1; \quad p_3 v_3^{n_2} = p_4 v_4^{n_2};$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{n_2} = p_3 \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{n_2}$$

T_4 находится из уравнения состояния идеального газа

$$p_4 v_4 = R_{н.с.} T_4$$

6. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИКЛА

6.1. Уравнение теплового баланса

Для рассмотренного цикла можно записать баланс в виде:

$$q_{2,3} + q_{1,2} + q_{3,4} + q_{4,1} = l_{3,4} + l_{1,2},$$

или

$$q_{2,3} = q_n, \quad q_n = l_{3,4} + l_{1,2} - q_{1,2} - q_{3,4} - q_{4,1}; \quad (17)$$

где q_n — энергия, полученная в цикле.

$l_{1,2}$ — работа сжатия,

$$l_{1,2} = \frac{p_1 v_1}{n_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} \right]; \quad (18)$$

$l_{3,4}$ — работа расширения,

$$l_{3,4} = \frac{p_3 v_3}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} \right]; \quad (19)$$

$q_{1,2}$ — теплота, отведенная в процессе сжатия,

$$q_{1,2} = \bar{c}_v \frac{n_1 - k_1}{n_1 - 1} (T_2 - T_1); \quad (20)$$

$q_{3,4}$ — теплота, отведенная в процессе расширения,

$$q_{3,4} = \bar{c}_v \frac{n_2 - k_2}{n_2 - 1} (T_4 - T_3); \quad (21)$$

$q_{4,1}$ — теплота, отведенная с выхлопными газами,

$$q_{4,1} = \bar{c}_v (T_4 - T_1). \quad (22)$$

Полезная работа

$$l = l_{3,4} + l_{1,2}. \quad (23)$$

Доля отведенной теплоты в процентах

$$q_l = \frac{q_{1,2} + q_{3,4}}{l_{3,4} + l_{1,2}} \cdot 100. \quad (24)$$

Проводится сопоставление количества теплоты, выделяющейся в процессе сгорания 1 кг свежего заряда $q_{2,3}$, и суммы полезной работы и отведенной теплоты q_n в цикле. Совпаде-

ние этих величин указывает на правильность проведенных вычислений. При несовпадении этих величин следует считать относительную величину дисбаланса в %. При погрешности больше пяти процентов все расчеты следует уточнить.

$$\text{Дисбаланс} = \frac{q_{2,3} - q_p}{q_{2,3}} \cdot 100. < 5\% \quad (25)$$

Среднее теоретическое индикаторное давление [3] вычисляется по формуле

$$p_i = \frac{p_2}{\varepsilon - 1} \left[\frac{p_3}{p_2} \cdot \frac{1 - \varepsilon^{n_2 - 1}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \varepsilon^{n_1 - 1}}{n_1 - 1} \right] \quad (26)$$

После определения параметров в узловых точках цикла и определения индикаторного давления производятся вычисления промежуточных значений параметров в политропических процессах сжатия и расширения и все процессы наносятся на график в координатах $p = f(v)$ (давление — удельный объем). На этот график наносится также линия, соответствующая значению индикаторного давления. В курсовой работе отмечается равенство площади, соответствующей полезной работе, и равной ей площади под горизонтальной линией: $p_i = \text{const}$.

Среднее индикаторное давление представляет собой некоторое условное постоянное давление, при воздействии которого на поршень в течение одного хода совершается работа, равная работе за цикл. Этот параметр характеризует напряженность работы двигателя.

Действительная индикаторная диаграмма меньше теоретической за счет отличия действительных процессов от теоретических. Уменьшение площади индикаторной диаграммы можно учесть с помощью коэффициента полноты диаграммы $\eta = 0,92 \dots 0,97$, а механические потери — относительным механическим КПД $\eta_m = 0,95 \dots 0,99 = 0,97$.

Среднее эффективное давление цикла

$$p_e = \eta \eta_m p_i \quad (27)$$

Обычные значения p_e составляют (0,6...1,1) МПа (для карбюраторных ДВС), (0,55...0,9) МПа (транспортные четы-

$\underline{U} = 0,95$

рехтактные дизели), 2,4 МПа (четырёхтактные дизели с наддувом) [2].

6.2. Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{l_{\text{пол}}}{q_{2,3}} = \frac{l_{3,4} + l_{1,2}}{q_{2,3}} \quad (28)$$

7. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

7.1. Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{30\tau P_e}{p_e n z}, \quad (29)$$

где z — число цилиндров, n — число оборотов в секунду, P_e — эффективная мощность двигателя, кВт, p_e — среднее эффективное давление цикла, МПа, τ — тактность (2, 4).

7.2. Определение диаметра цилиндра и рабочего хода поршня

При заданном значении $S/D = b$.

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{\pi b D^3}{4}, \quad D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi b}}, \quad (30)$$

конеч!

где $S = bD$.

8. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Провести теплотехнический расчет цикла карбюраторного двигателя для следующих условий:

Топливо — бензин. Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,1$. Степень сжатия $\varepsilon = 10$, мощность двигателя $P_e = 100$ кВт, число оборотов $n = 3000$ об/мин. Число тактов двигателя $\tau = 4$, число цилиндров $z = 4$. Значение $n - k = \pm 0,007$. Начальная температура $T_1 = 350$ К, начальное давление $p_1 = 0,9 \cdot 10^5$ Па.

Теоретически необходимое количество воздуха определим по формуле (1), кг,

$$M_0 = 11,59 (0,855 + 3 \cdot 0,145) = 14,95,$$

а полное количество воздуха по формуле (2), кг,

$$M = 1,1 \cdot 14,95 \approx 16,5.$$

Количество теплоты, выделяющееся при сгорании 1 кг топлива, МДж/кг, формула (3):

$$Q_{\text{н}} = 34,01 \cdot 0,855 + 103,0 \cdot 0,145 = 44,02.$$

Масса свежего заряда

$$M_{\text{с.з.}} = 1 \text{ кг бензина (паров)} + 16,5 \text{ кг воздуха} = 17,5 \text{ кг.}$$

Массовая доля паров бензина

$$m_{\text{б}} = \frac{1}{17,5} = 0,057.$$

Массовая доля воздуха

$$m_{\text{в}} = \frac{M_{\text{в}}}{M_{\text{с.з.}}} = \frac{16,5}{17,5} = 0,943.$$

Молекулярная масса свежего заряда (ф-ла (4))

$$\mu_{\text{с.з.}} = \frac{0,057 \cdot 0,943}{\frac{115}{115} + \frac{29}{29}} + 30,3 \text{ кг/кг. моль.}$$

Теплоемкость свежего заряда (задаемся значением $T_2 = T_1 + 450 = 800$) (ф-ла (5))

$$\mu \bar{c}_v = 20160 + 3,58 \frac{800 + 350}{2} = 22218,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}.$$

Удельная теплоемкость

$$\bar{c}_v = \frac{22218,5}{30,5} = 733,5.$$

Газовая постоянная (ф-ла (7))

$$R_{\text{с.з.}} = \frac{8314}{\mu_{\text{с.з.}}} = \frac{8314}{30,3} = 274,4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Удельная теплоемкость при постоянном давлении (ф-ла (8))

$$\bar{c}_p = 733,3 + 274,4 = 1007,7 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Показатель адиабаты (ф-ла (9))

$$k_1 = \frac{\bar{c}_p}{\bar{c}_v} = \frac{1007,7}{733,3} = 1,374.$$

Показатель политропы

$$\Delta_1 = -0,007; n_1 = 1,374 - 0,007 = 1,367.$$

Значения параметров в конце сжатия (точка 2):

$$p_2 = 0,9 \cdot 10^5 \cdot 10^{1,367} = 20,95 \cdot 10^5 \text{ (Па);}$$

$$v_2 = \frac{1,067}{10} = 0,1067 \text{ (м}^3\text{/кг);}$$

$$T_2 = \frac{20,95 \cdot 10^5 \cdot 0,1067}{274,4} = 814,6 \text{ (К).}$$

Полученное значение T_2 достаточно хорошо совпадает с первоначально заданным значением (800 К).

Состав продуктов сгорания:

$$\text{CO}_2 \rightarrow 0,855 \cdot 3,67 = 3,13 \text{ кг}$$

$$\text{H}_2\text{O} \rightarrow 0,145 \cdot 9 = 1,3 \text{ кг}$$

$$\text{N}_2 \rightarrow 0,77 \cdot 15 = 11,55 \text{ кг}$$

$$\text{воздух} \rightarrow 0,1 \cdot 15 = 1,5 \text{ кг}$$

Суммарное количество продуктов реакции при сгорании 1 кг топлива (совпадает с $M_{\text{с.з.}}$).

$$M_{\text{п.с.}} = 17,48 \text{ кг.}$$

Массовые доли составляющих продуктов реакции:

$$m_{\text{CO}_2} = \frac{3,13}{17,48} = 0,179,$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1,3}{17,48} = 0,074,$$

$$m_{\text{N}_2} = \frac{11,55}{17,48} = 0,661,$$

$$m_{\text{воздуха}} = \frac{1,5}{17,48} = 0,086.$$

Молярная масса продуктов сгорания (ф-ла (12)), кг/моль,

$$\mu_{\text{п.с.}} = \frac{1}{\frac{0,179}{44} + \frac{0,074}{18} + \frac{0,661}{28} + \frac{0,086}{29}} = 28,77.$$

Средняя в заданном интервале температур молярная теплоемкость продуктов реакции — (ф-ла (14)). Задаемся значением $T_3 = 2900$ К (см. пояснение после формулы (14)):

$$\mu \bar{c}_v = \left(20100 + \frac{922}{1,1} \right) + \left(3,2 + \frac{2,76}{1,1} \right) \cdot 1857 = 31540 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}};$$

$$\bar{T} = \frac{2900 + 814,6}{2} = 1857 \text{ К;}$$

$$\bar{c}_v = \frac{31540}{28,77} = 1096 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Значение температуры в конце сгорания (Ф-лы (15), (16))

$$T_3 = 814,6 + \frac{0,9 \cdot 44,02 \cdot 10^6}{1096 \cdot 17,48} = 2882 \text{ К.}$$

Полученное значение T_3 достаточно хорошо совпадает с первоначально заданным.

Давление, удельный объем в конце процесса сгорания:

$$P_3 = \frac{8314 \cdot 2882}{28,77 \cdot 0,1067} = 78,05 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

$$v_3 = v_2 = 0,1063 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Определение показателя политропы для процесса расширения.

Задаемся значением $T_4 = 1300 \text{ К.}$

$$\bar{T} = \frac{2882 + 1300}{2} = 2091 \text{ К.}$$

$$\bar{\mu}_v = \left(20100 + \frac{922}{1,1} \right) + \left(3,2 + \frac{2,76}{1,1} \right) \cdot 2091 = 32880 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль}}$$

$$\bar{c}_v = \frac{32880}{28,77} = 1140 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\bar{c}_p = \frac{32880}{28,77} = 1142 + \frac{8314}{28,77} = 1431 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$k_2 = \frac{1431}{1140} = 1,253; \quad \Delta_2 = n_2 - k_2 = 0,007;$$

$$n_2 = 1,253 + 0,007 = 1,260.$$

Параметры в конце расширения:

$$v_4 = v_1 = 1,067;$$

$$P_4 = \frac{78,05 \cdot 10^5}{18,197} = 4,29 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

$$T_4 = \frac{4,29 \cdot 10^5 \cdot 1,067}{289,0} = 1584 \text{ К.}$$

Второе приближение для определения параметров в точке 4:

$$\bar{T} = \frac{2882 + 1500}{2} = 2191 \text{ К;}$$

$$\bar{\mu}_v = (20940 + 12508) = 33447 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль}};$$

$$c_v = \frac{33447}{28,77} = 1163 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$c_p = 1163 + 289 = 1452 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$k_2 = \frac{1452}{1163} = 1,249;$$

$$n_2 = 1,249 + 0,007 = 1,256;$$

$$P_4 = \frac{78,05 \cdot 10^5}{18,03} = 4,32 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

$$T_4 = \frac{4,32 \cdot 10^5 \cdot 1,067}{289} = 1594 \text{ К.}$$

Полученное значение T_4 удовлетворительно согласуется со значением T_4 после первого приближения.

Теплота в процессе сжатия (Ф-ла (20))

$$q_{1,2} = 733,3 \frac{(-0,007)}{0,367} (814,6 - 350) = -0,065 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Работа в процессе сжатия (Ф-ла (18))

$$l_{1,2} = \frac{0,9 \cdot 10^5 \cdot 1,067}{0,367} \left[1 - \left(\frac{20,15 \cdot 10^5}{0,9 \cdot 10^5} \right)^{\frac{0,367}{1,367}} \right] = -3,458 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Теплота в процессе расширения (Ф-ла (21))

$$q_{3,4} = 1162,6 \frac{0,007}{0,256} (1594 - 2882) = -0,410 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Работа в процессе расширения (Ф-ла (19))

$$l_{3,4} = \frac{78,05 \cdot 10^5 \cdot 0,1067}{0,256} \left[1 - \left(\frac{4,32 \cdot 10^5}{78,05 \cdot 10^5} \right)^{0,256} \right]^{1,256} = 14,50 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Полезная работа (ф-ла (23))

$$l = 14,50 \cdot 10^5 - 3,46 \cdot 10^5 = 11,04 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Доля отведенной теплоты (ф-ла (24))

$$q_l = \frac{(0,065 + 0,410) 10^5}{11,04 \cdot 10^5} \cdot 100 = 4,2 \%$$

Теплота, отведенная в процессе 4-1 (ф-ла (22)),

$$q_{4,1} = 20938 + 5,71 \cdot \frac{(1594 + 350)}{2} = 26490 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$$

$$\bar{c}_v = \frac{26490}{28,74} = 920,7 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$q_{4,1} = 920,7(350 - 1594) = -11,45 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Общее количество полученной энергии в цикле (ф-ла (17))

$$q_n = 11,04 \cdot 10^5 + 0,41 \cdot 10^5 + 11,45 \cdot 10^5 = 22,90 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Количество теплоты, выделившейся при сгорании 1 кг свежего заряда (ф-ла (16)),

$$q_{2,3} = \frac{0,9 \cdot 44,02 \cdot 10^6}{17,48} = 22,66 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

$$\text{Дисбаланс} = \frac{22,90 \cdot 10^5 - 22,66 \cdot 10^5}{22,90 \cdot 10^5} \cdot 100 = 1,1 \% \text{ (ф-ла (25)).}$$

Термический КПД

$$\eta_t = \frac{11,04 \cdot 10^5}{22,6 \cdot 10^5} \cdot 100 = 48,8 \% \text{ (ф-ла (28)).}$$

Среднее теоретическое индикаторное давление (ф-ла (26))

$$p_i = \frac{2,095 \cdot 10^6}{9} \left(\frac{7,805 \cdot 10^6}{20,95 \cdot 10^6} \cdot \frac{1 - \frac{1}{10^{0,26}}}{0,26} - \frac{1 - \frac{1}{10^{0,367}}}{0,367} \right) = 11,3 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1,13 \text{ МПа.}$$

Среднее эффективное давление (ф-ла (27))

$$p_e = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 11,30 \cdot 10^5 \text{ Па} = 10,41 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Расчет объема цилиндра и диаметра поршня:

$$p_c = 100 \text{ кВт, } n = 3000 \text{ об/мин, } z = 4.$$

$$V_h = \frac{30 \cdot 100 \cdot 4}{1,041 \cdot 3000 \cdot 4} = 0,96 \text{ л (ф-ла (29));}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,96 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1}} = 0,107 \text{ м (ф-ла (30));}$$

$$S = 0,107 \text{ м.}$$

II. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ РАДИАТОРА

1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Для расчета теплообменника используются два основных уравнения: уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи.

Первое уравнение говорит о том, что тепловой поток от горячего теплоносителя (воды) равен тепловому потоку, полученному холодным теплоносителем (воздухом). Это уравнение можно записать в виде (без учета тепловых потерь), Вт,

$$Q_{ж} = Q_{н} = Q$$

или

$$G_{ж} \cdot \bar{C}_{ж} (t_{ж,вх} - t_{ж,вых}) = G_{в} \cdot \bar{C}_{в} (t_{в,вх} - t_{в,вых}) \quad (1)$$

где $G_{ж}$, $G_{в}$ — массовые расходы теплоносителей, кг/с; $\bar{C}_{ж}$, $\bar{C}_{в}$ — средние значения массовых теплоемкостей (в данном интервале температур), Дж/(кг·К); $t_{ж,вх}$, $t_{ж,вых}$ — значения температур теплоносителей на входе в теплообменник, °С;

$t_{ж,вых}$, $t_{в,вых}$ — значения температур теплоносителей на выходе из теплообменника, °С.

Второе уравнение — уравнение теплопередачи

$$Q = \frac{\Delta t}{R} F = k \overline{\Delta t} \cdot F,$$

где F — поверхность теплообмена, м²; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $\overline{\Delta t}$ — среднеинтегральная разность температур теплоносителей, в качестве которой обычно используется среднелогарифмическая разность температур Δt_s ,

$$\Delta t_s = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \Delta t_1 / \Delta t_2},$$

где Δt_1 , Δt_2 — наибольшая и наименьшая разности температур из разностей температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменника, °С. При малых изменениях температур теплоносителей $\overline{\Delta t}$ можно вычислять по формуле

$$\overline{\Delta t} = \bar{t}_ж - \bar{t}_в,$$

где $\bar{t}_ж$, $\bar{t}_в$ — средние температуры теплоносителей. R — суммарное термическое сопротивление, вычисляется по формуле

$$R = \frac{1}{\alpha_ж} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_в},$$

где $\alpha_ж$ — коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости, Вт/(м²·К); $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м²·К); δ — толщина стенки трубки теплообменника, м; λ — коэффициент теплопроводности материала, из которого изготовлены трубки теплообменника.

В случае радиатора внутри трубок протекает вода и поэтому значение $\alpha_ж$ достаточно большое, а величина термического сопротивления со стороны жидкости мала:

$$R_ж = \frac{1}{\alpha_ж} = \frac{1}{10000} = 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

В радиаторах обычно используются латунные трубки диаметром $d = 6$ мм с толщиной стенки 0,2 мм, поэтому

термическое сопротивление стенки даже меньше внешнего термического сопротивления со стороны жидкости:

$$R_{ст} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{120} = 1,7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Таким образом, основное термическое сопротивление сосредоточено со стороны воздуха. Это сопротивление приблизительно в 20 раз больше сопротивления со стороны воды. Чтобы уменьшить это сопротивление, следует увеличить величину коэффициента теплоотдачи или увеличить внешнюю поверхность трубки (за счет оребрения), что является более эффективным способом.

1.1. Уравнения теплообмена через оребренную стенку

Уравнение для потока теплоты, проходящего от воды к внутренней поверхности трубок, можно записать в виде:

$$Q = \alpha_ж (\bar{t}_ж - \bar{t}_{ст}) F_{тр}, \quad (2)$$

где $\bar{t}_ж$ — средняя температура жидкости; $\bar{t}_{ст}$ — средняя температура стенки.

От наружной поверхности трубок тепловой поток частично передается в воздух ($Q_{ст}$), а частично поступает в ребра (Q_p) и затем от оребренной поверхности в воздух (рис. 1):

$$Q_{ст} = \alpha_в (\bar{t}_{ст} - \bar{t}_в) F_{ст}, \quad (3)$$

где $\bar{t}_в$ — средняя температура воздуха; $F_{ст}$ — площадь наружной поверхности трубок, не занятая ребрами;

$$Q_p = \alpha_в (\bar{t}_p - \bar{t}_в) F_p, \quad (4)$$

где $\bar{t}_п$ — средняя температура ребра; F_p — площадь поверхности ребер. С вводом коэффициента эффективности оребрения $\eta = (t_p - t_v) / (\bar{t}_п - \bar{t}_в)$ последнее уравнение примет вид:

$$Q_p = \alpha_в (t_{ст} - t_v) \eta F_p. \quad (5)$$

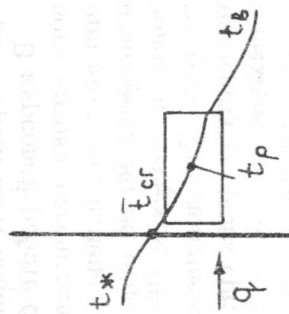


Рис. 1. Схема теплового потока через оребренную поверхность

Сложив (3) и (5) в предположении, что коэффициент теплоотдачи от трубки к воздуху и от ребра к воздуху одинаков, получим

$$Q = \alpha_b (t_{ст} - t_b) \left(\eta + \frac{1}{A} \right) F_p, \quad (6)$$

где $A = F_p / F_{тр}$ — коэффициент оребрения.

Выразим тепловой поток через коэффициент теплопередачи k , отнесенный к внутренней поверхности трубки (см. уравнение (2)).

Пренебрегая термическим сопротивлением трубки и контактным сопротивлением трубка-ребро, из совместного решения уравнений (2) и (6), с заменой $\eta F_p + F_{ст} \approx \eta F_p + \eta F_{тр} = \eta F_{общ}$, получим

$$k = 1 / (1 / \alpha_{ин} + F_{тр} / \alpha_{н} \eta F_{общ}). \quad (7)$$

Но k может быть найден из (2), тогда, разрешая уравнение (7) относительно общей поверхности, получим:

$$F_{общ} = k F_{тр} / (\alpha_{н} \eta (1 - k / \alpha_{ин})). \quad (8)$$

Формулой (8) можно пользоваться, если известны коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{ж}$, $\alpha_{н}$ и коэффициент эффективности оребрения. Эти величины в большой степени определяются конструктивными размерами и геометрией теплопередающих поверхностей. Формула может быть использована только для оценочного (предварительного) расчета поверхности, при ориентировочном задании α по справочной литературе.

В курсовой работе будем последовательно по ходу теплового потока рассчитывать неизвестные параметры, полагая при этом, что изменение температуры воды по длине трубки незначительно по отношению к разности температур между водой и воздухом. То же самое относится к температуре воздуха. Это допущение позволяет принимать за среднюю температуру среды среднеарифметическую температур входа и выхода:

$$t_{ср} = \frac{t_{вых} + t_{вх}}{2}. \quad (9)$$

Для определения выходных температур следует воспользоваться уравнениями теплового баланса (см. уравнение (1)).

1.2. Методика расчета радиатора

1.2.1. Рассчитаем только один элемент радиатора — трубку с оребренной поверхностью (рис. 2). В результате расчета надо определить необходимое количество трубок, составляющих радиатор, и количество ребер.

Количество элементов n определим по формуле

$$n = \psi N / Q_{тр}, \quad (10)$$

где ψ — доля тепла, отводимая от двигателя радиатором, составляет 0,25...0,27; N — мощность двигателя; $Q_{тр}$ — тепло, отводимое одним элементом, (300...700) Вт.

1.2.2. Расчет коэффициента теплоотдачи от воды к стенке.

Для течения в трубе воды зависимость критерия Nu от числа Re определяется режимом течения. Для ламинарного течения существенную роль играет участок формирования течения в начале трубы. Другими словами, теплообмен будет зависеть от отношения диаметра к длине трубы (высоте трубки):

$$Nu_{ж} = 1,61 (Re \cdot Pr \cdot d_0 / H)^{0,33} \text{ при } (Re \cdot Pr \cdot d_0 / H) > 12, \\ Re < 1 \cdot 10^4; \quad (11)$$

$$Nu_{ж} = 3,66 \text{ при } (Re \cdot Pr \cdot d_0 / H) < 12.$$

В случае турбулентного режима

$$Nu_{ж} = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,33} \text{ при } 10^4 < Re < 5 \cdot 10^6, \quad (12)$$

где $Nu_{ж} = \alpha_{ж} d_0 / \lambda_{ж}$; d_0 — эквивалентный диаметр трубки некруглой формы. Эквивалентный диаметр определяется как

$$d_0 = 4f / \Pi,$$

где f — площадь сечения трубки, Π — смачиваемый периметр.

1.2.3. Расчет коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху.

Со стороны воздуха основным геометрическим размером определяющим теплообмен, является расстояние между ребрами. Этот размер будет получен в результате расчета, поэтому в первом приближении за определяющий размер примем размер ребра вдоль потока. Воспользуемся критериальными зависимостями по теплообмену между плоской пластиной и потоком:

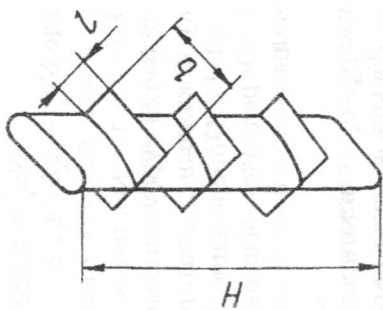


Рис. 2. Элемент оребренной трубки

$$Nu_n = 0,66 Re^{0,5} Pr^{0,33} \text{ при } Re < 5 \cdot 10^4; \quad (13)$$

$$Nu_n = 0,032 Re^{0,8} \text{ при } 10^4 < Re < 5 \cdot 10^6, \quad (14)$$

где $Nu_n = \alpha_n b / \lambda_n$; b — длина ребра.

Здесь следует отдавать предпочтение формуле (14) до $Re \approx 10^4$, так как поток воздуха, набегаящий на радиатор, уже является турбулентным, потому что проходит через облицовку и жалюзи радиатора.

1.2.4. Определение средней температуры теплоносителей.

Определяем массовый расход теплоносителей G . Расход воды

$$G_{ж} = \rho_{ж} v_{ж} f, \quad (15)$$

где $\rho_{ж}$, $v_{ж}$ — плотность и скорость воды.

Расход воздуха определяется по площади живого сечения S (в первом приближении без учета площади ребер):

$$G_n = \rho_n v_n S, \quad (16)$$

где $S = H(a - d_{тр})$; H — длина трубок, m ; a — расстояние между осями трубок, m ; $d_{тр}$ — диаметр трубы.

Схема изменения температур теплоносителей при перекрестном токе представлена на рис. 3. Температура воды и воздуха на входе задается. Среднюю температуру теплоносителей определим из уравнений (1), (9):

$$t_{ср} = t_{вх} + \frac{Q_{тр}}{2Gc_p}. \quad (17)$$

1.2.5. Определение коэффициента эффективности оребрения.

Коэффициент эффективности оребрения показывает отношение температурных напоров от ребра и гладкой поверхности и определяется геометрическими размерами ребра. Из решения стационарной плоской задачи теплообмена между оребренной поверхностью и омываемой средой в предположении постоянства коэффициента теплоотдачи было получено:

$$\eta^1 = \frac{\text{th } x}{x}, \quad (18)$$

где $x = K(2\alpha_n / \lambda_p \delta_p)^{0,5}$; l — эквивалентный по площади размер ребра, δ_p — его толщина.

В радиаторе с круглыми трубками теллота в ребре распространяется не одномерно, а радиально, что можно учесть поправкой ϵ : $\eta = \epsilon \eta^1$, $\epsilon = f(l, t_p - t_n)$, приведенной в справочной литературе [4].

Значения гиперболического тангенса приведены в таблице.

| | | | | | | | | |
|----------------|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| x | 0 | 0,5 | 1 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| η | 1 | 0,8868 | 0,6481 | 0,4252 | 0,2658 | 0,1000 | 0,0366 | |
| $\text{th } x$ | 0 | 0,4621 | 0,7616 | 0,9052 | 0,9640 | 0,9951 | 0,9993 | 0,9999 |

Уточняем площадь ребер по формуле (19), при этом следует из площади трубки вычесть площадь, занятую ребрами, откуда $F_{тр2} = \pi d_{тр} (H - \delta n)$. Расхождение предварительных и уточненных расчетов не должно превышать 5%, в противном случае нужно уточнить размеры и произвести пересчет.

1.2.6. Определение площади оребрения

Из уравнения (1) определяем среднюю температуру стенок.

Из (6) получим формулу для предварительного расчета площади ребра

$$F_p = \frac{1}{\eta} \left(\frac{Q}{\alpha_n (t_{ср} - t_n)} - F_{тр} \right). \quad (19)$$

Из геометрических соотношений определим количество ребер n_p и расстояние между ними h с учетом того, что поверхность теплообмена равна удвоенной площади ребра:

$$n_p = F / [2(ab - \pi d_{тр}^2 / 4)]. \quad (20)$$

Расстояние между ребрами:

$$h = (H - \delta n) / n. \quad (21)$$

1.2.7. Уточненный расчет

Теперь известны приближенные геометрические размеры теплообменной поверхности, и следует уточнить следующие величины:

— коэффициент теплоотдачи от ребра к воздуху и от трубки к воздуху;

— температуру воздуха, так как из-за наличия ребер живое сечение уменьшилось;

— коэффициент эффективности оребрения.

1.2.7.1. Определим коэффициент теплоотдачи от ребра к воздуху. В отличие от приближенных формул (13), (14), теплообмен будет определяться расстоянием между ребрами h :

$$Nu_{\text{в}} = 1,85(Re \cdot Pr \cdot d_{\text{в}}/b)^{0,33} \quad (22)$$

при $(Re \cdot Pr \cdot d_{\text{в}}/b) > 70$, $Re < 1 \cdot 10^4$;

$$Nu_{\text{в}} = 7,5 \text{ при } (Re \cdot Pr \cdot d_{\text{в}}/b) < 70.$$

В случае турбулентного режима

$$Nu_{\text{в}} = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \text{ при } 1 \cdot 10^4 < Re < 5 \cdot 10^6, \quad (23)$$

где $Nu_{\text{в}} = \alpha_{\text{в}} d_{\text{в}}/\lambda_{\text{в}}$; $d_{\text{в}}$ — эквивалентный диаметр плоской щели $2h$.

1.2.7.2. Температуру следует уточнить по (17), с расходом воздуха (19) по уточненному живому сечению

$$S = (H - \delta n)(a - d_{\text{в}}).$$

1.2.7.3. Уточнить коэффициент эффективности оребрения, используя новое значение $\alpha_{\text{в}}$.

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА РАДИАТОРА

Исходные данные:

Мощность двигателя 95 кВт

Температура воды на входе 90 °С

Температура воздуха на входе 25 °С

Скорость обдува ω 25 м/с

Высота радиатора H 300 мм

Ширина B 50 мм

Размер трубки $b \times a$ 25×4

Размещение трубок: двухрядное

Шаг трубок s 15 мм

Ребра стальные

толщина 0,2 мм

теплопроводность 53,6 Вт/(м·К)

2.1. Определение количества элементов n :

$$n = \frac{\psi N}{Q_{\text{тр}}} = \frac{0,26 \cdot 95 \cdot 10^3}{500} = 49,4,$$

принимаем 49 шт.

Уточняем тепловой поток, отводимый одним элементом, $Q_{\text{тр}}$:

$$Q_{\text{тр}} = \frac{\psi N}{n} = \frac{0,26 \cdot 95 \cdot 10^3}{49} = 504 \text{ Вт.}$$

2.2. Расчет коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{ж}}$ от воды к стенке трубки. Теплофизические свойства воды принимаем при температуре входа 90 °С; $\rho = 965 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,326 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda_{\text{в}} = 68 \cdot 10^{-2}$, $c_{\text{в}} = 1,95$.

2.2.1. Определяем эквивалентный диаметр трубки:

а) площадь сечения трубки f

$$f = 21 \cdot 4 + \pi \cdot 4^2 / 4 = 96,56 \text{ мм}^2;$$

б) смачиваемый периметр

$$P = 21 \cdot 4 + \pi \cdot 4 = 54,56 \text{ мм};$$

в) эквивалентный диаметр

$$d_{\text{э}} = 4f/P = 4 \cdot 96,56 / 54,56 = 7,08 \text{ мм.}$$

2.2.2. Вычисляем критерий Рейнольдса для течения воды в трубке, задавшись скоростью $\omega = 0,8 \text{ м/с}$:

$$Re_{\text{ж}} = \omega d_{\text{э}} / \nu = 0,8 \cdot 7,08 \cdot 10^{-3} / 0,326 \cdot 10^{-6} = 1,74 \cdot 10^4.$$

2.2.3. Вычисляем критерий Нуссельта:

$$Nu_{\text{ж}} = 0,021 \cdot (1,74 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 1,95^{0,43} = 69,0.$$

2.2.4. Определяем коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{ж}} = Nu_{\text{ж}} \lambda_{\text{в}} / d_{\text{э}} = 69,0 \cdot 68 \cdot 10^{-2} / 7,08 \cdot 10^{-3} = 6,63 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

2.3. Расчет коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{в}}$ от стенки трубки к воздуху. Теплофизические свойства воздуха принимаем при температуре входа 25 °С; $\rho = 1,185 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 15,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 2,63 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м·К)}$; $Pr = 7,0$.

2.3.1. Вычисляем критерий Рейнольдса для течения воздуха в межтрубном пространстве, за характерный размер принимаем ширину радиатора B :

$$Re_n = \omega_n B / \nu_n = 25 \cdot 50 / 15,5 \cdot 10^{-6} = 8,064 \cdot 10^4.$$

2.3.2. Вычисляем критерий Нуссельта:

$$Nu_n = 0,032 \cdot (8,064 \cdot 10^4)^{0,8} = 269.$$

2.3.3. Определяем коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_n = Nu \lambda / B = 269 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2} / 50 \cdot 10^{-3} = 142 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2.4. Определение средней температуры теплоносителей.

2.4.1. Определяем массовый расход воды G_w :

$$G_w = \rho_w \omega_w f_{\text{тр}} = 965,3 \cdot 0,8 \cdot 96,56 \cdot 10^{-6} = 7,49 \cdot 10^{-2} \text{ кг}/\text{с}.$$

2.4.2. Определяем массовый расход воздуха G_a :

$$G_a = \rho_a \omega_a H(s - a) = 1,185 \cdot 25 \cdot 0,3 \cdot (15 - 4) \cdot 10^{-3} = 9,9 \cdot 10^{-2} \text{ кг}/\text{с}.$$

2.4.3. Определяем среднюю температуру теплоносителей, если теплоемкости воды и воздуха соответственно $c_p = 4208 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $c_p = 1005 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$:

$$t_{\text{ср}}^{\text{ж}} = t_{\text{вх}}^{\text{ж}} - \frac{Q_{\text{тр}}}{2G_w c_{\text{ж}}} = 90 - \frac{504}{2 \cdot 7,49 \cdot 10^{-2} \cdot 4208} = 89,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ср}}^{\text{в}} = t_{\text{вх}}^{\text{в}} - \frac{Q_{\text{тр}}}{2G_a c_a} = 25 - \frac{504}{2 \cdot 9,9 \cdot 10^{-2} \cdot 1005} = 27,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2.5. Определение коэффициента эффективности оребрения.

2.5.1. Вычисляем длину ребра:

$$l = (s - a) / 2 = (15 - 4) / 2 = 5,5 \text{ мм}.$$

2.5.2. Определяем безразмерный параметр x :

$$x = l \left(\frac{2\alpha_n}{\lambda_p \delta_p} \right)^{0,5} = 5,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{2 \cdot 142}{53,6 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,5} = 0,927.$$

2.5.3. Находим коэффициент эффективности оребрения η_p :

$$\eta_p = \text{th } x / x = \text{th } 0,927 / 0,927 = 0,787.$$

2.6. Предварительное определение площади оребрения.

2.6.1. Площадь боковой поверхности трубки $F_{\text{тр}}$:

$$F_{\text{тр}} = \Pi H = 54,56 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 = 16,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

2.6.2. Определяем среднюю температуру стенки трубки:

$$t_{\text{ср}}^{\text{ж}} = t_{\text{ср}}^{\text{ж}} - \frac{Q_{\text{тр}}}{\alpha_n F_{\text{тр}}} = 89,2 - \frac{504}{6,63 \cdot 10^3 \cdot 16,4 \cdot 10^{-3}} = 84,56 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2.6.3. Площадь поверхности оребрения:

$$F_p = \frac{1}{\eta} \left[\frac{Q}{\alpha_n (t_{\text{ср}}^{\text{ж}} - t_{\text{ср}}^{\text{в}})} - F_{\text{тр}} \right] =$$

$$= \frac{1}{0,787} \left[\frac{504}{142 \cdot (84,56 - 27,6)} - 16,4 \cdot 10^{-3} \right] = 0,0584 \text{ м}^2.$$

2.6.4. Количество ребер n :

$$n = F_p / [2(s b - f)] =$$

$$= 0,0584 / [2 \cdot (15 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 10^{-3} - 96,56 \cdot 10^{-6})] = 103.$$

2.6.5. Расстояние между ребрами:

$$h = (H - \delta n) / n = (0,3 - 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 103) / 103 = 2,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

2.7. Уточненный расчет.

2.7.1. Определяем критерий Рейнольдса, за эквивалентный диаметр принимаем $2h$:

$$Re_n = \omega_n 2h / \nu_n = 25 \cdot 2 \cdot 2,7 \cdot 10^{-3} / 15,5 \cdot 10^{-6} = 8,709 \cdot 10^4.$$

2.7.2. Вычисляем критерий Нуссельта:

$$Nu_n = 0,021 \cdot (8,709 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,7^{0,43} = 25,6.$$

2.7.3. Уточняем коэффициент теплоотдачи α_n от оребренной стенки к воздуху:

$$\alpha_n = Nu \lambda / 2h = 25,6 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2} / 2 \cdot 2,7 \cdot 10^{-3} = 125 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2.7.4. Уточняем температуру, для чего определяем живое сечение радиатора S и пересчитываем расход воздуха G_a :

$$S = (H - \delta n)(s - a) = (0,3 - 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 103)(15 \cdot 10^{-3} - 4 \cdot 10^{-3}) =$$

$$= 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

$$G_a = \rho_a \omega_a S = 1,185 \cdot 25 \cdot 3,2 \cdot 10^{-3} = 9,48 \cdot 10^{-2} \text{ кг}/\text{с};$$

$$t_{\text{ср}}^{\text{в}} = t_{\text{вх}}^{\text{в}} - \frac{Q_{\text{тр}}}{2G_a c_a} = 25 - \frac{504}{2 \cdot 9,48 \cdot 10^{-2} \cdot 1005} = 27,62 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2.7.5. Уточняем коэффициент эффективности оребрения:

$$x = l \left(\frac{2\alpha_b}{\lambda_p \delta_p} \right)^{0,5} = 5,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{2 \cdot 125}{53,6 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,5} = 0,839;$$

$$\eta_p = th \, x / x = th \, 0,839 / 0,839 = 0,817.$$

2.7.6. Определяем свободную поверхность трубки между ребрами:

$$F_p = P(H - \delta n) = 54,56 \cdot 10^{-3} \cdot (0,3 - 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 103) = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

2.7.7. Уточняем площадь ребер:

$$F'_p = \frac{1}{\eta} \left(\frac{Q}{\alpha_b (t_{ст} - t_{сп})} - F_p \right) = \\ = \frac{1}{0,817} \left(\frac{504}{125 \cdot (84,56 - 27,62)} - 15 \cdot 10^{-3} \right) = 0,0664 \text{ м}^2.$$

2.7.8. Оцениваем погрешность

$$\Delta = \frac{F'_p - F_p}{F'_p} \cdot 100 = \frac{0,0664 - 0,0584}{0,0664} \cdot 100 = 12 \%$$

и увеличиваем высоту трубки пропорционально недостающим процентам:

$$H = 0,3 \cdot 100 / (100 - 12) = 0,340 \text{ м}.$$

2.7.9. Определяем длину радиатора L , полагая двухрядное расположение трубок:

$$L = \left(\frac{n}{2} + 0,5 \right) S = \left(\frac{49}{2} + 0,5 \right) \cdot 15 = 375 \text{ мм}.$$

2.7.10. Определяем окончательные габариты радиатора, мм:
 $H \times B \times L = 340 \times 50 \times 375$.

Литература

1. СТП СГУПС 01.01.-2000. Курсовой и дипломный проекты. Требования к оформлению. Новосибирск, 2000. 41 с.
2. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1974. С. 132.
3. Мазинг Е.К. Тепловой расчет бескомпрессорного двигателя Дизеля // Изв. теплотехнического института. 1927. № 5 (28).
4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. С. 51.

Содержание

| | |
|--|----|
| Введение | 3 |
| 1. Расчет цикла двигателя внутреннего сгорания | 5 |
| 1. Краткое описание процессов, составляющих цикл карбюраторного двигателя | 5 |
| 2. Состав свежего заряда | 6 |
| 2.1. Состав топлива | 6 |
| 2.2. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива | 6 |
| 2.3. Действительное количество воздуха, подаваемое для сгорания 1 кг топлива | 7 |
| 2.4. Количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива | 7 |
| 3. Расчет процесса сжатия | 8 |
| 3.1. Параметры начальной точки | 8 |
| 3.2. Расчет процесса сжатия свежего заряда | 8 |
| 4. Расчет процесса сгорания | 10 |
| 4.1. Состав продуктов сгорания | 10 |
| 4.2. Молярная масса продуктов сгорания | 10 |
| 4.3. Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания | 10 |
| 4.4. Параметры в конце процесса сгорания | 11 |
| 5. Расчет процесса расширения продуктов сгорания | 12 |
| 5.1. Показатель адиабаты | 12 |
| 5.2. Показатель политропы n_2 | 12 |
| 5.3. Расчет процесса выхлопа газа | 12 |
| 6. Энергетические характеристики цикла | 13 |
| 6.1. Уравнение теплового баланса | 13 |
| 6.2. Термический КПД цикла | 15 |
| 7. Геометрические характеристики двигателя | 15 |
| 7.1. Рабочий объем цилиндра | 15 |
| 7.2. Определение диаметра цилиндра и рабочего хода поршня | 15 |
| 8. Пример расчета | 15 |
| II. Расчет теплообменной поверхности радиатора | 21 |
| 1. Основные расчетные уравнения | 21 |
| 1.1. Уравнения теплообмена через оребренную стенку | 23 |
| 1.2. Методика расчета радиатора | 25 |
| 2. Пример расчета радиатора | 28 |
| Литература | 32 |