

Министерство образования и науки РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

Южно-Уральский государственный университет
(Национальный исследовательский университет)

Институт «Политехнический»

Факультет «Автотракторный»

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ (И.О.Ф.)

_____ 2017 г.

Автомобильный двигатель 4Ч 8,2/8,4 мощностью 90 кВт при частоте вращения коленчатого вала 6000 мин⁻¹ с модернизированной системой охлаждения

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ–130303.2017.095.ПЗ ВКР

Консультант, (должность)

_____ (И.О.Ф.)
_____ 2017 г.

Руководитель проекта, (должность)

Г.В. Ломакин (И.О.Ф.)
_____ 2017 г.

Консультант, (должность)

_____ (И.О.Ф.)
_____ 2017 г.

Автор проекта

студент группы П-407

Н.А. Зуев (И.О.Ф.)
_____ 2017 г.

Консультант, (должность)

_____ (И.О.Ф.)
_____ 2017 г.

Нормоконтролер, (должность)

_____ (И.О.Ф.)
_____ 2017 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1	ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ.....	5
1.1	Выбор исходных данных на тепловой расчет.....	5
1.2	Расчет процесса впуска	10
1.3	Расчет процесса сжатия.....	11
1.4	Расчет процесса сгорания.....	12
1.5	Расчет процесса расширения.....	13
1.6	Определение индикаторных показателей цикла.....	14
1.7	Определение эффективных показателей двигателя.....	14
1.8	Внешняя скоростная характеристика.....	16
1.9	Определение мощностных показателей.....	16
1.10	Определение экономических показателей.....	17
2	ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС	19
3	КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	22
4	ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	23
4.1	Силы, действующие в ДВС.....	25
4.2	Силы давления газов.....	26
4.3	Силы инерции.....	26
4.4	Суммарная сила и ее составляющие.....	26
4.5	Уравновешивание двигателя.....	28
4.6	Расчет необходимой маховой массы.....	29
5	РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ.....	29
5.1	Расчет поршня.....	31
5.2	Расчет поршневого кольца.....	35
5.3	Расчет поршневого пальца.....	38
5.4	Расчет поршневой головки шатуна.....	42
5.5	Расчет кривошипной головки шатуна.....	49
5.6	Расчет стержня шатуна.....	51
5.7	Расчет шатунного болта.....	54
5.8	Расчет коленчатого вала.....	56
5.9	Расчет гильзы цилиндра.....	66
5.10	Расчет шпильки головки блока.....	67
5.11	Расчет механизма газораспределения.....	71
5.12	Расчет пружины клапана.....	77
5.13	Расчет распределительного вала.....	83

6 РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ.....	81
6.1 Расчет системы питания.....	82
6.1.1 Расчет форсунки.....	84
6.2 Расчет системы смазки.....	88
6.2.1 Расчет масляного насоса.....	89
6.2.2 Расчет масляного радиатора.....	91
6.2.3 Расчет шатунного подшипника.....	92
6.3 Расчет системы охлаждения.....	93
6.3.1 Расчет жидкостного насоса.....	94
6.3.2 Расчет поверхности охлаждения жидкостного радиатора.....	97
6.3.3 Расчет вентилятора.....	99
7 СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ И ЕЁ МОДЕРНИЗАЦИЯ.....	90
7.1 Стандартная система охлаждения.....	91
7.2 Модернизация системы охлаждения.....	92
7.2.1 Радиатор.....	94
7.2.2 Расчет радиатора.....	96
7.2.3 Расчет вентиляторов.....	97
8 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ.....	98
8.1 Введение.....	98
8.2 Состояние вопроса.....	99
8.3 Исходные данные.....	101
8.4 Модернизация.....	102
8.5 Заключение.....	106
 ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	 109
 БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	 110
 ПРИЛОЖЕНИЯ.....	 109
Приложение 1: Тепловой расчет на ЭВМ.....	111
Приложение 2: Расчет кривошипно-шатунного механизма на ЭВМ.....	112

1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Тепловой расчёт двигателя внутреннего сгорания выполняется с целью предварительного определения диаметра цилиндра, индикаторных показателей рабочего цикла, хода поршня и эффективных показателей проектируемого двигателя. На базе теплового расчета выполняется динамический расчёт, расчёт деталей на прочность, расчёт внешней скоростной характеристики и прочие расчёты. В данном проекте расчёт ведется на двух режимах, таких как режим максимального крутящего момента, а так же режим номинальной мощности.

1.1 Выбор исходных данных на тепловой расчёт

Кроме основных параметров проектируемого двигателя, указанных в задании, нужно задать ряд других исходных данных, используемых в методическом пособии на тепловой расчёт. При этом целесообразно использовать литературу, приведенную в списке под номерами [1] и [2].

1. Расчёт выполняем для двигателя, работающего в нормальных атмосферных условиях: давление окружающей среды $p_0 = 0,1013$ МПа, температура окружающей среды $T_0 = 293$ К;
2. Учитывая небольшие потери во впускной трассе, давление перед впускными клапанами p_k для двигателя без наддува можно принять равным атмосферному $p_k = p_0 = 0,1013$ МПа;
3. Температуру свежего заряда перед впускными клапанами также можно считать равной температуре окружающей среды $T_k = T_0 = 293$ К;
4. ε – степень сжатия принимаем исходя из прототипа двигателя, $\varepsilon = 10,3$;
5. Коэффициент наполнения η_v в двигателях с электронным впрыском топлива находится в пределах $0,8 \dots 0,96$, принимаем $\eta_v = 0,9$;
6. Для четырёхтактных двигателей с искровым зажиганием давление остаточных газов рассчитывается по формуле:

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_0 \quad (1.1)$$

Меньшие значения p_r характерны для двигателей с непосредственным впрыском и электронным управлением системой питания, тогда:

$$p_r = 1,08 \cdot 0,1013 = 0,1094 \text{ МПа}$$

7. Температура остаточных газов для четырёхтактных бензиновых двигателей при номинальном режиме работы находится в пределах 900 ... 1100 К, принимаем $T_r = 1000 \text{ К}$;
8. Степень нагрева свежего заряда от нагретых деталей двигателя зависит от типа двигателя и скоростного режима. Учитывая достаточно высокую частоту вращения коленчатого вала (6000 мин⁻¹), принимаем $\Delta T = 15$;
9. Массовые доли углерода, водорода и кислорода в бензиновом топливе полагаем равными соответственно: $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$;
10. Коэффициент избытка воздуха α , в двигателях с электронным впрыском топлива для достижения максимальной мощности выбирается в пределах $\alpha = 0,85 \dots 0,9$, а для наилучшей экономичности выбирается $\alpha = 1,08 \dots 1,15$. Расчёт выполняем применительно при условиях близких к номинальному режиму, поэтому принимаем $\alpha = 0,95$;
11. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ , выбираем, учитывая данные прототипа двигателя, тогда $\lambda = 0,33$;
12. Средний показатель политропического сжатия $n_1 = 1,34$;
13. Для элементарного химического состава бензинового топлива берём низшую теплотворную способность $H_u = 44 \text{ МДж/кг}$;
14. m - характер сгорания в бензиновых двигателях находится в пределах $m = 3 \dots 4$, принимаем $m = 3$;
15. φ_z - условная продолжительность сгорания в бензиновых двигателях при обогащённой смеси на номинальном режиме работы находится в пределах $\varphi_z = 45 \dots 55$ град. ПКВ, принимаем $\varphi_z = 50$ град. ПКВ;
16. Средний показатель политропического расширения $n_2 = 1,4$;
17. Коэффициент эффективности сгорания рассчитывается по формуле:

$$\xi = \psi \cdot \delta \quad (1.2)$$

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

где ψ – коэффициент расхода теплоты, учитывающий потери теплоты в стенки, на диссоциацию продуктов сгорания, на перетекание газов, для двигателей с электронным впрыском топлива $\psi = 0,88 \dots 0,92$, принимаем $\psi = 0,9$;

δ – коэффициент выделения теплоты, учитывающий части теплоты сгорания топлива вследствие неполного сгорания при недостатке воздуха, вычисляется по формуле:

$$\delta = 1 - 4,11 \cdot (1 - \alpha) \cdot \frac{L'_0}{Hu} \quad (1.3)$$

L'_0 – теоретически необходимое количество воздуха в килограммах для сгорания одного килограмма топлива, $L'_0 = 14,83$ кг (воздуха)/кг (топлива).

$$\delta = 1 - 4,11 \cdot (1 - 0,95) \cdot \frac{14,83}{44} = 0,930$$

$$\xi = 0,9 \cdot 0,930 = 0,837$$

18. Понижение температуры в охладителе надувочного воздуха $\Delta T_{\text{охл}}$. Так как охладитель надувочного воздуха отсутствует, принимаем $\Delta T_{\text{охл}} = 0$;

19. Показатель политропического сжатия воздуха в компрессоре $n_H = 1$, т.к. компрессор отсутствует;

20. Угол опережения зажигания θ рассчитаем по формуле:

$$\theta = 0,25 \cdot (0,35 + m)^{0,587} \cdot \varphi_z \quad (1.4)$$

$$\theta = 0,25 \cdot (0,35 + 3)^{0,587} \cdot 50 = 25,4 \approx 25 \text{ град. ПКВ}$$

21. Шаг расчёта процесса сгорания $\Delta \varphi = 5$ град. ПКВ;

22. Шаг расчёта процессов сжатия и расширения $\Delta \alpha = 5$ град. ПКВ.



Таблица 1.1 – Исходные данные на тепловой расчет

Исходные данные				
№ п/п	Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
1	Давление окр. среды	p_0	0,1013	МПа
2	Давление перед впускными клапанами	p_k	0,1013	МПа
3	Температура окр. среды	T_0	293	К
4	Степень сжатия	ε	10,3	
5	Коэффициент наполнения	η_v	0,9	
6	Давление остаточных газов	p_r	0,1150	МПа
7	Температура остаточных газов	T_r	1000	К
8	Подогрев свежего заряда	ΔT	15	
9	Массовая доля углерода в топливе	C	0,855	
10	Массовая доля водорода в топливе	H	0,145	
11	Массовая доля кислорода в топливе	O	0	
12	Коэффициент избытка воздуха	α	0,95	
13	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	λ	0,33	
14	Показатель политропического сжатия	n_1	1,34	
15	Низшая теплота сгорания топлива	H_u	44	МДж/кг
16	Показатель характера сгорания	m	3	
17	Продолжительность сгорания	φ_z	50	град. ПКВ
18	Показатель политропического расширения	n_2	1,4	
19	Коэффициент эффективности сгорания	ξ	0,8377	
20	Понижен. темпер. св. зар. в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл.}$	0	
21	Показатель политропического сжатия в компрессоре	n_H	1	
22	Угол опережения зажигания	θ	25	град. ПКВ
23	Шаг расчета процесса сгорания	$\Delta \varphi$	5	град. ПКВ
24	Шаг расчета процесса сжатия и расширения	$\Delta \alpha$	5	град. ПКВ

1.2 Расчёт процесса впуска

Температура перед впускными клапанами будет равна температуре окружающей среды, так как отсутствует компрессор. $T_k = 293$ К.

Давление рабочего тела в конце впуска:

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left((\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot p_k \cdot \frac{T_k + \Delta T}{T_k} + p_r \right) \quad (1.5)$$

$$p_a = \frac{1}{10,3} \cdot \left((10,3 - 1) \cdot 0,9 \cdot 0,1013 \cdot \frac{293 + 15}{293} + 0,115 \right) = 0,098 \text{ МПа}$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma = \frac{p_r \cdot T_k}{(\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot p_k \cdot T_r} \quad (1.6)$$

$$\gamma = \frac{0,115 \cdot 293}{(10,3 - 1) \cdot 0,9 \cdot 0,1013 \cdot 1000} = 0,0397$$

Температура рабочего тела в конце впуска:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma} \quad (1.7)$$

$$T_a = \frac{293 + 15 + 0,0397 \cdot 1000}{1 + 0,0397} = 334 \text{ К}$$

Теоретически необходимое количество килограмм-моль воздуха для полного сгорания одного килограмма топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (1.8)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,463 \frac{\text{кмоль (воздуха)}}{\text{кг (топлива)}}$$

Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания одного килограмма топлива в массовых единицах:

$$L'_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{8 \cdot C}{3} + 8H - O \right) \quad (1.9)$$

$$L'_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{8 \cdot 0,855}{3} + 8 \cdot 0,145 - 0 \right) = 14,83 \frac{\text{кг (воздуха)}}{\text{кг (топлива)}}$$

Удельный объём рабочего тела в конце впуска:

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot L'_0}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_T} \right) \cdot T_a}{p_a \cdot (1 + \alpha \cdot L'_0)} \quad (1.10)$$

где $\mu_B = 28,97$; $\mu_T = 114$.

$$V_a = \frac{0,008314 \cdot \left(\frac{0,95 \cdot 14,83}{28,97} + \frac{1}{114} \right) \cdot 335,4}{0,098 \cdot (1 + 0,95 \cdot 14,827)} = 0,930 \text{ м}^3/\text{кг}$$

1.3 Процесс сжатия.

Текущие значения кинематической функции хода поршня:

$$\sigma = \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \quad (1.11)$$

α – угол поворота коленчатого вала.

Текущий объём процесса сжатия:

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma \right) \quad (1.12)$$

Текущее давление процесса сжатия:

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

Текущая температура процесса сжатия:

$$T = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V} \right)^{n_1 - 1} \quad (1.14)$$

Давление конца сжатия:

$$p_y = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1} \quad (1.15)$$

$$p_y = 0,098 \cdot \left(\frac{0,930}{0,143} \right)^{1,39} = 1,3 \text{ МПа}$$

Температура конца сжатия:

$$T_y = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1 - 1} \quad (1.16)$$

$$T_y = 334 \cdot \left(\frac{0,930}{0,143}\right)^{1,39-1} = 693,2 \text{ К}$$

Удельная работа политропического сжатия:

$$L_{a-y} = \frac{p_a \cdot V_a - p_y \cdot V_y}{n_1 - 1} \quad (1.17)$$

$$L_{a-y} = \frac{0,098 \cdot 0,930 - 1,3 \cdot 0,143}{1,39 - 1} = -0,186 \text{ МДж/кг}$$

1.4 Процесс сгорания.

В ходе данного расчёта определяются величины давлений и температур рабочего тела в процессе сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Расчёт выполняется с учётом опережения зажигания и закономерности выгорания топлива.

Общая удельная использованная теплота сгорания:

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_u}{(1 + \gamma) \cdot (\alpha \cdot L'_0 + 1)} \quad (1.18)$$

$$q_z = \frac{0,837 \cdot 44}{(1 + 0,0397) \cdot (0,95 \cdot 14,83 + 1)} = 2,32 \text{ МДж/кг}$$

Максимальное значение химического коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_{0max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \cdot \frac{1}{\mu_T}}{\alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T}} \quad (1.19)$$

$$\beta_{0max} = 1 + \frac{\frac{0,15}{4} + 0 + 0,21 \cdot (1 - 0,95) \cdot 0,511 - \frac{1}{114}}{0,95 \cdot 0,511 + \frac{1}{114}} = 1,07$$

Действительного значение химического коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_0 = \frac{\beta_{0max} + \gamma}{1 + \gamma} \quad (1.20)$$

$$\beta_0 = \frac{1,07 + 0,0446}{1 + 0,0446} = 1,067$$

Удельная работа газов при сгорания:

$$L_{y-z} = \sum_1^n \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot (V_2 - V_1) \quad (1.21)$$

где n – количество элементарных участков процесса сгорания.

$$L_{y-z} = 0,25 \text{ МДж/кг}$$

1.5 Расчёт процесса расширения

Текущее давление в процессе расширения:

$$p = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V}\right)^{n_2} \quad (1.22)$$

Текущая температура в процессе расширения:

$$T = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V}\right)^{n_2-1} \quad (1.23)$$

Давление в конце расширения:

$$p_b = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{n_2} \quad (1.24)$$

$$p_b = 5,8 \cdot \left(\frac{0,143}{0,95}\right)^{1,3} = 0,409 \text{ МПа}$$

Температура в конце расширения:

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{n_2-1} \quad (1.25)$$

$$T_b = 2710,2 \cdot \left(\frac{0,143}{0,95}\right)^{1,4-1} = 1270,7 \text{ К}$$

Удельная работа в процессе расширения:

$$L_{z-b} = \frac{p_z \cdot V_z - p_b \cdot V_b}{n_2 - 1} \quad (1.26)$$

$$L_{z-b} = \frac{5,8 \cdot 0,143 - 0,409 \cdot 0,93}{1,4 - 1} = 1,123 \text{ МДж/кг}$$

1.6 Определение индикаторных показателей цикла

Удельная работа цикла:

$$L_i = L_{a-y} + L_{y-z} + L_{z-b} \quad (1.27)$$

$$L_i = -0,186 + 0,25 + 1,123 = 1,129 \text{ МДж/кг}$$

Среднее индикаторное давление цикла:

$$p_i = \frac{\varepsilon \cdot L_i}{(\varepsilon - 1) \cdot V_a} \quad (1.28)$$

$$p_i = \frac{10,3 \cdot 1,129}{(10,3 - 1) \cdot 0,93} = 1,345 \text{ МПа}$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{\xi \cdot L_i}{q_z} \quad (1.29)$$

$$\eta_i = \frac{0,837 \cdot 1,129}{2,32} = 0,407$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{6000}{H_u \cdot \eta_i} \quad (1.30)$$

$$g_i = \frac{6000}{44 \cdot 0,407} = 335 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

1.7 Определение эффективных показателей двигателя

Средняя скорость поршня:

$$C_{\Pi} = \frac{S \cdot n}{30} \quad (1.31)$$

$$C_{\Pi} = \frac{0,084 \cdot 6000}{30} = 16,8 \text{ м/с}$$

Среднее давление механических потерь:

$$p_M = a + b \cdot C_{\Pi} \quad (1.32)$$

$a = 0,08$; $b = 0,016$ – эмпирические коэффициенты для бензинового двигателя с 4 цилиндрами;

$$p_M = 0,08 + 0,016 \cdot 16,8 = 0,349 \text{ МПа}$$

Среднее эффективное давление:

$$p_e = p_i - p_m \quad (1.33)$$

$$p_e = 1,237 - 0,349 = 0,888 \text{ МПа}$$

Механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (1.34)$$

$$\eta_m = \frac{0,888}{1,237} = 0,72$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (1.35)$$

$$\eta_e = 0,407 \cdot 0,72 = 0,292$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{6000}{H_u \cdot \eta_e} \quad (1.36)$$

$$g_e = \frac{6000}{44 \cdot 0,292} = 466 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

Рабочий объем цилиндра:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (1.37)$$

$$V_h = \frac{\pi \cdot 0,863^2}{4} \cdot 0,84 = 0,451 \text{ л}$$

Литраж двигателя:

$$V_l = V_h \cdot i \quad (1.38)$$

$$V_l = 0,451 \cdot 4 = 1,81 \text{ л}$$

Эффективная мощность двигателя:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_l \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1.39)$$

$$N_e = \frac{0,888 \cdot 1,81 \cdot 6000}{30 \cdot 4} = 91 \text{ кВт}$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = \frac{N_e \cdot g_e}{1000} \quad (1.40)$$

$$G_T = \frac{91 \cdot 466}{1000} = 43,75 \text{ кг/ч}$$

1.8 Внешняя скоростная характеристика (ВСХ)

Чтобы оценить динамические качества и экономичность проектируемого автомобиля нужно знать внешнюю скоростную характеристику двигателя.

Данную характеристику можно получить расчётным путем, пользуясь результатами теплового расчёта двигателя.

ВСХ определяется в интервале от минимальной частоты вращения коленчатого вала n_{min} до номинальной частоты вращения коленчатого вала n_H . Шаг расчёта выбирается таким образом, чтобы получить 16 расчетных режимов согласно характеристике. Минимальная частота вращения коленчатого вала $n_{min} = 790 \text{ мин}^{-1}$, шаг 435 мин^{-1} .

1.9 Определение мощностных показателей

Изменение среднего эффективного давления:

$$p_e = p_{e \max} - a_p \cdot (n - n_M)^2 \quad (1.41)$$

где n_M – частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, исходя из двигателя – прототипа, $n_M = 3750 \text{ мин}^{-1}$.

k_M – коэффициент приспособляемости, определяется по формуле:

$$k_M = \frac{M_{\max}}{M_{Ne}} \quad (1.42)$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент, $M_{\max} = 170 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

M_{Ne} – крутящий момент при номинальной мощности, определяется по формуле:

$$M_{Ne} = 9550 \cdot \frac{N_{eH}}{n_H} \quad (1.43)$$

$$M_{Ne} = 9550 \cdot \frac{91}{6000} = 145 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$k_M = \frac{170}{145} = 1,17$$

где a_p – эмпирический коэффициент, определяется по формуле:

$$a_p = p_{ен} \cdot \frac{k_M - 1}{(n_H - n_M)^2} \quad (1.44)$$

$$a_p = 1,01 \cdot \frac{1,17 - 1}{(6000 - 3750)^2} = 1,087 \cdot 10^{-8}$$

$p_{e\ max}$ – максимальное эффективное давление, рассчитываемое по формуле:

$$p_{e\ max} = k_M \cdot p_{ен} \quad (1.45)$$

$$p_{e\ max} = 1,17 \cdot 1,01 = 3,391 \text{ МПа}$$

Индикаторное давление:

$$p_i = p_e + p_M \quad (1.46)$$

где p_M – среднее давление механических потерь, определяющееся по формуле (1.32);

$C_{п}$ – средняя скорость поршня, определяется по формуле (1.31).

Механический КПД:

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} \quad (1.47)$$

Эффективная мощность:

$$Ne = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1.48)$$

где $V_h = 0,451$ л – рабочий объём цилиндра; $i = 4$ – количество цилиндров;
 $\tau = 4$ – тактность двигателя.

Крутящий момент двигателя вычисляем по формуле:

$$M = 9550 \cdot \frac{Ne}{n} \quad (1.49)$$

1.10 Определение экономических показателей.

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = g_{ен} \cdot \left(1,2 - 1,2 \cdot \frac{n}{n_H} + \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right) \quad (1.50)$$

Удельная литровая мощность:

$$Ne_{л} = \frac{Ne}{i \cdot V_h} \quad (1.51)$$

$$Ne_{л} = \frac{91}{4 \cdot 0,451} = 50,44 \text{ кВт/л}$$

Расход топлива за 1 час:

$$G_T = g_e \cdot N_e \quad (1.52)$$

Расход топлива за цикл:

$$G_{ц} = \frac{G_T \cdot \tau}{120 \cdot n} \quad (1.53)$$

Результаты расчёта показателей внешней скоростной характеристики представлены в таблице 1.2. По результатам расчёта построены графики мощности Ne , крутящего момента M , расхода топлива за 1 час G_T , удельного эффективного расхода топлива g_e в зависимости от частоты вращения коленчатого вала n .

Таблица 1.2 – Внешняя скоростная характеристика

n , мин ⁻¹	p_e , МПа	p_m , МПа	p_i , МПа	Ne , кВт	M , Н·м	η_m	g_e , г/кВт·ч	G_T , кг/ч
790	0,222	0,395	0,617	2,258	27,300	0,359	318,6	0,7
1225	0,465	0,569	1,033	7,342	57,236	0,450	299,3	2,2
1660	0,673	0,742	1,415	14,411	82,905	0,476	283,4	4,1
2095	0,847	0,916	1,762	22,882	104,309	0,480	270,9	6,2
2520	0,983	1,085	2,068	31,955	121,101	0,475	262,0	8,4
2955	1,088	1,259	2,347	41,485	134,070	0,464	256,2	10,6
3390	1,159	1,432	2,591	50,681	142,774	0,447	253,8	12,9
3825	1,195	1,606	2,801	58,962	147,211	0,427	254,7	15,0
4260	1,196	1,779	2,976	65,744	147,383	0,402	259,1	17,0
4695	1,163	1,953	3,116	70,444	143,289	0,373	266,9	18,8
5130	1,095	2,127	3,222	72,480	134,928	0,340	278,1	20,2
5565	0,993	2,300	3,293	71,268	122,302	0,301	292,7	20,9
6000	0,856	2,474	3,329	66,226	105,409	0,257	310,7	20,6

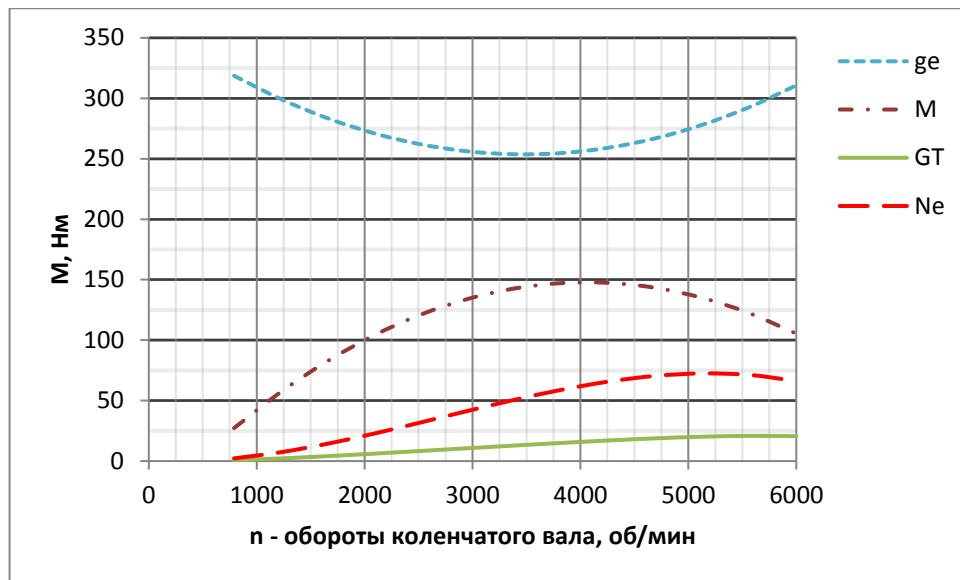


Рисунок 1 – Диаграмма внешней скоростной характеристики

2 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

С помощью теплового баланса можно определить тепло, которое переходит в полезную эффективную работу, т.е. определить степень достигнутого совершенства теплоиспользования и установить пути уменьшения имевшихся потерь. Учитывая отдельные составляющие теплового баланса можно судить о теплонапряженности деталей двигателя, так же можно рассчитать схему охлаждения, установить возможность использования теплоты отработавших газов.

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_0 = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6} \quad (2.1)$$

$$Q_0 = \frac{44 \cdot 20,6}{3,6} = 281,117 \text{ кДж/с}$$

Теплота эквивалентная эффективной работе за 1 с:

$$Q_e = 1000 \cdot Ne \quad (2.2)$$

$$Q_e = 1000 \cdot 91 = 91 \text{ кДж/с}$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B = \frac{C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u)}{\alpha H_u} \quad (2.3)$$

где $C = 0,5$ – коэффициент пропорциональности;

i – число цилиндров;

D – диаметр цилиндра (см);

$m = 0,66$ – показатель степени для четырёхтактного двигателя с электронным впрыском топлива при частоте вращения коленчатого вала $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$;

α – коэффициент избытка воздуха.

$$Q_B = \frac{0,5 \cdot 4 \cdot 8,2^{1+2 \cdot 0,66} \cdot 6000^{0,66} \cdot (44000 - 0)}{0,95 \cdot 44000} = 80,159 \text{ кДж/с}$$

Теплота, унесённая с отработавшими газами:

$$Q_T = \left(\frac{G_T}{3,6} \right) \cdot \left((M_2 \cdot (mC_v'')_{t_0}^{tr} + 8,315) \cdot t_r - (M_1 \cdot (mC_v)_{t_0}^{20} + 8,315) \cdot t_0 \right) \quad (2.4)$$

где $(mC_v'')_{t_0}^{t_r} = 24,702$ кДж/(кмоль · град.) – теплоёмкость отработавших газов (определена методом линейной интерполяции)

$(mC_v)_{t_0}^{20} = 20,775$ кДж/(кмоль · град.) – теплоёмкость свежего заряда (определена методом линейной интерполяции);

M_1 – количество свежего заряда, вычисляется по формуле:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} \quad (2.5)$$

где m_T – молекулярная масса паров топлива, для бензина $m_T = 110 \dots 120$, зададимся $m_T = 115$.

$$M_1 = 0,95 \cdot 0,516 + \frac{1}{115} = 0,525 \frac{\text{кмоль св. заряда}}{\text{кг топлива}}$$

M_2 – количество продуктов сгорания (при $K = 0,5$), вычисляется по формуле:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \quad (2.6)$$

$$M_{CO_2} = \frac{0,855}{12} = 0,0712 \frac{\text{кмоль } CO_2}{\text{кг топлива}} \quad (2.7)$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \quad (2.8)$$

$$M_{CO} = 0 \frac{\text{кмоль } CO}{\text{кг топлива}}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,145}{2} = 0,0725 \frac{\text{кмоль } H_2O}{\text{кг топлива}} \quad (2.9)$$

$$M_{H_2} = 0 \frac{\text{кмоль } H_2}{\text{кг топлива}} \quad (2.10)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot 1 \cdot 0,516 = 0,366 \frac{\text{кмоль } N_2}{\text{кг топлива}} \quad (2.11)$$

$$M_2 = 0,0712 + 0 + 0,0725 + 0 + 0,366 = 0,5097 \frac{\text{кмоль прод. сгор.}}{\text{кг топлива}}$$

t_r – температура остаточных газов (°C), $t_r = 1000$ °C;

t_0 – температура окружающей среды (°C), $t_0 = 20$ °C.

$$Q_r = \left(\frac{20,6}{3,6} \right)$$

$$\cdot ((0,5097 \cdot [25,323 + 8,315]) \cdot 1000 - (0,525 \cdot [20,755 + 8,315]) \cdot 20)$$

$$= 96,362 \text{ кДж/с}$$

Неучтённые потери теплоты:

$$Q_{\text{ост}} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r) \quad (2.12)$$

$$Q_{\text{ост}} = 281,117 - (91 + 82,159 + 96,362) = 11,596 \text{ кДж/с}$$

Таблица 2.1 – Составляющие теплового баланса

Составляющие теплового баланса	Q , кДж/с	q , %
Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом, Q_0	281,117	100
Теплота эквивалентная эффективной работе, Q_e	91	32,37
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, Q_B	82,159	29,23
Теплота, унесённая с отработавшими газами, Q_r	96,362	34,28
Неучтённые потери теплоты, $Q_{\text{ост}}$	11,596	4,123

3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Расчёт кинематики кривошипно-шатунного механизма (КШМ) сводится к определению пути, скорости и ускорения поршня. При этом принимается, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью – ω . Это допущение позволяет рассматривать все кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота коленчатого вала – α .

Перемещение поршня:

$$S_x = R \cdot \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \quad (3.1)$$

где φ – угол поворота коленчатого вала;

$R = 0,042$ м – радиус кривошипа;

$\lambda = 0,330$ – параметр, характеризующий отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Например, посчитаем перемещение поршня для угла $\varphi = 200$ град. ПКВ:

$$S_x = 0,042 \cdot \left[(1 + 0,939) + \frac{0,330}{4} (1 - 0,766) \right] = 0,0822 \text{ м}$$

Скорость поршня:

$$V_{\text{п}} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right) \quad (3.2)$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.3)$$

где $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$ – заданная частота вращения коленчатого вала.

$$\omega = \frac{\pi \cdot 6000}{30} = 628,32 \text{ рад/с}$$

Например, посчитаем скорость поршня для угла $\varphi = 200$ град. ПКВ:

$$V_{\text{п}} = 0,042 \cdot 628,32 \cdot \left(\sin 200 + \frac{0,33}{2} \cdot \sin 2 \cdot 200 \right) = -6,228 \text{ м/с}$$

Средняя скорость поршня определяется по следующей зависимости:

										Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР					

$$V_{cp} = \frac{S \cdot n}{30} \quad (3.4)$$

$$V_{cp} = \frac{0,084 \cdot 6000}{30} = 16,8 \text{ м/с}$$

Ускорение поршня:

$$j = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \quad (3.5)$$

Например, посчитаем ускорение поршня для угла $\varphi = 200$ град. ПКВ:

$$j = 0,042 \cdot 628,32^2 \cdot (\cos 200 + 0,33 \cdot \cos 2 \cdot 200) = 11387,8 \text{ м/с}^2$$

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

4 ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ

Динамический расчёт кривошипно-шатунного механизма (КШМ) заключается в том, чтобы определить суммарные силы и моменты, возникающие от давления газов и сил инерции при работе двигателя. Учитывая данные суммарные величины, в последствие ведётся расчёт на прочность и износ деталей двигателя, а также определяется неравномерность крутящего момента и степени неравномерности хода двигателя.

4.1 Силы, которые действуют в ДВС

На детали КШМ действуют следующие основные силы:

1. Силы внутреннего (вредного) сопротивления;
2. Силы внешнего (полезного) сопротивления;
3. Силы давления газов;
4. Силы тяжести (наличием сил тяжести в динамических расчётах автотракторных ДВС обычно пренебрегают);
5. Силы инерции.

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

4.2 Силы давления газов.

Силы давления газов, которые действуют на поверхность поршня, для упрощения динамического расчёта заменяют направленной по оси цилиндра силой, которая приложена к оси поршневого пальца. Сила давления газов определяется согласно результатам теплового расчёта.

$$P_{\Gamma} = (p - p_0) \cdot F_{\Pi} \quad (4.1)$$

где p – это давление газов в цилиндре двигателя при определенном повороте коленчатого вала;

p_0 – давление в картере, которое принимают равным давлению окружающей среды;

F_{Π} – площадь поршня.

За начало отсчёта угла α принимаем положение поршня в верхней мёртвой точке.

Например, для $\varphi = 200$ град. ПКВ получаем:

$$P_{\Gamma} = (p - p_0) \cdot F_{\Pi} \cdot 10^3 = (0,1 - 0,1013) \cdot 0,129 = 1677 \text{ МПа}$$

4.3 Силы инерции.

Приведённые силы инерции возвратно-поступательных движущихся масс:

$$P_j = -m_i \cdot j \quad (4.2)$$

где j – ускорение движения поршня;

m_1 – масса поступательно движущихся частей, $m_1 = 0,517$ кг.

Например, для $\varphi = 200$ град. ПКВ получаем:

$$P_j = -0,517 \cdot (-11389,7) = 5,888 \text{ кН}$$

Сила инерции противоположна по направлению ускорению движения и знак её действия положителен относительно определённой детали в случае, если данная сила работает на сжатие этой детали.

4.4 Суммарная сила и её составляющие.

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Листм
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Суммарную силу, действующую в КШМ, определяют сложением сил давления газов и сил возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_{\Sigma} = P_r + P_j \quad (4.3)$$

Например, для $\varphi = 200$ град. ПКВ получается таким:

$$P_{\Sigma} = -0,1677 + 5,888 = 5,72 \text{ МПа}$$

Силу N , которая действует перпендикулярно оси цилиндра, называют нормальной силой, воспринимаемой стенками цилиндра:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (4.4)$$

Например, для $\varphi = 200$ град. ПКВ получается:

$$N = 5,72 \cdot (-0,1129) = -0,6458 \text{ кН}$$

Нормальную силу N считают положительной, если момент, создаваемый ею, относительно оси коленчатого вала направлен противоположно вращению вала двигателя.

Сила $P_{ш}$, которая действует вдоль шатуна, оказывает воздействие на него и далее передаётся кривошипу. Данная сила считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если растягивает:

$$P_{ш} = P_{\Sigma} \cdot \left(\frac{1}{\cos \beta} \right) \quad (4.5)$$

Например, для $\varphi = 200$ град. ПКВ получается:

$$P_{ш} = 5,72 \cdot 1,006 = 5,75 \text{ кН}$$

От действия силы $P_{ш}$ на шатунную шейку возникают две составляющие силы:

Сила Z , которая направлена по радиусу кривошипа:

$$Z = P_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (4.6)$$

Сила Z считается положительной, если она сжимает щёки колена.

Например, для $\varphi = 200$ град. ПКВ получается:

$$Z = 5,72 \cdot (-0,974) = -5,571 \text{ кН}$$

Тангенциальная сила, имеющая направление по касательной к окружности радиуса кривошипа:

$$T = P_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \quad (4.7)$$

Сила T имеет положительное значение, если направление момента, создаваемого ею, совпадает с направлением вращения коленвала.

Например, для $\varphi = 200$ град. ПКВ получается:

$$T = 5,72 \cdot (-0,2359) = -1,35 \text{ кН}$$

4.5 Уравновешивание двигателя.

Двигатель называют полностью уравновешенным при условии того, что установившиеся режимы работы силы и моментов, действующих на его опоры, постоянны по величине и по направлению.

Рассмотрим уравновешивание заданного двигателя.

Четырёхцилиндровый рядный двигатель с кривошипами, которые расположены под углом в 180° . Порядок работы цилиндров: 1-2-4-3. Промежутки между вспышками в цилиндрах равны 180° . Коленчатый вал имеет кривошипы, которые расположены под углом 180° .

В двигателе рассматриваемого типа силы инерции первого порядка взаимно уравновешиваются:

$$\Sigma P_{jI} = 2 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi + 2 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi \cdot (180^\circ + \varphi) = 0$$

где m_j – масса поступательно движущихся частей;

R – радиус кривошипа;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала.

Центробежные силы вращающихся масс также взаимно уравновешиваются:

$$\Sigma K_R = 2 \cdot m_k \cdot R \cdot \omega^2 - 2 \cdot m_k \cdot R \cdot \omega^2 = 0$$

где m_k – масса кривошипа, сосредоточенная на оси кривошипа.

Силы инерции второго порядка при любом положении коленчатого вала равны между собой и имеют одинаковое направление.

Равнодействующая этих сил:

$$\Sigma P_{jII} = 4 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$$

Эта сила может быть уравновешена только методом дополнительных валов с противовесами.

Моменты от сил инерции первого и второго порядков, а также от центробежных сил инерции, равны нулю: $\Sigma M_{jI} = 0$; $\Sigma M_{jII} = 0$; $\Sigma M_R = 0$

4.6 Расчёт необходимой массы маховика.

Обеспечение равномерности хода двигателя – основное назначение маховика.

Расчёт маховика осуществляется через определение момента инерции маховика, махового момента и основных размеров маховика.

Момент инерции движущихся масс двигателя, приведённых к оси коленчатого вала, рассчитывается:

$$J_0 = \frac{L_{\text{изб}}}{\delta \cdot \omega_{\text{ср}}^2} \quad (4.8)$$

где $L_{\text{изб}} = 602,31$ Дж – работа избыточного крутящего момента;

δ – коэффициент неравномерности вращения, для автомобильных двигателей

$\delta = 0,01 \dots 0,02$. Примем значение $\delta = 0,015$;

$\omega_{\text{ср}}$ – средняя угловая скорость вращения коленчатого вала;

$$J_0 = \frac{602,31}{0,015 \cdot 628,32^2} = 0,102 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Масса маховика рассчитывается по формуле:

$$m_M = \frac{4 \cdot J_M}{D_{\text{ср}}^2} \quad (4.9)$$

где J_M – момент инерции маховика со сцеплением автомобильного двигателя, который составляет 80-90% от момента инерции J_0 двигателя:

$$J_M = (0,8 \dots 0,9) \cdot J_0 \quad (4.10)$$

$$J_M = 0,7 \cdot 0,102 = 0,0714 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр маховика, который определяется по формуле:

$$D_{\text{ср}} = (2 \dots 3) \cdot S \quad (4.11)$$

где $S = 0,084$ м – ход поршня.

$$D_{\text{ср}} = 2,5 \cdot 0,084 = 0,21 \text{ м}$$

$$m_m = \frac{4 \cdot 0,0714}{0,21^2} = 6,48 \text{ кг}$$

5 РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

Расчёт основных деталей двигателя для определения напряжений и деформаций, возникающих при работе двигателя, осуществляется по формулам сопротивления материалов и деталей машин.

Несоответствие расчётных и фактических данных объясняется следующими основными причинами:

1. Невозможность точного определения влияния состояния поверхности, качества обработки (механической и термической), размеров детали и т.д. на величину возникающих напряжений;
2. Влияние не поддающихся точному расчёту упругих колебаний; использование приближённых расчётных схем действия сил и места их приложения;
3. Трудность определения условий работы многих деталей двигателя и их термических напряжений;
4. Наличие трудно учитываемых знакопеременных нагрузок и невозможность определения их действительных значений;
5. Использование приближённых расчётных схем действия сил и места их приложения;
6. Отсутствие действительной картины распределения напряжений в материале рассчитываемой детали.

Таким образом, методы расчёта, применяемые в данной дипломной работе, позволяют получить напряжения и деформации, которые являются лишь условными величинами и характеризуют только сравнительную напряжённость рассчитываемой детали.

					П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Силы давления газов в цилиндре и силы инерции поступательно и вращательно движущихся масс, а также усилия от упругих колебаний и тепловых нагрузок, являются основными нагрузками, действующими на детали двигателя. Данные нагрузки - источники различных упругих колебаний, которые предоставляют опасность при явлениях резонанса.

Воздействия температуры нагрузок, возникающие в результате выделения теплоты при сгорании рабочей смеси и трения, понижают механическую прочность материалов и вызывают дополнительные напряжения в сопряженных деталях при их различном нагревании и различном линейном (или объемном) расширении.

5.1 Расчёт поршня

Поршневая группа двигателя включает в себя поршень, поршневые кольца, поршневой палец, детали для удержания пальца от осевого смещения, крепёжные детали.

Поршень, который относится к числу наиболее ответственных и напряжённых деталей двигателя, выполняет следующие функции:

1. передает силу давления газов на коленчатый вал через шатун и стенку цилиндра;
2. обеспечивает требуемую форму камеры сгорания и герметичность внутрицилиндрового пространства;

На поршень действуют механические нагрузки, такие как давления газов и сил инерции, помимо этого, также действуют и высокие тепловые нагрузки, и период непосредственного соприкосновения его с горячими газами при сгорании топлива и расширении продуктов сгорания. Кроме того поршень нагревается от трения о стенки цилиндра. При перегреве поршня, понижаются механические свойства его материала, и возрастает термическое напряжение в нём. Также, ухудшается наполнение цилиндра свежим зарядом, что ведёт к уменьшению эффективной мощности двигателя, в связи с этим возможно заклинивание поршня в цилиндре, ухудшается работа кольцевого уплотнения, кроме этого появляются

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

преждевременные вспышки или детонационное сгорание топлива. Поршни ДВС помимо достаточной прочности и жесткости должны иметь наименьшую массу для уменьшения сил инерции и обладать максимально-возможной теплопроводностью и износостойкостью.

Проверочный расчёт элементов поршня осуществляется без учёта переменных нагрузок, величина которых учитывается при установлении соответствующих допускаемых напряжений.

На основе проведённых расчётов (теплового и динамического) диаметр цилиндра $D = 82$ мм, ход поршня $S = 84$ мм, максимальное давление сгорания $p_{зд} = 7,134$ МПа при $\varphi = 370$ град. ПКВ, частота вращения коленчатого вала $n_N = 6000$ мин⁻¹, площадь поршня $F_{п} = 12,9$ см², наибольшая нормальная сила $N_{max} = 2,4243$ кН при $\varphi = 470$ град. ПКВ, масса поршневого комплекта $m_1 = 0,4898$ кг, частота вращения $n_{х.х.маx} = 6000$ мин⁻¹, $\lambda = 0,33$.

С учётом соотношений, которые приведены в таблице 12.1 [2], принимаем: высоту поршня $H = 82$ мм; высота юбки поршня $h_{ю} = 49,2$ мм; радиальная толщина кольца $t = 3,28$ мм; радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t = 0,7$ мм; толщина стенки головки поршня $s = 45$ мм; число и диаметр масляных каналов в поршне $n_m = 10$ и $d_m = 0,8$ мм. Материал поршня – алюминиевый сплав, $\alpha_{п} = 25 \cdot 10^{-6}$ 1/К; материал гильзы цилиндра – чугун, $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

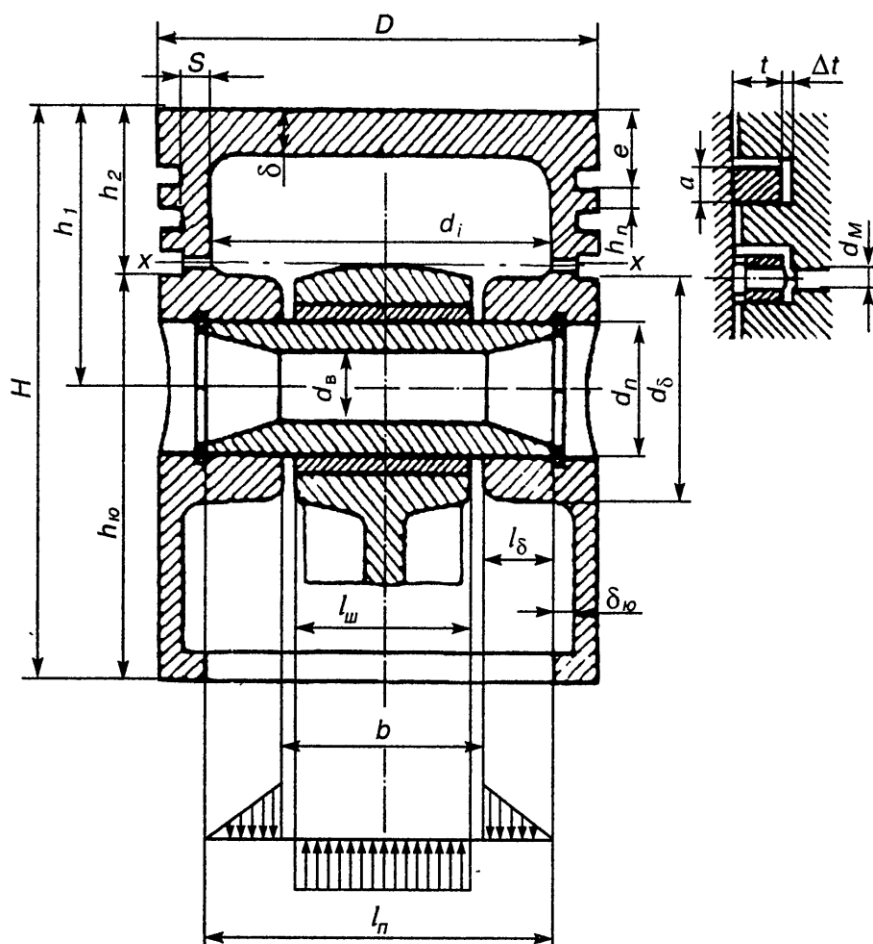


Рисунок 2 – Расчетная схема поршня

Напряжение сжатия в сечении x-x:

- площадь сечения x-x:

$$F_{x-x} = \frac{\pi \cdot (d_k^2 - d_i^2)}{4} - n_m \cdot F' \quad (5.1)$$

где d_k – диаметр поршня по дну канавок, который рассчитывается по формуле:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) \quad (5.2)$$

$$d_k = 82 - 2 \cdot (3,28 + 0,7) = 74 \text{ мм}$$

d_i – внутренний диаметр поршня, который рассчитывается по формуле:

$$d_i = D - 2 \cdot (s + t + \Delta t) \quad (5.3)$$

$$d_i = 82 - 2 \cdot (45 + 3,28 + 0,7) = 86,6 \text{ мм}$$

F' – площадь продольного диаметрального сечения масляного канала, которая рассчитывается по формуле:

$$F' = \frac{d_m \cdot (d_k - d_i)}{2}$$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Лист

$$F' = \frac{0,8 \cdot (94,6 - 86,6)}{2} = 3,2 \text{ мм}^2 \quad (5.4)$$

$$F_{x-x} = \frac{\pi \cdot (94,6^2 - 86,6^2)}{4} - 8 \cdot 5,6 = 1093,71 \text{ мм}^2$$

- максимально сжимающая сила:

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{\Pi} \quad (5.5)$$

$$P_{z \max} = 6,815 \cdot 0,00785 = 0,0516 \text{ МН}$$

- напряжение сжатия:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{z \max}}{F_{x-x}} \quad (5.6)$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{0,0516}{0,001093} = 47,21 \text{ МПа}$$

Напряжение отрыва в сечении x-x:

- максимальная угловая скорость холостого хода:

$$\omega_{\text{x.x.max}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{x.x.max}}}{30} \quad (5.7)$$

$$\omega_{\text{x.x.max}} = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418,88 \text{ рад/с}$$

- масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения x-x:

$$m_{x-x} = 0,5 \cdot m_{\Pi} \quad (5.8)$$

$$m_{x-x} = 0,5 \cdot 0,575 = 0,285 \text{ кг}$$

- максимально разрывающая сила:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{\text{x.x.max}}^2 \cdot (1 + \lambda) \quad (5.9)$$

$$P_j = 0,285 \cdot 0,043 \cdot 628,31^2 \cdot (1 + 0,282) = 0,00615 \text{ МН}$$

- напряжение разрыва:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{P_j}{F_{x-x}} \quad (5.10)$$

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{0,00615}{0,00161} = 3,8 \text{ МПа}$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке:

- среза:

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot p_{z \max} \cdot D}{h_{\Pi}} \quad (5.11)$$

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot 6,815 \cdot 0,1}{0,004} = 5,35 \text{ МПа}$$

- изгиба:

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 \cdot p_{z \max} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}}\right)^2 \quad (5.12)$$

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 \cdot 6,815 \cdot \left(\frac{100}{4}\right)^2 = 19,16 \text{ МПа}$$

- сложное:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4\tau^2} \quad (5.13)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{19,16^2 + 4 \cdot 5,35^2} = 21,94 \text{ МПа}$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{\text{ю}} \cdot D} \quad (5.14)$$

$$q_1 = \frac{0,002689}{0,065 \cdot 0,1} = 0,413 \text{ МПа}$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H \cdot D} \quad (5.15)$$

$$q_2 = \frac{0,002689}{0,085 \cdot 0,1} = 0,316 \text{ МПа}$$

Диаметры головки и юбки поршня с учётом монтажных зазоров:

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} \quad (5.16)$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}} \quad (5.17)$$

где $\Delta_{\Gamma} = 0,007 \cdot 100 = 0,7$ мм; $\Delta_{\text{ю}} = 0,0015 \cdot 100 = 0,15$ мм

$$D_{\Gamma} = 100 - 0,7 = 99,3 \text{ мм}$$

$$D_{\text{ю}} = 100 - 0,15 = 99,85 \text{ мм}$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] \quad (5.18)$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)] \quad (5.19)$$

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

где $T_{ц} = 385 \text{ К}$, $T_{г} = 600 \text{ К}$, $T_{ю} = 405 \text{ К}$ – приняты с учётом жидкостного охлаждения двигателя.

$$\Delta'_г = 0,039 \text{ мм}$$

$$\Delta'_{ю} = 0,0063 \text{ мм}$$

5.2 Расчёт поршневого кольца.

Расчёт колец заключается в следующем:

1. определение напряжений изгиба, возникающих в сечении, противоположном замку, при надевании кольца на поршень и в рабочем состоянии; в установлении монтажных зазоров в прямом замке кольца;

2. определение напряжений изгиба, возникающих в сечении, противоположном замку, при надевании кольца на поршень и в рабочем состоянии;

3. определение среднего давления кольца на стенку цилиндра, которое должно обеспечивать достаточную герметичность камеры сгорания от картерного пространства и не должно резко увеличивать потери мощности двигателя на трение колец о зеркало цилиндра;

4. построение эпюры давления кольца по окружности

Материал кольца – серый легированный чугун, $E = 1,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Среднее давление кольца на стенку цилиндра рассчитывается по формуле:

$$p_{\text{ср}} = 0,152 \cdot \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} \quad (5.20)$$

где A_0 – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях, $A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 2 = 6 \text{ мм}$.

$$p_{\text{ср}} = 0,152 \cdot \frac{\frac{6}{2}}{\left(\frac{100}{2} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{100}{2}\right)} = 0,077 \text{ МПа}$$

Давление кольца на зеркало цилиндра в различных точках окружности определяется по формуле:

					<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>

$$p = p_{\text{ср}} \cdot \mu_{\text{к}} \quad (5.21)$$

где $\mu_{\text{к}}$ – переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра. Для бензинового двигателя принимаем грушевидную форму эпюры давления кольца.

Таблица 5.1

ψ , град	0	30	60	90	120	150	180
$\mu_{\text{к}}$	1,05	1,05	1	0,9	0,82	0,94	1,2
p , МПа	0,0809	0,0809	0,077	0,0693	0,0631	0,0724	0,0924

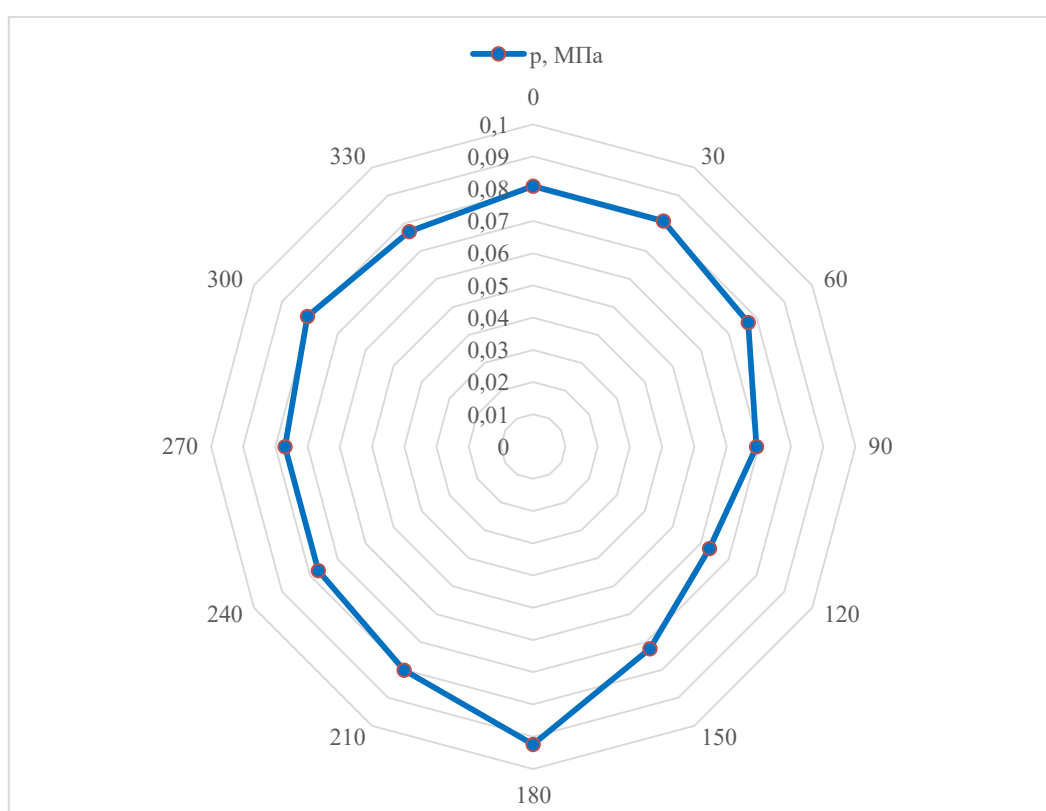


Рисунок 3 – Эпюра давлений кольца на зеркало цилиндра

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии:

$$\sigma_{\text{из1}} = 2,61 \cdot p_{\text{ср}} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2 \quad (5.22)$$

$$\sigma_{\text{из1}} = 2,61 \cdot 0,077 \cdot \left(\frac{100}{2} - 1\right)^2 = 482,53 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{4 \cdot E \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot A_0}{t}\right)}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} \quad (5.23)$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \left(1 - \frac{0,114 \cdot 6}{2}\right)}{1,52 \cdot \left(\frac{100}{2} - 1,4\right) \cdot \left(\frac{100}{2}\right)} = 885,10 \text{ МПа}$$

Монтажный зазор в замке поршневого кольца:

$$\Delta_K = \Delta'_K + \pi \cdot D \cdot [\alpha_K \cdot (T_K - T_0) - \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] \quad (5.24)$$

где Δ'_K – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя ($\Delta'_K = 0,06 \dots 0,1$ мм), принимаем $\Delta'_K = 0,08$ мм;

α_K и $\alpha_{\text{ц}}$ – коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра, $\alpha_K = \alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$;

T_K , $T_{\text{ц}}$, T_0 – соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура. $T_K = 498 \text{ К}$, $T_{\text{ц}} = 385 \text{ К}$ – приняты с учетом жидкостного охлаждения двигателя.

$$\Delta_K = 0,08 + 100\pi \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (498 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (385 - 293)] = 0,47 \text{ мм}$$

5.3 Расчёт поршневого пальца

С учётом соотношений, приведённых в таблице 12.1 [2], принимаем: наружный диаметр пальца $d_{\text{п}} = 27$ мм; внутренний диаметр пальца $d_{\text{в}} = 18,9$ мм; длина пальца $l_{\text{п}} = 76,5$ мм; длина втулки шатуна $l_{\text{ш}} = 36$ мм; расстояние между торцами бобышек $b = 37$ мм.

Материал поршневого пальца – сталь 15Х, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Палец «плавающего» типа.

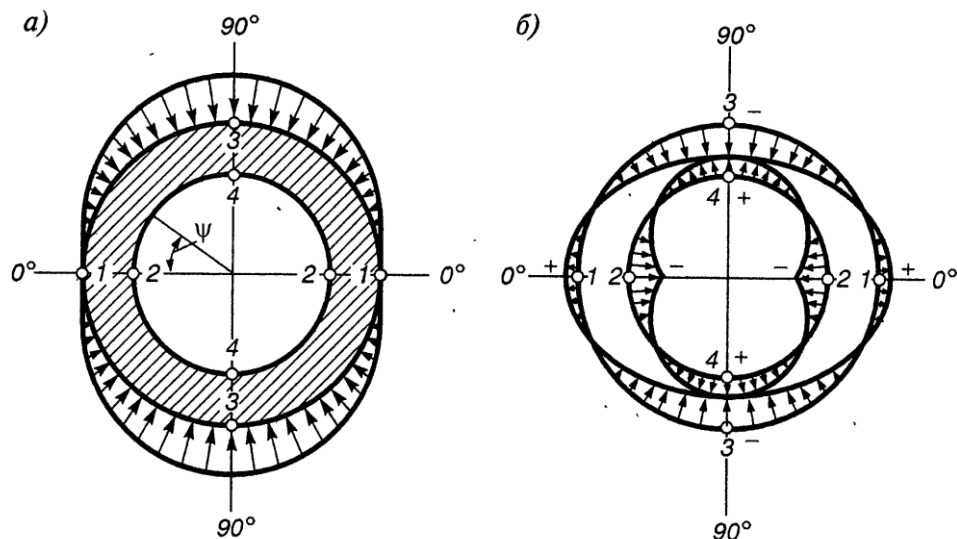


Рисунок 4 – Расчётная схема поршневого пальца:

а) распределение нагрузки; б) эпюры напряжений

Расчётная сила, действующая на поршневой палец:

- газовая:

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{\Pi} \quad (5.25)$$

$$P_{z \max} = 6,815 \cdot 0,00785 = 0,0535 \text{ МН}$$

- инерционная:

$$P_j = -m_{\Pi} \cdot \omega_M^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \quad (5.26)$$

где ω_M – угловая скорость на режиме максимального крутящего момента, вычисляется по формуле:

$$\omega_M = \frac{\pi \cdot n_M}{30} \quad (5.27)$$

$$\omega_M = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418,88 \text{ рад/с}$$

$$P_j = -0,575 \cdot 418,88^2 \cdot 0,046 \cdot (1 + 0,282) = -0,00595 \text{ МН}$$

- расчётная:

$$P = P_{z \max} + k \cdot P_j \quad (5.28)$$

где $k = 0,82$ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца.

$$P = 0,0535 + 0,82 \cdot (-0,00595) = 0,0486 \text{ МН}$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна:

$$q_{ш} = \frac{P}{d_{п} \cdot l_{ш}} \quad (5.29)$$

$$q_{ш} = \frac{0,0486}{0,027 \cdot 0,175} = 10,28 \text{ МПа}$$

Удельное давление пальца на бобышки:

$$q_{б} = \frac{P}{d_{п} \cdot (l_{п} - b)} \quad (5.30)$$

$$q_{б} = \frac{0,0486}{0,027 \cdot (0,0765 - 0,037)} = 45,57 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца:

$$\sigma_{из} = \frac{P \cdot (l_{п} + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{ш})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_{п}^3} \quad (5.31)$$

где α – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному, $\alpha = 0,7$.

$$\sigma_{из} = \frac{0,0486 \cdot (0,0765 + 2 \cdot 0,037 - 1,5 \cdot 0,175)}{1,2 \cdot (1 - 0,7^4) \cdot 0,027^3} = 303,26 \text{ МПа}$$

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна:

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_{п}^2} \quad (5.32)$$

$$\tau = \frac{0,85 \cdot 0,0486 \cdot (1 + 0,7 + 0,7^2)}{(1 - 0,7^4) \cdot 0,027^2} = 163,31 \text{ МПа}$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации:

$$\Delta d_{п \text{ max}} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_{п}} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha}\right)^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.33)$$

$$\Delta d_{п \text{ max}} = \frac{1,35 \cdot 0,0486}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,0765} \cdot \left(\frac{1 + 0,7}{1 - 0,7}\right)^3 \cdot [0,1 - (0,7 - 0,4)^3] \cdot 10^3 = 0,0418 \text{ мм}$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости (точки 1, $\psi = 0^\circ$):

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_{п} \cdot d_{п}} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha}\right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.34)$$

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = 141,74 \text{ МПа}$$

- в вертикальной плоскости (точки 3, $\psi = 90^\circ$):

					Лист
П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР					
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi}} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.35)$$

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -245,15 \text{ МПа}$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости (точки 2, $\psi = 0^\circ$):

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi}} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.36)$$

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = -348,71 \text{ МПа}$$

- в вертикальной плоскости (точки 4, $\psi = 90^\circ$):

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi}} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.37)$$

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = 204 \text{ МПа}$$

5.4 Расчёт поршневой головки шатуна

В таблице 13.1[2] приведены значения основных конструктивных параметров поршневой головки шатуна.

Поршневая головка шатуна рассчитывается на:

1. усталостную прочность в сечении А-А (место перехода головки шатуна в стержень – заделка головки) от действия суммарных (газовых и инерционных) сил и запрессованной втулки.
2. напряжения, возникающие в головке от воздействия на нее запрессованной втулки;
3. усталостную прочность в сечении I-I от действия инерционных сил (без учёта запрессованной втулки), достигающих максимальных значений при работе бензинового двигателя на режиме разносной частоты вращения вала, равной $\approx 1,38 \cdot n_N$;

Из теплового и динамического расчётов получаем следующие исходные данные: давление сгорания $p_{зд} = 6,815 \text{ МПа}$ на режиме $n = n_N = 4000 \text{ мин}^{-1}$ при $\varphi = 370 \text{ град. ПКВ}$; массу поршневой группы $m_{\Pi} = 0,723 \text{ кг}$; массу шатунной группы $m_{\text{ш}} = 0,969 \text{ кг}$; максимальную (разностную) частоту вращения при холостом ходе $n_{\text{х.х.мах}} = 4000 \text{ мин}^{-1}$; ход поршня $S = 92 \text{ мм}$; площадь

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Лист

поршня $F_{\text{п}} = 77,65 \text{ см}^2$; $\lambda = 0,282$. Из расчёта поршневой группы имеем диаметр поршневого пальца $d_{\text{п}} = 27 \text{ мм}$; длину поршневой головки шатуна $l_{\text{ш}} = 36 \text{ мм}$. По таблице 13.1 [2] принимаем: наружный диаметр головки $d_{\text{г}} = 39 \text{ мм}$; внутренний диаметр поршневой головки с втулкой $d = 32 \text{ мм}$; радиальную толщину стенки головки $h_{\text{г}} = 6 \text{ мм}$; радиальную толщину стенки втулки $s_{\text{в}} = 2 \text{ мм}$.

Материал шатуна – углеродистая сталь 45Г2, $E_{\text{ш}} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{\text{г}} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$, предел прочности $\sigma_{\text{в}} = 800 \text{ МПа}$, предел усталости при изгибе $\sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}$, предел усталости при растяжении-сжатии $\sigma_{-1\text{р}} = 210 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_{\text{т}} = 420 \text{ МПа}$, коэффициент приведения цикла при изгибе $\alpha_{\sigma} = 0,17$, коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии $\alpha_{\sigma} = 0,12$. Материал втулки – бронза, $E_{\text{в}} = 1,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\alpha_{\text{в}} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ 1/К}$.

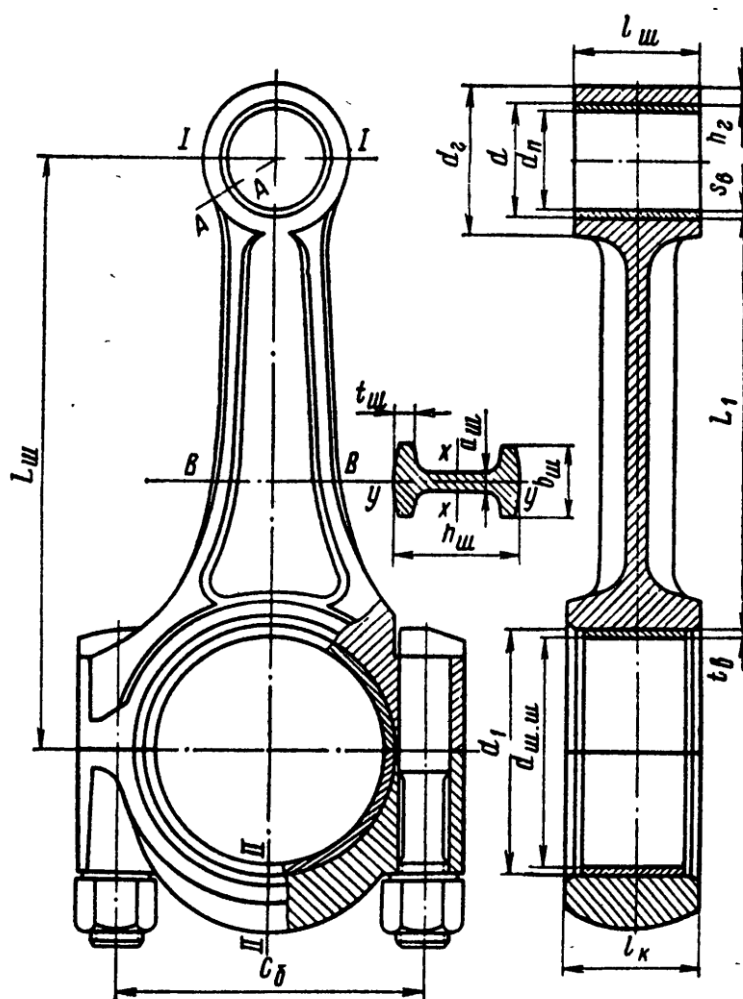


Рисунок 5 – Расчётная схема шатунной группы

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Лист

При изгибе:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{350}{420} = 0,833$$
$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,833 - 0,17}{1 - 0,833} = 3,98$$

При растяжении-сжатии:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{210}{420} = 0,5$$
$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,5 - 0,12}{1 - 0,5} = 0,76$$

Расчет сечения I-I:

- максимальное напряжение пульсирующего цикла:

$$\sigma_{max} = \frac{(m_{\Pi} + m_{B,\Gamma}) \cdot \omega_{x.x.max}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{\Pi}} \quad (5.38)$$

где $m_{B,\Gamma}$ – масса части головки выше сечения I-I, которая вычисляется по формуле:

$$m_{B,\Gamma} = 0,06 \cdot m_{\Pi} \quad (5.39)$$
$$m_{B,\Gamma} = 0,06 \cdot 0,969 = 0,058 \text{ кг}$$

$\omega_{x.x.max}$ – максимальная угловая скорость холостого хода, которая вычисляется по формуле:

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.max}}{30} \quad (5.40)$$
$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418,88 \text{ рад/с}$$
$$\sigma_{max} = \frac{(0,575 + 0,057) \cdot 418,88^2 \cdot 0,046 \cdot (1 + 0,282)}{2 \cdot 0,007 \cdot 0,175} = 26,69 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуда напряжений:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{\alpha 0} = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (5.41)$$
$$\sigma_{m0} = \frac{26,69}{2} = 13,345 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\alpha k0} = \frac{\sigma_{\alpha 0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{m\sigma} \cdot \varepsilon_{п\sigma}} \quad (5.42)$$

где k_{σ} – это эффективный коэффициент концентрации напряжений (головка не имеет резких переходов, и концентрация напряжения в основном зависит от качественной структуры материала), вычисляется по формуле:

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400) \quad (5.43)$$

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (800 - 400) = 1,272$$

$\varepsilon_{m\sigma}$ – это масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (максимальный размер для сечения I-I составляет 36 мм), $\varepsilon_{m\sigma} = 0,83$;

$\varepsilon_{п\sigma}$ – это коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 11.8 [2] (чистовое обтачивание внутренней поверхности головки), $\varepsilon_{п\sigma} = 0,87$.

$$\sigma_{\alpha k0} = \frac{13,43 \cdot 1,272}{0,83 \cdot 0,87} = 23,66 \text{ МПа}$$

Так как $\sigma_{\alpha k0}/\sigma_{m0} = 1,76 > \beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}/1 - \beta_{\sigma} = 0,76$, значит запас прочности в сечении I-I определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{\alpha k0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}} \quad (5.44)$$

$$n_{\sigma} = \frac{210}{23,66 + 0,12 \cdot 13,43} = 8,3$$

Напряжение от запрессованной втулки:

- суммарный натяг:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t \quad (5.45)$$

где $\Delta = 0,04$ мм – натяг посадки бронзовой втулки;

Δ_t – температурный натяг, который определяется по формуле:

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_r) \cdot \Delta T \quad (5.46)$$

где ΔT – это средний подогрев головки и втулки, $\Delta T = 100$ К.

$$\Delta_t = 32 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-5}) \cdot 100 = 0,0256 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\Sigma} = 0,04 + 0,0256 = 0,0656 \text{ мм}$$

- удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой:

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{(d_r^2 + d^2)/(d_r^2 - d^2) + \mu}{E_{ш}} + \frac{(d^2 + d_{п}^2)/(d^2 - d_{п}^2) - \mu}{E_{в}} \right]} \quad (5.47)$$

где $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона.

$$p = 27,81 \text{ МПа}$$

- напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки:

$$\sigma'_a = \frac{p \cdot 2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2} \quad (5.48)$$

$$\sigma'_a = \frac{27,81 \cdot 2 \cdot 32^2}{39^2 - 32^2} = 114,61 \text{ МПа}$$

- напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки:

$$\sigma'_i = \frac{p \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2} \quad (5.49)$$

$$\sigma'_i = \frac{27,81 \cdot (39^2 + 32^2)}{39^2 - 32^2} = 142,42 \text{ МПа}$$

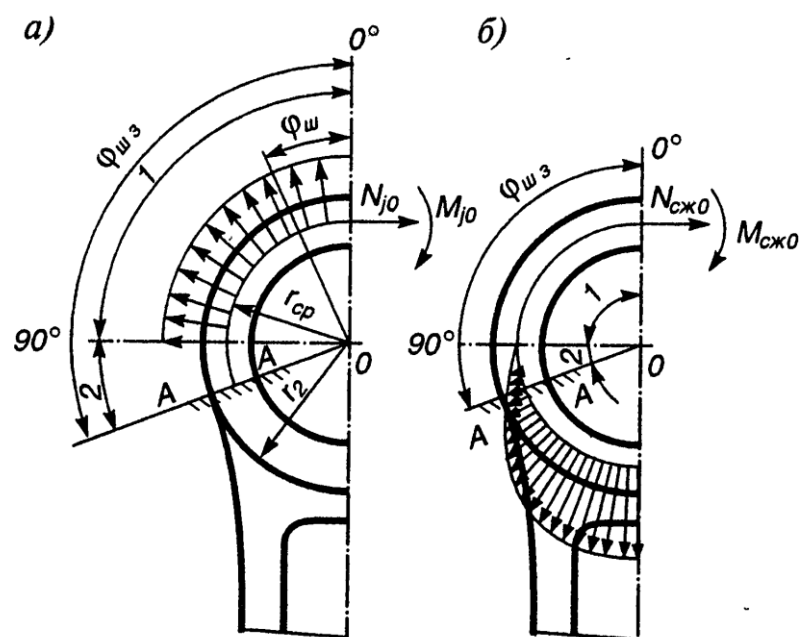


Рисунок 6 – Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна:

а) при растяжении; б) при сжатии

Расчет сечения А-А на изгиб:

- максимальная сила, растягивающая головку на режиме $n = n_N$:

$$P_{jр} = -m_{п} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$$

где ω – угловая скорость при частоте вращения коленчатого вала $n = n_N$, вычисляется по формуле:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} \quad (5.50)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 418,88 \text{ рад/с}$$

$$P_{jp} = -0,575 \cdot 0,046 \cdot 418,88^2 \cdot (1 + 0,282) = -5949,67 \text{ Н}$$

- нормальная сила и изгибающий момент в сечении 0-0:

$$N_{j0} = -P_{jp} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш.з}) \quad (5.51)$$

$$M_{j0} = -P_{jp} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш.з} - 0,0297) \quad (5.52)$$

где $\varphi_{ш.з} = 115^\circ$ – угол заделки;

r_{cp} – средний радиус поршневой головки, который определяется по формуле:

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4} \quad (5.53)$$

$$r_{cp} = \frac{39 + 32}{4} = 35,5 \text{ мм}$$

$$N_{j0} = 5949,67 \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 115) = 2855,84 \text{ Н}$$

$$M_{j0} = 5949,67 \cdot 0,0355 \cdot (0,00033 \cdot 115 - 0,0297) = 1,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

- нормальная сила и изгибающий момент в расчётном сечении от растягивающей силы:

$$N_{j\varphi_{ш.з}} = N_{j0} \cdot \cos\varphi_{ш.з} - 0,5 \cdot P_{jp} \cdot (\sin\varphi_{ш.з} - \cos\varphi_{ш.з}) \quad (5.54)$$

$$N_{j\varphi_{ш.з}} = 3758,3 \text{ Н}$$

$$M_{j\varphi_{ш.з}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos\varphi_{ш.з}) + 0,5 \cdot P_{jp} \cdot r_{cp} (\sin\varphi_{ш.з} - \cos\varphi_{ш.з}) \quad (5.55)$$

$$M_{j\varphi_{ш.з}} = 2,43 \text{ М} \cdot \text{Н}$$

- напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы:

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} \quad (5.56)$$

где $K = (E_{ш} \cdot F_r) / (E_{ш} \cdot F_r + E_B \cdot F_B)$;

$$F_r = (d_r - d) \cdot l_{ш} \quad (5.57)$$

$$F_r = (39 - 32) \cdot 36 = 252 \text{ мм}^2$$

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$F_B = (d - d_{II}) \cdot l_{III} \quad (5.58)$$

$$F_B = (32 - 27) \cdot 36 = 180 \text{ мм}^2$$

$$K = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 252}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 252 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 180} = 0,728$$

Получаем, $\sigma_{aj} = 12,8 \text{ МПа}$.

- суммарная сила, сжимающая головку:

$$P_{СЖ} = (p_{зд} - p_0) \cdot F_{II} - m_{II} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \quad (5.59)$$

$$P_{СЖ} = 3004,09 \text{ Н}$$

- нормальная сила и изгибающий момент в расчётном сечении от сжимающей силы:

$$N_{СЖ \varphi_{III.3}} = P_{СЖ} \cdot \left[\frac{N_{СЖ0}}{P_{СЖ}} + \left(\frac{\sin\varphi_{III.3}}{2} - \frac{\varphi_{III.3}}{\pi} \cdot \sin\varphi_{III.3} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos\varphi_{III.3} \right) \right] \quad (5.60)$$

$$M_{СЖ \varphi_{III.3}} = P_{СЖ} \cdot r_{ср} \cdot \left[\frac{M_{СЖ0}}{P_{СЖ} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{СЖ0}}{P_{СЖ}} \cdot f(\varphi_{III.3}) \right] \quad (5.61)$$

Используем таблицу 13.2 [2] и таблицу 13.3 [2]:

$$\frac{N_{СЖ0}}{P_{СЖ}} = 0,0018$$

$$\frac{M_{СЖ0}}{P_{СЖ} \cdot r_{ср}} = 0,0006$$

$$(1 - \cos\varphi_{III.3}) = 1,4226$$

$$\left(\frac{\sin\varphi_{III.3}}{2} - \frac{\varphi_{III.3}}{\pi} \cdot \sin\varphi_{III.3} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos\varphi_{III.3} \right) = 0,0086$$

$$f(\varphi_{III.3}) = (1 - \cos\varphi_{III.3}) - \left(\frac{\sin\varphi_{III.3}}{2} - \frac{\varphi_{III.3}}{\pi} \cdot \sin\varphi_{III.3} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos\varphi_{III.3} \right) = 1,414$$

Получаем, $N_{СЖ \varphi_{III.3}} = 31,24 \text{ Н}$ и $M_{СЖ \varphi_{III.3}} = 0,335 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

- напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы:

$$\sigma_{асж} = \left[2 \cdot M_{СЖ \varphi_{III.3}} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{ср} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{СЖ \varphi_{III.3}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{III} \cdot h_{\Gamma}} \quad (5.62)$$

$$\sigma_{асж} = 0,1 \text{ МПа}$$

- максимальное и минимальное напряжение асимметричного цикла:

$$\sigma_{max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} \quad (5.63)$$

					Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

$$\sigma_{max} = 114,61 + 12,8 = 127,41 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \sigma'_a + \sigma_{асж} \quad (5.64)$$

$$\sigma_{min} = 114,61 + 0,1 = 114,7 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (5.65)$$

$$\sigma_m = \frac{127,41 + 114,7}{2} = 121,06 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (5.66)$$

$$\sigma_a = \frac{127,41 - 114,7}{2} = 6,35 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{м\sigma} \cdot \varepsilon_{п\sigma}} \quad (5.67)$$

$$\sigma_{ак} = \frac{6,35 \cdot 1,272}{0,83 \cdot 0,87} = 11,19 \text{ МПа}$$

Так как $\sigma_{ак}/\sigma_m = 11,19/121,06 = 0,092 < \beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}/1 - \beta_{\sigma} = 3,97$, то запас прочности в сечении А-А определяется по пределу текучести:

$$n_{т\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ак} + \sigma_m} \quad (5.68)$$

$$n_{т\sigma} = \frac{420}{11,19 + 121,06} = 3,17$$

5.5 Расчёт кривошипной головки шатуна.

Точный расчёт кривошипной головки весьма затруднен из-за невозможности полного учёта влияния конструктивных факторов на головку. Приближенный расчёт кривошипной головки шатуна сводится к определению напряжения изгиба в среднем сечении II-II крышки головки от инерционных сил P_{jp} .

Из динамического расчёта и расчёта поршневой головки шатуна получаем: радиус кривошипа $R = 0,043$ м, массу поршневой группы $m_{п} = 0,570$ кг, массу шатунной группы $m_{ш} = 0,950$ кг, максимальную угловую частоту вращения

$\omega_{x.x.max} = 628,31$ рад/с, $\lambda = 0,272$. По таблице 13.4 [2] принимаем: диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш} = 56$ мм, толщину стенки вкладыша $t_B = 3$ мм, расстояние между шатунными болтами $C_6 = 90$ мм, длину кривошипной головки $l_K = 40$ мм.

Максимальная сила инерции:

$$P_{jp} = -\omega_{x.x.max}^2 \cdot R \cdot [(m_{ш.п} + m_{ш.ш}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} \quad (5.69)$$

где $m_{ш.п} = 0,275 \cdot m_{ш} = 0,275 \cdot 0,969 = 0,261$ кг – масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца;

$m_{ш.к} = 0,725 \cdot m_{ш} = 0,725 \cdot 0,969 = 0,702$ кг – масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа;

$m_{кр} = 0,25 \cdot m_{ш} = 0,25 \cdot 0,969 = 0,242$ кг – масса крышки кривошипной головки.

$$P_{jp} = -0,0123 \text{ МН}$$

Момент сопротивления расчётного сечения:

$$W_{из} = \frac{l_K \cdot (0,5 \cdot C_6 - r_1)^2}{6} \quad (5.70)$$

где $r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш} + 2 \cdot t_B) = 0,5 \cdot (56 + 2 \cdot 3) = 31$ мм – внутренний радиус кривошипной головки.

$$W_{из} = \frac{40 \cdot (0,5 \cdot 90 - 31)^2}{6} = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Момент инерции вкладыша и крышки:

$$J_B = l_K \cdot t_B^3 \quad (5.71)$$

$$J_B = 40 \cdot 3^3 = 1080 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4$$

$$J = l_K \cdot (0,5 \cdot C_6 - r_1)^3 \quad (5.72)$$

$$J = 40 \cdot (0,5 \cdot 90 - 31)^3 = 109760 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша:

$$\sigma_{из} = P_{jp} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot C_6}{\left(1 + \frac{J_B}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_\Gamma} \right] \quad (5.73)$$

где $F_\Gamma = 0,5 l_K \cdot (C_6 - d_{ш.ш}) = 0,5 \cdot 40 \cdot (90 - 56) \cdot 10^{-6} = 0,00068 \text{ м}^2$ – суммарная площадь крышки и вкладыша в расчётном сечении.

$$\sigma_{из} = 0,0256 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,09}{\left(1 + \frac{1080 \cdot 10^{-12}}{109760 \cdot 10^{-12}}\right) \cdot 1,3 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,4}{0,00068} \right] = 55,24 \text{ МПа}$$

5.6 Расчёт стержня шатуна.

Из динамического расчёта получаем: $P_{сж} = P_r + P_j = 35,38 \text{ кН} = 0,03538 \text{ МН}$ при $\varphi = 370 \text{ град. ПКВ}$, $P_p = P_r + P_j = -14,47 \text{ кН} = -0,01447 \text{ МН}$ при $\varphi = 0 \text{ град. ПКВ}$, длину шатуна $L_{ш} = 175 \text{ мм}$. Из таблицы 13.5 [2] берём: $h_{ш} = 30 \text{ мм}$, $b_{ш} = 21 \text{ мм}$, $a_{ш} = 4 \text{ мм}$, $t_{ш} = 4 \text{ мм}$. Из расчётов поршневой и кривошипной головок шатуна: $d = 32 \text{ мм}$, $d_r = 39 \text{ мм}$, $l_{ш} = 36 \text{ мм}$, $d_{ш,ш} = 56 \text{ мм}$.

Характеристики прочности материала шатуна (сталь 45Г2): $E_{ш} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, предел прочности $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$, предел усталости при растяжении-сжатии $\sigma_{-1p} = 210 \text{ МПа}$, коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии $\alpha_\sigma = 0,12$.

Площадь и моменты инерции расчетного сечения В-В:

$$F_{ср} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) \quad (5.74)$$

$$F_{ср} = 30 \cdot 21 - (21 - 4) \cdot (30 - 2 \cdot 4) = 256 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

$$J_x = \frac{b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3}{12} \quad (5.75)$$

$$J_x = \frac{21 \cdot 30^3 - (21 - 4) \cdot (30 - 2 \cdot 4)^3}{12} = 321,65 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$$

$$J_y = \frac{b_{ш}^3 \cdot h_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})^3 \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})}{12} \quad (5.76)$$

$$J_y = \frac{20^3 \cdot 26 - (20 - 3)^3 \cdot (26 - 2 \cdot 3)}{12} = 141,45 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы:

- в плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{max x} = \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{ср}} \quad (5.77)$$

					<i>Лист</i>
<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>					
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	

где K_x – это коэффициент, который учитывает влияние продольного изгиба в плоскости качания шатуна, вычисляем его по формуле:

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_{ш}^2}{J_x} \cdot F_{ср} \quad (5.78)$$

где $\sigma_e = \sigma_B = 800$ МПа – предел упругости материала шатуна.

$$K_x = 1 + \frac{800}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{158^2}{32165} \cdot 256 = 1,073$$

$$\sigma_{max x} = \frac{1,073 \cdot 0,03538}{256 \cdot 10^{-6}} = 148,32 \text{ МПа}$$

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{max y} = \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{ср}} \quad (5.79)$$

где K_y – это коэффициент, который учитывает влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, вычисляем его по формуле:

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{ср} \quad (5.80)$$

где L_1 – это длина стержня шатуна между поршневой и кривошипной головками, вычисляем её по формуле:

$$L_1 = L_{ш} - \frac{d + d_{ш.ш}}{2} \quad (5.81)$$

$$L_1 = 158 - \frac{32 + 36}{2} = 124 \text{ мм}$$

$$K_y = 1 + \frac{800}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{124^2}{4 \cdot 14145} \cdot 256 = 1,025$$

$$\sigma_{max y} = \frac{1,025 \cdot 0,03538}{256 \cdot 10^{-6}} = 141,74 \text{ МПа}$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы:

$$\sigma_{min} = \frac{P_p}{F_{ср}} \quad (5.82)$$

$$\sigma_{min} = \frac{-0,01447}{256 \cdot 10^{-6}} = -56,52 \text{ МПа}$$

Средние напряжения и амплитуды напряжений, определяются согласно формулам (5.65 – 5.67):

$$\sigma_{mx} = \frac{148,32 - 56,52}{2} = 45,89 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{141,74 - 56,52}{2} = 42,61 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{148,32 + 56,52}{2} = 102,42 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{141,74 + 56,52}{2} = 99,13 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{акх} = \frac{102,42 \cdot 1,272}{0,83 \cdot 1,5} = 104,64 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{аку} = \frac{99,13 \cdot 1,272}{0,83 \cdot 1,5} = 101,28 \text{ МПа}$$

где $k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (800 - 400) = 1,272$;

$\varepsilon_{м\sigma}$ – определяется по таблице 11.7 [2] (максимальный размер сечения стержня шатуна 36 мм), $\varepsilon_{м\sigma} = 0,83$;

$\varepsilon_{п\sigma}$ – определяется по таблице 11.8 [2] при учёте поверхностного упрочнения стержня шатуна обдувкой дробью, $\varepsilon_{п\sigma} = 1,5$.

Так как $\sigma_{акх}/\sigma_{mx} = 2,27 > \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 0,76$ (см. расчет поршневой головки шатуна) и $\sigma_{аку}/\sigma_{my} = 2,37 > \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 0,76$, то запас прочности в сечении В-В определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{акх} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{mx}} \quad (5.83)$$

$$n_{\sigma x} = \frac{210}{104,64 + 0,12 \cdot 45,89} = 1,90$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{аку} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{my}} \quad (5.84)$$

$$n_{\sigma y} = \frac{210}{101,28 + 0,12 \cdot 42,61} = 1,97$$

5.7 Расчёт шатунного болта

Шатунные болты рассчитываются на разрыв инерционной нагрузкой на холостом ходу при максимальных оборотах при положении поршня в ВМТ.

Из расчётов кривошипной головки шатуна получаем: максимальную силу инерции, которая разрывает кривошипную головку и шатунные болты, $P_{jp} = 0,0092$ МН. Принимаем, что номинальный диаметр болта $d = 10$ мм, шаг резьбы $t = 1$ мм, число болтов $i_{\text{б}} = 2$. Материал – сталь 40ХН.

Характеристики стали 40ХН таковы: предел прочности $\sigma_{\text{в}} = 1000$ МПа, предел текучести $\sigma_{\text{т}} = 800$ МПа, предел усталости при сжатии-растяжении $\sigma_{-1\text{р}} = 380$ МПа, коэффициент приведения цикла при сжатии-растяжении $\alpha_{\sigma} = 0,2$.

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1\text{р}}}{\sigma_{\text{т}}} = \frac{350}{800} = 0,437$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,437 - 0,2}{1 - 0,437} = 0,421$$

Сила предварительной затяжки рассчитывается:

$$P_{\text{пр}} = \frac{2,5 \cdot P_{jp}}{i_{\text{б}}} \quad (5.85)$$

$$P_{\text{пр}} = \frac{2,5 \cdot 0,0092}{2} = 0,0115 \text{ МН}$$

Суммарная сила, которая растягивает болт, рассчитывается:

$$P_{\text{б}} = P_{\text{пр}} + \frac{\chi \cdot P_{jp}}{i_{\text{б}}} \quad (5.86)$$

где $\chi = 0,2$ – это коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

$$P_{\text{б}} = 0,0115 + \frac{0,2 \cdot 0,0092}{2} = 0,01242 \text{ МН}$$

Максимальные и минимальные напряжения, которые возникают в болте:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{4 \cdot P_{\text{б}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}^2} \quad (5.87)$$

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{4 \cdot P_{\text{пр}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}^2} \quad (5.88)$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений вычисляются по формулам (5.100 – 5.102):

$$\tau_m = \frac{24,6 - 15,69}{2} = 4,45 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{24,6 + 15,69}{2} = 20,14 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ак} = \frac{20,14 \cdot 1,08}{0,69 \cdot 1,2} = 26,27 \text{ МПа}$$

где $k_\tau = 1,08$ и $\varepsilon_{пт} = 1,2$ – определены при расчете коренной шейки;

$\varepsilon_{мт}$ – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (при $d_{ш.ш} = 56$ мм), $\varepsilon_{мт} = 0,69$;

Так как $\tau_{ак}/\tau_m = 5,9 > \beta_\tau - \alpha_\tau/1 - \beta_\tau = 1$, то запас прочности шатунной шейки от касательных напряжений рассчитывается по пределу усталости согласно формуле (5.104):

$$n_\tau = \frac{120}{26,27 + 0,5 \cdot 4,45} = 4,21$$

- максимальное и минимальное нормальное напряжение асимметрического цикла шатунной шейки:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{\varphi_{м max}}}{W_{\sigma_{ш.ш}}} \quad (5.107)$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{\varphi_{м min}}}{W_{\sigma_{ш.ш}}} \quad (5.108)$$

где $W_{\sigma_{ш.ш}} = 0,5 \cdot W_{\tau_{ш.ш}} = 0,5 \cdot 34,4 \cdot 10^{-6} = 17,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

$$\sigma_{max} = \frac{334 \cdot 10^6}{17,24 \cdot 10^{-6}} = 19,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = -\frac{174 \cdot 10^6}{17,24 \cdot 10^{-6}} = -10,1 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений рассчитываются по формулам (5.65 – 5.67):

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$\sigma_m = \frac{19,4 - 10,1}{2} = 4,64 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{19,4 + 10,1}{2} = 14,75 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{20,14 \cdot 1,8}{0,74 \cdot 1,2} = 29,9 \text{ МПа}$$

где k_σ – коэффициент концентраций напряжений, который рассчитывается по формуле (5.90):

$$k_\sigma = 1 + 0,4 \cdot (3 - 1) = 1,8$$

где $q = 0,4$; $\alpha_{к\sigma} = 3$; $\varepsilon_{пт} = \varepsilon_{п\sigma} = 1,2$ – определены при расчёте коренной шейки; $\varepsilon_{м\sigma}$ – масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [2] (при $d_{ш.ш} = 56 \text{ мм}$), $\varepsilon_{м\sigma} = 0,74$.

Так как $\sigma_{ак}/\sigma_m = 6,44 > \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 0$, то запас прочности шатунной шейки от нормальных напряжений определяется по пределу усталости согласно формуле (5.83):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{150}{29,9 + 0,5 \cdot 4,64} = 4,65$$

- общий запас прочности шатунной шейки:

$$n_{ш.ш} = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (5.109)$$

$$n_{ш.ш} = \frac{4,65 \cdot 4,21}{\sqrt{4,65^2 + 4,21^2}} = 3,12$$

Расчёт щеки:

- максимальный и минимальный момент, скручивающий щеку:

$$M_{к.щ \max} = 0,5 \cdot T'_{\max} \cdot (l_{к.ш} + h) \quad (5.110)$$

$$M_{к.щ \min} = 0,5 \cdot T'_{\min} \cdot (l_{к.ш} + h) \quad (5.111)$$

где $T'_{\max} = 1804,23 \text{ Н}$; $T'_{\min} = -2864,89 \text{ Н}$.

$$M_{к.щ \max} = 0,5 \cdot 1804,23 \cdot (34 + 22) \cdot 10^{-3} = 50,51 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{к.щ \min} = -0,5 \cdot 2864,89 \cdot (34 + 22) \cdot 10^{-3} = -80,21 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

- максимальное и минимальное касательное напряжение знакопеременного цикла щеки:

$$\tau_{max} = \frac{M_{к.щ max}}{W_{тщ}} \quad (5.112)$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{к.щ min}}{W_{тщ}} \quad (5.113)$$

где $W_{тщ}$ – момент сопротивления расчетного сечения А-А, который рассчитывается по формуле:

$$W_{тщ} = \mu \cdot b \cdot h^2 \quad (5.114)$$

где $\mu = 0,278$ определен при $b/h = 3,75$.

$$W_{тщ} = 0,278 \cdot 76 \cdot 22^2 \cdot 10^{-9} = 10,22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\tau_{max} = \frac{50,51 \cdot 10^3}{10,22 \cdot 10^{-6}} = 4,94 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = \frac{-80,21 \cdot 10^3}{10,22 \cdot 10^{-6}} = -7,84 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений рассчитываются по формулам (5.100 – 5.102):

$$\tau_m = \frac{4,94 - 7,84}{2} = -1,45 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{4,94 + 7,84}{2} = 6,39 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ак} = \frac{6,39 \cdot 0,672}{0,65 \cdot 0,75} = 8,81 \text{ МПа}$$

где k_τ – коэффициент концентраций напряжений, который рассчитывается по формуле (5.103):

$$k_\tau = 0,6 \cdot [1 + 0,4 \cdot (1,3 - 1)] = 0,672$$

где $q = 0,4$ – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений;

$\alpha_{k\sigma} = 1,3$ – теоретический коэффициент концентрации, определённый по таблице 11.6 [2] с учетом наличия концентрации напряжений у галтели (радиус галтели принят 3,5 мм) при $r_{гал}/h = 3,5/22 = 0,159$;

$\varepsilon_{m\tau}$ – масштабный коэффициент, определённый по таблице 11.7 [2] при $b = 76$ мм, $\varepsilon_{m\tau} = 0,65$;

$\varepsilon_{пт}$ – коэффициент поверхностной чувствительности, определеннй по таблице 11.8 [2] для необработанной щеки, $\varepsilon_{пт} = 0,75$.

Запас прочности щеки от касательных напряжений рассчитывается по пределу усталости (при $\tau_m < 0$) согласно формуле (5.104):

$$n_{\tau} = \frac{120}{8,81 + 0,5 \cdot (-1,45)} = 14,84$$

- максимальное и минимальное нормальное напряжение щеки:

$$\sigma_{\Sigma max} = \frac{M_{н.щ max}}{W_{\sigma щ}} + \frac{P_{щ max}}{F_{щ}} \quad (5.115)$$

$$\sigma_{\Sigma min} = \frac{M_{н.щ min}}{W_{\sigma щ}} + \frac{P_{щ min}}{F_{щ}} \quad (5.116)$$

где $M_{н.щ max} = 0,25 \cdot [K_{max} + K_R + 2 \cdot (-P'_{пр})] \cdot l_{к.щ} = 104,26$ Н · м;

$M_{н.щ min} = 0,25 \cdot [K_{min} + K_R + 2 \cdot (-P'_{пр})] \cdot l_{к.щ} = -272,29$ Н · м;

$P_{щ max} = 0,5 \cdot (K_{max} + K_R) = 203$ Н и $P_{щ min} = 0,5 \cdot (K_{min} + K_R) = -21947,5$ Н;

$W_{\sigma щ}$ – момент сопротивления щеки изгибу, который вычисляется по формуле:

$$W_{\sigma щ} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (5.117)$$

$$W_{\sigma щ} = \frac{75 \cdot 20^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 6,13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$F_{щ} = b \cdot h = 1672 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ – площадь расчетного сечения А-А.

$$\sigma_{\Sigma max} = \frac{104,26}{6,13 \cdot 10^{-6}} + \frac{203}{1672 \cdot 10^{-6}} = 17,12 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\Sigma min} = \frac{-272,29}{6,13 \cdot 10^{-6}} + \frac{-21947,5}{1672 \cdot 10^{-6}} = -57,54 \text{ МПа}$$

- среднее напряжение и амплитуды напряжений вычисляется по формулам (5.65 – 5.67):

$$\sigma_m = \frac{17,12 - 57,54}{2} = -20,20 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{17,12 + 57,54}{2} = 37,33 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{37,33 \cdot 1,12}{0,7 \cdot 0,75} = 79,64 \text{ МПа}$$

где k_σ – эффективный коэффициент концентраций напряжений, который вычисляется по формуле (5.90):

$$k_\sigma = 1 + 0,4 \cdot (1,3 - 1) = 1,12$$

где $q = 0,4$; $\alpha_{к\sigma} = 1,3$; $\varepsilon_{пт} = \varepsilon_{п\sigma} = 0,75$ – определены при расчёте касательных напряжений;

$\varepsilon_{м\sigma}$ – масштабный коэффициент, определенный по таблице 11.7 [2] при $b = 76$ мм, $\varepsilon_{м\sigma} = 0,7$;

Запас прочности щеки от нормальных напряжений рассчитывают по пределу усталости (при $\sigma_m < 0$) согласно формуле (5.83):

$$n_\sigma = \frac{150}{79,64 + 0,5 \cdot (-20,20)} = 2,15$$

- общий запас прочности щеки рассчитывается по формуле (5.109):

$$n_{щ} = \frac{2,15 \cdot 14,84}{\sqrt{2,15^2 + 14,84^2}} = 2,13$$

5.9 Расчёт гильзы цилиндра

Наиболее нагруженные детали двигателя это гильзы цилиндров. Они испытывают нагрузку от воздействия сил газов, от бокового давления поршня и от тепловых нагрузок. Тяжёлые условия работы гильз цилиндров приводят к тому, что необходимо использовать для их изготовления высококачественные легированные чугуны или азотируемую сталь.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Лист

Основные конструктивные размеры гильз устанавливаются с учётом получения необходимой прочности и жесткости, обеспечивающих отсутствие овализации цилиндра при сборке двигателя и во время его работы.

На основе проведенного теплового расчёта получаем: диаметр цилиндра $D = 100$ мм, максимальное давление сгорания $p_{zd} = 6,815$ МПа. Материал гильзы цилиндра – чугун: $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К, $E = 1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,25$.

Толщину стенки гильзы цилиндра выбираем конструктивно: $\delta_r = 8$ мм.

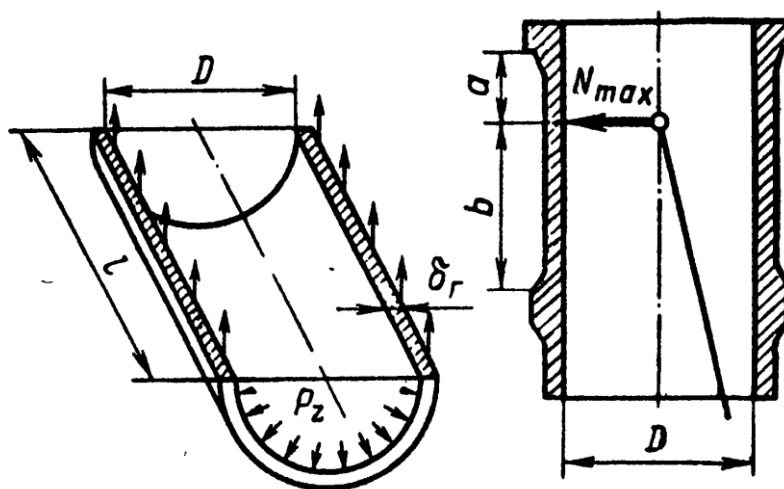


Рисунок 8 – Расчётная схема гильзы цилиндра

Расчётная толщина стенки гильзы:

$$\delta_{r,p} = 0,5 \cdot D \cdot \left[\left(\frac{\sqrt{\sigma_z + 0,4 \cdot p_{zd}}}{\sqrt{\sigma_z - 1,3 \cdot p_{zd}}} \right) - 1 \right] \quad (5.118)$$

где $\sigma_z = 60$ МПа – допустимое напряжение на растяжение для чугуна.

$$\delta_{r,p} = 0,5 \cdot 100 \cdot \left[\left(\frac{\sqrt{60 + 0,4 \cdot 6,815}}{\sqrt{60 - 1,3 \cdot 6,815}} \right) - 1 \right] = 5,37 \text{ мм}$$

Толщина стенки гильзы выбирается с некоторым запасом прочности, так как $\delta_r > \delta_{r,p}$.

Напряжение растяжения в гильзе от действия максимального давления газов рассчитываем так:

$$\sigma_p = \frac{p_{zd} \cdot D}{2 \cdot \delta_r} \quad (5.119)$$

деформаций, возникающих при работе двигателя, что обеспечивает хорошую герметичности газового стыка.

На основе проведенного теплового расчёта получаем: диаметр цилиндра $D = 100$ мм, площадь поршня $F_{\Pi} = 0,00785 \text{ м}^2$, максимальное давление сгорания $p_{max} = p_{zd} = 6,815 \text{ МПа}$, число шпилек на один цилиндр $i_{шп} = 4$, номинальный диаметр шпильки $d = 14$ мм, шаг резьбы $t = 1$ мм, внутренний диаметр резьбы шпильки $d_b = d - 1,4 \cdot t = 14 - 1,4 \cdot 1 = 12,6$ мм. Материал шпильки – сталь 30Х.

Характеристики прочности материала таковы: предел прочности $\sigma_B = 850 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_T = 700 \text{ МПа}$, предел усталости при растяжении-сжатии $\sigma_{-1p} = 260 \text{ МПа}$, коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии $\alpha_{\sigma} = 0,14$.

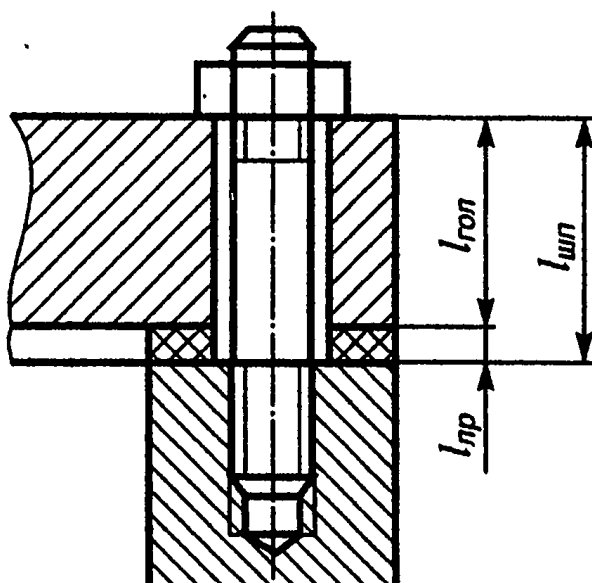


Рисунок 9 – Расчётная схема шпильки

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{260}{700} = 0,371$$

$$\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,371 - 0,14}{1 - 0,371} = 0,368$$

Проекция поверхности камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра при верхнем расположении клапанов:

$$F_k = 1,2 \cdot F_{\Pi} \quad (5.123)$$

$$F_k = 1,2 \cdot 0,00785 = 0,00942 \text{ м}^2$$

Сила давления газов, которая приходится на одну шпильку рассчитывается так:

$$P'_{z \max} = \frac{p_{z \max} \cdot F_k}{i_{\text{шп}}} \quad (5.124)$$

$$P'_{z \max} = \frac{6,815 \cdot 0,00942}{4} = 0,01605 \text{ МН}$$

Сила предварительной затяжки рассчитывается по формуле:

$$P_{\text{пр}} = m \cdot (1 - \chi) \cdot P'_{z \max} \quad (5.125)$$

где $m = 3$ – это коэффициент затяжки шпильки для соединений с прокладками;
 $\chi = 0,2$ – это коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

$$P_{\text{пр}} = 3 \cdot (1 - 0,2) \cdot 0,01605 = 0,0385 \text{ МН}$$

Суммарная сила, растягивающая шпильку без учёта силы P_t , рассчитывается так:

$$P_{p \max} = P_{\text{пр}} + \chi \cdot P'_{z \max} \quad (5.126)$$

$$P_{p \max} = 0,0385 + 0,2 \cdot 0,01605 = 0,0417 \text{ МН}$$

Минимальная сила, растягивающая шпильку равна:

$$P_{p \min} = P_{\text{пр}} = 0,0385 \text{ МН}$$

Максимальное и минимальное напряжение, которое возникает в шпильке, рассчитываются по формулам:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{p \max}}{F_{0p}} \quad (5.127)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{p \min}}{F_{0p}} \quad (5.128)$$

где F_{0p} – это площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы, которая рассчитывается по формуле:

$$F_{0p} = \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4} \quad (5.129)$$

$$F_{op} = \frac{\pi \cdot 0,0126^2}{4} = 0,0001247 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{max} = \frac{0,0353}{0,0001247} = 283,07 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \frac{0,0325}{0,0001247} = 261,3 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений рассчитываются по формулам (5.65 – 5.67):

$$\sigma_m = \frac{283,07 + 261,3}{2} = 272,18 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{283,07 - 261,3}{2} = 10,88 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{10,88 \cdot 3,22}{0,98 \cdot 0,8} = 44,71 \text{ МПа}$$

где k_σ – коэффициент концентраций напряжений, который рассчитывается по формуле (5.90):

$$k_\sigma = 1 + 0,74 \cdot (4 - 1) = 3,22$$

где $q = 0,74$ – это коэффициент чувствительности к концентрации напряжений, определяемый по рисунку 11.2 [2] при $\sigma_B = 850$ МПа;

$\alpha_{к\sigma} = 4$ – это теоретический коэффициент концентрации напряжений, определяемый по таблице 11.6 [2] (резьба);

$\varepsilon_{m\sigma} = 0,98$ – это масштабный коэффициент, определяемый по таблице 11.7 [2] при $d = 14$ мм;

$\varepsilon_{п\sigma} = 0,8$ – это коэффициент поверхностной чувствительности, определяемый по таблице 11.8 [2] при условии грубого обтачивания.

Так как $\sigma_{ак}/\sigma_m = 0,164 < \beta_\sigma - \alpha_\sigma/1 - \beta_\sigma = 0,368$, то запас прочности шпильки вычисляется по пределу текучести согласно формуле (5.68):

$$n_{т\sigma} = \frac{700}{44,71 + 272,18} = 2,2$$

5.11 Расчёт механизма газораспределения.

						П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата			

При конструировании клапанного механизма необходимо стремиться к максимально возможному удовлетворению двух противоположных требований:

1. получению максимальных проходных сечений, обеспечивающих хорошее наполнение и очистку цилиндра;
2. сокращение до минимума массы подвижных деталей газораспределения для уменьшения инерционных нагрузок.

На основе теплового расчёта получаем следующее : диаметр цилиндра $D = 100$ мм, площадь поршня $F_{\text{п}} = 0,00785$ м², частота вращения при номинальной мощности $n_N = 4000$ мин⁻¹, угловая частота вращения коленчатого вала $\omega = 418,88$ мин⁻¹, угловая частота вращения распределительного вала $\omega_k = 209,44$ рад/с, средняя скорость поршня $V_{\text{п.ср}} = 12,26$ м/с, средняя скорость смеси в проходном сечении седла клапана при максимальном его подъеме $\omega_{\text{вп}} = 76$ м/с.

Механизм газораспределения верхнеклапанный с верхним расположением распределительного вала. Расчет проведен для четырехклапанной головки с двумя впускными клапанами.

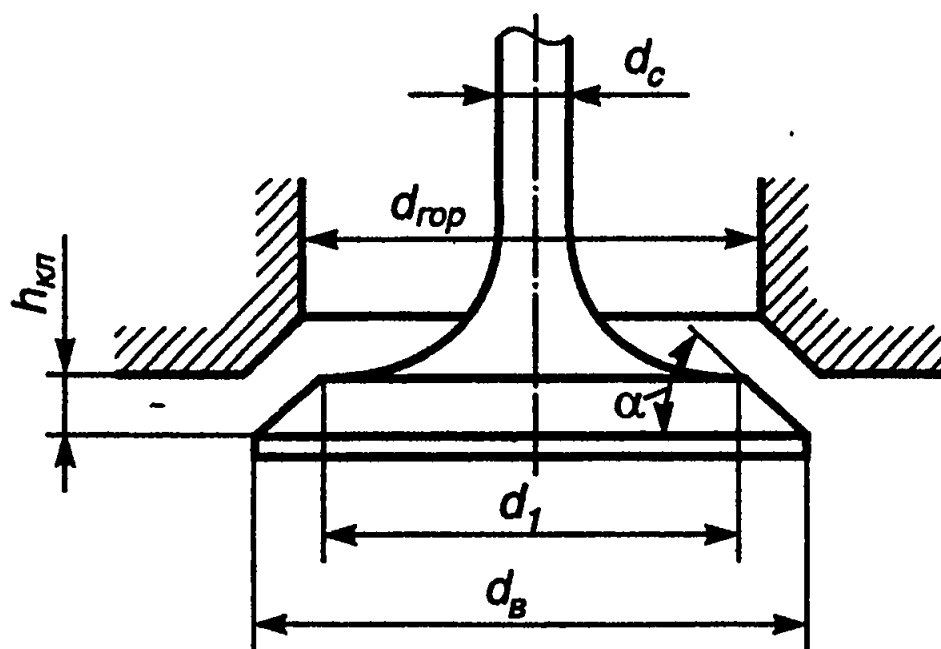


Рисунок 10 – Расчётная схема проходного сечения в клапане

Основные размеры проходного сечения в горловине и клапане:

- площадь проходного сечения и диаметр клапанов при их максимальном подъёме:

$$F_{\text{кл}} = \frac{V_{\text{п.ср}} \cdot F_{\text{п}}}{i \cdot \omega_{\text{вп}}} \quad (5.130)$$

где $i = 1$ – число впускных клапанов.

$$F_{\text{кл}} = \frac{12,26 \cdot 0,00785}{1 \cdot 76} = 0,00126 \text{ м}^2 = 12,66 \text{ см}^2$$

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{кл}}}{\pi}} \quad (5.131)$$

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,66}{\pi}} = 4,016 \text{ см}$$

- площадь проходного сечения и диаметр горловины:

$$F_{\text{гор}} = 1,12 \cdot F_{\text{кл}} \quad (5.132)$$

$$F_{\text{гор}} = 1,12 \cdot 12,66 = 14,1792 \text{ см}^2$$

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{гор}}}{\pi}} \quad (5.133)$$

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14,1792}{\pi}} = 4,25 \text{ см}$$

- максимальная высота подъема клапанов при угле фаски $\alpha = 45^\circ$:

$$h_{\text{кл max}} = \frac{\sqrt{4,93 \cdot d_{\text{гор}}^2 + 4,44 \cdot F_{\text{кл}}}}{2,22} - d_{\text{гор}} \quad (5.134)$$

$$h_{\text{кл max}} = \frac{\sqrt{4,93 \cdot 4,25^2 + 4,44 \cdot 12,66}}{2,22} - 4,25 = 1,18 \text{ мм}$$

Основные размеры кулачка для впускных клапанов:

- радиус начальной окружности кулачка:

$$r_0 = (1,3 \dots 2) \cdot h_{\text{кл max}} = (1,3 \dots 2) \cdot 7,86 = 10,2 \dots 15,72 \text{ мм}$$

Принимаем $r_0 = 16 \text{ мм}$.

- максимальный подъём толкателя, приводящего в движение впускной клапан:

$$h_{T \max} = \frac{h_{\text{ккл} \max} \cdot l_T}{l_{\text{ккл}}} \quad (5.135)$$

где $l_T = 1$; $l_{\text{ккл}} = 1$ – приняты по конструктивным соображениям, получается, что

$$h_{T \max} = h_{\text{ккл} \max}.$$

$$h_{T \max} = 8,5 \text{ мм}$$

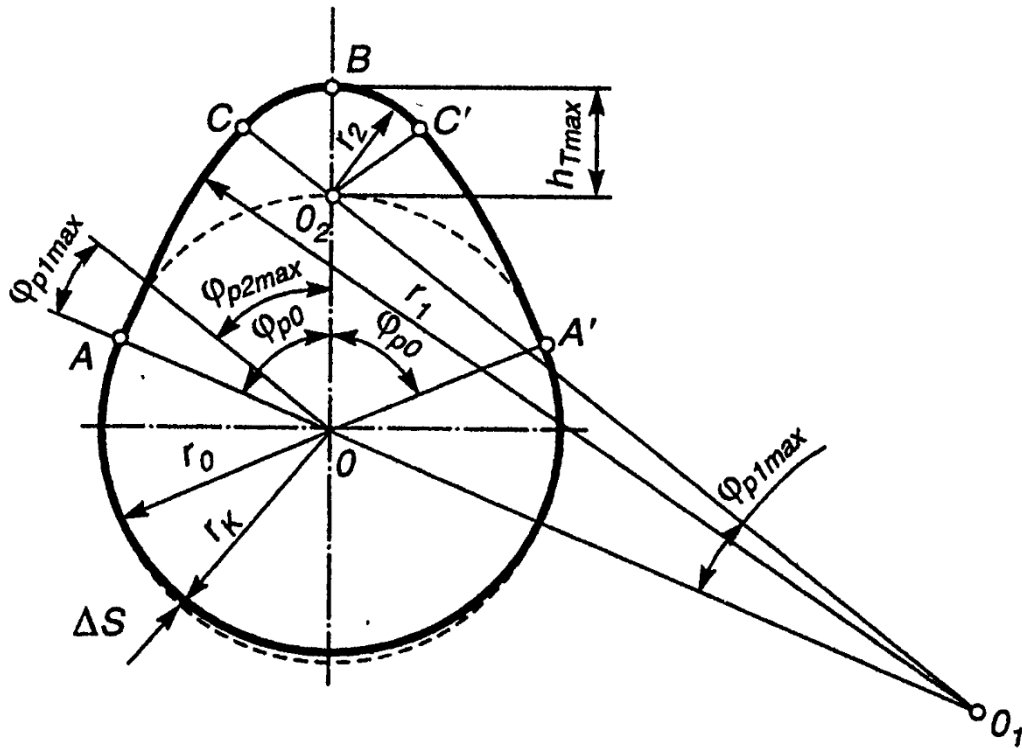


Рисунок 11 – Профиль кулачка

Профилирование выпуклого кулачка:

$$r_1 = \frac{a^2 + r_0^2 - r_2^2 - 2 \cdot a \cdot r_0 \cdot \cos \varphi_{p0}}{2 \cdot (r_0 - r_2 - a \cdot \cos \varphi_{p0})} \quad (5.136)$$

где r_2 – радиус дуги выпуклого кулачка, принимаем $r_2 = 8,5$ мм;

$$a = r_0 + h_{T \max} - r_2 = 16 + 8,5 - 8,5 = 16 \text{ мм};$$

φ_{p0} – величина угла четырёхтактных двигателей, которая вычисляется по формуле:

$$\varphi_{p0} = \frac{\varphi_{\text{пр}} + 180 + \varphi_{\text{зп}}}{4} \quad (5.137)$$

где $\varphi_{\text{пр}} = 22$ град. – угол опережения открытия клапана;

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Лист

$\varphi_{зп} = 62$ град. – угол запаздывания закрытия клапана.

$$\varphi_{p0} = \frac{22 + 180 + 62}{4} = 66 \text{ град.} = 1,151 \text{ рад}$$

$$r_1 = \frac{16^2 + 16^2 - 8,5^2 - 2 \cdot 16 \cdot 16 \cdot \cos 1,151}{2 \cdot (16 - 8,5 - 16 \cdot \cos 1,151)} = 118,03 \text{ мм}$$

Максимальный угол при подъёме клапана по дуге радиусом r_1 :

$$\varphi_{p1max} = \arcsin\left(\frac{a \cdot \sin \varphi_{p0}}{r_1 - r_2}\right) \quad (5.138)$$

$$\varphi_{p1max} = \arcsin\left(\frac{16 \cdot \sin 1,151}{82,3 - 8,5}\right) = 0,197 \text{ рад} = 11,28 \text{ град.}$$

Максимальный угол при подъёме клапана по дуге радиусом r_2 :

$$\varphi_{p2max} = \varphi_{p0} - \varphi_{p1max} \quad (5.139)$$

$$\varphi_{p2max} = 1,151 - 0,197 = 0,954 \text{ рад} = 54,66 \text{ град.}$$

Подъём клапана по углу поворота распределительного вала:

$$h_{т1} = (r_1 - r_0) \cdot (1 - \cos \varphi_{p1}) \quad (5.140)$$

$$h_{т2} = a \cdot \cos \varphi_{p2} + r_2 - r_0 \quad (5.141)$$

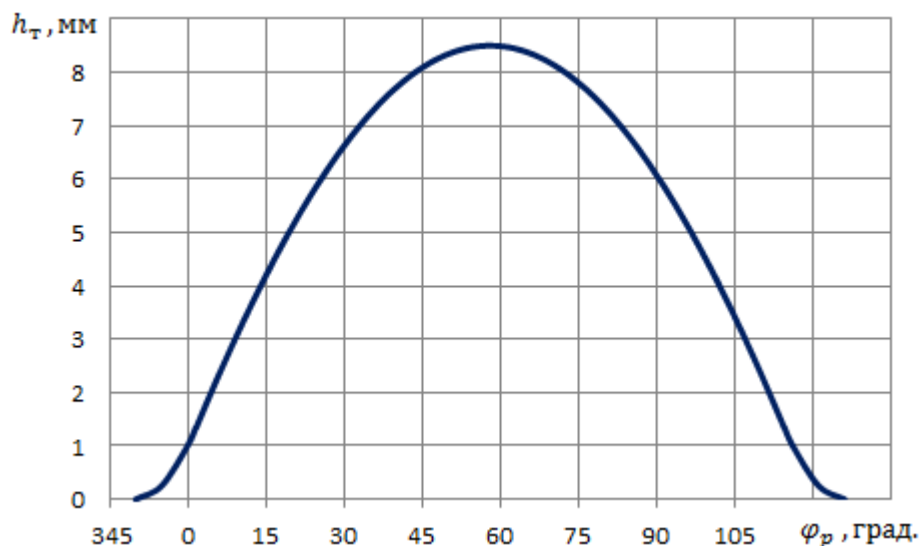


Рисунок 12 – Диаграмма подъёма клапана

Скорость и ускорение клапана:

$$\omega_{т1} = (r_1 - r_0) \cdot \omega_k \cdot \sin \varphi_{p1} \quad (5.142)$$

$$\omega_{т2} = \omega_k \cdot a \cdot \sin \varphi_{p2} \quad (5.143)$$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Лист

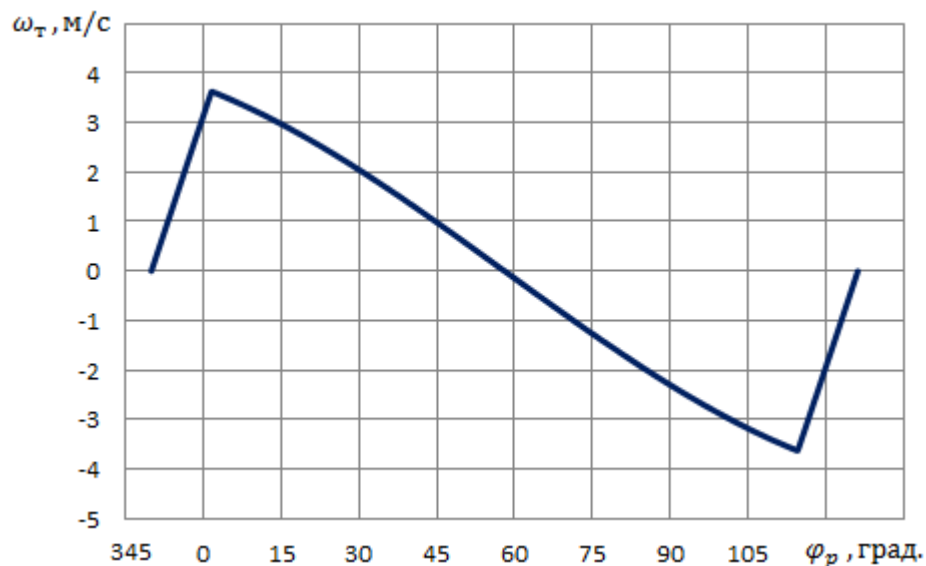


Рисунок 12 – Диаграмма скорости клапана

$$j_{T1} = (r_1 - r_0) \cdot \omega_k^2 \cdot \cos\varphi_{p1} \quad (5.144)$$

$$j_{T2} = -\omega_k^2 \cdot a \cdot \cos\varphi_{p2} \quad (5.145)$$

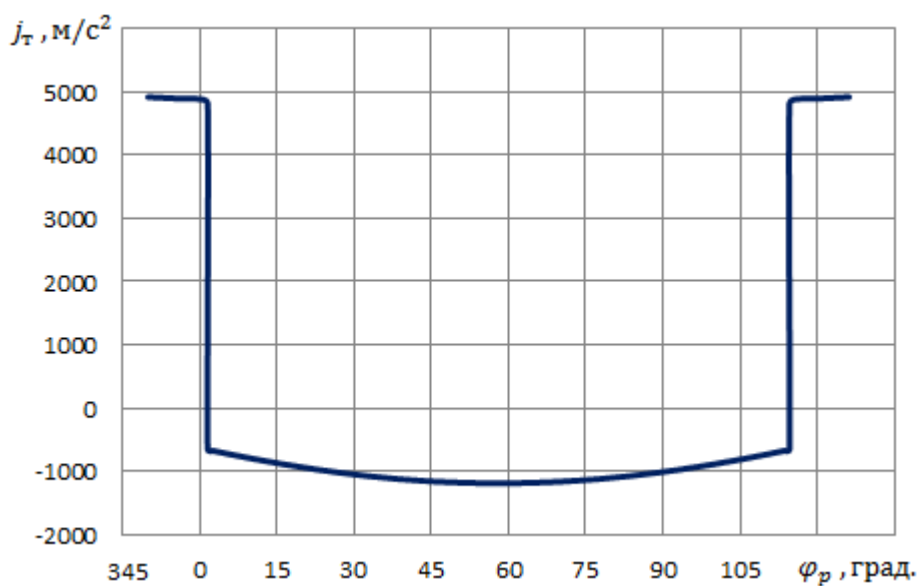


Рисунок 13 – Диаграмма ускорения клапана

Время-сечение клапана:

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}} dt = M_t \cdot M_F \cdot F_{abcd} \quad (5.146)$$

где M_t и M_F – масштабные коэффициенты, которые определяются по формуле:

$$M_t = \frac{M_{\varphi p}}{6 \cdot n_p} \quad (5.147)$$

$$M_t = \frac{1,5}{6 \cdot 2000} = 12,5 \cdot 10^{-5} \text{ с/мм}$$

$$M_F = M_{h_{\text{кл}}} \cdot 2,22 \cdot d_{\text{гор}} \quad (5.148)$$

$$M_F = 0,1 \cdot 2,22 \cdot 30,5 = 6,771 \text{ мм}^2/\text{мм}$$

$F_{abcd} = 5910 \text{ мм}^2$ – площадь под линией кривой подъёма клапана (рисунок 12) за такт впуска.

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}} dt = 9,615 \cdot 10^{-5} \cdot 6,771 \cdot 5910 = 3,847 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$$

Средняя площадь проходного сечения клапана:

$$F_{\text{кл.ср}} = \frac{M_F \cdot F_{abcd}}{90} \quad (5.149)$$

$$F_{\text{кл.ср}} = \frac{6,771 \cdot 5910}{90} = 444,63 \text{ мм}^2 = 4,44 \text{ см}^2$$

Полное время-сечения клапана:

$$\int_{t_{\text{пр}}}^{t_{\text{зл}}} M_t \cdot M_F \cdot F \quad (5.150)$$

где $F = 7105 \text{ мм}^2$ – площадь под кривой (рисунок 12) от открытия клапана до его закрытия.

$$\int_{t_{\text{пр}}}^{t_{\text{зл}}} 9,615 \cdot 10^{-5} \cdot 6,771 \cdot 7105 = 4,625 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$$

5.12 Расчёт пружины клапана

На основе расчёта газораспределения получаем следующее: частоту $n_p = 0,5 \cdot n_N = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и угловую скорость вращения $\omega_k = 209,44 \text{ рад/с}$ распределительного вала, максимальную высоту подъёма впускного клапана $h_{\text{кл max}} = 8,5 \text{ мм}$, диаметр горловины впускного клапана $d_{\text{гор}} = 30,5 \text{ мм}$, размеры

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$c = K \cdot M_{\text{кл}} \cdot \omega_{\text{к}}^2 \quad (5.154)$$

$$c = 1,4 \cdot 190 \cdot 272,27^2 \cdot 10^{-6} = 19,71 \text{ кН/м}$$

Деформация пружин:

- предварительная:

$$f_{\text{min}} = \frac{(r_0 - r_2) \cdot l_{\text{кл}}}{l_{\text{т}}} \quad (5.155)$$

$$f_{\text{min}} \frac{(16 - 8,5) \cdot 1}{1} = 7,5 \text{ мм}$$

- полная:

$$f_{\text{max}} = f_{\text{min}} + h_{\text{кл max}} \quad (5.156)$$

$$f_{\text{max}} = 7,5 + 8,5 = 16 \text{ мм}$$

Распределение усилий между наружной и внутренней пружинами:

- внутренняя пружина:

$$P_{\text{пр.в max}} = 0,35 \cdot P_{\text{пр max}} \quad (5.157)$$

$$P_{\text{пр.в max}} = 0,35 \cdot 315,5 = 110,42 \text{ Н}$$

$$P_{\text{пр.в min}} = 0,35 \cdot P_{\text{пр min}} \quad (5.158)$$

$$P_{\text{пр.в min}} = 0,35 \cdot 147,89 = 51,76 \text{ Н}$$

- наружная пружина:

$$P_{\text{пр.н max}} = P_{\text{пр max}} - P_{\text{пр.в max}} \quad (5.159)$$

$$P_{\text{пр.н max}} = 315,5 - 110,42 = 205,08 \text{ Н}$$

$$P_{\text{пр.н min}} = P_{\text{пр min}} - P_{\text{пр.в min}} \quad (5.160)$$

$$P_{\text{пр.н min}} = 147,89 - 51,76 = 96,13 \text{ Н}$$

Жесткость наружной и внутренней пружин:

$$c_{\text{пр.н}} = \frac{P_{\text{пр.н max}}}{f_{\text{max}}} \quad (5.161)$$

$$c_{\text{пр.н}} = \frac{205,08 \cdot 10^{-3}}{16 \cdot 10^{-3}} = 12,81 \text{ кН/м}$$

$$c_{\text{пр.в}} = \frac{P_{\text{пр.в max}}}{f_{\text{max}}} \quad (5.162)$$

$$c_{\text{пр.в}} = \frac{110,42 \cdot 10^{-3}}{16 \cdot 10^{-3}} = 6,9 \text{ кН/м}$$

Суммарная жесткость пружин:

$$c = c_{\text{пр.н}} + c_{\text{пр.в}} \quad (5.163)$$

$$c = 12,81 + 6,9 = 19,71 \text{ кН/м}$$

Размеры пружин (приняты по конструктивным соображениям): диаметр проволоки $\delta_{\text{пр.н}} = 3,6$ мм, $\delta_{\text{пр.в}} = 2,4$ мм, средний диаметр пружин $D_{\text{пр.н}} = 29$ мм, $D_{\text{пр.в}} = 20$ мм.

$$d_{\text{вт}} + \delta_{\text{пр.в}} + 2 = 15 + 2,4 + 2 = 19,4 \text{ мм} < D_{\text{пр.в}} = 20 \text{ мм}$$

$$D_{\text{пр.в}} + \delta_{\text{пр.в}} + \delta_{\text{пр.н}} + 2 = 20 + 2,4 + 3,6 + 2 = 28 \text{ мм} < D_{\text{пр.н}} = 29 \text{ мм}$$

где $d_{\text{вт}} = 15$ мм – диаметр втулки клапана.

Число рабочих витков:

$$i_{\text{р.н}} = \frac{G \cdot \delta_{\text{пр.н}}^4 \cdot f_{\text{max}}}{8 \cdot P_{\text{пр.н max}} \cdot D_{\text{пр.н}}^3} \quad (5.164)$$

$$i_{\text{р.в}} = \frac{G \cdot \delta_{\text{пр.в}}^4 \cdot f_{\text{max}}}{8 \cdot P_{\text{пр.в max}} \cdot D_{\text{пр.в}}^3} \quad (5.165)$$

где $G = 8,3$ МН/см² – модуль упругости второго рода.

$$i_{\text{р.н}} = \frac{8,3 \cdot 0,24^4 \cdot 1,6}{8 \cdot 205,08 \cdot 10^{-6} \cdot 2,9^3} = 5,57$$

$$i_{\text{р.в}} = \frac{8,3 \cdot 0,36^4 \cdot 1,6}{8 \cdot 110,42 \cdot 10^{-6} \cdot 2^3} = 6,23$$

Полное число витков:

$$i_{\text{п.н}} = i_{\text{р.н}} + 2 \quad (5.166)$$

$$i_{\text{п.н}} = 5,57 + 2 = 7,57$$

$$i_{\text{п.в}} = i_{\text{р.в}} + 2 \quad (5.167)$$

$$i_{\text{п.в}} = 6,23 + 2 = 8,23$$

Длина пружин при полностью открытом клапане:

$$L_{\text{н min}} = i_{\text{п.н}} \cdot \delta_{\text{пр.н}} + i_{\text{р.н}} \cdot \Delta_{\text{min}} \quad (5.168)$$

$$L_{\text{в min}} = i_{\text{п.в}} \cdot \delta_{\text{пр.в}} + i_{\text{р.в}} \cdot \Delta_{\text{min}} \quad (5.169)$$

где $\Delta_{min} = 0,3$ – наименьший зазор между витками пружины при полностью открытом клапане.

$$L_{H min} = 7,57 \cdot 3,6 + 5,57 \cdot 0,3 = 28,94 \text{ мм}$$

$$L_{B min} = 8,23 \cdot 2,4 + 6,23 \cdot 0,3 = 21,63 \text{ мм}$$

$$L_{min} = L_{H min} = 28,94 \text{ мм}$$

Длина пружин при закрытом клапане:

$$L_0 = L_{min} + h_{кл max} \quad (5.170)$$

$$L_0 = 28,94 + 8,5 = 37,44 \text{ мм}$$

Длина свободных пружин:

$$L_{H.CB} = L_{H min} + f_{max} \quad (5.171)$$

$$L_{H.CB} = 28,94 + 16 = 44,94 \text{ мм}$$

$$L_{B.CB} = L_{B min} + f_{max} \quad (5.172)$$

$$L_{B.CB} = 21,63 + 16 = 37,63 \text{ мм}$$

Максимальные и минимальные напряжения в пружинах:

- внутренняя пружина:

$$\tau_{max} = k'_B \cdot \frac{8 \cdot P_{пр.в max} \cdot D_{пр.в}}{\pi \cdot \delta_{пр.в}^3} \quad (5.173)$$

$$\tau_{min} = k'_B \cdot \frac{8 \cdot P_{пр.в min} \cdot D_{пр.в}}{\pi \cdot \delta_{пр.в}^3} \quad (5.174)$$

где $k'_B = 1,18$ – коэффициент, который учитывает неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины.

$$\tau_{max} = 1,18 \cdot \frac{8 \cdot 110,42 \cdot 20}{\pi \cdot 2,4^3} = 480,05 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = 1,18 \cdot \frac{8 \cdot 51,76 \cdot 20}{\pi \cdot 2,4^3} = 225,02 \text{ МПа}$$

- наружная пружина:

$$\tau_{max} = k'_H \cdot \frac{8 \cdot P_{пр.н max} \cdot D_{пр.н}}{\pi \cdot \delta_{пр.н}^3} \quad (5.175)$$

$$P_{Tmax} = \left[P_{пр min} + \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \cdot (p_r - p'_r) \right] \cdot \frac{l_{кл}}{l_T} + M_T \cdot \omega_k^2 \cdot (r_1 - r_0) \quad (5.179)$$

где d_B – это диаметр тарелки выпускного клапана, который вычисляется по формуле:

$$d_B = \frac{d_{ВП}}{1,1} \quad (5.180)$$

где $d_{ВП} = (1,06 \dots 1,12) \cdot d_{гор} = (1,06 \dots 1,12) \cdot 30,5 = 32,3 \dots 34,16$ мм, принимаем

$d_{ВП} = 33$ мм

$$d_B = \frac{33}{1,1} = 30 \text{ мм}$$

$p_r = 0,6$ МПа – определяется по индикаторной диаграмме;

$p'_r \approx p_0 = 0,1$ МПа;

M_T – масса движущихся деталей механизма распределения, приведённая к толкателю, которая вычисляется по формуле:

$$M_T = \left(m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3} \right) \cdot \left(\frac{l_{кл}}{l_T} \right)^2 + m_T + m_{шт} + m'' \quad (5.181)$$

где $m'' = 0$ – масса коромысла, приведённая к оси толкателя.

$$M_T = \left(120 + \frac{75}{3} \right) \cdot \left(\frac{1}{1} \right)^2 + 45 + 0 + 0 = 190 \text{ г}$$

$$P_{Tmax} = 933,89 \text{ Н}$$

Стрела прогиба распределительного вала рассчитывается так:

$$y = 0,8 \cdot \frac{P_{Tmax} \cdot a^2 \cdot b^2}{E \cdot l \cdot (d_p^4 - \delta_p^4)} \quad (5.182)$$

где $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости стали;

$l = a + b = 35 + 70 = 105$ мм – это длина пролёта распределительного вала, которая принята по конструктивным соображениям;

$d_p = 2 \cdot r_0 + 2 = 2 \cdot 16 + 2 = 34$ мм – наружный диаметр вала;

$\delta_p = 12$ мм – это внутренний диаметр вала, который принят с учётом использования его для подвода смазки к кулачкам и для сохранения достаточной жесткости.

$$y = 0,8 \cdot \frac{933,89 \cdot 35^2 \cdot 70^2}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 105 \cdot (34^4 - 12^4)} = 0,0001475 \text{ мм}$$

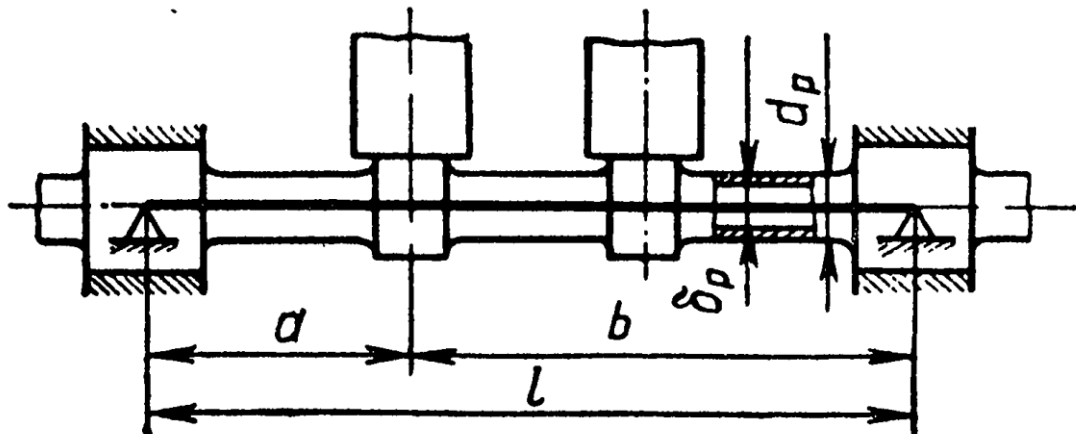


Рисунок 14 – Схема распределительно вала

Напряжение смятия рассчитывается:

$$\sigma_{см} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_{T \max} \cdot E}{b_k \cdot r_1}} \quad (5.183)$$

где $b_k = 15$ мм – ширина кулачка

$$\sigma_{см} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{933,89 \cdot 2,2 \cdot 10^5}{15 \cdot 82,3}} = 170,52 \text{ МПа}$$

6 РАСЧЁТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

6.1 Расчёт системы питания

Для того, чтобы осуществить рабочий цикл ДВС необходима горючая смесь – смесь топлива с окислителем. При сгорании горючей смеси скрытая химическая энергия топлива переходит в тепловую энергию, а в последствие в механическую, которая и приводит в движение коленчатый вал.

Основные требования, предъявляемые к системе питания двигателя:

1. приготовление горючей смеси в строго определенный, малый отрезок времени;
2. точное дозирование топлива и окислителя (воздуха) по циклам и цилиндрам;

3. стабильность установленной регулировки системы питания в течение длительного времени эксплуатации двигателя наряду с возможностью изменения регулировки в зависимости от условий эксплуатации и технического состояния двигателя;
4. автоматическое изменение количества и состава горючей смеси в соответствии с изменением режима работы двигателя как скоростного, так и нагрузочного;
5. надёжный пуск двигателя в различных температурных условиях;
6. образование горючей, а затем и рабочей смеси, обеспечивающей полное сгорание топлива и отсутствие токсичных компонентов в продуктах сгорания;
7. технологичность системы питания: простота и надёжность конструкции, удобство монтажа, регулировки, обслуживания и ремонта.

Данный двигатель имеет систему распределительного впрыска над впускными клапанами. Система имеет электромагнитные форсунки циклового впрыскивания. На рисунке 15 приведена схема системы питания двигателя УМЗ-4216.

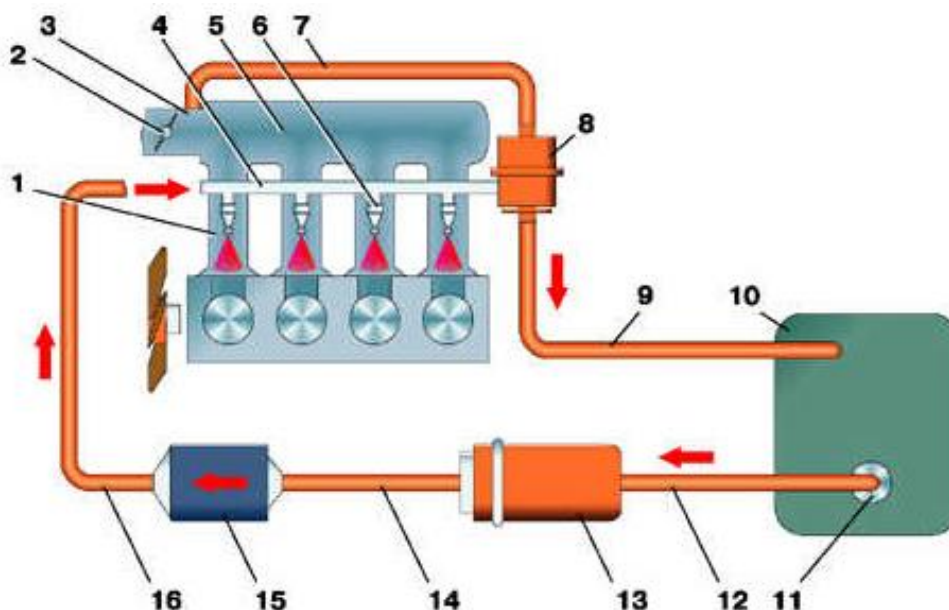


Рисунок 15 – Схема системы питания двигателя:

1 – впускная труба; 2 – воздушная дроссельная заслонка; 3 – дроссель; 4 – топливопровод двигателя; 5 – ресивер; 6 – форсунка; 7 – вакуумный шланг; 8 – редукционный клапан; 9 – шланг слива топлива; 10 – топливный бак; 11 – приемник топливного бака; 12 – топливопровод низкого давления; 13 – топливный насос; 14,16 – топливопровод высокого давления; 15 – фильтр тонкой очистки.

Форсунка представляет собой электромеханический клапан, в котором игла запорного клапана прижата к седлу пружиной. При подаче электрического импульса от блока управления на обмотку электромагнита игла поднимается и открывает отверстие распылителя, через которое топливо подаётся во впускную трубу двигателя. Количество топлива, впрыскиваемой форсункой, зависит от длительности электрического импульса.

Расчёт форсунки сводится к определению диаметра сопловых отверстий.

6.1.1 Расчёт форсунки

По результатам теплового расчёта имеем: удельный эффективный расход топлива $g_e = 315,65$ г/кВт·ч, давление в конце впуска $p_a = 0,0973$ МПа, частота вращения коленчатого вала $n = 4000$ мин⁻¹, плотность топлива $\rho_T = 750$ кг/м³, эффективная мощность двигателя $Ne = 79$ кВт. Продолжительность подачи топлива в градусах поворота коленчатого вала принимаем равной $\Delta\varphi = 300$ град.

Цикловая подача топлива:

$$V_{ц} = \frac{g_e \cdot Ne \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T} \quad (6.1)$$

где $i = 4$ – число цилиндров; $\tau = 4$ – тактность двигателя.

$$V_{ц} = \frac{315,65 \cdot 79 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 4000 \cdot 4 \cdot 750} = 69,267 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Время истечения топлива рассчитываем по формуле:

$$\Delta t = \frac{\Delta\varphi}{6 \cdot n} \quad (6.2)$$

$$\Delta t = \frac{300}{6 \cdot 4000} = 0,0125 \text{ с}$$

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия рассчитывается по формуле:

$$w_{\phi} = \sqrt{\left(\frac{2}{\rho_{\tau}}\right) \cdot (p_{\phi} - p_a)} \quad (6.3)$$

где $p_{\phi} = 0,3$ МПа – среднее давление впрыска топлива.

$$w_{\phi} = \sqrt{\left(\frac{2}{750}\right) \cdot (0,3 - 0,0973) \cdot 10^6} = 23,24 \text{ м/с}$$

Суммарная площадь сопловых отверстий рассчитывается по следующей формуле:

$$f_c = \frac{V_{ц}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \Delta t \cdot 10^3} \quad (6.4)$$

где $\mu_{\phi} = 0,85$ – коэффициент расхода топлива.

$$f_c = \frac{85,141}{0,85 \cdot 23,24 \cdot 0,00961 \cdot 10^3} = 0,448 \text{ мм}^2$$

Диаметр соплового отверстия:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi \cdot m}} \quad (6.5)$$

где $m = 4$ – число сопловых отверстий.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,448}{\pi \cdot 4}} = 0,377 \text{ мм}$$

6.2 Расчёт системы смазки

Масляная система обеспечивает смазку деталей двигателя для того, чтобы уменьшить трение, предотвратить коррозию, удалить продукты износа и частично охладить его отдельные узлы. Данный двигатель имеет комбинированную систему смазки.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Листм

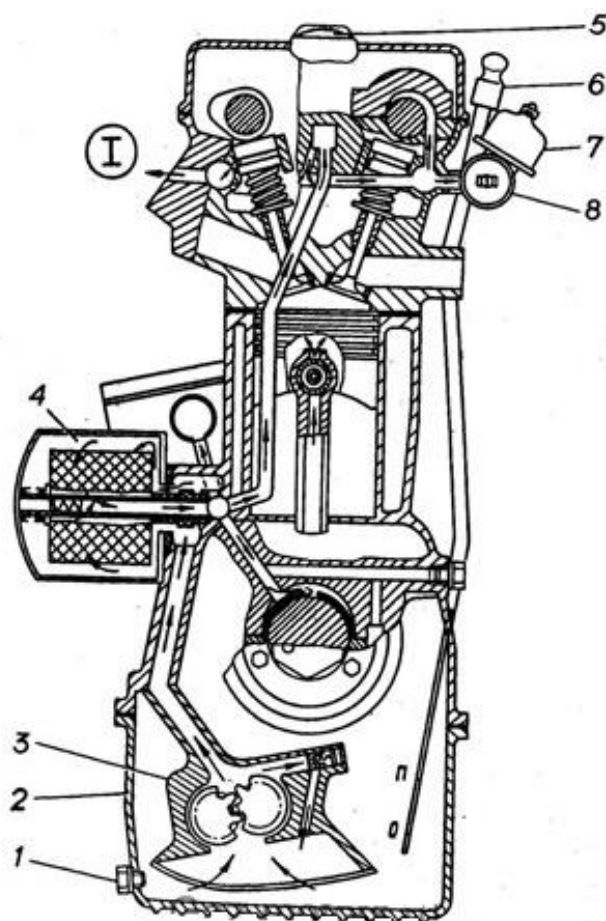


Рисунок 16 – Схема системы смазки двигателя:

1 – пробка сливного отверстия масляного картера; 2 – масляный картер; 3 – масляный насос; 4 – масляный фильтр; 5 – крышка маслозаливной горловины; 6 – стержневой указатель уровня масла; 7 – датчик указателя давления масла; 8 – датчик сигнализатора аварийного давления масла; I – к гидронатяжителю цепи привода распределительных валов.

6.2.1 Расчёт масляного насоса.

Масляный насос, служащий для подачи масла к трущимся поверхностям движущихся частей двигателя – один из основных элементов смазочной системы. В данном двигателе используется шестерёнчатый насос (рисунок 17). Шестерёнчатые насосы отличаются простотой устройства, компактностью, надёжностью работы.

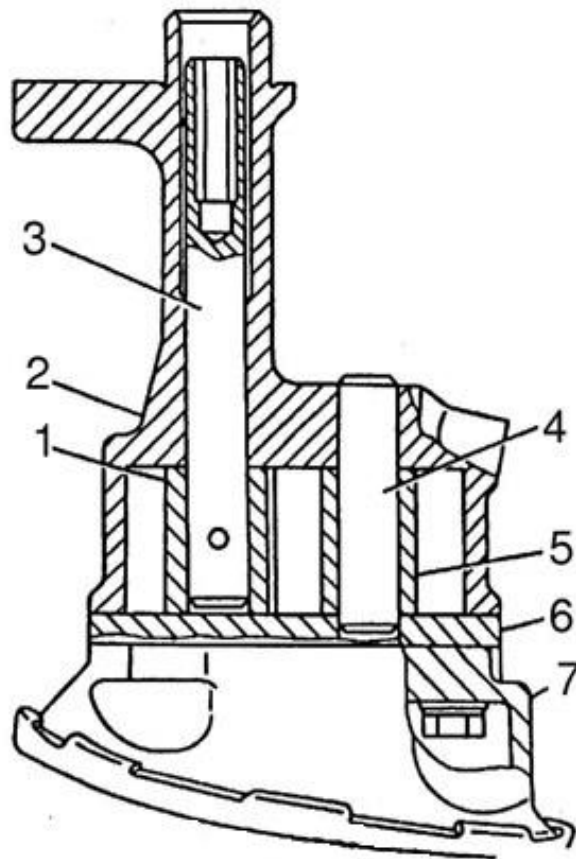


Рисунок 17 – Масляный насос двигателя:

1 – ведущая шестерня; 2 – корпус; 3 – валик; 4 – ось; 5 – ведомая шестерня; 6 – перегородка; 7 – приёмный патрубок с сеткой.

Расчёт масляного насоса заключается в определении размеров его шестерен.

Из расчёта теплового баланса имеем: общее количество теплоты, выделяемой топливом в течение одной секунды $Q_0 = 347,35$ кДж/с.

Количество теплоты, которое отводится маслом от двигателя:

$$Q_m = (0,015 - 0,030) \cdot Q_0 \quad (6.6)$$

$$Q_m = 0,023 \cdot Q_0 = 7,98 \text{ кДж/с}$$

Циркуляционный расход масла:

$$V_{ц} = \frac{Q_m}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m} \quad (6.7)$$

где $\rho_m = 900$ кг/м³ – плотность масла;

$c_m = 2,094$ кДж/кг · К – теплоёмкость масла;

$\Delta T_m = 10$ К – температура нагрева масла в двигателе.

$$V_{ц} = \frac{7,98}{900 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,000423 \text{ м}^3/\text{с}$$

Циркуляционный расход с учётом стабилизации давления масла в системе:

$$V' = 2 \cdot V_{ц} \quad (6.8)$$

$$V' = 2 \cdot 0,000423 = 0,000847 \text{ м}^3/\text{с}$$

Расчётная производительность насоса рассчитывается следующим образом:

$$V_p = \frac{V'}{\eta_n} \quad (6.9)$$

где $\eta_n = 0,6 \dots 0,8$ – объёмный коэффициент подачи, принимаем $\eta_n = 0,7$.

$$V_p = \frac{0,000847}{0,7} = 0,00121 \text{ м}^3/\text{с}$$

Диаметр начальной окружности шестерни рассчитывается так:

$$D_0 = z \cdot m \quad (6.10)$$

где $z = 7$ – число зубьев шестерни;

$m = 5 \text{ мм}$ – модуль зацепления зуба.

$$D_0 = 7 \cdot 0,005 = 0,035 \text{ мм}$$

Диаметр внешней окружности шестерни рассчитывается так:

$$D = m \cdot (z + 2) \quad (6.11)$$

$$D = 0,005 \cdot (7 + 2) = 0,045 \text{ мм}$$

Частота вращения шестерни (насоса) рассчитывается по формуле:

$$n_n = \frac{u_n \cdot 60}{\pi \cdot D} \quad (6.12)$$

где $u_n = 8 \text{ м/с}$ – это окружная скорость на внешнем диаметре шестерни.

$$n_n = \frac{8 \cdot 60}{\pi \cdot 0,045} = 3395,3 \text{ мин}^{-1}$$

Длина зуба шестерни:

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_n} \quad (6.13)$$

$$b = \frac{60 \cdot 0,00121}{2 \cdot \pi \cdot 5^2 \cdot 7 \cdot 3395,3 \cdot 10^{-3}} = 0,0194 \text{ м}$$

Мощность, которая затрачивается на привод масляного насоса рассчитывается так:

$$N_H = \frac{V_p \cdot p}{\eta_{м.н} \cdot 10^3} \quad (6.14)$$

где $p = 40 \cdot 10^4$ Па – рабочее давление масла в системе;

$\eta_{м.н} = 0,9$ – механический КПД масляного насоса.

$$N_H = \frac{0,00121 \cdot 40 \cdot 10^4}{0,9 \cdot 10^3} = 0,538 \text{ кВт}$$

6.2.2 Расчёт масляного радиатора.

Масляный радиатор - это теплообменный аппарат, применяемый для охлаждения масла, которое циркулирует в системе смазки двигателя. Данный двигатель имеет водомасляный радиатор.

Расчёт заключается в определении поверхности охлаждения двигателя.

Коэффициент теплопередачи от масла к воде рассчитывается следующим образом:

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{теп}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (6.15)$$

где $\alpha_1 = 100 \dots 500$ Вт/м² · К – коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам радиатора, принимаем $\alpha_1 = 300$ Вт/м² · К;

$\delta = 0,2$ мм – толщина стенки радиатора;

$\lambda_{теп} = 100$ Вт/м · К – коэффициент теплопроводности стенки;

$\alpha_2 = 2300 \dots 4100$ Вт/м² · К – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к воде, принимаем $\alpha_2 = 3200$ Вт/м² · К.

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{300} + \frac{0,0002}{100} + \frac{1}{3200}} = 274,13 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемая водой:

$$F_M = \frac{Q_M}{K_M \cdot \Delta T_M} \quad (6.16)$$

$$F_M = \frac{7980}{274,13 \cdot 10} = 2,91 \text{ м}^2$$

6.2.3 Расчёт шатунного подшипника.

На основе данных расчёта шатунного подшипника получаем следующее: диаметр шатунной шейки $d_{ш.ш} = 56$ мм, рабочая ширина шатунного вкладыша $l'_{ш.ш} = 19$ мм, среднее удельное давление на поверхности шейки $k_{ш.ш.ср} = 13,84$ МПа, частота вращения коленчатого вала $n = 4000$ мин⁻¹.

Диаметральный зазор рассчитывается следующим образом:

$$\Delta = 0,007 \cdot \sqrt{d_{ш.ш}} \quad (6.17)$$

$$\Delta = 0,007 \cdot \sqrt{56} = 0,0523 \text{ мм}$$

Относительный зазор рассчитывается так:

$$\chi = \frac{\Delta}{d_{ш.ш}} \quad (6.18)$$

$$\chi = \frac{0,0523}{56} = 0,00093$$

Коэффициент, который учитывает геометрию шатунной шейки:

$$c = 1 + \frac{d_{ш.ш}}{l'_{ш.ш}} \quad (6.19)$$

$$c = 1 + \frac{56}{19} = 3,94$$

Минимальная толщина масляного слоя рассчитывается по формуле:

$$h_{min} = \frac{55 \cdot 10^{-9} \cdot \mu \cdot n \cdot d_{ш.ш}}{k_{ш.ш.ср} \cdot \chi \cdot c} \quad (6.20)$$

где $\mu = 0,014$ Н · с/м² – динамическая вязкость масла, значение выбрано согласно таблице 19.1 [2] (подшипник залит баббитом).

$$h_{min} = \frac{55 \cdot 10^{-9} \cdot 0,014 \cdot 4000 \cdot 56}{13,84 \cdot 0,00093 \cdot 3,94} = 0,0034 \text{ мм}$$

Величина критического слоя масла рассчитывается по формуле:

$$h_{кр} = h_{в} + h_{п} \quad (6.21)$$

где $h_{в} = 0,0006$ мм – величина неровностей поверхности шейки после чистового шлифования [2 стр.477];

$h_{п} = 0,001$ мм – величина неровностей поверхности вкладыша после алмазного растачивания [2 стр.477].

$$h_{кр} = 0,0006 + 0,001 = 0,0016 \text{ мм}$$

Коэффициент запаса надежности шатунного подшипника рассчитывается следующим образом:

$$K = \frac{h_{min}}{h_{кр}} \quad (6.22)$$

$$K = \frac{0,0034}{0,0016} = 2,12$$

6.3 Расчёт системы охлаждения.

Охлаждение двигателя применяют для того, чтобы принудительно отвести теплоту от нагретых деталей для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя и его нормальной работы. Большая часть отводимой теплоты воспринимается системой охлаждения. Данный двигатель имеет жидкостную систему охлаждения. К преимуществам жидкостного охлаждения относят следующее:

1. меньшие затраты мощности на охлаждение и возможность использования тепловой энергии, отводимой в систему охлаждения;
2. прогрев двигателя быстрый и равномерный при пуске;
3. меньшая склонность к детонации;
4. более эффективный отвод теплоты от нагретых деталей двигателя при любой тепловой нагрузке;
5. более стабильное тепловое состояние двигателя при изменении режима работы.

Недостатки системы жидкостного охлаждения:

1. пониженная надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающей среды и большая чувствительность к ее изменению;
2. большие затраты на обслуживание и ремонт в эксплуатации.

Расчёт сис-мы жидкостного охлаждения сводится к определению основных размеров жидкостного насоса, поверхности радиатора и подбору вентилятора.

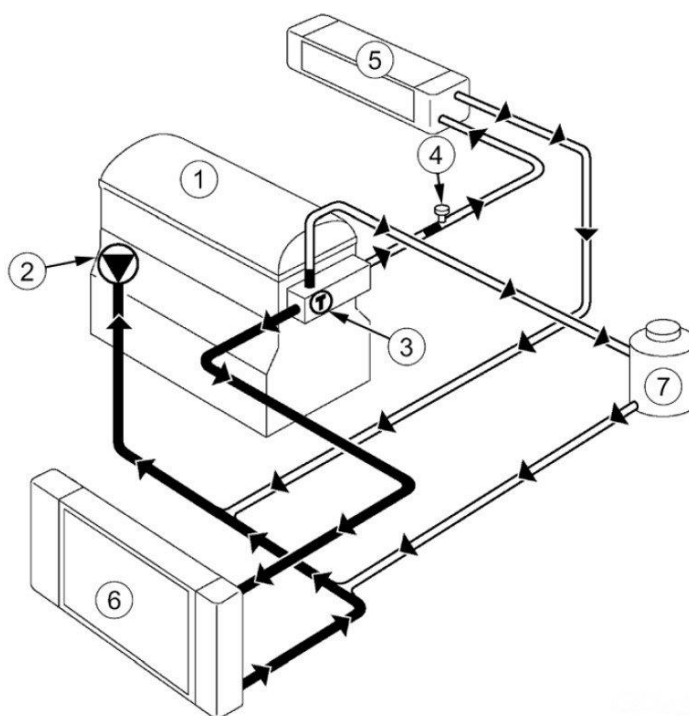


Рисунок 16 – Схема системы охлаждения двигателя:

1 - двигатель; 2 - водяной насос; 3 - термостат; 4 - штуцер для удаления воздуха; 5 - радиатор отопителя; 6 - радиатор системы охлаждения двигателя; 7 - расширительный бачок.

6.3.1 Расчёт жидкостного насоса.

Жидкостный насос (помпа) используют для того, чтобы обеспечить непрерывную циркуляцию жидкости в системе охлаждения.

Согласно данным теплового баланса имеем: количество теплоты, которое отводится от двигателя жидкостью $Q_{\text{в}} = 80159$ Дж/с; средняя теплоемкость жидкости $c_{\text{ж}} = 4187$ Дж/кг · К; средняя плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³; напор, который создаётся насосом, принимаем $p_{\text{ж}} = 90$ кПа; частота вращения насоса $n_{\text{в.н}} = 6000$ мин⁻¹.

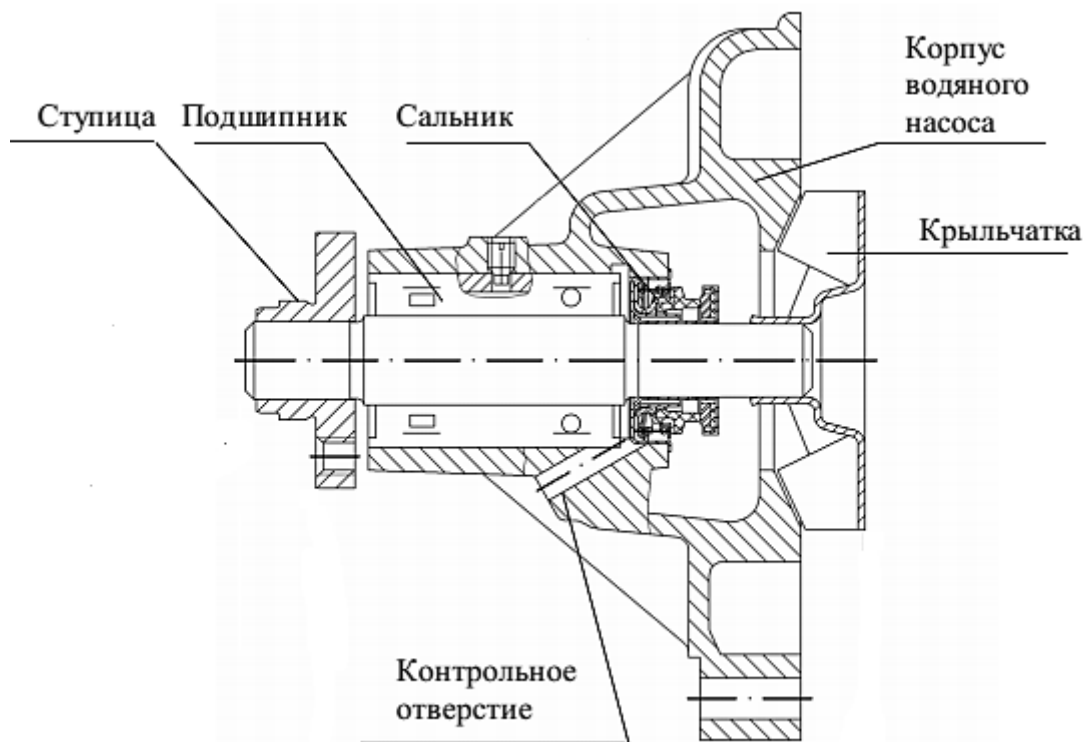


Рисунок 17 – Водяной насос двигателя

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения:

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \Delta T_{\text{ж}}} \quad (6.23)$$

где $\Delta T_{\text{ж}} = 12 \text{ К}$ – температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции.

$$G_{\text{ж}} = \frac{80159}{4187 \cdot 1000 \cdot 12} = 0,00159 \text{ м}^3/\text{с}$$

Расчётная производительность насоса:

$$G_{\text{ж.п}} = \frac{G_{\text{ж}}}{\eta} \quad (6.24)$$

где $\eta = 0,9$ – коэффициент подачи насоса.

$$G_{\text{ж.п}} = \frac{0,00159}{0,9} = 0,00176 \text{ м}^3/\text{с}$$

Радиус входного отверстия крыльчатки рассчитывается так:

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{\text{ж.п}}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2} \quad (6.25)$$

где $c_1 = 2 \text{ м/с}$ – скорость жидкости на входе;

$r_0 = 0,01$ м – радиус ступицы крыльчатки.

$$r_1 = \sqrt{\frac{0,00176}{\pi \cdot 2} + 0,01^2} = 0,019 \text{ м}$$

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса рассчитывается по формуле:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{\frac{p_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} \cdot \eta_h}} \quad (6.26)$$

где $\alpha_2 = 10^\circ$, $\beta_2 = 45^\circ$;

$\eta_h = 0,6$ – гидравлический КПД насоса.

$$u_2 = \sqrt{1 + 0,1763 \cdot 1} \cdot \sqrt{\frac{90 \cdot 1000}{1000 \cdot 0,6}} = 13,3 \text{ м/с}$$

Радиус крыльчатки колеса на выходе рассчитывается следующим образом:

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_{\text{в.н}}} \quad (6.27)$$

$$r_2 = \frac{30 \cdot 13,3}{\pi \cdot 6000} = 0,03 \text{ м}$$

Окружная скорость входа потока рассчитывается следующим образом:

$$u_1 = \frac{u_2 \cdot r_1}{r_2} \quad (6.28)$$

$$u_1 = \frac{13,3 \cdot 0,019}{0,03} = 8,42 \text{ м/с}$$

Угол между скоростями c_1 и u_1 принимаем $\alpha_1 = 90^\circ$, при этом $\operatorname{tg} \beta_1 = c_1/u_1 = 2/8,42 = 0,2375$ откуда $\beta_1 = 13,1^\circ$.

Ширина лопатки на входе рассчитывается так:

$$b_1 = \frac{G_{\text{ж.р}}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\sin \beta_1}\right) \cdot c_1} \quad (6.29)$$

где $z = 6$ – число лопаток на крыльчатке насоса;

$\delta_1 = 0,003$ м – толщина лопаток у входа.

$$b_1 = \frac{0,00176}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0,019 - \frac{6 \cdot 0,003}{0,2267}\right) \cdot 2} = 0,022 \text{ м}$$

Радиальная скорость потока на выходе из колеса рассчитывается следующим образом:

$$c_r = \frac{p_{\text{ж}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{\text{ж}} \cdot \eta_h \cdot u_2} \quad (6.30)$$

$$c_r = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 0,1763}{1000 \cdot 0,6 \cdot 13,3} = 1,98 \text{ м/с}$$

Ширина лопатки на выходе рассчитывается по формуле:

$$b_2 = \frac{G_{\text{ж.р}}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin \beta_2}\right) \cdot c_r} \quad (6.31)$$

где $\delta_2 = 0,003 \text{ м}$ – толщина лопаток на выходе.

$$b_2 = \frac{0,00176}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0,03 - \frac{6 \cdot 0,003}{0,7071}\right) \cdot 1,98} = 0,0054 \text{ м}$$

Мощность, потребляемая жидкостным насосом рассчитывается следующим образом:

$$N_{\text{в.н}} = \frac{G_{\text{ж.р}} \cdot p_{\text{ж}}}{1000 \cdot \eta_m} \quad (6.32)$$

где $\eta_m = 0,9$ – механический КПД жидкостного насоса.

$$N_{\text{в.н}} = \frac{0,00176 \cdot 90 \cdot 10^3}{1000 \cdot 0,9} = 0,176 \text{ кВт}$$

6.3.2 Расчёт поверхности охлаждения жидкостного радиатора

Радиатор – это теплообменный аппарат для воздушного охлаждения жидкости, поступающей от нагретых деталей двигателя.

Расчёт радиатора заключается в определении поверхности охлаждения, которая необходима для передачи теплоты от жидкости к окружающему воздуху.

На основе данных теплового баланса получаем следующее: количество теплоты, которое отводится от двигателя и передаётся от жидкости к

охлаждающему воздуху $Q_{\text{в}} = Q_{\text{ж}} = 80159$ Дж/кг; средняя теплоемкость воздуха $c_{\text{возд}} = 1000$ Дж/кг·К; объемный расход жидкости, которая проходит через радиатор $G_{\text{ж}} = 0,00218$ м³/с; средняя плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³.

Количество воздуха, проходящего через радиатор рассчитывается так:

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}} \quad (6.33)$$

где $\Delta T_{\text{возд}} = 20$ К – температурный перепад воздуха в решетке радиатора.

$$G'_{\text{возд}} = \frac{80159}{1000 \cdot 20} = 4 \text{ кг/с}$$

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор, рассчитывается следующим образом:

$$G'_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \quad (6.34)$$

$$G'_{\text{ж}} = 0,00159 \cdot 1000 = 1,59 \text{ кг/с}$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор, рассчитывается по формуле:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2} \quad (6.35)$$

где $T_{\text{возд.вх}} = 313$ К – расчетная температура воздуха перед радиатором

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{313 + (313 + 20)}{2} = 323 \text{ К}$$

Средняя температура жидкости в радиаторе рассчитывается по формуле:

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{T_{\text{ж.вх}} + (T_{\text{ж.вх}} - \Delta T_{\text{ж}})}{2} \quad (6.36)$$

где $T_{\text{ж.вх}} = 363$ К – температура жидкости перед радиатором.

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{363 + (363 - 10)}{2} = 358 \text{ К}$$

Поверхность охлаждения радиатора рассчитывается по формуле:

$$F = \frac{Q_{\text{ж}}}{K \cdot (T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.возд}})} \quad (6.37)$$

где $K = 160$ – коэффициент теплопередачи для радиаторов легковых автомобилей.

$$F = \frac{80159}{160 \cdot (358 - 325)} = 15,1 \text{ м}^2$$

6.3.3 Расчёт вентилятора.

Вентилятор необходим для того, чтобы создавать направленный воздушный поток, который обеспечивает отвод теплоты от радиатора.

На основе данных расчета жидкостного радиатора массовый расход воздуха, который подаётся вентилятором равен: $G'_{\text{возд}} = 2,58 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$, а его средняя температура $T_{\text{ср.возд}} = 323 \text{ К}$; напор, который создаёт вентилятор принимаем $\Delta p_{\text{тр}} = 800 \text{ Па}$.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе рассчитывается следующим образом:

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_{\text{ср.возд}}} \quad (6.38)$$

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{0,1013 \cdot 10^6}{287 \cdot 323} = 1,093 \text{ кг/м}^3$$

Производительность вентилятора рассчитываем так:

$$G_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{(\rho_{\text{возд}} \cdot c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}})} \quad (6.39)$$

$$G_{\text{возд}} = \frac{82159}{(1,093 \cdot 1000 \cdot 20)} = 3,76 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод вентилятора рассчитывается следующим образом:

$$N_{\text{вен}} = \frac{G_{\text{возд}} \Delta p_{\text{тр}}}{\eta_{\text{в}} \cdot 1000}$$

$$N_{\text{вен}} = \frac{3,76 \cdot 800}{0,6 \cdot 1000} = 5,01 \text{ кВт}$$

Фронтальная поверхность радиатора рассчитывается по формуле:

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\omega_{\text{возд}}} \quad (6.40)$$

где $\omega_{\text{возд}} = 6 \dots 24$ м/с – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учёта скорости движения автомобиля, принимаем $\omega_{\text{возд}} = 20$ м/с .

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{3,76}{20} = 0,188 \text{ м}^2$$

Диаметр вентилятора рассчитываем следующим образом:

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}} \quad (6.41)$$

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,188}{\pi}} = 0,245 \text{ м}$$

Окружная скорость вентилятора рассчитывается по формуле:

$$u = \psi_{\text{л}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{возд}}}} \quad (6.42)$$

где $\psi_{\text{л}} = 2,5$ – коэффициент для криволинейных лопастей.

$$u = 2,5 \cdot \sqrt{\frac{800}{1,093}} = 67,64 \text{ м/с}$$

Частота вращения вентилятора рассчитывается следующим образом:

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_{\text{вент}}} \quad (6.43)$$

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot 67,64}{\pi \cdot 0,245} = 5273 \text{ мин}^{-1}$$

Таким образом не выполнено условие $n_{\text{вент}} = n_{\text{в.н}} = 5273 \text{ мин}^{-1}$ (вентилятор и жидкостный насос не имеют общий привод).

8 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

8.1 Введение

За последние десятилетия двигателестроение быстро и интенсивно развивалось. Технологии становились всё лучше. Мощность двигателей, а вместе с ним и удельная мощность на литр возрастали. Вместе с тем возрастала тепловая нагрузка на отдельные детали и двигатель в целом. В настоящее время в камерах сгорания современных ДВС очень высокие температуры. И для нормального функционирования двигателя нужна хорошая система охлаждения.

Система охлаждения предназначена для принудительного отвода лишнего тепла от деталей двигателя автомобиля и дальнейшей передачи его в окружающую среду.

В данной выпускной квалификационной работе рассмотрен улучшенный теплообмен двигателя внутреннего сгорания.

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

3. Установить более производительный вентилятор
4. Использовать помпу увеличенной производительности
5. Настроить открытие термостата на меньшую температуру

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

8.3 Исходные данные

Исходные данные двигателя ВАЗ 21179

Тип	С искровым зажиганием
Число и расположение цилиндров	4, рядный
Частота вращения каленчатого вала, мин ⁻¹	6000
Мощность, кВт (л.с.)	91 (122)
Степень сжатия, ε	10,3

Двигатель ВАЗ 21179 имеет тот же блок цилиндров, что и 21126. И системы охлаждения у них идентичны.

Поэтому, форсированный двигатель 21179 выделяет больше теплоты и ему нужна более эффективная система охлаждения.

На основании теплового расчёта двигателя 21126 (таблица 1), сравним параметры с двигателем 21179 и увидим, что более объёмный и форсированный двигатель выделяет больше теплоты, которую нужно отбирать для эффективной работы двигателя.

Таблица 1.

Двигатель	21126	21179
Составляющие теплового баланса	Q , Дж/с	Q , Дж/с
Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом, Q_0	213075	281117
Теплота, передаваемая охлаждающей среде, $Q_в$	78424	80159
Теплота, унесённая с отработавшими газами, $Q_г$	91795	96362
Теплота эквивалентная эффективной работе, Q_e	89000	91000
Неучтённые потери теплоты, $Q_{ост}$	6846	11596

По результатам таблицы видно, что показания отбора теплоты почти одинаковы. Но теплота, поступаемая в двигатель 21179 больше.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Лист

Также большая тепловая нагрузка обусловлена увеличенным объемом камер сгорания и меньшей степени сжатия у двигателя прототипа 21179.

8.4 Модернизация

Произведём расчёт системы охлаждения с улучшенными показателями.

Расчёт системы жидкостного охлаждения сводится к определению основных размеров жидкостного насоса, поверхности радиатора и подбору вентилятора.

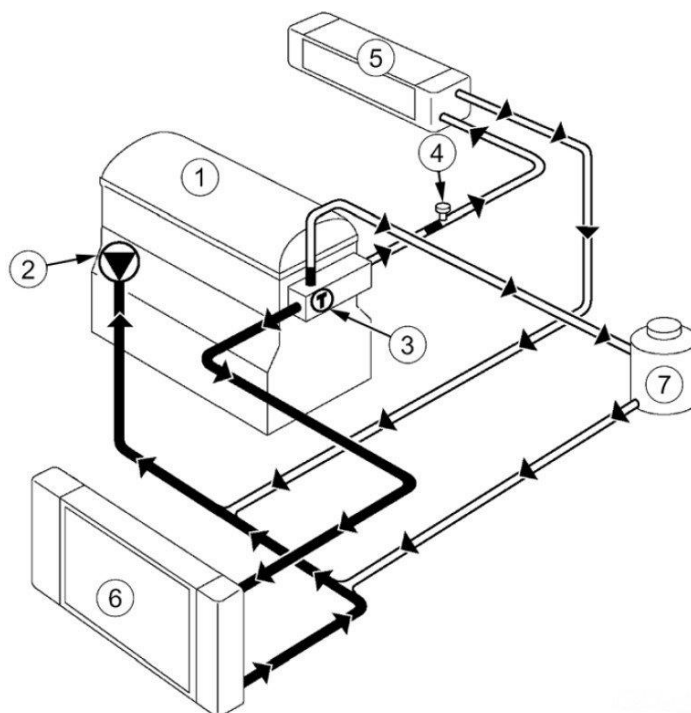


Рисунок 1 – Схема системы охлаждения двигателя:

1 - двигатель; 2 - водяной насос; 3 - термостат; 4 - штуцер для удаления воздуха; 5 - радиатор отопителя; 6 - радиатор системы охлаждения двигателя; 7 - расширительный бачок.

3.1 Расчёт жидкостного насоса

По данным теплового баланса имеем: $Q_{\text{в}} = 80159$ Дж/с; средняя теплоемкость жидкости $c_{\text{ж}} = 4187$ Дж/кг·К; плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³; напор, создаваемый насосом, принимаем как $p_{\text{ж}} = 90$ кПа; частота вращения насоса $n_{\text{в.н}} = 6000$ мин⁻¹.

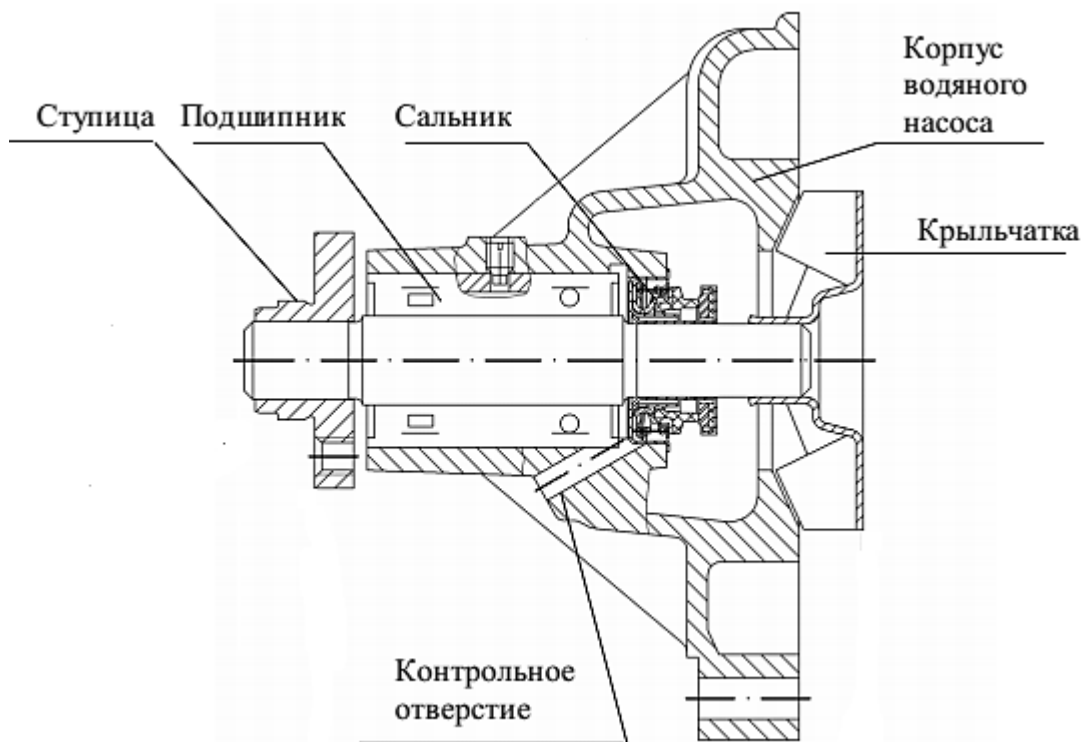


Рисунок 2 – Водяной насос двигателя

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения:

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \Delta T_{\text{ж}}}$$

где $\Delta T_{\text{ж}} = 12 \text{ К}$ – температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции.

$$G_{\text{ж}} = \frac{80159}{4187 \cdot 1000 \cdot 9} = 0,00159 \text{ м}^3/\text{с}$$

Расчётная производительность насоса:

$$G_{\text{ж.п}} = \frac{G_{\text{ж}}}{\eta}$$

где $\eta = 0,9$ – коэффициент подачи насоса.

$$G_{\text{ж.п}} = \frac{0,00159}{0,9} = 0,00176 \text{ м}^3/\text{с}$$

Радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{\text{ж.п}}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2}$$

где $c_1 = 2 \text{ м/с}$ – скорость жидкости на входе;

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Лист

$r_0 = 0,01$ м – радиус ступицы крыльчатки.

$$r_1 = \sqrt{\frac{0,00176}{\pi \cdot 2} + 0,01^2} = 0,019 \text{ м}$$

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \cdot \operatorname{ctg}\beta_2} \cdot \sqrt{\frac{p_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} \cdot \eta_h}}$$

где $\alpha_2 = 13^\circ$, $\beta_2 = 42^\circ$;

$\eta_h = 0,6$ – гидравлический КПД насоса.

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg}13 \cdot \operatorname{ctg}42} \cdot \sqrt{\frac{90 \cdot 1000}{1000 \cdot 0,6}} = 13,7 \text{ м/с}$$

Радиус крыльчатки колеса на выходе:

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_{\text{в.н}}}$$
$$r_2 = \frac{30 \cdot 13,7}{\pi \cdot 6000} = 0,03 \text{ м}$$

Окружная скорость входа потока:

$$u_1 = \frac{u_2 \cdot r_1}{r_2}$$
$$u_1 = \frac{13,7 \cdot 0,019}{0,03} = 8,68 \text{ м/с}$$

Угол между скоростями c_1 и u_1 принимаем $\alpha_1 = 90^\circ$, при этом $\operatorname{tg}\beta_1 = c_1/u_1 = 2/8,68 = 0,2304$ откуда $\beta_1 = 13^\circ$.

Ширина лопатки на входе:

$$b_1 = \frac{G_{\text{ж.п}}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\sin\beta_1}\right) \cdot c_1}$$

где $z = 6$ – число лопаток на крыльчатке насоса;

$\delta_1 = 0,003$ м – толщина лопаток у входа.

$$b_1 = \frac{0,00176}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0,019 - \frac{6 \cdot 0,003}{0,225}\right) \cdot 2} = 0,0223 \text{ м}$$

Радиальная скорость потока на выходе из колеса:

$$c_r = \frac{p_{\text{ж}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{\text{ж}} \cdot \eta_h \cdot u_2}$$

$$c_r = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 0,2309}{1000 \cdot 0,6 \cdot 13,7} = 2,53 \text{ м/с}$$

Ширина лопатки на выходе:

$$b_2 = \frac{G_{\text{ж.р}}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin \beta_2}\right) \cdot c_r}$$

где $\delta_2 = 0,003 \text{ м}$ – толщина лопаток на выходе.

$$b_2 = \frac{0,00176}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0,03 - \frac{6 \cdot 0,003}{0,6691}\right) \cdot 2,53} = 0,0043 \text{ м}$$

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{\text{в.н}} = \frac{G_{\text{ж.р}} \cdot p_{\text{ж}}}{1000 \cdot \eta_{\text{м}}}$$

где $\eta_{\text{м}} = 0,8$ – механический КПД жидкостного насоса.

$$N_{\text{в.н}} = \frac{0,00176 \cdot 90 \cdot 10^3}{1000 \cdot 0,8} = 0,198 \text{ кВт}$$

Расчёт поверхности охлаждения жидкостного радиатора

По данным теплового баланса: $Q_{\text{в}} = Q_{\text{ж}} = 80159 \text{ Дж/кг}$; теплоемкость воздуха $c_{\text{возд}} = 1000 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$; объемный расход жидкости, проходящей через радиатор $G_{\text{ж}} = 0,00159 \text{ м}^3/\text{с}$; средняя плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}}$$

где $\Delta T_{\text{возд}} = 20 \text{ К}$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора.

$$G'_{\text{возд}} = \frac{80159}{1000 \cdot 20} = 4 \text{ кг/с}$$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Лист

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор:

$$G'_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}}$$
$$G'_{\text{ж}} = 0,00159 \cdot 1000 = 1,59 \text{ кг/с}$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2}$$

где $T_{\text{возд.вх}} = 313 \text{ К}$ – расчетная температура воздуха перед радиатором

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{313 + (313 + 20)}{2} = 323 \text{ К}$$

Средняя температура жидкости в радиаторе:

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{T_{\text{ж.вх}} + (T_{\text{ж.вх}} - \Delta T_{\text{ж}})}{2}$$

где $T_{\text{ж.вх}} = 363 \text{ К}$ – температура жидкости перед радиатором.

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{363 + (363 - 10)}{2} = 358 \text{ К}$$

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_{\text{ж}}}{K \cdot (T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.возд}})}$$

где $K = 180$ – коэффициент теплопередачи для радиаторов легковых автомобилей.

$$F = \frac{80159}{180 \cdot (358 - 325)} = 13,5 \text{ м}^2$$

8.5 Заключение

В ходе расчётов стандартной и модернизированной системы охлаждения я выяснил какие изменения приведут к более эффективному отводу излишнего тепла от деталей двигателя. Результаты расчёта я занёс в сводную таблицу (таблица 2) для наглядности.

Таблица 2.

	Стандартная	Модернизированная
α_2	10°	13°
β_2	45°	42°
β_1	13,1°	13°
Радиус входного отверстия крыльчатки, r_1 (м)	0,19	0,19
Радиус крыльчатки колеса на выходе, r_2 (м)	0,03	0,03
Окружная скорость входа потока, u_1	8,42	8,68
Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса, u_2	13,3	13,7
Ширина лопатки на входе, b_1	0,022	0,0223м
Ширина лопатки на выходе, b_2	0,0054	0,0043м
Радиальная скорость потока на выходе из колеса, C_r (м/с)	1,98	2,53
Мощность, потребляемая жидкостным насосом, $N_{в.н}$ (кВт)	0,176	0,198
Поверхность охлаждения радиатора, F (м ²)	15,1	13,5

По таблице видно, что при прочих равных условиях, изменением геометрии крыльчатки водяного насоса можно добиться лучшей циркуляции жидкости по системе охлаждения, а, следовательно, и лучшую теплоотдачу.

В итоге, с улучшенной крыльчаткой водяного насоса, избыточная, выделяемая двигателем, теплота будет лучше отводиться. Поверхность охлаждения радиатора стала меньше, значит можно использовать радиатор уменьшенной ёмкости или оставить прежний, с которым теплоотвод будет лучше.

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных расчетов: теплового расчета, а также расчёта основных деталей двигателя ВАЗ 21179 по стандартным параметрам, теплового баланса, построения внешней скоростной характеристики для двух расчетов, кинематического расчета, динамического расчета были рассчитаны эффективные показатели двигателя, кинематические показатели кривошипно-шатунного механизма, силы, действующие на КШМ, прочностные характеристики шатунной группы.

Проект рассмотрен с точки зрения соответствия существующим на сегодняшний день регламентам безопасности АТС.

По завершению расчетов выполнена графическая часть проекта, представляющая собой чертежи поперечного разреза проектируемого двигателя и графики теплового, кинематического, динамического расчетов.

В ходе выполнения заданий выпускной квалификационной работе, была модернизирована система охлаждения. Которая обеспечивает эффективный отвод тепла от деталей двигателя.

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ПРИЛОЖЕНИЯ
ПРИЛОЖЕНИЕ 1: ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ НА ЭВМ

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ВПУСКА
ДВИГАТЕЛЬ БЕНЗИНОВЫЙ, БЕЗ НАДДУВА
 ДАВЛЕНИЕ В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ..... $P_A = 0.0973$ МПА
 ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХ. КОЛ-ВО ВОЗД.. $LO_1 = 14.8276$ КГ/КГ
 $LO = 0.5119$ КМОЛЬ/КГ
 КОЭФФ. ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ..... $GM = 0.0446$
 ТЕМПЕР. ВОЗД. ПОСЛЕ КОМПРЕССОРА.. $TK_1 = 293.0000$ ГРАД К
 ТЕМПЕР. ВОЗД. ПОСЛЕ ОХЛАЖДЕНИЯ.... $TK = 293.0000$ ГРАД К
 ТЕМПЕР. ВОЗД. В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ..... $TA = 335.4044$ ГРАД К
 УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ..... $VA = 0.9385$ МЗ/КГ
 ХИМИЧЕСКИЙ КОЭФФ. МОЛЕКУЛ. ИЗМ.ВОМАКС= 1.0814
 ОБЩАЯ УДЕЛЬН. ИСПОЛЬЗ. ТЕПЛ. СГОР.. $QZ = 2.2767$ МДЖ/КГ
 ДЕЙСТВ. КОЭФФ. МОЛЕКУЛЯРН. ИЗМ.ВМАКС= 1.0779

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

УГОЛ АЛЬФА ОБЪЕМ ДАВЛ.СЖАТ. ТЕМП. СЖАТ.

180.0	.937	.097	334.5
185.0	.936	.098	334.7
190.0	.933	.098	335.1
195.0	.927	.099	335.7
200.0	.920	.100	336.7
205.0	.910	.101	337.9
210.0	.898	.103	339.4
215.0	.884	.105	341.3
220.0	.867	.108	343.4
225.0	.849	.111	346.0
230.0	.828	.115	349.0
235.0	.804	.120	352.3
240.0	.779	.125	356.2
245.0	.752	.131	360.6
250.0	.722	.138	365.6
255.0	.690	.147	371.1
260.0	.657	.157	377.4
265.0	.622	.169	384.5
270.0	.586	.183	392.5
275.0	.548	.200	401.4
280.0	.510	.220	411.4
285.0	.471	.245	422.6
290.0	.433	.275	435.1
295.0	.394	.311	449.2
300.0	.356	.356	464.9
305.0	.319	.413	482.5
310.0	.284	.483	502.2
315.0	.250	.572	524.0
320.0	.219	.683	548.3
325.0	.191	.823	574.8
330.0	.165	.997	603.5

335.0 .143 1.208 633.7
 335.0 .143 1.208 633.7

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СЖАТИЯ LAУ= -0.2402 МДЖ/КГ

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

УГОЛ АЛЬФА	ОБЪЕМ	ДАВЛЕН	ТЕМПЕР	УГОЛ ФИ	ВЫГОР ТОПЛ	СКОР СГОР	КОЭФ МОЛ.ИЗМ	ОТНОШ ТЕПЛОЕМ
335.0	.143	1.208	633.7	.0	.000	.000	1.000	
340.0	.125	1.467	670.0	5.0	.001	.028	1.000	1.377
345.0	.110	1.823	734.7	10.0	.011	.219	1.001	1.368
350.0	.100	2.457	893.8	15.0	.054	.705	1.003	1.352
355.0	.093	3.583	1214.0	20.0	.162	1.482	1.010	1.328
360.0	.091	5.167	1694.4	25.0	.351	2.243	1.022	1.302
365.0	.093	6.707	2221.4	30.0	.592	2.438	1.038	1.279
370.0	.100	7.508	2620.1	35.0	.810	1.805	1.052	1.263
375.0	.110	7.315	2793.9	40.0	.941	.835	1.060	1.252
380.0	.125	6.483	2789.7	45.0	.989	.217	1.063	1.248
385.0	.143	5.496	2710.2	50.0	.999	.028	1.064	1.247

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СГОРАНИЯ LYZ= 0.2478 МДЖ/КГ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 – продолжение

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ

УГОЛ АЛЬФА ОБЪЕМ ДАВЛ.РАСШ. ТЕМП. РАСШ.

385.0	.143	5.496	2710.2
390.0	.165	4.496	2559.1
395.0	.191	3.679	2416.6
400.0	.219	3.028	2285.8
405.0	.250	2.514	2167.4
410.0	.284	2.109	2061.4
415.0	.319	1.789	1966.7
420.0	.356	1.535	1882.6
425.0	.394	1.332	1807.8
430.0	.433	1.169	1741.4
435.0	.471	1.036	1682.5
440.0	.510	.928	1630.2
445.0	.548	.838	1583.7
450.0	.586	.764	1542.4
455.0	.622	.703	1505.8
460.0	.657	.651	1473.2
465.0	.690	.607	1444.4
470.0	.722	.570	1418.8
475.0	.752	.539	1396.2
480.0	.779	.513	1376.3
485.0	.804	.490	1358.7
490.0	.828	.471	1343.4
495.0	.849	.455	1330.0
500.0	.867	.441	1318.4

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Листм

505.0	.884	.430	1308.5
510.0	.898	.420	1300.2
515.0	.910	.413	1293.3
520.0	.920	.406	1287.8
525.0	.927	.402	1283.6
530.0	.933	.399	1280.6
535.0	.936	.397	1278.8
540.0	.937	.396	1278.2

ДАВЛЕНИЕ КОНЦА РАСШИРЕНИЯ..... $P_B = 0.3959$ МПА
 ТЕМПЕРАТУРА КОНЦА РАСШИРЕНИЯ..... $T_B = 1278.2350$ ГРАД К
 УДЕЛЬНАЯ РАБОТА РАСШИРЕНИЯ..... $L_{ZB} = 1.0393$ МДЖ/КГ
 КОЭФФИЦИЕНТЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ.. $PKR1 = 0.0124$
 $PKR2 = 2.1919$

ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА
 УДЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦИКЛА..... $L_I = 1.0469$ МДЖ/КГ
 ИНДИКАТОРНЫЙ К П Д..... $K_{PDIN} = 0.3733$
 СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ..... $P_I = 1.2372$ МПА
 ИНДИКАТОРН. УДЕЛЬНЫЙ РАСХ. ТОПЛ.. $G_I = 219.1933$ Г/КВТ*Ч

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

**ПРИЛОЖЕНИЕ 2: РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО
МАХАНИЗМА НА ЭВМ**

Исходные данные

- 1 Радиус кривошипа, м.....R= .0420
- 2 Отношение R/L.....lam= .3280
- 3 Обороты коленчатого вала, мин-1.....n=6000.0
- 4 Масса движущихся частей, кг.....m= .5170
- 5 Давление в конце впуска, МПа.....Pa= .0974
- 6 Давление выпуска, МПа.....Pr= .1150
- 7 Площадь поршня, м².....Fp= .0052
- 8 Атмосферное давление, МПа.....P0= .1013

Массив давлений для углов 190...530

.0980 .1000 .1030 .1080 .1150 .1250 .1380
 .1570 .1830 .2200 .2750 .3560 .4830 .6830
 .9970 1.4670 2.4570 5.1670 7.5080 6.4830 4.4960
 3.0280 2.1090 1.5350 1.1690 .9280 .7640 .6510
 .5700 .5130 .4710 .4410 .4200 .4060 .3990

Кинематический расчет

a,grad	S, м	V, м/с	J, м/с ²
.0	.0000	.000	22018.18
10.0	.0008	6.062	21438.37
20.0	.0033	11.807	19746.12
30.0	.0073	16.942	17078.05
40.0	.0127	21.224	13645.76
50.0	.0190	24.476	9713.66
60.0	.0262	26.601	5571.60
70.0	.0337	27.579	1505.57
80.0	.0414	27.468	-2230.36
90.0	.0489	26.389	-5437.46
100.0	.0560	24.508	-7988.69
110.0	.0624	22.016	-9836.12
120.0	.0682	19.106	-11008.79
130.0	.0730	15.954	-11601.60
140.0	.0770	12.702	-11756.65
150.0	.0801	9.448	-11639.64
160.0	.0823	6.245	-11414.25
170.0	.0836	3.104	-11217.88
180.0	.0840	.002	-11141.73
190.0	.0836	-3.100	-11217.73
200.0	.0823	-6.242	-11414.00

210.0	.0801	-9.444	-11639.43
220.0	.0770	-12.698	-11756.64
230.0	.0730	-15.951	-11601.96
240.0	.0682	-19.103	-11009.70
250.0	.0625	-22.013	-9837.71
260.0	.0560	-24.506	-7991.03
270.0	.0489	-26.387	-5440.53
280.0	.0414	-27.467	-2234.07
290.0	.0337	-27.579	1501.39
300.0	.0262	-26.602	5567.19
310.0	.0191	-24.479	9709.32
320.0	.0127	-21.228	13641.80
330.0	.0074	-16.947	17074.77
340.0	.0033	-11.813	19743.77
350.0	.0008	-6.069	21437.14
360.0	.0000	-.007	22018.18

ПРИЛОЖЕНИЕ 2 – продолжение

Динамический расчет

grad	Pg,kH	Pj,kH	Pe,kH	N,kH	Ph,kH	Z,kH	T,kH
.0	-.020	-11.383	-11.404	.000	-11.404	-11.404	.000
10.0	-.020	-11.084	-11.104	-.633	-11.122	-10.825	-2.552
20.0	-.020	-10.209	-10.229	-1.155	-10.294	-9.217	-4.584
30.0	-.020	-8.829	-8.850	-1.471	-8.971	-6.928	-5.699
40.0	-.020	-7.055	-7.075	-1.526	-7.238	-4.439	-5.717
50.0	-.020	-5.022	-5.042	-1.309	-5.209	-2.238	-4.704
60.0	-.020	-2.881	-2.901	-.859	-3.025	-.706	-2.942
70.0	-.020	-.778	-.799	-.259	-.839	-.030	-.839
80.0	-.020	1.153	1.133	.387	1.197	-.184	1.183
90.0	-.020	2.811	2.791	.969	2.954	-.969	2.791
100.0	-.020	4.130	4.110	1.403	4.343	-2.095	3.804
110.0	-.020	5.085	5.065	1.641	5.324	-3.274	4.199
120.0	-.020	5.692	5.671	1.680	5.915	-4.291	4.072
130.0	-.020	5.998	5.978	1.552	6.176	-5.031	3.582
140.0	-.020	6.078	6.058	1.307	6.197	-5.480	2.893
150.0	-.020	6.018	5.998	.997	6.080	-5.692	2.136
160.0	-.020	5.901	5.881	.664	5.918	-5.753	1.388
170.0	-.020	5.800	5.779	.330	5.789	-5.749	.679
180.0	-.020	5.760	5.740	.000	5.740	-5.740	.000
190.0	-.017	5.800	5.783	-.330	5.792	-5.752	-.679
200.0	-.007	5.901	5.894	-.665	5.932	-5.767	-1.390
210.0	.009	6.018	6.026	-1.002	6.109	-5.720	-2.145

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР

Лист

220.0	.035	6.078	6.113	-1.318	6.253	-5.530	-2.919
230.0	.071	5.998	6.069	-1.575	6.270	-5.108	-3.636
240.0	.123	5.692	5.815	-1.722	6.064	-4.400	-4.174
250.0	.190	5.086	5.276	-1.709	5.546	-3.411	-4.373
260.0	.288	4.131	4.419	-1.508	4.670	-2.253	-4.090
270.0	.422	2.813	3.235	-1.123	3.425	-1.124	-3.235
280.0	.614	1.155	1.769	-.604	1.869	-.288	-1.847
290.0	.898	-.776	.122	-.039	.128	.005	-.128
300.0	1.317	-2.878	-1.561	.463	-1.629	-.380	1.584
310.0	1.973	-5.020	-3.046	.791	-3.147	-1.352	2.842
320.0	3.007	-7.053	-4.045	.873	-4.138	-2.537	3.269
330.0	4.631	-8.828	-4.197	.698	-4.255	-3.285	2.703
340.0	7.061	-10.208	-3.147	.355	-3.167	-2.835	1.411
350.0	12.179	-11.083	1.096	-.063	1.098	1.068	-.252
360.0	26.190	-11.383	14.806	-.001	14.806	14.806	-.004
370.0	38.293	-11.084	27.208	1.551	27.253	26.527	6.247
380.0	32.993	-10.210	22.783	2.571	22.928	20.532	10.204
390.0	22.721	-8.831	13.890	2.308	14.080	10.876	8.942
400.0	15.131	-7.057	8.074	1.741	8.260	5.067	6.523
410.0	10.380	-5.024	5.356	1.390	5.533	2.379	4.996
420.0	7.412	-2.883	4.529	1.342	4.724	1.104	4.593
430.0	5.520	-.781	4.739	1.535	4.982	.179	4.979
440.0	4.274	1.151	5.425	1.852	5.732	-.880	5.665
450.0	3.426	2.810	6.236	2.165	6.601	-2.164	6.236
460.0	2.842	4.129	6.971	2.379	7.366	-3.552	6.453
470.0	2.423	5.084	7.508	2.433	7.892	-4.852	6.224
480.0	2.128	5.691	7.820	2.317	8.156	-5.915	5.615
490.0	1.911	5.998	7.909	2.054	8.171	-6.656	4.740
500.0	1.756	6.078	7.834	1.690	8.015	-7.087	3.743
510.0	1.648	6.018	7.665	1.275	7.771	-7.275	2.730
520.0	1.575	5.901	7.477	.845	7.524	-7.314	1.765
530.0	1.539	5.800	7.339	.419	7.351	-7.300	.863
540.0	.071	5.760	5.831	.001	5.831	-5.831	.001
550.0	.071	5.799	5.870	-.334	5.880	-5.839	-.688
560.0	.071	5.901	5.972	-.674	6.010	-5.842	-1.408
570.0	.071	6.017	6.088	-1.012	6.172	-5.779	-2.166
580.0	.071	6.078	6.149	-1.326	6.290	-5.563	-2.935
590.0	.071	5.998	6.069	-1.575	6.270	-5.109	-3.635
600.0	.071	5.692	5.763	-1.707	6.011	-4.361	-4.136
610.0	.071	5.087	5.158	-1.671	5.422	-3.335	-4.274
620.0	.071	4.133	4.203	-1.435	4.441	-2.144	-3.890
630.0	.071	2.814	2.885	-1.002	3.054	-1.003	-2.885
640.0	.071	1.157	1.228	-.419	1.297	-.200	-1.282
650.0	.071	-.774	-.703	.228	-.739	-.026	.739

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

660.0	.071	-2.876	-2.805	.831	-2.926	-.682	2.845
670.0	.071	-5.017	-4.947	1.284	-5.111	-2.194	4.616
680.0	.071	-7.051	-6.980	1.506	-7.141	-4.377	5.642
690.0	.071	-8.826	-8.755	1.456	-8.875	-6.852	5.641
700.0	.071	-10.206	-10.135	1.145	-10.200	-9.131	4.546
710.0	.071	-11.082	-11.012	.630	-11.030	-10.734	2.536
720.0	.071	-11.383	-11.313	.001	-11.313	-11.313	.006

					<i>П-407.130303.2017.095 ПЗ ВКР</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		