Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
Южно-Уральский государственный университет
(Национальный исследовательский университет)
Институт «Политехнический»
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания и
электронные системы автомобилей»

Допустить к защите
Заведующий кафедрой
Лазарев В.Е.
_____ ____2019г.

# Влияние величины степени сжатия на технико-экономические показатели бензинового двигателя ВАЗ-21083 при частоте вращения коленчатого вала 5600 мин$^{-1}$.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-13.03.03.2019.952 ПЗ ВКР

Руководитель проекта:
Ломакин Г.В._____
_____ (должность)
_____ _____2019 г.

Автор работы:
Свистунов М.С._____
Студент группы ПЗ-507
_____ 2019 г.

Нормоконтроль:
Клементьев В.В.___ (Ф.И.О)
_____ (должность)
_____ _____2019 г.

# АННОТАЦИЯ

Свистунов М.С. Влияние величины степени сжатия на технико-экономические показатели бензинового двигателя ВАЗ-21083 при частоте вращения коленчатого вала 5600 мин$^{-1}$.– Челябинск: ЮУрГУ, АТ; 2019, 100 с. 23 ил., библиогр. список – 6 наим., 4 листов чертежей ф.А3.

Целью выпускной квалификационной работы является закрепление знаний, умений и навыков приобретенных за период обучения на бакалавриате.

В выпускной квалификационной работе в качестве прототипа был выбран двигатель ВАЗ 21083 с жидкостным охлаждением, который может применяться для установки на автомобили марки ВАЗ 2108, 21083, 2109, 21099 и их модификациях.

Выполнен тепловой, динамический, кинематический и прочностной расчет ДВС. По результатам расчетов были построены: P-V диаграмма, графики сил и моментов, а также полярные диаграммы нагрузок.

Проведена разработка двигателя 21083 с измененной степенью сжатия. Полученные данные систематизированы и представлены в виде графиков и таблиц.

При выполнении выпускной квалификационной работы использованы следующие программные средства: Microsoft Office Word, Microsoft Excel, 3D компас и программа по тепловому расчету.

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Характеристика прототипа: бензин 4Ч 82/71, мощность - 56 кВт при частоте вращения 5600 мин $^{-1}$. Четырехтактный, четырехцилиндровый, Охлаждение жидкостное. Топливо бензин. Атмосферный.

Расчет проводится применительно к режиму номинальной мощности

| Наименование параметра | Обозначение | Значение |
|---|---|---|
| Давление окружающей среды, МПа | $P_0$ | 0,1013 |
| Давление перед впускными клапанами, МПа | $P_к$ | 0,1013 |
| Температура окружающей среды, °К | $T_0$ | 293 |
| Степень сжатия | E | 9,9 |
| Коэффициент наполнения | $\eta_v$ | 0,82 |
| Давление остаточных газов, МПа | $p_r$ | 0,1090 |
| Температура остаточных газов, °К | $T_r$ | 1000 |
| Подогрев свежего заряда, °К | $\Delta T$ | 15 |
| Массовая доля углерода в топливе | C | 0,855 |
| Массовая доля водорода в топливе | H | 0,145 |
| Массовая доля кислорода в топливе | O | 0,00 |
| Коэффициент избытка воздуха | $\alpha$ | 0,900 |
| Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна | $\lambda$ | 0,293 |
| Показатель политропы сжатия | $n_1$ | 1,3915 |
| Низшая теплота сгорания топлива | $H_u$ | 44 |
| Показатель характера сгорания | m | 3,0 |
| Условная продолжительность сгорания | $\varphi_z$ | 50 |
| Показатель политропы расширения | $n_2$ | 1,3500 |
| Коэффициент эффективности сгорания | $\xi$ | 0,7624 |
| Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре | m | 1,00 |
| Угол опережения воспламенения, *град* ПКВ | $\theta$ | 25 |

# 1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

## 1.1 Расчет параметров рабочего тела в конце такта впуска

Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a, МПа$$

$$\Delta p_a = 0{,}1 \cdot p_k = 0.1 \cdot 0.1013 = 0.01013\, МПа$$

$$p_a = 0{,}1013 - 0{,}01013 = 0{,}0912\, МПа$$

Оценка численного значения коэффициента наполнения

$$\eta_v = \left[\frac{p_a}{p_0} + \left(\frac{p_a}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right)\frac{1}{\varepsilon - 1}\right]\frac{T_0}{T_0 + \Delta T} = \left[\frac{0.0912}{0.1013} + \left(\frac{0.0912}{0.1013} - \frac{0.114}{0.1013}\right)\frac{1}{9.9 - 1}\right]\frac{293}{293 + 15} = 0.831.$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{p_r T_k}{(\varepsilon - 1)\eta_v p_k T_r} = \frac{0.11 \cdot 293}{(9.9 - 1)0.831 \cdot 0.1013 \cdot 1000} = 0.043$$

Температура рабочего тела в конце впуска

$$T_k = \frac{T_k + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{293 + 15 + 0.043 \cdot 1000}{1 + 0.043} = 346K$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0.21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right) = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{0.855}{12} + \frac{0.145}{4}\right) = 0.512\frac{кг - моль}{кг\ топлива}$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного кг топлива в массовых единицах

$$L'_0 = \frac{1}{0.232}\left(\frac{8C}{3} + 8H - O\right) = \frac{1}{0.232}\left(\frac{8 \cdot 0.855}{3} + 8\right) = 14.83\frac{кг}{кг\ топлива}$$

Количество свежего заряда

$$M_0 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T} 0{,}94 \cdot 0{,}512 + \frac{1}{114} = 0{,}49\frac{кг - моль}{кг\ топлива}$$

Количество свежего заряда

$$M_a = M_0 + M_r$$

где $M_r = M_0 \cdot \gamma$ количество остаточных газов.

$$M_a = M_0 + M_0 \cdot \gamma = M_0 \cdot (1+\gamma) = 0{,}49 \cdot (1 + 0.0467) = 0.513 \frac{кг - моль}{кг\ топлива}$$

Объем рабочего тела в конце впуска

$$V_a = \frac{R \cdot M_a \cdot T_a}{p_a} = \frac{8.315 \cdot 10^{-3} \cdot 0.513 \cdot 339}{0.0912} = 15.85 \frac{м^3}{кг\ топлива}$$

## 1.2 Расчет процесса сжатия

Определение параметров рабочего тела в конце такта сжатия

Давление конца сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

Температура конца сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$n_1 = 1.41 - \frac{100}{n} = 1.41 - \frac{100}{5400} = 1.39$$

Для найденного значения $n_1$

$$p_c = 0.0912 \cdot 9.9^{1.39} = 2.02\,МПа$$

$$T_c = 346 \cdot 9.9^{1.39-1} = 846K$$

Объем рабочего тела в конце такта сжатия

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon} = \frac{15.85}{9.9} = 1.6 \frac{м^3}{кг\ топлива}$$

## 1.3 Расчет процесса сгорания

Уравнение изохорного сгорания записывается в виде:

$$\mu C_{v0} \cdot T_c + \frac{\xi_c \cdot E \cdot 10^3}{\left(\alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T}\right) \cdot (1+\gamma)} = \beta_z \cdot \mu C_{v_z} \cdot T_z$$

Решение уравнения имеет вид

$$T_z = -\frac{A_z}{2 \cdot B_z} \pm \sqrt{\left(\frac{A_z}{2 \cdot B_z}\right)^2 + \frac{S_1}{\beta_z . \beta_z}}$$

где $A_z$ и $B_z$ - эмпирические коэффициенты в уравнении средней мольной теплоемкости продуктов сгорания при постоянном объёме. Для a<1

$$Az = 18{,}42 + 2{,}6 \cdot a = 18.42 + 2.6 \cdot 0.94 = 20.86$$

$$B_z = (15.5 + 13.8 \cdot a) \cdot 10^{-4} = (15.5 + 13.8 \cdot 0.94) \cdot 10^{-4} = 28.5 \cdot 10^{-4}.$$

Левую часть уравнений (1) обозначим $S_1$

$$S_1 = \mu C_{v0} \cdot T_c + \frac{\xi_z \cdot E \cdot 10^3}{\left(a \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T}\right) \cdot (1+\gamma)}$$

$$\Delta H_u = 4{,}13 \cdot (1-a) \cdot L_0' = 4{,}13 \cdot (1-0{,}94) \cdot 14{,}83 = 3{,}68 \frac{МДж}{кг}$$

,

Таким образом E= 44-3,68=40,32 $\frac{МДж}{кг}$

$$\mu C_{vo} = A_0 + B_0 \cdot T_c = 20{,}16 + 0.00174 \cdot 846 = 21{,}63 \frac{кДж}{кг - моль \cdot град}$$

С учетом полученных значений переменных находим $S_1$

$$S_1 = 21{,}63 * 846 + \frac{0{,}88 \cdot 40{,}32 \cdot 10^3}{\left(0.94 \cdot 0{,}512 + \frac{1}{144}\right) \cdot (1 + 0{,}0467)} = 87498 \frac{кДж}{кг - моль}$$

$\beta_z$ в (1) - действительный коэффициент молекулярного изменения,

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1+\gamma},$$

где $\beta_0$ - химический коэффициент молекулярного изменения,

$$\beta_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0{,}21 \cdot (1 - 0.94) \cdot 0{,}512 - \frac{1}{114}}{0{,}94 \cdot 0.512 + \frac{1}{114}} = 1{,}0692$$

$$\beta_z = 1 + \frac{1{,}0692 - 1}{1 + 0.0467} = 1{,}066$$

После подстановки всех составляющих в уравнение для температуры в камере сгорания имеем

$$T_z = -\frac{20.86}{2 \cdot 0.00285} + \sqrt{\left(\frac{20.86}{2 \cdot 0.00285}\right)^2 + \frac{87498}{1{,}066 \cdot 0{,}00285}} = 2820\ K$$

Давление в конце сгорания

$$p_z = p_c \cdot \beta_z \cdot \frac{T_z}{T_c} = 2{,}094 \cdot 1{,}066 \cdot \frac{2820}{846} = 7{,}68\ МПа$$

Степень повышения давления

$$\lambda_p = \frac{p_z}{p_c} = \frac{7{,}68}{2{,}094} = 3{,}67$$

Максимальное давление рабочего тела принимаем равным

$$p_{макс} = 0{,}85 p_z = 0{,}85 \cdot 7{,}68 = 6{,}53\ МПа$$

## 1.4 Расчет параметров процесса расширения

Давление рабочего тела в в конце такта расширения

$$p_в = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_в}\right)^{n_2},$$

Где $V_z = V_c = 1{,}67\ \frac{м^3}{кг\ топлива}$, $V_в = V_ф = 15{,}85\ \frac{м^3}{кг\ топлива}$,

$n_2$-показатель политропы расширения.

$$n_2 = 1{,}22 + \frac{130}{n} = 1{,}22 + \frac{130}{5600} = 1{,}243.$$

Таким образом,

$$p_в = 7{,}68 \cdot \left(\frac{1{,}67}{15{,}85}\right)^{1{,}243} = 0{,}468\ МПа$$

Температура рабочего тела в конце такта расширения

$$T_в = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_в}\right)^{n_2-1} = 2820 \cdot \left(\frac{1.67}{15.85}\right)^{1,243-1} = 1631\,K$$

## 1.5 Определение индикаторных и эффективных показателей цикла

Среднее индикаторное давление цикла для бензиновых двс.

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda_p}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right] =$$

$$\frac{2.094}{9,5-1} \cdot \left[\frac{3.67}{1,243-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9,5^{1.243-1}}\right) - \frac{1}{1.39-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9,5^{1,39-1}}\right)\right] = 1,2\ МПа$$

С учетом скругления индикаторной диаграммы

$$p_i' = v \cdot p_i',$$

где v –коэффициент скругления,

значение которого выбирают 0,92…0,96. Таким образом, окончательно

$$p' = 0,94 \cdot 1,2 = 1,127\ МПа$$

Среднее давление механических потерь двигателя

$$p_м = a + b \cdot C_n,$$

где a и b эмпирические коэффициенты, Сп-средняя скорость поршня

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,071 \cdot 5600}{30} = 12,78\ м/с,$$

где S-ход поршня, м.

Следовательно, $p_М = 0,08 + 0,016 \cdot 12,78 = 0,284\ МПа$

## 1.6 Определение основных размеров двигателя

Диаметр цилиндра вычисляем по уравнению

$$D = \sqrt[3]{\frac{120 \cdot \tau \cdot N_e}{\pi \cdot (S/D) \cdot p_e \cdot i \cdot n}},$$

где $N_e$,i,n, $\tau$ – соответственно эффективная мощность ,число цилиндров, частота вращения коленчатого вала и тактность двигателя, указанные в задание для расчета;

S/D – отношение хода поршня к диаметру цилиндра. Этой величиной задаемся с учетом данных по прототипу, S/D=0,866;

$p_e$- полученное расчетом среднее эффективное давление цикла,

$$p_e=p_i-p_м=1,127-0,284=0,843 \text{ Мпа}.$$

Таким образом, $D=\sqrt[3]{\dfrac{120\cdot 4\cdot 56}{3,14\cdot(71/82)\cdot 0,832\cdot 4\cdot 5600}}=0.819\ дм.$

Определяем ход поршня

$$S=\left(\frac{S}{D}\right)\cdot D=0,866\cdot 0,819=0,709\ дм.$$

Уточняем среднее эффективное давление с учетом полученных значений S и D.

$$C_n=\frac{S\cdot n}{30}=\frac{0.0709\cdot 5600}{30}=12,76\ м/с;$$

$$p_м=0,08+0,016\cdot 12,76=0,284\ МПа$$

$$p_e=p_i-p_M=1,127-0,284=0.843\ МПа$$

Расхождение в величинах составляет $p_e$ составляет

$$\frac{|\Delta p_e|}{p_e}\cdot 100\%=\frac{|0,832-0,843|}{0,843}\cdot 100\%=1,3\%$$

Расхождение не превышает допустимых 3%, что позволяет после выполненного уточнения принять D=0,82 дм, а S=0,71 дм.

Определяем рабочий объем цилиндра

$$V_h=\frac{\pi\cdot D^2}{4}\cdot S=\frac{3,14\cdot 0,82^2}{4}\cdot 0,71=0,375\ дм^3.$$

Индикаторная работа цикла

$$L_i=p_i\cdot V_h=1,127\cdot 0,375\cdot 10^{-3}=0,422\cdot 10^{-3}\ МДж.$$

Индикаторный КПД цикла

$$n_i = \frac{p_i \cdot R \cdot \alpha \cdot L_0 \cdot T_k}{H_u \cdot \eta_v \cdot p_k} = \frac{1{,}127 \cdot 8{,}315 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}512 \cdot 346}{44 \cdot 0{,}835 \cdot 0.1013} = 0.446 .$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} = \frac{3600}{0{,}446 \cdot 44} = 183{,}42 \ г / кВт \ ч.$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{0{,}843 \cdot 0{,}375 \cdot 4 \cdot 5600}{30 \cdot 4} = 56{,}90 \ кВт.$$

Механический КПД

$$\eta_м = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0{,}843}{1{,}127} = 0{,}748.$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0{,}446 \cdot 0{,}748 = 0{,}333$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_u} = \frac{3600}{0{,}333 \cdot 44} = 245{,}7 \ г / кВт \cdot ч$$

Таблица 1

Сопоставление показателей, полученных по результатам расчета, с показателями двигателя прототипа

| Показатели | Прототип | Расчет | относительное отклонение, % |
|---|---|---|---|
| Диаметр цилиндра D,мм | 82 | 81,9 | 0,12 |
| Ход поршня S, мм | 71 | 70,9 | 0,14 |
| Среднее эффективное давление, $p_e$, МПа | 0,832 | 0,843 | 1,32 |
| Эффективная мощность двигателя,$N_e$, кВт | 56 | 56,9 | 1,61 |
| Удельный эффективный расход топлива,$g_e$, г/кВт*ч | 215,94 | 245,7 | 13,78 |

Текущее давление в процессе сжатия

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

где V-текущее значение объема рабочего тела, определяемое по зависимости

$$V = \left(\frac{V_a}{\varepsilon}\right) \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma\right) \frac{м^3}{кг\ топлива},$$

где $\sigma$ -кинематическая функция перемещения поршня

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

где $\alpha$ -угол поворота коленчатого вала.

Текущая температура в процессе сжатия $T = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1 - 1}$.

Результаты расчетов сведены в таблице 2

Таблица 2

Численные значения параметров рабочего тела в процессе сжатия

| **α, град ПКВ** | **v, м³/кг** | ***p*, МПа** | **Т, К** |
|---|---|---|---|
| 180 | 1,026 | 0,088 | 332,2 |
| 190 | 1,021 | 0,089 | 332,8 |
| 200 | 1,006 | 0,91 | 334,5 |
| 210 | 0,981 | 0,094 | 337,4 |
| 220 | 0,946 | 0,099 | 341,7 |
| 230 | 0,902 | 0,105 | 347,6 |
| 240 | 0,847 | 0,114 | 355,3 |
| 250 | 0,784 | 0,127 | 365,1 |
| 260 | 0,712 | 0,145 | 377,5 |
| 270 | 0,634 | 0,169 | 393,2 |
| 280 | 0,552 | 0,204 | 412,8 |
| 290 | 0,468 | 0,255 | 437,3 |
| 300 | 0,386 | 0,331 | 467,8 |
| 310 | 0,309 | 0,447 | 505,9 |
| 320 | 0,240 | 0,629 | 552,6 |
| 330 | 0,182 | 0,910 | 608,0 |

Текущие значения давления и температуры рабочего тела в процессе расширения

$$p = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V}\right)^{n_2}; \qquad T = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V}\right)^{n_2-1}.$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 3

Таблица 3

Численные значения параметров рабочего тела в процессе расширения

| **α, град ПКВ** | **v, м$^3$/кг** | ***p*, МПа** | **Т, К** |
|---|---|---|---|
| 390 | 0,182 | 3,672 | 2308,4 |
| 400 | 0,240 | 2,614 | 2159,6 |
| 410 | 0,309 | 1,910 | 2030,5 |
| 420 | 0,386 | 1,447 | 1922,9 |
| 430 | 0,468 | 1,138 | 1834,4 |
| 440 | 0,552 | 0,927 | 1762,1 |
| 450 | 0,634 | 0,780 | 1703,4 |
| 460 | 0,712 | 0,675 | 1655,9 |
| 470 | 0,784 | 0,599 | 1617,6 |
| 480 | 0,847 | 0,544 | 1587,1 |
| 490 | 0,902 | 0,503 | 1563,2 |
| 500 | 0,946 | 0,474 | 1544,7 |
| 510 | 0,981 | 0,453 | 1531,1 |
| 520 | 1,006 | 0,439 | 1521,8 |
| 530 | 1,021 | 0,431 | 1516,4 |
| 540 | 1,026 | 0,428 | 1514,6 |

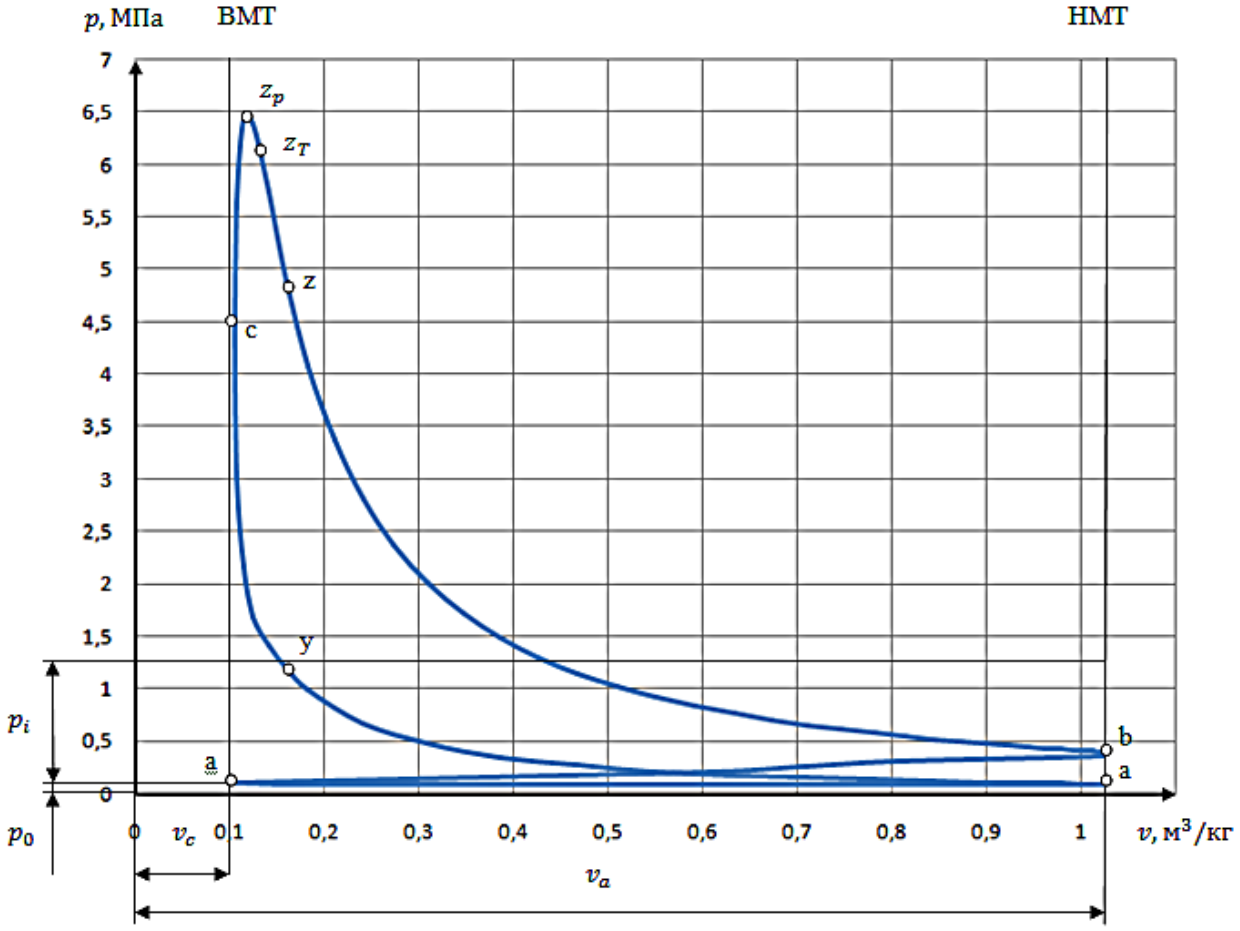


Рисунок 1 – Индикаторная p-v диаграмма рабочего цикла

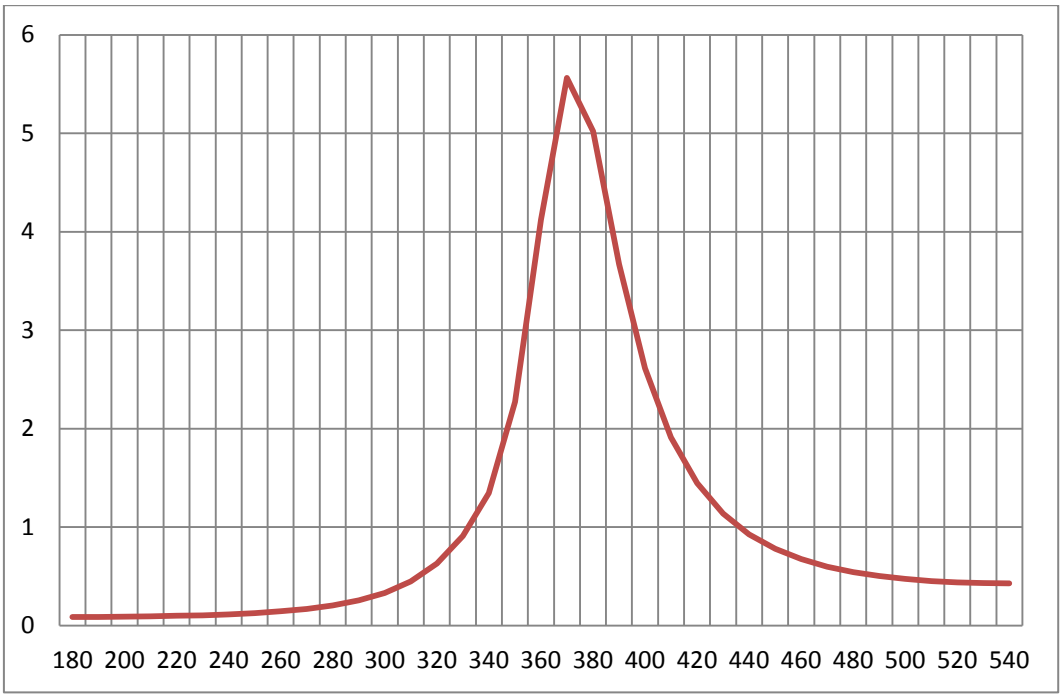


Рисунок 2 – Индикаторная p-α диаграмма цикла с изохорным сгоранием

## 2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом

$$Q_0 = \frac{H_u G_т}{3{,}6}$$

$$Q_0 = \frac{44000 \cdot 17{,}6}{3{,}6} = 215111 \text{ Дж/с}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с:

$$Q_e = 1000 N_e$$

$$Q_e = 1000 \cdot 56{,}68 = 56680 \text{ Дж/с}$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде

$$Q_в = ciD^{1+2m} n^m (H_u - \Delta H_u)/(\alpha H_u), \text{Дж/с}$$

$c = 0{,}5 -$ коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей

$i = 4 -$ число цилиндров

$m = 0{,}65 -$ показатель степени для четырехтактных двигателей

$$Q_в = 0{,}5 \cdot 4 \cdot 8{,}2^{1+2 \cdot 0{,}65} \cdot 5400^{0{,}65} \cdot \frac{(44 - 0)}{(0{,}9 \cdot 44)} = 78143 \text{ Дж/с}$$

Теплота, потерянная с отработавшими газами

$$Q_г = (G_т/3{,}6)\left\{M_2\left[\left(mc_V^{/}\right)_{t_o}^{t_r} + 8{,}315\right] t_r - M_1\left[(mc_V)_{t_0}^{20} + 8{,}315\right] t_0\right\}, \text{Дж/с}$$

$\left(mc_V^{/}\right)_{t_o}^{t_r} = 24{,}892$ кДж/(кмоль · град) – теплоемкость отработавших газов (определена по табл.3.8 методом интерполяции при $\alpha = 0{,}9$ и $t_r = 727$°С). $\left(mc_V^{/}\right)_{t_o}^{t_r} = 20{,}775$ кДж/(кмоль · град) – теплоемкость отработавших газов при $t_0 = 20$°С.

Количество горючей смеси

$$\mathrm{M}_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_т}$$

$$\mathrm{M}_1 = 0{,}9 \cdot 0{,}512 + \frac{1}{114} = 0{,}469 \text{ кмоль гор. см./кг топ}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}792\alpha L_0$$

$$M_2 = \frac{0{,}885}{12} + \frac{0{,}145}{2} + 0{,}792 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}512 = 0{,}509 \text{ кмоль пр. сг/кг топл.}$$

$$Q_г = (17{,}6/3{,}6)\{0{,}509\ [24{,}892 + 8{,}315]727 - 0{,}469[20{,}775\ + 8{,}315]20\}$$
$$= 58745 \text{ Дж/с}$$

Неучтенные потери теплоты

$$Q_{ост} = Q_о - (Q_е + Q_г + Q_в)$$

$$Q_{ост} = 215111 - (56680 + 58745 + 78143) = 21543 \text{ Дж/с}$$

Таблица 4

Составляющие теплового баланса

| Составляющие теплового баланса | Q, Дж/с | q, % |
|---|---|---|
| Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, $Q_0$ | 215111 | 100 |
| Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, $Q_е$ | 56680 | 26,35 |
| Теплота, передаваемая охлаждающей среде, $Q_в$ | 78143 | 36,33 |
| Теплота, потерянная с отработавшими газами, $Q_г$ | 58745 | 27,3 |
| Неучтенные потери теплоты, $Q_{ост}$ | 21543 | 10,02 |

# 3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КШМ

## 3.1. Формирование исходных данных

Радиус кривошипа равен половине хода поршня двигателя

$$R = \frac{S}{2}, \text{м}$$

$S -$ ход поршня двигателя, м

$R -$ радиус кривошипа, м

$$R = \frac{0{,}071}{2} = 0{,}0355 \text{ м}$$

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$$\lambda = \frac{R}{L_{\text{ш}}}$$

$L_{\text{ш}} -$ длина шатуна, м

$$\lambda = \frac{0,0355}{0{,}121} = 0{,}293$$

Обороты коленчатого вала выбираются по заданию

$$n = 5600 \text{ мин}^{-1}$$

Масса движущихся частей $m_1$

$$m_1 = m_п + m_г$$

$m_п -$ масса поршневого комплекта для двигателя ВАЗ 21083, кг

$m_г -$ масса верхней головки шатуна, кг

$$m_1 = 0{,}340 + 0{,}184 = 0{,}524 \text{ кг}$$

Давление в конце впуска принимается по результатам теплового расчета

$$p_a = 0{,}0895 \text{ МПа}$$

Давление выпуска отработавших газов принимается по результатам теплового расчета

$$p_r = 0{,}109 \text{ МПа}$$

Площадь поршня вычисляется по следующей зависимости

$$F_n = \frac{\pi d^2}{4}, \text{м}^2$$

$d -$ диаметр поршня, м

$$F_n = \frac{\pi \cdot 0{,}082^2}{4} = 0{,}00528 \text{ м}^2$$

Атмосферное давление для нормальных условий принимается

$$p_0 = 0{,}1013 \text{ МПа}$$

Массив давлений принимается по результатам теплового расчета (п. 1.2) в диапазоне 190...530 ПКВ.

0.090 0.092 0.095 0.100 0.107 0.117 0.130

0.149 0.175 0.212 0.266 0.348 0.475 0.674

0.983 1.425 2.274 4.520 6.505 5.699 4.054

2.809 2.0010 1.482 1.142 0.915 0.759 0.649

0.571 0.514 0.472 0.442 0.421 0.407 0.399

## 3.2. Кинематика поршня

Перемещение поршня в зависимости от поворота кривошипа для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом

$$S = r\left[\left(1 + \frac{\lambda}{4}\right) - \left(\cos\varphi + \frac{\lambda}{4}\cos 2\varphi\right)\right]$$

где $\lambda = 0{,}293 -$ параметр характеризующий отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$r = 0{,}0355 -$ радиус кривошипа, м

$\varphi -$ угол поворота коленчатого вала, град. ПКВ

Например, подсчитаем перемещение поршня для угла $\varphi = 130°$:

$$\text{S} = \text{r}\left[\left(1 + \frac{0{,}293}{4}\right) - \left(\cos 130 + \frac{0{,}293}{4}\cos 2 \cdot 130\right)\right] = 0{,}0614 \text{ м}$$

При перемещении поршня скорость его движния является величиной переменной $v = r\omega\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\cos 2\varphi\right)$

$\omega$ – угловая частота вращения коленчатого вала, $с^{-1}$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

n – заданная частота вращени коленчатого вала, $мин^{-1}$

$$\omega = \frac{\pi \cdot 5600}{30} = 565{,}48\ с^{-1}$$

Например, подсчитаем скорость поршня для угла $\varphi = 130°$:

$$v = 0{,}0355 \cdot 565{,}48\left(\sin 130 + \frac{0{,}293}{2}\cos 2 \cdot 130\right) = 12{,}483\ м/с$$

Средняя скорость поршня определяется по следующей зависимости

$$v_{ср} = \frac{S \cdot n}{30}$$

S – ход поршня двигателя, м

$$v_{ср} = \frac{0{,}071 \cdot 5600}{30} = 12{,}78\ м/с$$

Ускорение поршня

$$j = r\omega^2(\cos\varphi + \lambda\sin 2\varphi)$$

Например, подсчитаем ускорение поршня для угла $\varphi = 130°$:

$$j = 0{,}0355 \cdot 565{,}48^2(\cos 130 + 0{,}293 \cdot \cos 2 \cdot 130) = -7873{,}91\ м/с^2$$

## 3.3. Динамика двигателя

Во время работы двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы давления газов в цилиндре, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, центробежные силы, давление на поршень со стороны картера (приблизительно равно атмосферному), силы внутреннего (вредного) сопротивления, силы внешнего (полезного) сопротивления и силы тяжести (силы тяжести в динамическом расчете обычно не учитывают).

Все действующие в двигателе силы воспринимаются полезным сопротивлением на коленчатом валу, силами трения и опорами двигателя.

В течении каждого рабочего цикла силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются по величине и направлению.

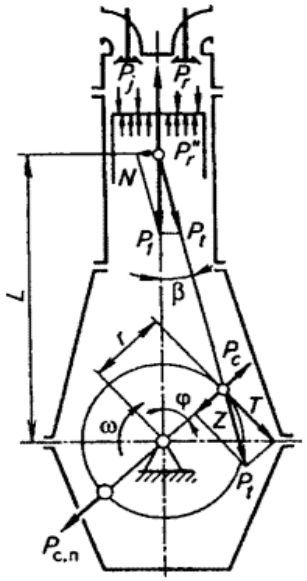


Рисунок 3 – Схема сил, действующих в КШМ

### 3.4. Силы давления газов

Силы давления газов, действующие на поверхность поршня, для упрощения динамического расчета заменяют одной силой, направленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца. Сила давления газов определяется по результатам теплового расчета.

$$P_г = (p_г - p_0)F_п \cdot 10^3, кН$$

$p_г -$ давление газов в цилиндре двигателя, Мпа

$F_п -$ площадь поршня, $м^2$

За начало отсчета углов $\alpha$ принимаем положение поршня в ВМТ. Например, для угла поворота коленчатого вала равному 130 градусов ПКВ получаем:

$$P_г = (0{,}0895 - 0{,}1013) \cdot 0{,}00528 \cdot 10^3 = -0{,}062 кН$$

## 3.5. Силы инерции

Приведенные силы инерции возвратно-поступательных движущихся масс:

$$P_j = -m \cdot j, H$$

m – масса возвратно-поступательно движущихся частей, кг

j – ускорение при движении поршня, м/с$^2$

Например, для угла поворота коленчатого вала равному 130 градусов ПКВ получаем:

$$P_j = -0{,}524 \cdot (-7873{,}91) = 4125{,}92 \text{ Н}$$

Сила инерции противоположна по направлению ускорению движения и знак ее действия является положительным относительно определенной детали в том случае, если сила работает на сжатие этой детали.

## 3.6. Суммарная сила и ее составляющие

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

$$P_\Sigma = P_г + P_j$$

$$P_\Sigma = -62 + 4125{,}92 = 4063{,}92 \text{ Н}$$

Сила N действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра:

$$N = P_\Sigma \cdot \operatorname{tg}\beta$$

$$N = 4063{,}92 \cdot \operatorname{tg} 12{,}97 = 935{,}98\, H$$

Нормальная сила N считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала двигателя.

Сила $P_ш$, действующая вдоль шатуна, воздействует на него и далее передается кривошипу.

Она считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает:

$$P_{ш} = P_{\Sigma}(1/\cos\beta)$$

$$P_{ш} = 4063{,}92(1/\cos 12{,}97) = 4170{,}31 \text{ Н}$$

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

Сила, направленная по радиусу кривошипа

$$Z = P_{\Sigma} \cdot \cos(\alpha + \beta)/\cos\beta$$

Сила Z считается положительной, если она сжимает щеки колена.

$$Z = 4063{,}92 \cdot \cos(130 + 12{,}97)/\cos 12{,}97 = -3330{,}2 \text{ Н}$$

Тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа:

$$T = P_{\Sigma} \cdot sin(\alpha + \beta)/\cos\beta$$

Сила T считается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

$$T = 4063{,}92 \cdot \sin(130 + 12{,}97)/\cos 12{,}97 = 2512{,}6 \text{ Н}$$

Крутящий момент одного цилиндра

$$M = T \cdot R$$

$$M = 2512{,}6 \cdot 0{,}0355 = 89{,}2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

# 4. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

Двигатель считается полностью уравновешенным, если при установившемся режиме работы силы и моменты, действующие на его опоры, постоянны по величине и направлению.

Рассмотрим уравновешивание заданного двигателя.

Четырехцилиндровый рядный двигатель с кривошипами, расположенными под углом 180°. Порядок работы двигателя 1-3-4-2. Промежутки между вспышками равны 180°. Коленчатый вал имеет кривошипы, расположенные под углом 180°.

В двигателе рассматриваемого типа силы инерции первого порядка взаимно уравновешиваются:

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

где $m_j -$ масса поступательно движущихся частей, кг;

$R -$ радиус кривошипа, м;

$\omega -$ угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

Центробежные силы вращающихся масс также взаимно уравновешиваются:

$$\Sigma K_R = 2m_к R\omega^2 - 2m_к R\omega^2 = 0$$

где $m_к -$масса кривошипа, сосредоточенная на оси кривошипа, кг.

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

Равнодействующая этих сил:

$$\Sigma P_{jII} = 4m_j R\omega^2 \lambda cos2\varphi$$

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: $\Sigma M_{jI} = 0$; $\Sigma M_{jII} = 0$; $\Sigma M_R = 0$

# 5. РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОЙ МАХОВОЙ МАССЫ

Основное назначение маховика - обеспечение равномерности хода двигателя и создание необходимых условий для трогания машины с места.

Расчет маховика сводится к определению момента инерции маховика, махового момента и основных размеров маховика.

$$J_o = \frac{L_{изб}}{\delta\omega^2}, кг/м^2$$

$\delta -$ коэффициент неравномерности вращения, для автомобильных двигателей $\delta = 0{,}01 \dots 0{,}02$.

Работа избыточного крутящего момента

$$L_{изб} = F_{abc}\mu_м\mu_\alpha, Дж$$

$F_{abc} -$ площадь в миллиметрах в квадрате, эквивалентная работе

$\mu_м -$ масштаб крутящего момента, Нм/мм

$\mu_\alpha -$ масштаб угла поворота коленчатого вала, рад/мм

$$J_o = \frac{219{,}9}{0{,}015 \cdot 565{,}5^2} = 0{,}0458 кг/м^2$$

Момент инерции маховика составляет

$$J_м = (0{,}8 \dots 0{,}9)J_0$$

$$J_м = 0{,}85 \cdot 0{,}0458 = 0{,}0389 кг/м^2$$

Масса маховика

$$m_м = \frac{4J_м}{D_{ср}^2}, кг$$

Средний диаметр маховика

$$D_{ср} = (2 \dots 3)S$$

$S -$ ход поршня, м

$$D_{ср} = 2{,}5 \cdot 0{,}0389 = 0{,}1775 м$$

$$m_м = \frac{4 \cdot 0{,}0389}{0{,}1775^2} = 5{,}02 кг$$

# 6. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ И СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

## 6.1. Расчет поршня

Наиболее напряженным элементом поршневой группы является поршень, воспринимающий высокие газовые, инерционные и тепловые нагрузки, поэтому при его изготовлении предъявляются повышенные требования. Поршни автомобильных и тракторных двигателей изготовляют в основном из алюминиевых сплавов и реже из чугуна.

На основании данных расчетов (теплового, скоростной характеристики и динамического) получили: диаметр цилиндра $D = 82$ мм, ход поршня $S = 71$ мм, действительное максимальное давление сгорания $p_z = 6{,}4$ МПа при $n_м = 3000$ мин$^{-1}$, площадь поршня $F_п = 0{,}0053$ м$^2$, наибольшую нормальную силу $N_{max} = 2279$ Н при $\varphi = 370°$, масса поршневой группы $m_п = 0{,}340$ кг, частота вращения $n_{хxmax} = 6000$ мин$^{-1}$, $\lambda = 0{,}293$.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями принимаем толщину днища поршня $\delta = 7{,}83$ мм, высоту поршня $H = 73{,}8$ мм, высоту юбки поршня $h_ю = 55{,}76$ мм, радиальную толщину кольца $t = 3{,}12$ мм, радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t = 0{,}82$ мм, толщину стенки головки поршня $s = 5{,}74$ мм, величину верхней кольцевой перемычки $h_п = 3{,}28$ мм, число и диаметр масляных каналов в поршне $n_п^{'} = 8$ и $d_м = 1{,}2$ мм. Материал поршня эвтектический алюминий, $\alpha_п = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К. Материал гильзы цилиндра алюминий.

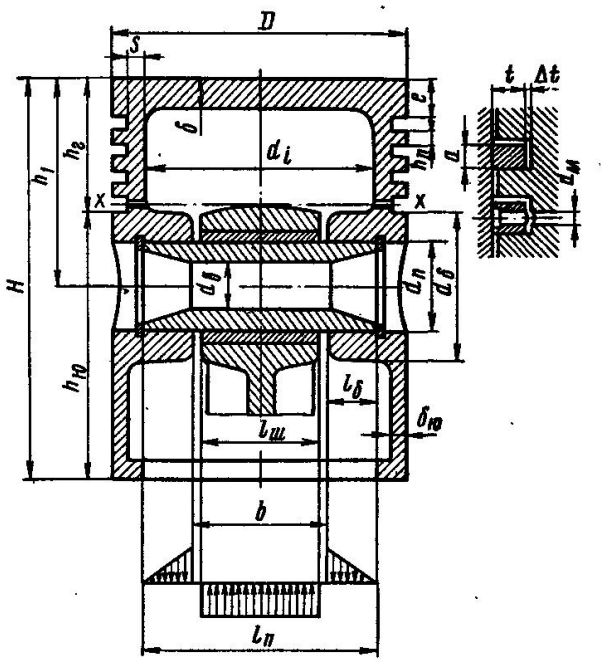


Рисунок 4 – Схема поршня

Напряжения изгиба в днище поршня

$$\sigma_{из} = p_{z_д}\left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2$$

$$\sigma_{из} = 6{,}4 \cdot \left(\frac{31{,}32}{7{,}38}\right)^2 = 115{,}34 \text{ МПа}$$

где $r_i = D/2 - (s + t + \Delta t) = 82/2 - (5{,}74 + 3{,}12 + 0{,}82) = 31{,}32$ мм.

Напряжения сжатия в сечении $X - X$:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{zд}}{F_{x-x}}$$

$$\sigma_{сж} = \frac{33812}{0{,}0012} = 28{,}7 \text{ МПа}$$

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4}\left(d_к^2 - d_i^2\right) - n_п^{'}F^{'} = \frac{\pi}{4}(74{,}13 - 62{,}65) - 8 \cdot 6{,}9 = 0{,}0012 \text{ м}^2$$

$$d_к = D - 2(t + \Delta t) = 82 - 2 \cdot (3{,}12 + 0{,}82) = 74{,}13 \text{ мм}$$

$$F^{'} = (d_к - d_i)\frac{d_м}{2} = (74{,}13 - 62{,}65) \cdot \frac{1{,}2}{2} = 6{,}9 \text{ мм}^2$$

Напряжения разрыва в сечении $X - X$:

Максимальная угловая скорость холостого хода

$$\omega_{ххmax} = \frac{\pi \cdot n_{ххmax}}{30}$$

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

Масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения $X - X$

$$m_{x-x} = 0{,}5 \cdot m_{п}$$

$$m_{x-x} = 0{,}5 \cdot 0{,}34 = 0{,}17 \text{ кг}$$

Максимальная разрывающая сила

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{xxmax}^2 (1 + \lambda)$$

$$P_j = 0{,}17 \cdot 0{,}293 \cdot 628{,}32^2 \cdot (1 + 0{,}293) = 3080{,}6 \text{ Н}$$

Напряжения разрыва

$$\sigma_{р} = \frac{P_j}{F_{x-x}}$$

$$\sigma_{р} = \frac{3080{,}6}{0{,}0012} = 2{,}61 \text{ МПа}$$

Напряжения среза в верхней кольцевой перемычке

$$\tau = \frac{0{,}0314 p_{z_д} D}{h_{п}}$$

$$\tau = \frac{0{,}0314 \cdot 6{,}4 \cdot 82}{3{,}28} = 5{,}03 \text{ МПа}$$

Напряжения изгиба в верхней кольцевой перемычке

$$\tau = 0{,}0314 p_{z_д} \left(\frac{D}{h_{п}}\right)^2$$

$$\sigma_{из} = 0{,}0314 \cdot 33812 \left(\frac{82}{3{,}5}\right)^2 = 18{,}01 \text{ МПа}$$

Сложное напряжения в верхней кольцевой перемычке

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{18{,}01^2 + 4 \cdot 5{,}03^2} = 20{,}26 \text{ МПа}$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра

$$q_1 = \frac{N_{max}}{h_{ю} D}$$

$$q_1 = \frac{2279}{0{,}05576 \cdot 0{,}082} = 0{,}498 \text{ МПа}$$

$$q_2 = \frac{N_{max}}{HD}$$

$$q_2 = \frac{2279}{0{,}0738 \cdot 0{,}082} = 0{,}377 \text{ МПа}$$

Гарантированная подвижность поршня в цилиндре достигается за счет установления диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем при их неодинаковом расширении в верхнем сечении головки поршня и нижнем сечении юбки.

Диаметры головки и юбки поршня с учетом монтажных зазоров

$$D_г = D - \Delta_г$$

$$D_г = 0{,}082 - 0{,}000656 = 0{,}081344 \text{ м}$$

$$D_ю = D - \Delta_ю$$

$$D_ю = 0{,}082 - 0{,}000164 = 0{,}081836 \text{ м}$$

где $\Delta_г = 0{,}008D = 0{,}008 \cdot 0{,}082 = 0{,}000656$ м; $\Delta_ю = 0{,}002D = 0{,}002 \cdot 0{,}082 = 0{,}000164$ м.

Диаметральные зазоры в горячем состоянии

$$\Delta_г' = D\left[1 + \alpha_ц(T_ц - T_0)\right] - D_г[1 + \alpha_п(T_г - T_0)]$$

$$\Delta_г' = 0{,}082[1 + 11 \cdot 10^{-6}(388 - 293)] - 0{,}081344[1 + 22 \cdot 10^{-6}(610 - 293)]$$

$$= 0{,}000174 \text{ м} = 0{,}174 \text{ мм}$$

$$\Delta_ю' = D\left[1 + \alpha_ц(T_ю - T_0)\right] - D_ю[1 + \alpha_п(T_ю - T_0)]$$

$$\Delta_г' = 0{,}082[1 + 11 \cdot 10^{-6}(388 - 293)] - 0{,}081836[1 + 22 \cdot 10^{-6}(403 - 293)]$$

$$= 0{,}000052 \text{ м} = 0{,}052 \text{ мм}$$

где $T_ц = 388$ К, $T_г = 610$ К, $T_ю = 403$ К приняты с учетом жидкостного охлаждения двигателя.

## 6.2. Расчет поршневого кольца

Поршневые кольца работают в условиях высоких температур и значительных переменных нагрузок. Наиболее нагруженным, особенно в

тепловом отношении, является первое (верхнее) компрессионное кольцо, температура которого достигает $200 - 250$℃.

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

Среднее давление кольца на стенку цилндра

$$p_{\text{ср}} = 0{,}152E\frac{A_o/t}{(D/t-1)^3(D/t)}$$

$$p_{\text{ср}} = 0{,}152 \cdot 1{,}2 \cdot 10^5 \frac{10{,}3/3{,}1}{(82/3{,}1-1)^3(82/3{,}1)} = 0{,}141 \text{ МПа}$$

где $A_o = 3{,}3t = 3{,}3 \cdot 3{,}1 = 10{,}3$ мм

Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности определяется по формуле

$$p = p_{\text{ср}}\mu_{\text{к}}$$

где $\mu_{\text{к}} -$ переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра.

Таблица 5

Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках

| Угол ψ, град | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Коэффициент $\mu_{\text{к}}$ | 1,05 | 1,04 | 1,02 | 1,0 | 1,02 | 1,27 | 1,50 |
| Давление р, МПа | 0,148 | 0,147 | 0,144 | 0,141 | 0,144 | 0,179 | 0,211 |

По этим данным построена грушевидная эпюра давлений кольца на стенку цилиндра.

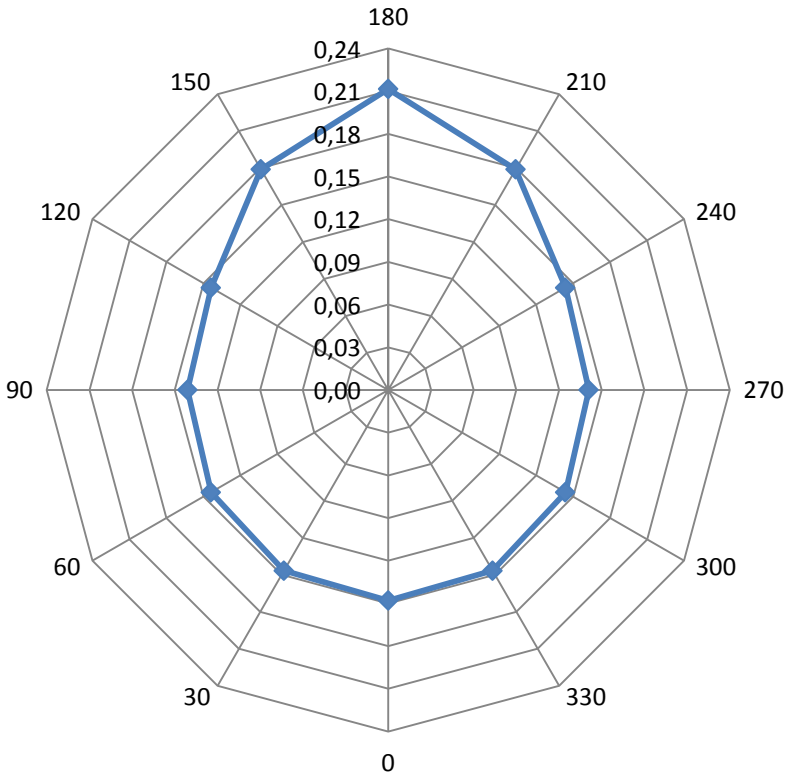


Рисунок 5 – Каплевидная эпюра давления компрессионного кольца на стенку цилиндра

Напряжение изгиба колька в рабочем состоянии

$$\sigma_{из1} = 2{,}61 \mathrm{p_{ср}} (D/t - 1)^2$$

$$\sigma_{из1} = 2{,}61 \cdot 0{,}141\ (82/3{,}1 - 1)^2 = 254{,}8 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4E(1 - 0{,}1141 A_o/t)}{m(D/t - 1{,}4)(D/t)}$$

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot 1{,}2 \cdot 10^5 (1 - 0{,}1141 \cdot 0{,}3/3{,}1)}{1{,}57 \cdot (82/3{,}1 - 1{,}4)(82/3{,}1)} = 300{,}6 \text{ МПа}$$

где $m$ – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца

Монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_к = \Delta_к'' + \pi D\left[\alpha_к(\mathrm{T_к} - \mathrm{T_0}) - \alpha_ц(\mathrm{T_ц} - \mathrm{T_0})\right]$$

$$\Delta_к = 0{,}08 + \pi \cdot 82[11 \cdot 10^{-6}(500 - 293) - 11 \cdot 10^{-6}(388 - 293)] = 0{,}397 \text{ мм}$$

где $\Delta_к'' = 0{,}08$ мм, $\mathrm{T_ц} = 388$ К, $\mathrm{T_к} = 500$ К, $\mathrm{T_0} = 293$ К

## 6.3. Расчет поршневого пальца

Во времмя работы двигателя поршневой палец подвергается воздействию переиенных нагрузок, приводящих к возникновению напряжений изгиба, сдвига, смятия и овализации.

В соответствии с указанными условиями работы к материалам, применяемым для изготовления пальцев, предъявляются требования высокой прочности и вязкости.

Для расчета принимаем действительное максимальное давление сгорания $p_{zmax} = p_{z_д} = 6{,}4$ МПа при $n_м = 3000$ мин$^{-1}$, наружний диаметр пальца $d_п = 22$ мм, внутренний диаметр пальца $d_в = 13{,}5$ мм, длину пальца $l_п = 60{,}5$ мм, длину втулки шатуна $l_ш = 26$ мм, расстояние между торцами бобышек $b = 32$ мм. Материал пальца – сталь 15Х, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Палец плавающего типа.

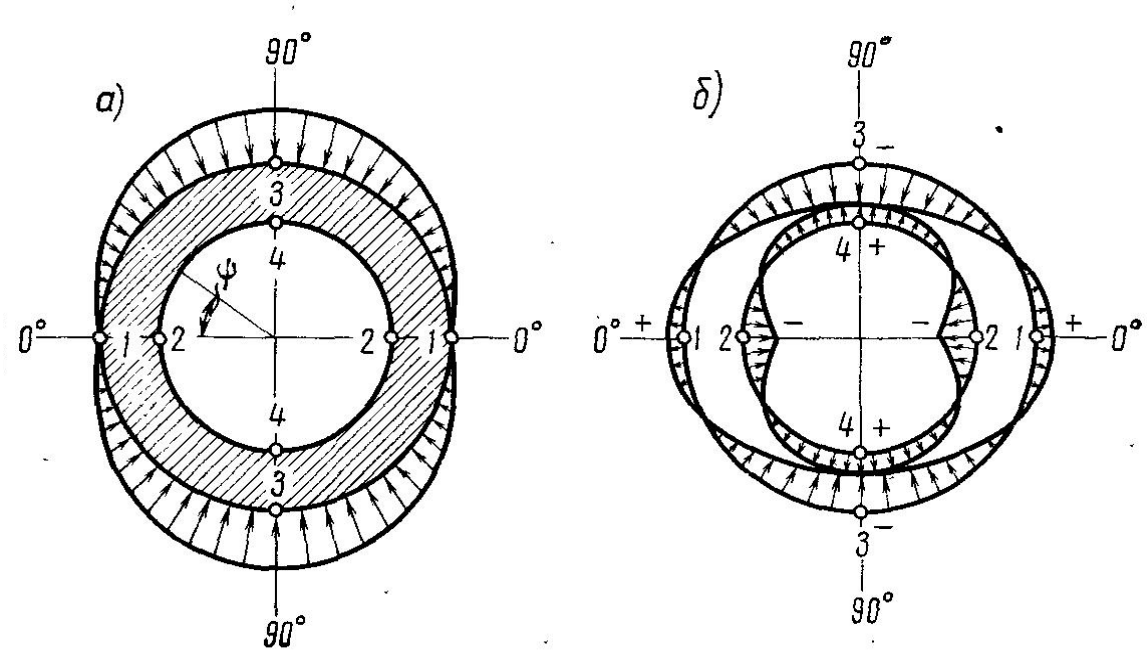


Рисунок 6 – Расчетная схема поршневого пальца

Расчетная газова сила, действующая на поршневой палец

$$P_{zmax} = p_{zmax} F_п$$

$$P_{zmax} = 6{,}4 \cdot 0{,}0053 = 33812 \text{ Н}$$

Расчетная инерционная сила, действующая на поршневой палец

$$P_j = -m_{\text{п}} R \omega_{\text{м}}^2 (1 + \lambda)$$

$$P_j = -0{,}34 \cdot 0{,}293 \cdot 314{,}2^2 \cdot (1 + 0{,}293) = -1540{,}3 \text{ Н}$$

где $\omega_{\text{м}} = \pi n_{\text{м}} / 30 = \pi \cdot 3000 / 30 \text{ с}^{-1}$

Суммарная сила, действующая на поршневой палец

$$P = P_{zmax} + k P_j$$

$$P = 33812 + 0{,}82 \cdot 1540{,}3 = 32549 \text{ Н}$$

где $k -$ коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца.

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_{\text{п}} l_{\text{ш}}}$$

$$q_{\text{ш}} = \frac{32549}{0{,}022 \cdot 0{,}026} = 52{,}8 \text{ МПа}$$

Удельное давление пальца на бобышки

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

$$q_{\text{б}} = \frac{32549}{0{,}022(60{,}5 - 30)} = 48{,}5 \text{ МПа}$$

Напряжения изгиба в среднем сечении пальца

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

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{32549(60{,}5 + 2 \cdot 30 - 1{,}5 \cdot 0{,}026)}{1{,}2(1 - 0{,}613^{\,4}) 0{,}022^3} = 232{,}8 \text{ МПа}$$

где $\alpha = d_{\text{в}} / d_{\text{п}} = 13{,}5 / 22 = 0{,}613$

Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками иголовкой шатуна

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

$$\tau = \frac{0{,}85 \cdot 32549 (1 + 0{,}613 + 0{,}613^2)}{(1 - 0{,}613^4) 0{,}022^3} = 132{,}4 \text{ МПа}$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

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

$$\Delta d_{\text{п}max} = \frac{1{,}35 \cdot 32549}{2 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0605}\left(\frac{1+0{,}613}{1-0{,}613}\right)^3 [0{,}1-(0{,}613-0{,}4)^3] = 0{,}024 \text{ мм}$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца

В горизонтальной плоскоти (точки 1, $\psi = 0°$)

$$\sigma_{a0°} = \frac{15P}{l_{\text{п}}d_{\text{п}}}\left[0{,}19\frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]$$

$$\sigma_{a0°} = \frac{15 \cdot 32549}{0{,}0605 \cdot 0{,}022}\left[0{,}19\frac{(2+0{,}613)(1+0{,}613)}{(1-0{,}613)^2} - \frac{1}{1-0{,}613}\right][0{,}1$$

$$-(0{,}613-0{,}4)^3] = 91{,}6 \text{ МПа}$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца

В горизонтальной плоскоти (точки 2, $\psi = 0°$)

$$\sigma_{a0°} = \frac{15P}{l_{\text{п}}d_{\text{п}}}\left[0{,}19\frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha} + \frac{1}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]$$

$$\sigma_{a0°} = \frac{15 \cdot 32549}{0{,}0605 \cdot 0{,}022}\left[0{,}19\frac{(1+2 \cdot 0{,}613)(1+0{,}613)}{(1-0{,}613)^2 0{,}613} + \frac{1}{1-0{,}613}\right][0{,}1$$

$$-(0{,}613-0{,}4)^3] = -178{,}2 \text{ МПа}$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца

В вертикальной плоскоти (точки 3, $\psi = 90°$)

$$\sigma_{a90°} = -\frac{15P}{l_{\text{п}}d_{\text{п}}}\left[0{,}174\frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0{,}636}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]$$

$$\sigma_{a90°} = -\frac{15 \cdot 32549}{0{,}0605 \cdot 0{,}022}\left[0{,}174\frac{(2+0{,}613)(1+0{,}613)}{(1-0{,}613)^2} + \frac{0{,}636}{1-0{,}613}\right][0{,}1$$

$$-(0{,}613-0{,}4)^3] = -107{,}8 \text{ МПа}$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца

В вертикальной плоскоти (точки 4, $\psi = 90°$)

$$\sigma_{a90°} = \frac{15P}{l_п d_п}\left[0{,}174\frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha} - \frac{0{,}636}{1-\alpha}\right][0{,}1-(\alpha-0{,}4)^3]$$

$$\sigma_{a90°} = \frac{15\cdot 32549}{0{,}0605\cdot 0{,}022}\left[0{,}174\frac{(1+2\cdot 0{,}613)(1+0{,}613)}{(1-0{,}613)^2 0{,}613} - \frac{0{,}636}{1-0{,}613}\right][0{,}1$$

$$-(0{,}613-0{,}4)^3] = 139{,}2 \text{ МПа}$$

## 6.4.Расчет поршневой головки шатуна

При работе двигателя шатун подвергается воздействию знакопеременных газовых и инерционных сил, а в отдельных случаях эти силы создают ударные нагрузки.

Расчетными элементами шатунной группы являются поршневая и кривошипная головки, стержень шатуна и шатунные болты.

Из теплового и динамического расчетов имеем давление сгорания $p_{z_д} = 6{,}4$ МПа на режиме $n = n_N = 5600$ мин$^{-1}$ при $\varphi = 370°$, масса поршневой группы $m_п = 0{,}34$ кг, массу шатунной группы $m_ш = 0{,}673$ кг, максимальную (разнстную) частоту вращения при холостом ходе $n_{ххmax} = 6000$ мин $^{-1}$, ход поршня $S = 71$ мм, площадь поршня $F_п = 0{,}0053$ м$^2$, $\lambda = 0{,}293$.

Из расчета поршневой группы имеем диаметр поршневого пальца $d_п = 22$ мм, длину поршневой головки шатуна $l_ш = 28$ мм. Принимаем наружный диаметр головки $d_г = 30{,}14$ мм, внутренний диаметр головки $d = 28{,}4$ мм, радиальную толщину стенки головки $h_г = (d_г - d)/2 = (30{,}14 - 28{,}4)/2 = 2{,}695$ мм, радиальную толщину стенки втулки $s_в = (d - d_п)/2 = (28{,}4 - 22)/2 = 1{,}375$ мм.

Материал шатуна – углеродистая сталь 45Г2, $E_ш = 2{,}2\cdot 10^5$ МПа, $\alpha_ш = 1\cdot 10^{-5}$ 1/К. Материал втулки – бронза, $E_в = 1{,}15\cdot 10^5$ МПа, $\alpha_ш = 1{,}8\cdot 10^{-5}$ 1/К.

Для углеродистой стали 45Г2:

Предел прочности $\sigma_т = 800$ МПа, пределы усталости при изгибе $\sigma_{-1} = 350$ МПа и растяжении – сжетии $\sigma_{-1р} = 210$ МПа, предел тякучести $\sigma_т = 420$ МПа, коэффициенты приведения цикла при изгибе $\alpha_\sigma = 0{,}17$ и растяжении – сжатии $\alpha_\sigma = 0{,}17$.

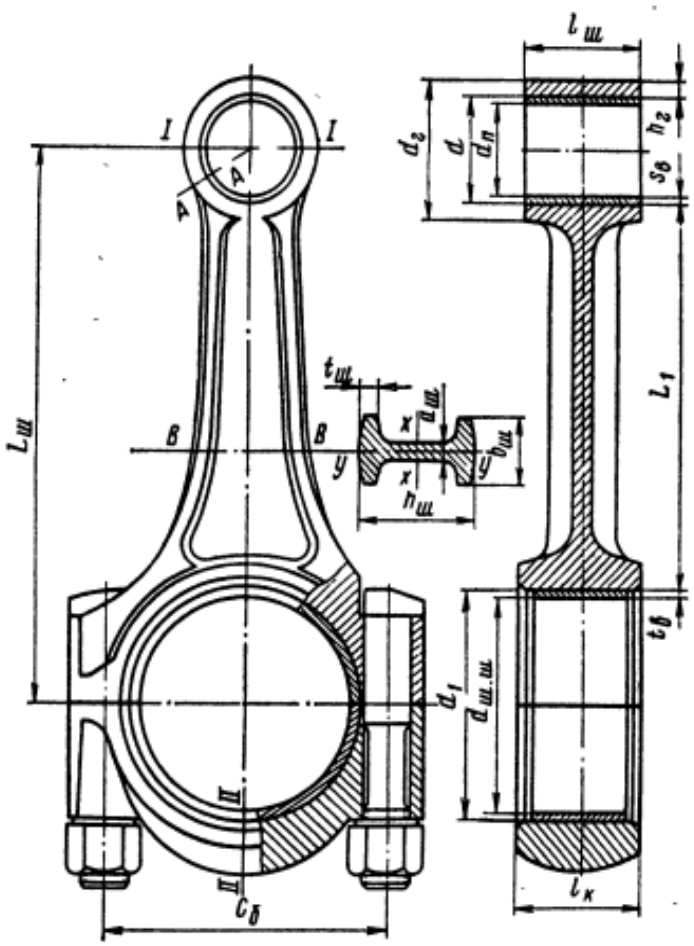


Рисунок 7 – Расчетная схема шатунной группы

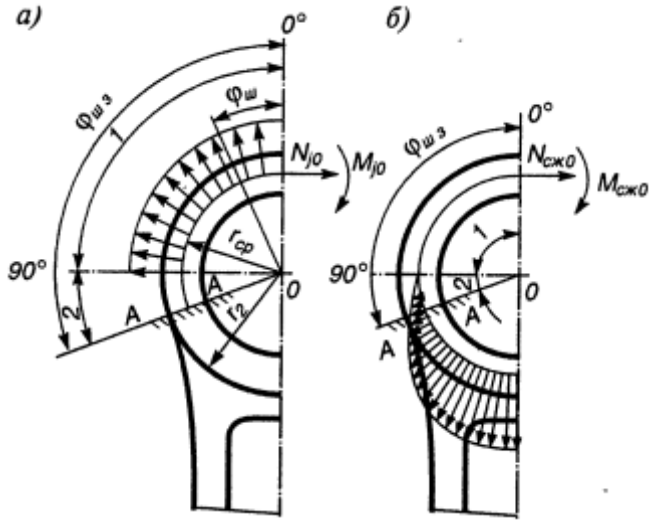


Рисунок 8 – Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна

$а$ – при растяжении; б – при сжатии

При изгибе

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_т} = \frac{350}{420} = 0{,}833$$

$$\frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0{,}833 - 0{,}17}{1 - 0{,}833} = 3{,}97$$

При растяжении – сжатии

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1р}}{\sigma_т} = \frac{210}{420} = 0{,}5$$

$$\frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0{,}5 - 0{,}12}{1 - 0{,}5} = 0{,}76$$

Расчет сечения $I - I$

Максимальное напряжение пульсирующего цикла

$$\sigma_{max} = \frac{(m_п + m_{вг})\omega^2_{ххmax} R(1 + \lambda)}{2h_г l_ш}$$

$$\sigma_{max} = \frac{(0{,}34 + 0{,}04)628{,}3^2 \cdot 0{,}0355(1 + 0{,}293)}{2 \cdot 0{,}002695 \cdot 0{,}028} = 45{,}7 \text{ МПа}$$

где $m_{вг} = 0{,}06 m_ш = 0{,}06 \cdot 0{,}673 = 0{,}04$ кг – масса части головки выше сечения $I - I$, $\omega_{ххmax} = \pi n_{ххmax}/30 = 628{,}3$ с$^{-1}$.

Среднее напряжение и амплитуда напряжений

$$\sigma_{m_0} = \sigma_{a_0} = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

$$\sigma_{m_0} = \frac{45{,}7}{2} = 22{,}8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ак}_0} = \frac{\sigma_{a_0} k_\sigma}{\varepsilon_\text{м} \varepsilon_\text{п}}$$

$$\sigma_{\text{ак}_0} = \frac{22{,}8 \cdot 1{,}272}{0{,}86 \cdot 0{,}9} = 30{,}4 \text{ МПа}$$

где $k_\sigma = 1{,}2 + 1{,}8 \cdot 10^{-4}(\sigma_\text{в} - 400) = 1{,}2 + 1{,}8 \cdot 10^{-4}(800 - 400) = 1{,}272 -$ эффктивный коэффициент концнетрации напряжений; $\varepsilon_\text{м} = 0{,}86 -$ масштабный коэффициет; $\varepsilon_\text{п} = 0{,}9 -$ коэффициент поверхностной чувствительности.

Так как

$$\frac{\sigma_{\text{ак}_0}}{\sigma_{m_0}} = \frac{30{,}4}{22{,}8} = 1{,}33 > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0{,}76$$

то запас прочности в сечении $I - I$ определяется по пределу усталости:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1\text{р}}}{\sigma_{\text{ак}_0} + \alpha_\sigma \sigma_{m_0}}$$

$$n_\sigma = \frac{210}{30{,}4 + 0{,}12 \cdot 22{,}8} = 6{,}3$$

Напряжения от запрессованной втулки:

Суммарный натяг

$$\Delta_\Sigma = \Delta + \Delta_t$$

$$\Delta_\Sigma = 0{,}04 + 0{,}0218 = 0{,}0614 \text{ мм}$$

где $\Delta = 0{,}04 -$ натяг посадки бронзовой втулки; $\Delta_t = d(\alpha_\text{в} - \alpha_\text{т})\Delta T = 24{,}8(1{,}8 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 = 0{,}0218 \text{ мм} -$ температурный натяг; $\Delta T -$ средний подогрев головки и втулки.

Удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой

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

$$p = \frac{0{,}0614}{24{,}8\left[\frac{(30{,}14^2 + 24{,}8^2)/(30{,}14^2 - 24{,}8^2) + 0{,}3}{2{,}2 \cdot 10^5} + \frac{(24{,}8^2 + 22^2)/(24{,}8^2 - 22^2) - 0{,}3}{1{,}15 \cdot 10^5}\right]}$$

$$= 25{,}9 \text{ МПа}$$

где $\mu = 0{,}3 -$ коэффициент Пуассона

Напряжения от суммарного натяга на внутренней поверхности головки

$$\sigma_i^{'} = p\frac{(d_г^2 + d^2)}{(d_г^2 - d^2)}$$

$$\sigma_i^{'} = 25{,}9 \cdot \frac{(30{,}14^2 + 24{,}8^2)}{(30{,}14^2 - 24{,}8^2)} = 133{,}3 \text{ МПа}$$

Напряжения от суммарного натяга на внешней поверхности головки

$$\sigma_a^{'} = 2pd^2(d_г^2 - d^2)$$

$$\sigma_a^{'} = 2 \cdot 25{,}9 \cdot 24{,}8^2(30{,}14^2 - 24{,}8^2) = 107{,}3 \text{ МПа}$$

Расчет сечения А − А на изгиб:

Максимальная сила, растягивающая головку на режиме $n = n_N$

$$P_{jN} = -m_п R\omega^2(1 + \lambda)$$

$$P_{jN} = -0{,}34 \cdot 0{,}0355 \cdot 565{,}5\,^2(1 + 0{,}293) = -4990{,}6 \text{ Н}$$

где $\omega = \pi n_N/30 = \pi \cdot 5600/30 = 565{,}5 \text{ с}^{-1}$

Нормальная сила и изгибающий момент в сечении $0 - 0$

$$N_{j0} = -P_{jN}(0{,}572 - 0{,}0008\varphi_{шз})$$

$$N_{j0} = -(-4990{,}6) \cdot (0{,}572 - 0{,}0008 \cdot 105) = 2435{,}4 \text{ МПа}$$

$$M_{j0} = -P_{jN}r_{ср}(0{,}00033\varphi_{шз} - 0{,}0297)$$

$$M_{j0} = -(-4990{,}6 \cdot 13{,}7) \cdot (0{,}00033 \cdot 105 - 0{,}0297) = 0{,}34 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где $\varphi_{шз} = 105° -$ угол заделки; $r_{ср} = (d_г - d)/4 = (30{,}14 - 28{,}4)/2 = 13{,}7$ мм $-$ средний радиус головки.

Нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от растягивающий силы:

$$N_{j\varphi_{шз}} = N_{j0}\cos\varphi_{шз} - 0{,}5\,P_{jN}(\sin\varphi_{шз} - \cos\varphi_{шз})$$

$$N_{j\varphi_{шз}} = 2435{,}4 \cdot \cos 105° - 0{,}5\,(-4990{,}6) \cdot (\sin 105° - \cos 105°) = 2425{,}8 \text{ Н}$$

$$M_{j\varphi_{\text{шз}}} = M_{j0} + \text{N}_{\text{j0}}\, r_{\text{ср}}(1 - \cos\varphi_{\text{шз}}) + 0{,}5\, P_{jN} r_{\text{ср}}(\sin\varphi_{\text{шз}} - \cos\varphi_{\text{шз}})$$

$$M_{j\varphi_{\text{шз}}} = 0{,}34 + 2435{,}4 \cdot 0{,}0137 \cdot (1 - \cos 105°) + 0{,}5 \cdot (-4990{,}6) \cdot 0{,}0137 \cdot (\sin 105° - \cos 105°) = 0{,}47 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы

$$\sigma_{aj} = \left[2M_{j\varphi_{\text{шз}}} \frac{6r_{\text{ср}} + h_{\text{г}}}{h_{\text{г}}(2r_{\text{ср}} + h_{\text{г}})} + KN_{j\varphi_{\text{шз}}}\right] \frac{10^{-6}}{l_{\text{ш}} h_{\text{г}}}$$

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot 0{,}47 \frac{6 \cdot 0{,}0137 + 2{,}695}{2{,}695(2 \cdot 0{,}0137 + 2{,}695)} + 0{,}789 \cdot 2425{,}8\right] \frac{10^{-6}}{0{,}028 \cdot 2{,}695} = 38{,}5 \text{ МПа}$$

где $K = E_{\text{ш}}F_{\text{г}}/(E_{\text{ш}}F_{\text{г}} + E_{\text{в}}F_{\text{в}}) = 2{,}2 \cdot 10^5 \cdot 150{,}9/(2{,}2 \cdot 10^5 \cdot 150{,}9 + 1{,}15 \cdot 10^5 \cdot 77) = 0{,}789$; $F_{\text{г}} = (d_{\text{г}} - d)/l_{\text{ш}} = (30{,}14 - 24{,}8) \cdot 28 = 150{,}9 \text{ мм}^2$; $F_{\text{в}} = (d - d_{\text{п}})/l_{\text{ш}} = (24{,}8 - 22) \cdot 28 = 77 \text{ мм}^2$;

Суммарная сила, сжимающая головку

$$P_{\text{сж}} = \left(p_{z_{\text{д}}} - p_o\right)F_{\text{п}} - m_{\text{п}} R\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi)$$

$$P_{\text{сж}} = (6{,}4 - 0{,}1)0{,}0053 \cdot 10^6 - 0{,}34 \cdot 0{,}0355 \cdot 565{,}5^2(\cos 370° + \lambda \cos 2 \cdot 370°) = 28420{,}2 \text{ Н}$$

Нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от сжимающей силы

$$N_{\text{сж}\varphi_{\text{шз}}} = P_{\text{сж}}\left[\frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}} + \left(\frac{\sin\varphi_{\text{шз}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{шз}}}{\pi}\sin\varphi_{\text{шз}} - \frac{1}{\pi}\cos\varphi_{\text{шз}}\right)\right]$$

$$N_{\text{сж}\varphi_{\text{шз}}} = 28420{,}2\ (0{,}0005 + 0{,}002) = 71{,}1 \text{ Н}$$

$$M_{\text{сж}\varphi_{\text{шз}}} = P_{\text{сж}} r_{\text{ср}}\left[\frac{M_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}} r_{\text{ср}}} + \frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}}(1 - \cos\varphi_{\text{шз}}) - \left(\frac{\sin\varphi_{\text{шз}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{шз}}}{\pi}\sin\varphi_{\text{шз}} - \frac{1}{\pi}\cos\varphi_{\text{шз}}\right)\right]$$

$$M_{\text{сж}\varphi_{\text{шз}}} = 28420{,}2\ \cdot 0{,}0177(0{,}0001 + 0{,}0005 \cdot 1{,}2588 - 0{,}002) = -0{,}5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где $N_{\text{сж0}}/P_{\text{сж}} = 0{,}0005$ и $M_{\text{сж0}}/P_{\text{сж}} r_{\text{ср}} = 0{,}0001$; $f(\varphi_{\text{шз}}) = \frac{\sin\varphi_{\text{шз}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{шз}}}{\pi}\sin\varphi_{\text{шз}} - \frac{1}{\pi}\cos\varphi_{\text{шз}} = 0{,}002$ и $f(\varphi_{\text{шз}}) = 1 - \cos\varphi_{\text{шз}} = 1{,}2588$.

Напряжения на внешнем волокне от сжимающей силы

$$\sigma_{a\text{сж}} = \left[2M_{\text{сж}}\varphi_{\text{шз}}\frac{6r_{\text{ср}} + h_{\text{г}}}{h_{\text{г}}(2r_{\text{ср}} + h_{\text{г}})} + KN_{\text{сж}}\varphi_{\text{шз}}\right]\frac{10^{-6}}{l_{\text{ш}}h_{\text{г}}}$$

$$\sigma_{a\text{сж}} = \left[2\cdot(-0{,}5)\frac{6\cdot 0{,}0137 + 2{,}695}{2{,}695(2\cdot 0{,}0137 + 2{,}695)} + 0{,}789\cdot 71{,}1\right]\frac{10^{-6}}{0{,}028\cdot 2{,}695}$$

$$= -13 \text{ МПа}$$

Максимальное и минимальное напряжение ассиметричного цикла

$$\sigma_{max} = \sigma_a^{'} + \sigma_{aj}$$

$$\sigma_{max} = 107{,}3 \ + 38{,}5 = 145{,}8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \sigma_a^{'} + \sigma_{a\text{сж}}$$

$$\sigma_{min} = 107{,}3 - 13 = 94{,}3 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжения

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

$$\sigma_m = \frac{(145{,}8 + 94{,}3\ )}{2} = 120{,}1 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_a = \frac{(145{,}8 - 94{,}3\ )}{2} = 25{,}7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a\text{к}} = \frac{\sigma_a k_\sigma}{\varepsilon_{\text{м}}\varepsilon_{\text{п}}}$$

$$\sigma_{a\text{к}} = \frac{25{,}7\cdot 1{,}272}{0{,}86\cdot 0{,}9} = 42{,}3 \text{ МПа}$$

Так как

$$\frac{\sigma_{a\text{к}}}{\sigma_m} = \frac{42{,}3}{120{,}1} = 0{,}352 < \frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = 3{,}97$$

то запас прчности в сечении $A - A$ определяется по пределу тякучести

$$n_{\text{т}\sigma} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{a\text{к}} + \sigma_m}$$

$$n_{\text{т}\sigma} = \frac{420}{42{,}3 + 120{,}1} = 2{,}59$$

## 6.5. Расчет кривошипной головки шатуна

Точный расчет кривошипной головки весьма затруднен вследствие невозможности полного учета влияния конструктивных факторов. Приближенный расчет кривошипной головки шатуна сводится к определению напряжения изгиба в среднем сечении $II - II$ крышки головки от инерционных сил.

Из динамического расчета и расчета поршневой головки шатуна имеем: радиус кривошипа $R = 0{,}0355$ м, масса поршневой группы $m_{\text{п}} = 0{,}34$ кг, масса шатунной группы $m_{\text{ш}} = m_{\text{шп}} + m_{\text{шк}} = 0{,}184 + 0{,}489 = 0{,}673$ кг, угловую частоту вращения $\omega_{\text{хх}max} = 628{,}3\ \text{с}^{-1}$, $\lambda = 0{,}293$. Принимаем диаметр шатунной шейки $d_{\text{шш}} = 47{,}6$ мм, толщину стенки вкладыша $t_{\text{в}} = 1{,}9$ мм, расстояние между шатунным болтами $\text{С}_{\text{б}} = 64{,}2$ мм, длина кривошипной головки $l_{\text{к}} = 28$ мм.

Максимальная сила инерции

$$P_{jp} = -\omega_{\text{хх}max}^2 R\left[(m_{\text{п}} + m_{\text{шп}})(1+\lambda) + \left(m_{\text{шк}} + m_{\text{кр}}\right)\right] \cdot 10^{-6}$$

$$P_{jp} = -628{,}3 \cdot 0{,}0355[(0{,}34 + 0{,}184)(1 + 0{,}293) + (0{,}489 + 0{,}168)] \cdot 10^{-6}$$

$$= -0{,}014\ \text{МН}$$

где $m_{\text{кр}} = 0{,}25 \cdot m_{\text{ш}} = 0{,}25 \cdot 0{,}673 = 0{,}168$ кг.

Момент сопротивления расчетного сечения

$$W_{\text{из}} = \frac{l_{\text{к}}(0{,}5C_{\text{б}} - r_1)}{6}$$

$$W_{\text{из}} = \frac{28(0{,}5 \cdot 0{,}0642 - 0{,}0257^2)}{6} = 1{,}92 \cdot 10^{-7}\ \text{м}^3$$

где $r_1 = 0{,}5(d_{\text{шш}} + 2t_{\text{в}}) = 0{,}5(47{,}6 + 2 \cdot 2) = 25{,}7$ мм $-$ внутренний радиус кривошипной головки шатуна.

Момент инерции вкладыша и крышки

$$J_{\text{в}} = l_{\text{к}} t_{\text{в}}^3$$

$$J_{\text{в}} = 28 \cdot 1{,}9^3 \cdot 10^{-12} = 192{,}8 \cdot 10^{-12}\ \text{м}^4$$

$$J = l_к(0{,}5C_б - r_1)^3$$

$$J = 28(0{,}5 \cdot 64{,}2 - 26)^3 \cdot 10^{-12} = 7411{,}1 \cdot 10^{-12}\ м^4$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша

$$\sigma_{из} = P_{jp}\left[\frac{0{,}023C_б}{(1 + J_в/J)} + \frac{0{,}4}{F_г}\right]$$

$$\sigma_{из} = -0{,}014\left[\frac{0{,}023 \cdot 0{,}0642}{(1 + 192{,}8 \cdot 10^{-12}/7411{,}1 \cdot 10^{-12})} + \frac{0{,}4}{0{,}000233}\right] = 128{,}7\ МПа$$

где $F_в = 0{,}5l_к(C_б - d_{шш}) = 0{,}5 \cdot 28(64{,}2 - 47{,}6) \cdot 10^{-6} = 0{,}000233\ м^2$ – суммарная площадь крышки и вкладыша в расчетном сечении.

## 6.6. Расчет стержня шатуна

Стержень шатуна рассчитывают на усталостную прочность в среднем сечении $B - B$ от действия знакопеременных суммарных сил (газовых и инерционных), возникающих при работе двигателя на режимах $n = n_N$ или $n = n_м$. Запас прочности сечения определяется в плоскости качания шатуна и в перпендикулярной плоскости.

Из динамического расчета имеем $P_{сж} = P_г + P_j = 26316$ Н при $\varphi = 370°$, $P_р = P_г + P_j = -7754$ Н при $\varphi = 0°$, длина шатуна $L_ш = 121$ мм. Принимаем $h_ш = 22{,}7$ мм, $b_ш = 16$ мм, $a_ш = 3{,}4$ мм, $t_ш = 3{,}4$ мм. Из расчетов поршневой и кривошипной головок шатуна $d = 24{,}4$ мм, $d_1 = 51{,}4$ мм, характеристики прочности материала шатуна (сталь 45Г2).

Площадь и моменты инерции расчетного сечения $B - B$

$$F_{ср} = h_ш b_ш - (b_ш - a_ш)(h_ш - 2t_ш)$$

$$F_{ср} = 22{,}7 \cdot 16 - (16 - 3{,}4)(22{,}7 - 2 \cdot 3{,}4) = 162{,}5\ мм^2$$

$$J_x = \frac{[b_ш h_ш^3 - (b_ш - a_ш)(h_ш - 2t_ш)^3]}{12}$$

$$J_x = \frac{[16 \cdot 22{,}7^3 - (16 - 3{,}4)(22{,}7 - 2 \cdot 3{,}4)^3]}{12} = 11328{,}9\ мм^4$$

$$J_y = \frac{[h_ш b_ш^3 - (h_ш - 2t_ш)(b_ш - a_ш)^3]}{12}$$

$$J_y = \frac{[22{,}7 \cdot 16^3 - (22{,}7 - 3{,}4)(16 - 2 \cdot 3{,}4)^3]}{12} = 5062{,}1 \text{ мм}^4$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{max_x} = \frac{K_x P_{сж}}{F_{ср}}$$

$$\sigma_{max_x} = \frac{1{,}077 \cdot 26316}{162{,}5} = 174{,}4 \text{ МПа}$$

Где $K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_ш} \frac{L_ш^2}{J_x} F_{ср} = 1 + \frac{800}{\pi^2 2{,}2 \cdot 10^5} \frac{121^2}{11328{,}9} 162{,}5 = 1{,}077, \sigma_е = \sigma_в =$ 800 МПа

Максимальное напряжение от сжимающей силы в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$\sigma_{max_y} = \frac{K_y P_{сж}}{F_{ср}}$$

$$\sigma_{max_y} = \frac{1{,}020 \cdot 26316}{162{,}5} = 165{,}2 \text{ МПа}$$

где $K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_ш} \frac{L_1^2}{J_y} F_{ср} = 1 + \frac{800}{\pi^2 2{,}2 \cdot 10^5} \frac{82{,}9^2}{5062{,}1} 162{,}5 = 1{,}020, L_1 = L_ш - \frac{(d+d_1)}{2} =$ $121 - \frac{(24{,}8-51{,}4)}{2} = 82{,}9$ мм.

Максимальное напржение от растягивающей силы

$$\sigma_{min} = \frac{P_p}{F_{ср}}$$

$$\sigma_{min} = \frac{-7754}{162{,}5} = -47{,}7 \text{ МПа}$$

Средние напряжения и амплитуды цикла

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

$$\sigma_{m_x} = \frac{(174{,}4\ - 47{,}7)}{2} = 63{,}4\ \text{МПа}$$

$$\sigma_{m_y} = \frac{(165{,}2 - 47{,}7)}{2} = 58{,}7\ \text{МПа}$$

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

$$\sigma_{a_x} = \frac{(174{,}4 + 47{,}7\ )}{2} = 111{,}1\ \text{МПа}$$

$$\sigma_{a_y} = \frac{(165{,}2 + 47{,}7\ )}{2} = 106{,}5\ \text{МПа}$$

$$\sigma_{a\text{к}} = \frac{\sigma_a k_\sigma}{\varepsilon_\text{м}\varepsilon_\text{п}}$$

$$\sigma_{a\text{к}_x} = \frac{111{,}1 \cdot 1{,}272}{0{,}86 \cdot 1{,}3} = 123{,}5\ \text{МПа}$$

$$\sigma_{a\text{к}_y} = \frac{106{,}5 \cdot 1{,}272}{0{,}88 \cdot 1{,}3} = 118{,}4\ \text{МПа}$$

где $k_\sigma = 1{,}2 + 1{,}8 \cdot 10^{-4}(\sigma_\text{в} - 400) = 1{,}2 + 1{,}8 \cdot 10^{-4}(800 - 400) = 1{,}272 -$ эффктивный коэффициент концнетрации напряжений; $\varepsilon_\text{м} = 0{,}88 -$ масштабный коэффициет; $\varepsilon_\text{п} = 1{,}3 -$ коэффициент поверхностной чувствительности.

Так как

$$\frac{\sigma_{\text{ак}_x}}{\sigma_{m_x}} = \frac{123{,}5}{63{,}4} = 1{,}95 > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0{,}76$$

$$\frac{\sigma_{\text{ак}_y}}{\sigma_{m_y}} = \frac{118{,}4}{58{,}7} = 2{,}01 > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0{,}76$$

то запас прочности в сечении $B - B$ определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigma_x} = \frac{\sigma_{-1\text{р}}}{\sigma_{\text{ак}_x} + \alpha_\sigma \sigma_{m_x}}$$

$$n_{\sigma_x} = \frac{210}{123{,}5 + 0{,}12 \cdot 63{,}4} = 1{,}6$$

$$n_{\sigma_y} = \frac{\sigma_{-1\text{р}}}{\sigma_{\text{ак}_x} + \alpha_\sigma \sigma_{m_x}}$$

$$n_{\sigma_y} = \frac{210}{118{,}4 + 0{,}12 \cdot 58{,}7} = 1{,}67$$

## 6.7. Расчет шатунных болтов

В четырехтактных двигателях болты, стягивающие половинки кривошипной головки шатуна, подвергаются растяжению от действия сил инерции поступательно движущихся масс поршня, шатуна и вращающихся масс, расположенных над плоскостью разъема кривошипной головки.

Из расчета кривошипной головки шатуна имеем максимальную силу инерции $P_{jp} = -0{,}014$ МН. Принимаем номинальный диаметр болта $d = 10$ мм, шаг резьбы $t = 1$ мм, число болтов $i_б = 2$. Материал – сталь 40Х.

Для легированной стали 40Х определяем:

Пределы прочности $\sigma_в = 980$ МПа, пределы текучести $\sigma_т = 800$ МПа и усталости при растяжении − сжатии $\sigma_{-1р} = 300$ МПа, коэффициент приведения цикла при растяжении − сжатии $\alpha_\sigma = 0{,}17$.

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_т} = \frac{300}{800} = 0{,}375$$

$$\frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0{,}375 - 0{,}17}{1 - 0{,}375} = 0{,}328$$

Сила предварительной затяжки

$$P_{пр} = 2{,}5\frac{P_{jp}}{i_б}$$

$$P_{пр} = 2{,}5 \cdot \frac{0{,}014}{2} = 0{,}0175 \text{ МН}$$

Суммарная сила, растягивающая болт

$$P_б = P_{пр} + \chi\frac{P_{jp}}{i_б}$$

$$P_б = 0{,}0175 + 0{,}2 \cdot \frac{0{,}014}{2} = 0{,}0189 \text{ МН}$$

где $\chi = 0{,}2$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте

$$\sigma_{max} = \frac{4P_{б}}{\pi d_{в}^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot 0{,}0189}{\pi \cdot 0{,}0068^2} = 325{,}5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \frac{4P_{пр}}{\pi d_{в}^2}$$

$$\sigma_{min} = \frac{4 \cdot 0{,}0189}{\pi \cdot 0{,}0068^2} = 301{,}1 \text{ МПа}$$

где $d_{в} = d - 1{,}4t = 10 - 1{,}4 \cdot 1 = 8{,}6$ мм $= 0{,}0068$ м

Среднее напряжение и амплитуды напряжения

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

$$\sigma_m = \frac{(325{,}5 + 301{,}1\ )}{2} = 313{,}1 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_a = \frac{(325{,}5 - 301{,}1\ )}{2} = 12 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{aк} = \frac{\sigma_a k_\sigma}{\varepsilon_{м}\varepsilon_{п}}$$

$$\sigma_{aк} = \frac{12 \cdot 2{,}6}{1 \cdot 1{,}1} = 28 \text{ МПа}$$

где $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 0{,}8 \cdot (3 - 1) = 2{,}6;\ \alpha_{k\sigma} = 3;\ q = 0{,}8$ при $\sigma_{в} = 980$ МПа; $\varepsilon_{м} = 1;\ \varepsilon_{в} = 1{,}1$.

Так как

$$\frac{\sigma_{aк}}{\sigma_m} = \frac{28}{313{,}1} = 0{,}091 < \frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = 0{,}328$$

то запас прчности болта определяется по пределу тякучести:

$$n_{т\sigma} = \frac{\sigma_{т}}{\sigma_{aк} + \sigma_m}$$

$$n_{т\sigma} = \frac{800}{28 + 313{,}1} = 2{,}34$$

## 6.8. Расчет коленчатого вала

Коленчатый вал – наиболее сложная в конструктивном отношении и наиболее напряженная деталь двигателя, воспринимающая периодические нагрузки от сил давления газов, сил инерции и их моментов. Действие этих сил и моментов приводит к возникновению в материале коленчатого вала значительных напряжений скручивания, изгиба и растяжения – сжатия. Кроме того, периодически изменяющиеся моменты вызывают крутильные колебания вала, которые создают дополнительные напряжения кручения.

На основании данных динамического расчета имеем коленчатый вал полноопорный с симметричными коленами противовесами, расположенными на продолжении щеки. Сила инерции противовеса, расположенного на продолжении щеки $P_{\text{пр}} = 4540$ Н, центробежная сила инерции вращающихся масс $K_R = 10092$ Н, радиус кривошипа $R = 0{,}0355$ м.

С учетом анализа существующих двигателей принимаем следующие основные размеры колена вала: коренная шейка – наружный диаметр $d_{\text{кш}} = 50{,}8$ мм, длина $l_{\text{кш}} = 28$ мм, шатунная шейка – наружный диаметр $d_{\text{шш}} = 47{,}8$ мм, длина $l_{\text{шш}} = 28$ мм, расчетное сечение $A - A$ щеки – ширина $b = 76$ мм, толщина $h = 18$ мм. Материал вала – чугун ВЧ 40-10.

Предел прочности $\sigma_{\text{в}} = 400$ МПа и текучести (условные) $\sigma_{\text{т}} = 300$ МПа и $\tau_{\text{т}} = 160$ МПа.

Пределы усталости (выносливости) при изгибе $\sigma_{-1} = 150$ МПа, растяжении – сжатии $\sigma_{-1\text{р}} = 120$ МПа и кручении $\tau_{-1} = 115$ МПа.

Коэффициенты приведения цикла при изгибе $\alpha_\sigma = 0{,}4$ и кручении $\alpha_{\text{т}} = 0{,}6$.

При изгибе

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{т}}} = \frac{150}{300} = 0{,}5$$

$$\frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0{,}5 - 0{,}4}{1 - 0{,}5} = 0{,}2$$

При кручении

$$\beta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_т} = \frac{115}{160} = 0{,}719$$

$$\frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = \frac{0{,}719 - 0{,}6}{1 - 0{,}719} = 0{,}42$$

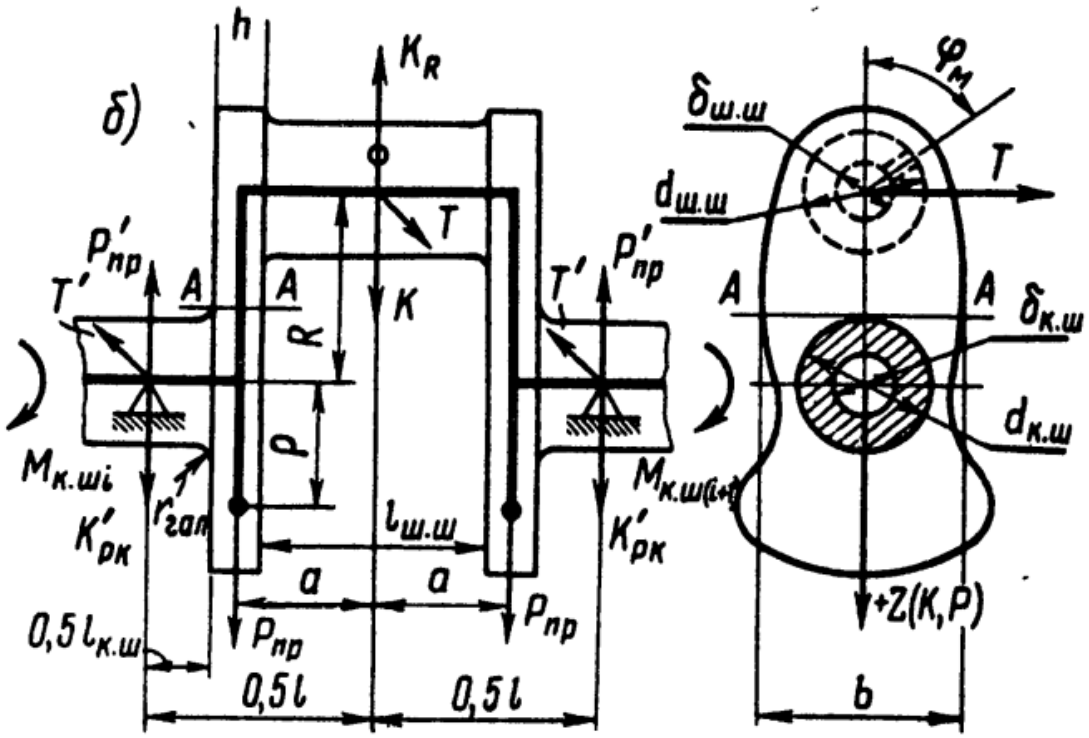


Рисунок 9 – Расчетная схема коленчатого вала

Удельное давление на поверхности шатунных шеек

$$k_{\text{шшср}} = \frac{Q_{\text{шшср}}}{d_{\text{шш}} l'_{\text{шш}}}$$

$$k_{\text{шшср}} = \frac{16078}{47{,}8 \cdot 22} = 15{,}3 \text{ МПа}$$

$$k_{\text{шш}max} = \frac{Q_{\text{шш}max}}{d_{\text{шш}} l'_{\text{шш}}}$$

$$k_{\text{шшср}} = \frac{20976}{47{,}8 \cdot 22} = 20 \text{ Мпа}$$

где $Q_{\text{шшср}} = 16078$ Н и $Q_{\text{шш}max} = 20976$ Н – соответственно средняя и

максимальная нагрузки на шатунную шейку, $l_{шш}^{'} = l_{шш} - 2r_{гал} = 28 - 2 \cdot 3 = 22$ мм $-$ рабочая ширина шатунного вкладыша, $r_{гал} = 0{,}063 d_{шш} = 0{,}063 \cdot 47{,}8 \approx 3$ мм $-$ радиус галтели.

Удельное давление на поверхности коренных шеек

$$k_{кшср} = \frac{Q_{кшср}}{d_{кш} l_{шш}^{'}}$$

$$k_{кшср} = \frac{7622}{50{,}8 \cdot 22} = 6{,}8 \text{ МПа}$$

$$k_{кшmax} = \frac{Q_{кшmax}}{d_{кш} l_{шш}^{'}}$$

$$k_{шшср} = \frac{15299}{50{,}8 \cdot 22} = 13{,}7 \text{ МПа}$$

где $Q_{кшср} = Q_{кш4ср} = 7622$ Н $-$ средняя нагрузка на 4ю коренную шейку, которая является наибольшей, $Q_{кшmax} = Q_{кш4max} = 15299$ Н $-$ максимальная нагрузка на 4ю коренную шейку, которая является наибольшей , $l_{кш}^{'} = l_{кш} - 2r_{гал} = 28 - 2 \cdot 3 = 22$ мм $-$ рабочая ширина шатунного вкладыша, $r_{гал} = 0{,}06 d_{кш} = 0{,}06 \cdot 50{,}8 \approx 3$ мм $-$ радиус галтели.

Расчет коренной шейки.

Набегающие моменты, скручивающие коренные шейки, определены графическим способом.

Момент сопротивления кручению коренной шейки

$$W_{\tau кш} = \frac{\pi}{16} d_{кш}^3$$

$$W_{\tau кш} = \frac{\pi}{16} \cdot 50{,}8^2 \cdot 10^{-9} = 2{,}57 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 4й коренной шейки, на которую воздействует крутящий момент, имеющий наибольший размах $\Delta M_{кшmax}$.

$$\tau_{max} = \frac{M_{кшmax}}{W_{\tau кш}}$$

$$\tau_{max} = \frac{366}{2{,}57 \cdot 10^{-5}} = 14{,}2 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{\text{кш}min}}{W_{\tau\text{кш}}}$$

$$\tau_{min} = \frac{-299}{2{,}57 \cdot 10^{-5}} = -11{,}6 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{14{,}2 - 11{,}6}{2} = 1{,}3 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{14{,}2 + 11{,}6}{2} = 12{,}9 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ak} = \frac{\tau_a k_\tau}{\varepsilon_{\text{м}\tau}\varepsilon_{\text{п}\tau}}$$

$$\tau_{ak} = \frac{12{,}9 \cdot 1{,}1}{0{,}72 \cdot 1{,}2} = 16{,}4 \text{ МПа}$$

где $k_\tau = 0{,}6[1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1)] = 0{,}6[1 + 0{,}4(3 - 1)] = 1{,}1 -$ коэффициент концентрации напряжений, $q = 0{,}4 -$ коффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, $\alpha_{k\sigma} = 3 -$ теоретический коэффициент концентрации напряжений, с учетом наличия в шейке маслянного отверстия, $\varepsilon_{\text{м}\tau} = 0{,}72 -$ масштабный коэффициент, $\varepsilon_{\text{п}\tau} = 1{,}2 -$ коэффициент поверхностной чувствительности с учетом закалки шеек токами высокой частоты на глубину $2 - 3$ мм.

Так как

$$\frac{\tau_{ak}}{\tau_m} = \frac{16{,}4}{1{,}3} = 12{,}6 > \frac{(\beta_\tau - \alpha_\tau)}{(1 - \beta_\tau)} = 0{,}42$$

то запас прчности коренной шейки определяется по пределу усталости:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ak} + \alpha_\tau \tau_m}$$

$$n_\sigma = \frac{115}{16{,}4 + 0{,}6 \cdot 1{,}3} = 6{,}7$$

Расчет шатунной шейки.

Набегающие моменты, скручивающие шатунные шейки, определены графическим способом.

Момент сопротивления кручению шатунной шейки

$$W_{\tau шш} = \frac{\pi}{16} d_{шш}^3$$

$$W_{\tau шш} = \frac{\pi}{16} \cdot 47{,}8^2 \cdot 10^{-9} = 2{,}14 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла для наиболее нагруженной 4й шатунной шейки.

$$\tau_{max} = \frac{M_{шш max}}{W_{\tau шш}}$$

$$\tau_{max} = \frac{361}{2{,}14 \cdot 10^{-5}} = 16{,}8 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{шш min}}{W_{\tau шш}}$$

$$\tau_{min} = \frac{-193}{2{,}14 \cdot 10^{-5}} = -9 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжений

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{16{,}8 - 9}{2} = 3{,}9 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{16{,}8 + 9}{2} = 12{,}9 \text{ Мпа}$$

$$\tau_{ak} = \frac{\tau_a k_\tau}{\varepsilon_{м\tau} \varepsilon_{п\tau}}$$

$$\tau_{ak} = \frac{12{,}9 \cdot 1{,}1}{0{,}73 \cdot 1{,}2} = 16{,}2 \text{ МПа}$$

где $k_\tau = 1{,}1 -$ коэффициент концентрации напряжений, $\varepsilon_{м\tau} = 0{,}73 -$ масштабный коэффициент, $\varepsilon_{п\tau} = 1{,}2 -$ коэффициент поверхностной чувствительности с учетом закалки шеек токами высокой частоты на глубину $2 - 3$ мм.

Так как

$$\frac{\tau_{ак}}{\tau_m} = \frac{16{,}2}{3{,}9} = 4{,}1 > \frac{(\beta_\tau - \alpha_\tau)}{(1 - \beta_\tau)} = 0{,}42$$

то запас прчности шатунной шейки определяется по пределу усталости:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ак} + \alpha_\tau \tau_m}$$

$$n_\sigma = \frac{115}{16{,}2 + 0{,}6 \cdot 3{,}9} = 6{,}2$$

Максимальное и минимальное нормальные напряжения асимметричного цикла шатунной шейки

$$\sigma_{max} = \frac{M_{\varphi Mmax}}{W_{\sigma шш}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{12{,}1 \cdot 10^{-6}}{0{,}5 \cdot 2{,}14 \cdot 10^{-5}} = 1{,}1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{\varphi Mmin}}{W_{\sigma шш}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{-241{,}1 \cdot 10^{-6}}{0{,}5 \cdot 2{,}14 \cdot 10^{-5}} = -22{,}5 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжения

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

$$\sigma_m = \frac{(1{,}1 - 22{,}5\ )}{2} = -10{,}7 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_a = \frac{(1{,}1 + 22{,}5\ )}{2} = 11{,}8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a k_\sigma}{\varepsilon_{м\sigma}\varepsilon_{п\sigma}}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{11{,}8 \cdot 1{,}8}{0{,}76 \cdot 1{,}2} = 23{,}3 \text{ МПа}$$

где $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 0{,}4(3 - 1) = 1{,}8$; $\alpha_{k\sigma} = 3$; $q = 0{,}4$; $\varepsilon_{м\sigma} = 1$; $\varepsilon_{п\sigma} = 1{,}2$ – определены при расчете коренной шейки.

Запас прочности шатунной шейки от нормальных напряжений определяется по пределу усталости (при $\sigma_m < 0$).

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_\sigma \sigma_m}$$

$$n_\sigma = \frac{150}{23{,}3 + 0{,}4(-10{,}7)} = 7{,}88$$

Общий запас прочности шатунной шейки

$$n_{шш} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$$

$$n_{шш} = \frac{7{,}88 \cdot 6{,}2}{\sqrt{7{,}88^2 + 6{,}2^2}} = 4{,}87$$

Расчет щеки.

Максимальный и минимальный моменты, скручивающие щеку

$$M_{кщmax} = T'_{max} 0{,}5\left(l_{кщ} + h\right)$$

$$M_{кщmax} = 1911{,}6 \cdot 0{,}5(28 + 18) = 44 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{кщmin} = T'_{min} 0{,}5\left(l_{кщ} + h\right)$$

$$M_{кщmax} = -4664 \cdot 0{,}5(28 + 18) = -107{,}3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где $T'_{max} = 1911{,}6$ Н и $T'_{min} = -4664$ Н.

Максимальное и минимальное касательные напряжения знакопеременного цикла щеки

$$\tau_{max} = \frac{M_{кщmax}}{W_{\tau щ}}$$

$$\tau_{max} = \frac{44}{6{,}99 \cdot 10^{-6}} = 6{,}3 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{\text{кщ}min}}{W_{\tau\text{щ}}}$$

$$\tau_{min} = \frac{-107{,}3}{6{,}99 \cdot 10^{-6}} = -15{,}3 \text{ МПа}$$

где $W_{\tau\text{щ}} = \mu b h^2 = 0{,}284 \cdot 76 \cdot 18^2 \cdot 10^{-9} = 6{,}99 \cdot 10^{-6}$ м$^3$ – момент сопротивления расчетного сечения $A - A$ щеки ($\mu = 0{,}284$ определен при $b/h = 76/18 = 4{,}2$).

Среднее напряжение и амплитуды напряжений

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{6{,}3 - 15{,}3}{2} = -4{,}5 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{6{,}3 + 15{,}3}{2} = 10{,}8 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ak} = \frac{\tau_a k_\tau}{\varepsilon_{\text{м}\tau}\varepsilon_{\text{п}\tau}}$$

$$\tau_{ak} = \frac{10{,}8 \cdot 0{,}7}{0{,}64 \cdot 0{,}75} = 15{,}8 \text{ МПа}$$

где $k_\tau = 0{,}6[1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1)] = 0{,}6[1 + 0{,}4(1{,}4 - 1)] = 0{,}7$ – коэффициент концентрации напряжений; $q = 0{,}4$ – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, определенный с учетом наличия концентрации напряжений у галтели (радиус галтели принят 3 мм) при $r_{\text{гал}}/h = 3/18 = 0{,}17$; $\varepsilon_{\text{м}\tau} = 0{,}64$ – масштабный коэффициент при $b = 76$ мм; $\varepsilon_{\text{п}\tau} = 0{,}75$ – коэффициент поверхностной чувствительности для необработанной щеки.

Запас прочности щеки от касательных напряжений определяют по пределу усталости (при $\tau_m < 0$).

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{a\text{к}} + \alpha_\tau \tau_m}$$

$$n_\tau = \frac{115}{15{,}8 + 0{,}6(-4{,}5)} = 8{,}81$$

Максимальное и минимальное нормальные напряжения щеки

$$\sigma_{\Sigma max} = \frac{M_{\text{нщ}max}}{W_{\text{щ}\sigma}} + \frac{P_{\text{щ}max}}{F_{\text{щ}}}$$

$$\sigma_{\Sigma max} = \frac{54{,}6}{0{,}0000041} + \frac{-641{,}3}{0{,}00137} = 12{,}8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\Sigma min} = \frac{M_{\text{нщ}min}}{W_{\text{щ}\sigma}} + \frac{P_{\text{щ}min}}{F_{\text{щ}}}$$

$$\sigma_{\Sigma min} = \frac{-27{,}3}{0{,}0000041} + \frac{-6489{,}6}{0{,}00137} = -11{,}4 \text{ МПа}$$

где $M_{\text{нщ}max} = 0{,}25\left[K_{max} + K_R + 2\left(-P'_{\text{пр}}\right)\right]l_{\text{кш}} = 0{,}25[8922{,}8 - 10205{,}5 + 2 \cdot 4540{,}8] \cdot 28 \cdot 10^{-3} = 54{,}6 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $P_{\text{щ}max} = 0{,}5(K_{max} + K_R) = 0{,}5(8922{,}8 - 10205{,}5) = -641{,}3 \text{ Н}$; $M_{\text{нщ}min} = 0{,}25\left[K_{min} + K_R + 2\left(-P'_{\text{пр}}\right)\right]l_{\text{кш}} = 0{,}25[-2773{,}7 - 10205{,}5 + 2 \cdot 4540{,}8] \cdot 28 \cdot 10^{-3} = -27{,}3 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $P_{\text{щ}min} = 0{,}5(K_{min} + K_R) = 0{,}5(-2773{,}7 - 10205{,}5) = -6489{,}6 \text{ Н}$;

$$W_{\sigma\text{щ}} = \frac{bh^2}{6} = 76 \cdot 18^2 \cdot \frac{10^{-9}}{6} = 0{,}0000041 \text{ м}^3$$

$$F_{\text{щ}} = bh = 76 \cdot 18 \cdot 10^{-9} = 0{,}00137 \text{ м}^3$$

Среднее напряжение и амплитуды напряжения

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

$$\sigma_m = \frac{(12{,}8 - 11{,}4\ )}{2} = 0{,}7 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_a = \frac{(12{,}8 + 11{,}4\ )}{2} = 12{,}1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a\text{к}} = \frac{\sigma_a k_\sigma}{\varepsilon_{\text{м}\sigma}\varepsilon_{\text{п}\sigma}}$$

$$\sigma_{a\text{к}} = \frac{12{,}1 \cdot 1{,}16}{0{,}7 \cdot 0{,}75} = 26{,}8 \text{ МПа}$$

где $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 0{,}4(1{,}4 - 1) = 1{,}16$; $\alpha_{k\sigma} = 1{,}4$; $q = 0{,}4$; $\varepsilon_{м\sigma} = 0{,}7$; $\varepsilon_{п\sigma} = 0{,}75$ – определены при расчете коренной шейки.

Так как

$$\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} = \frac{26{,}8}{0{,}7} = 37{,}1 > \frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = 0{,}2$$

то запас прчности щеки от нормальных напряжений определяют по пределу усталости:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_\sigma \sigma_m}$$

$$n_\sigma = \frac{150}{26{,}8 + 0{,}4 \cdot 0{,}7} = 5{,}54$$

Общий запас прочности шатунной шейки

$$n_{шш} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$$

$$n_{шш} = \frac{8{,}81 \cdot 5{,}54}{\sqrt{8{,}81^2 + 5{,}54^2}} = 4{,}69$$

## 6.9. Расчет механизма газораспределеня

Для газообмена в существующих автомобильных и тракторных двигателей применяются клапанные мехпнизмы, выполненные в основном по двум конструктивным схемам: с верхним и нижним расположением клапанов.

При конструировании клапанного механизма необходимо стремится к максимально возможному удовлетворению двух противоположных требований: получению максимальных проходных сечений и сокращение до минимума массы подвижных деталей механизма газораспределеня.

Из теплового расчета имеем: диаметр цилиндра $D = 82$ мм, площадь поршня $F_п = 52{,}8$ см$^2$, частоту вращения при номинальной мощности $n_N = 5600$ мин$^{-1}$, угловую частоту вращения коленчатого вала

$\omega = 565{,}5$ рад/с, среднюю скорость поршня $v_{\text{пср}} = 12{,}78$ м/с, скорость смеси в проходном сечении седла при максимальном подъеме впускного клапана $\omega_{\text{вп}} = 110{,}5$ м/с, угол предварения открытия впускного клапана $\varphi_{\text{пр}} = 24^{\circ}$, угол запаздывания закрытия впускного клапана $\varphi_{\text{зп}} = 52^{\circ}$. Механизм газораспределения верхнеклапанный с верхним расположением распределительного вала.

Расчет выполнен для выпуклого кулачка с симметричным профилем, образованным дугами окружностей.

Основные размеры проходных сечений в горловине и в клапане:

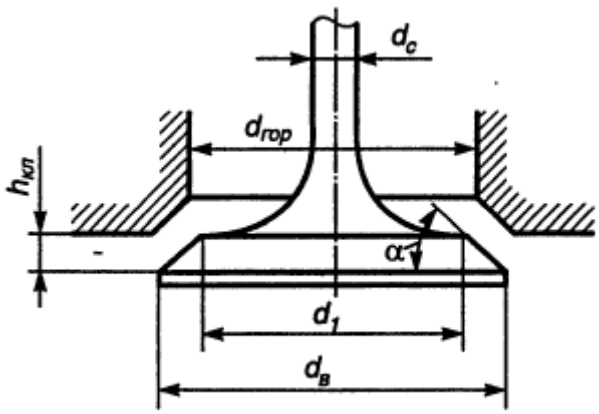


Рисунок 10 – Расчетная схема проходного сечения в клапане

Площадь проходного сечения клапана при максимальном подъеме

$$F_{\text{кл}} = \frac{v_{\text{пср}} F_{\text{п}}}{\omega_{\text{вп}}}$$

$$F_{\text{кл}} = \frac{12{,}78 \cdot 52{,}8}{110{,}5} = 6{,}11 \text{ см}^2$$

Диаметр горловины клапана

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{гор}}}{\pi}}$$

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6{,}87}{\pi}} = 2{,}96 \text{ см}$$

где $F_{\text{гор}} = 1{,}12F_{\text{кл}} = 1{,}12 \cdot 6{,}11 = 6{,}87$ см$^2$.

Из условия возможного размещения размещения клапанов в головке при верхнем их расположении (каера сгорания клиновидная или плоскоовальная) диаметр горловины может достигать $d_{\text{гор}} = 0{,}45D = 0{,}45 \cdot 82 = 36{,}9$ мм. Принимаем $d_{\text{гор}} = 30$ мм.

Максимальная высота подъема клапана при угле фаски клапана $\alpha = 45^{\circ}$.

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

$$h_{\text{кл}max} = \frac{\sqrt{4{,}93 \cdot 30^2 + 4{,}44 \cdot 611}}{2{,}22} - 30 = 8{,}1 \text{ мм}$$

Основные размеры впускного кулачка:

Радиус начальной окружности

$$r_o = (1{,}3 - 2{,}0)h_{\text{кл}max}$$

$$r_o = (1{,}3 - 2{,}0) \cdot 8{,}1 = (10{,}5 - 16{,}2) \text{ мм}$$

Принимаем $r_o = 16$ мм

Максимальный подъем толкателя

$$h_{\text{т}max} = h_{\text{кл}max}$$

Профилирование выпуклого кулачка с плоским толкателем.

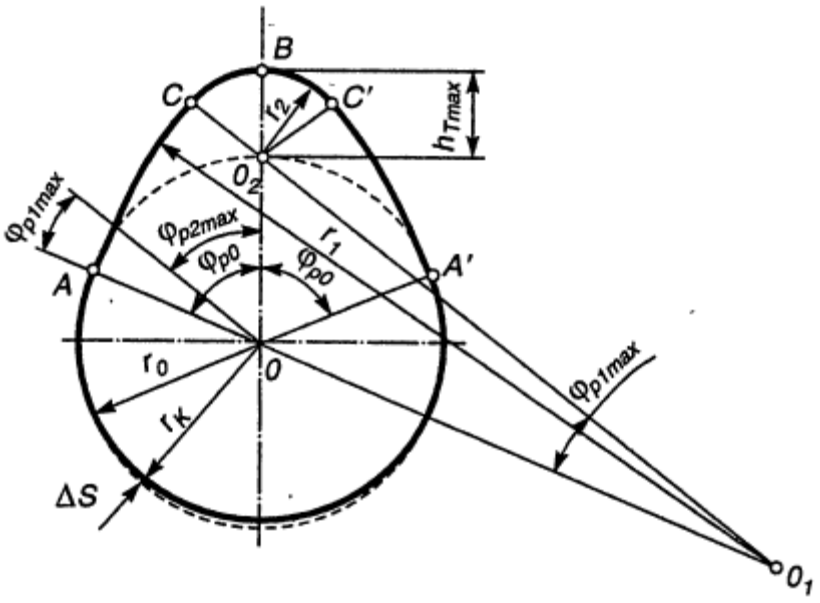


Рисунок 11 – Построение профиля кулачка

Радиус дуг выпуклого профиля кулачка $r_2 \geq 1{,}5$ мм, принимаем $r_2 = 6{,}5$ мм, тогда

$$r_1 = \frac{a^2 + r_0^2 - r_2^2 - 2ar_0 \cos\varphi_{р0}}{2\left(r_0 - r_2 - a\cos\varphi_{p0}\right)}$$

$$r_1 = \frac{17{,}6^{\,2} + 16^2 - 6{,}5^2 - 2 \cdot 17{,}6 \cdot 16 \cdot \cos 64}{2(16 - 6{,}5 - 17{,}6 \cdot \cos 64)} = 77{,}2 \text{ мм}$$

где $a = r_0 + h_{тmax} - r_2 = 16 + 8{,}1 - 6{,}5 = 17{,}6$ мм

$$\varphi_{р0} = \frac{\left(\varphi_{пр} + 180° + \varphi_{зп}\right)}{4}$$

$$\varphi_{р0} = \frac{(24° + 180° + 52°)}{4} = 64°$$

Максимальный угол при подъеме толкателя по дуге радиусом $r_1$

$$sin\,\varphi_{р1max} = \frac{a\sin\varphi_{р0}}{r_1 - r_2}$$

$$sin\,\varphi_{р1max} = \frac{17{,}6 \cdot \sin 64}{77{,}2 - 6{,}5} = 0{,}224$$

$$\varphi_{р1max} = 12°55'$$

Максимальный угол при подъеме толкателя по дуге радиусом $r_2$

$$\varphi_{р2max} = \varphi_{р0} - \varphi_{р1max}$$

$$\varphi_{р2max} = 64° - 12°55 = 51°05'$$

Подъем толкателя по углу поворота распределительног вала

$$h_{т1} = (r_1 - r_0)\left(1 - \cos\varphi_{р1}\right)$$

$$h_{т1} = a\cos\varphi_{р2} + r_2 - r_0$$

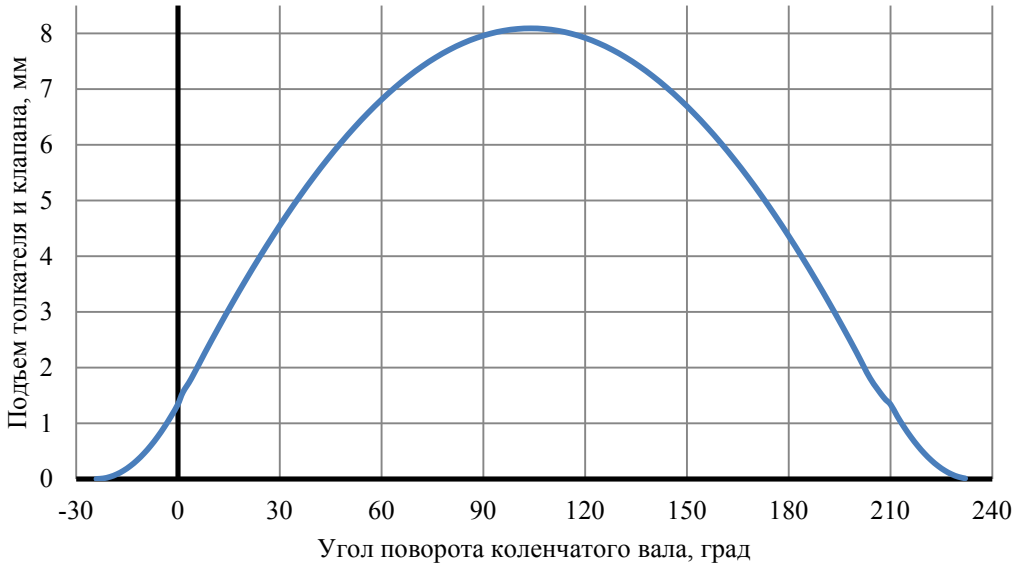


Рисунок 12 – Диаграмма подъема толкателя и клапана

Скорость толкателя по углу поворота распределительног вала

$$\omega_{т1} = (r_1 - r_0)\omega_к \, sin \, \varphi_{p1}$$

$$\omega_{т1} = a\omega_к \, sin \, \varphi_{p2}$$

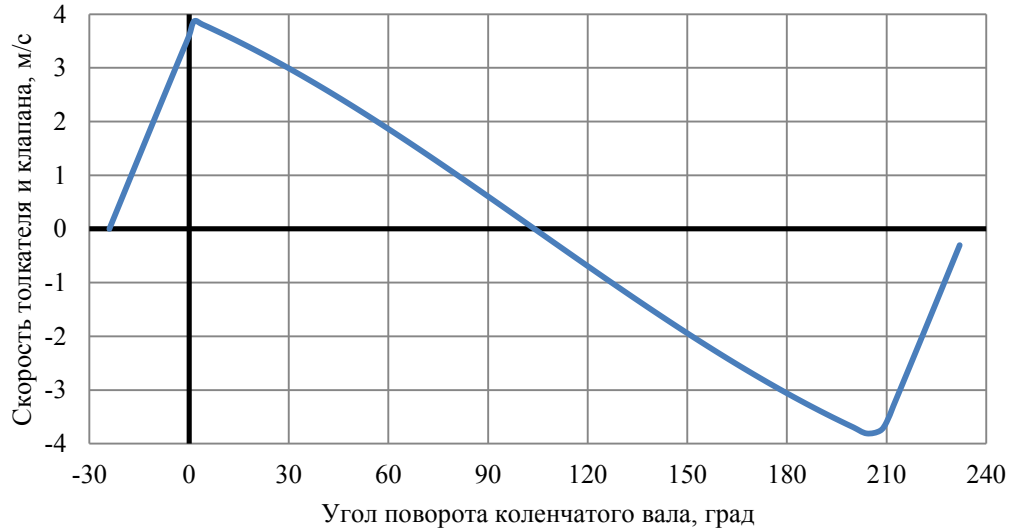


Рисунок 13 – Диаграмма скорости толкателя и клапана

Ускорение толкателя по углу поворота распределительного вала

$$j_{т1} = (r_1 - r_0)\omega_к^2 \, cos \, \varphi_{p1}$$

$$j_{т1} = -a\omega_к^2 \, cos \, \varphi_{p2}$$

где $\omega_к = 0{,}5\omega = 0{,}5 \cdot 565{,}5 = 282{,}75$ рад/с – угловая скорость вращения распределительного вала.

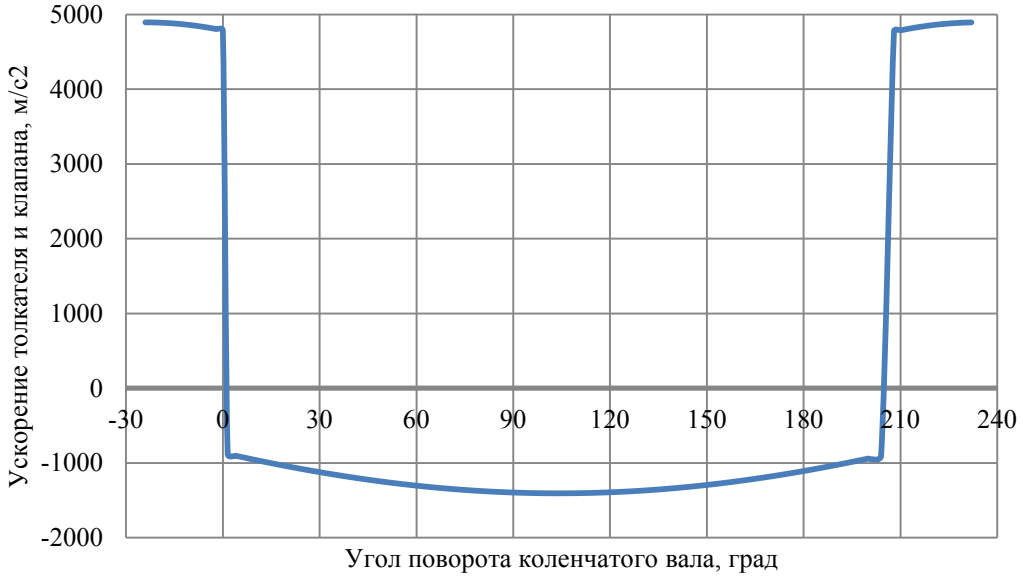


Рисунок 14 – Диаграмма ускорения толкателя и клапана

Время – сечение клапана

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}}\, dt = M_t M_F F_{abcd}$$

где $M_t = M_{\varphi\text{р}}/6n_{\text{р}} = 1/6 \cdot 2700 = 6{,}172 \cdot 10^{-5}$ с/мм

$$M_F = M_{h\text{кл}} \cdot 2{,}22 d_{\text{гор}}$$

$$M_F = 0{,}157 \cdot 2{,}22 \cdot 30 = 10{,}4 \text{ мм}^2/\text{мм}$$

для выпуклого кулачка

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}}\, dt = 6{,}172 \cdot 10^{-5} \cdot 10{,}4 \cdot 4280 = 2{,}75 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$$

где $F_{abcd} = 4280$ мм$^2$ – площаль под кривой подъема толкателя за такт впуска.

Средняя площадь проходного сечения клапана

$$F_{\text{клср}} = \int_{t_1}^{t_2} F_{\text{кл}}\, dt/(t_2 - t_1) = M_F F_{abcd}/l_{ad}$$

$$F_{\text{клср}} = 10{,}4 \cdot \frac{4280}{125} = 3{,}56 \text{ см}^2$$

Средняя скорость потока смеси в канале

$$\omega_{\text{вп}}^{'} = \frac{v_{\text{пср}} F_{\text{п}}}{F_{\text{клср}}}$$

$$\omega_{\text{вп}}^{'} = 12{,}78 \cdot \frac{52{,}8}{3{,}56} = 189 \text{ м/с}$$

Полное время − сечение клапана

$$\int_{t_{\text{пр}}}^{t_{\text{зл}}} M_t M_F F_{AB} = 6{,}172 \cdot 10^{-5} \cdot 10{,}4 \cdot 4500 = 2{,}888 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}$$

где $F_{AB}$ − площаль под кривой подъема толкателя от точки А (открытие клапана) до точки В (закрытие клапана).

Расчет пружины клапана.

Пружина клапана должна обеспечивать при всех скоростных режимах двигателя плотную посадку клапана в седле и удержании его в закрытом положении в течение всего периода движения толкателя по начальной окружности $r_0$ и постоянную кинематическую связь между клапаном, толкателем и кулачком во время движения толкателя с отрицательным ускорением.

Из расчета механизма газораспределения имеем частоту $n_{\text{р}} = 0{,}5 n_N = 2700 \text{ мин}^{-1}$ и угловую скорость вращения $\omega_{\text{к}} = 282{,}74 \text{ с}^{-1}$ распределительного вала, максимальную высоту подъема впускного клапана $h_{\text{кл}_{max}} = 8{,}1$ мм, диаметр горловины впускного клапана $d_{\text{гор}} = 30$ мм, размеры кулачка с выпуклым профилем $r_0 = 16$ мм, $r_1 = 77{,}2$ мм, $r_2 = 6{,}5$ мм, $a = r_0 + h_{\text{кл}_{max}} - r_2 = 17{,}6$ мм, а также диаграммы подъема, скорости и ускорения толкателя. Расположение клапанов верхнее с приводом от распределительного вала, размещенного в головке блока цилиндров. Усилие от кулачка передается непосредственно на толкатель, имеющий плоскую поверхность соприкосновения с кулачком. Материал пружин – пружинная сталь, $\tau_{-1} = 350$ МПа, $\sigma_{\text{в}} = 1500$ МПа.

Максимальная сила упругости пружин

$$P_{\text{пр}_{max}} = KM_{\text{кл}}a\omega_{\text{к}}^2$$

$$P_{\text{пр}_{max}} = 1{,}4 \cdot 140 \cdot 17{,}6 \cdot 282{,}74^2 = 275{,}6 \text{ Н}$$

где $K = 1{,}4 -$ коэффициент запаса; $M_{\text{кл}} = m_{\text{кл}} + \frac{1}{3}m_{\text{пр}} = 115 + \frac{1}{3} \cdot 75 = 140$ г $-$ суммарная масса клапанного механизма; $m_{\text{кл}} = 115$ г, $m_{\text{пр}} = m_{\text{пр}_{\text{н}}} + m_{\text{пр}_{\text{в}}} = 55 + 20 = 75$ г $-$ массы соответственно клапана и пружин (наружной и внутренней), принятые по конструктивным соображениям.

Минимальная сила упругости пружин

$$P_{\text{пр}_{min}} = KM_{\text{кл}}(r_0 - r_2)\omega_{\text{к}}^2$$

$$P_{\text{пр}_{min}} = 1{,}4 \cdot 140(16 - 6{,}5) \cdot 282{,}74^2 = 148{,}9 \text{ Н}$$

Жесткость пружин

$$c = KM_{\text{кл}}\omega_{\text{к}}^2$$

$$c = 1{,}4 \cdot 140 \cdot 282{,}74^2 \cdot 10^{-3} = 15669 \text{ Н/м}$$

Деформация пружин

предварительная

$$f_{min} = r_0 - r_2$$

$$f_{min} = 16 - 6{,}5 = 9{,}5 \text{ мм}$$

полная

$$f_{max} = f_{min} + h_{\text{кл}_{max}} = 8{,}1$$

$$f_{max} = 9{,}5 + 8{,}1 = 17{,}6 \text{ мм}$$

Распределение усилий между наружной и внутренней пружинами

внутренняя пружина

$$P_{\text{прв}_{max}} = 0{,}35P_{\text{пр}_{max}}$$

$$P_{\text{прв}_{max}} = 0{,}35 \cdot 275{,}6 = 96{,}5 \text{ Н}$$

$$P_{\text{прв}_{min}} = 0{,}35P_{\text{пр}_{min}}$$

$$P_{\text{прв}_{min}} = 0{,}35 \cdot 148{,}9 = 52{,}1 \text{ Н}$$

наружная пружина

$$P_{\text{прн}_{max}} = P_{\text{пр}_{max}} - P_{\text{прв}_{max}}$$

$$P_{\text{прн}_{max}} = 275{,}6 - 96{,}5 = 179{,}1 \text{ Н}$$

$$P_{\text{прн}_{max}} = P_{\text{пр}_{min}} - P_{\text{прв}_{min}}$$

$$P_{\text{прн}_{min}} = 148{,}9 - 52{,}1 = 96{,}8 \text{ Н}$$

Жесткость наружной и внутренней пружин

$$c_{\text{прн}} = P_{\text{прн}_{max}} / f_{max}$$

$$c_{\text{прн}} = \frac{179{,}1}{17{,}6} \cdot 10^{-3} = 10184{,}8 \text{ Н/м}$$

$$c_{\text{прв}} = P_{\text{прв}_{max}} / f_{max}$$

$$c_{\text{прв}} = \frac{96{,}5}{17{,}6} \cdot 10^{-3} = 5484{,}2 \text{ Н/м}$$

$$c = c_{\text{прн}} + c_{\text{прв}}$$

$$c = 10184{,}8 + 5484{,}2 = 156699 \text{ Н/м}$$

Размеры пружин (приняты по конструктивным соображениям): диаметр проволоки $\delta_{\text{прн}} = 3{,}6$ мм, $\delta_{\text{прв}} = 2{,}4$ мм; средний диаметр пружин $D_{\text{прн}} = 28$ мм, $D_{\text{прв}} = 19$ мм.

$$d_{\text{вт}} + \delta_{\text{прв}} + 2 = 14 + 2{,}4 + 2 = 18{,}4 \text{ мм} < D_{\text{прв}} = 19 \text{ мм}$$

$$D_{\text{прв}} + \delta_{\text{прв}} + \delta_{\text{прн}} + 2 = 19 + 2{,}4 + 3{,}6 + 2 = 27 \text{ мм} < D_{\text{прн}} = 28 \text{ мм}$$

где диаметр втулки клапана $d_{\text{вт}} = 14$ мм.

Число рабочих витков пружин

$$i_{\text{рн}} = \frac{G \delta_{\text{прн}}^4 f_{max}}{8 P_{\text{прн}_{max}} D_{\text{прн}}^3}$$

$$i_{\text{рн}} = \frac{8{,}3 \cdot 0{,}36^2 \cdot 17{,}6}{8 \cdot 179{,}1 \cdot 28^3} = 7{,}8$$

$$i_{\text{рн}} = \frac{G \delta_{\text{прв}}^4 f_{max}}{8 P_{\text{прв}_{max}} D_{\text{прв}}^3}$$

$$i_{\text{рв}} = \frac{8{,}3 \cdot 0{,}24^2 \cdot 17{,}6}{8 \cdot 96{,}5 \cdot 19^3} = 9{,}2$$

где $G = 8{,}3$ – модуль упругости второго рода, МН/см$^2$

полное число витков

$$i_{\text{пн}} = i_{\text{рн}} + 2$$

$$i_{\text{пн}} = 7{,}8 + 2 = 9{,}8$$

$$i_{\text{пв}} = i_{\text{рн}} + 2$$

$$i_{\text{пв}} = 9{,}2 + 2 = 11{,}2$$

Длина пружин при полностью открытом клапане

$$L_{\text{н}_{min}} = i_{\text{пн}}\delta_{\text{прн}} + i_{\text{рн}}\Delta_{min}$$

$$L_{\text{н}_{min}} = 9{,}8 \cdot 3{,}6 + 7{,}8 \cdot 0{,}3 = 37{,}6 \text{ мм}$$

$$L_{\text{в}_{min}} = i_{\text{пв}}\delta_{\text{прв}} + i_{\text{рв}}\Delta_{min}$$

$$L_{\text{в}_{min}} = 11{,}2 \cdot 2{,}4 + 9{,}2 \cdot 0{,}3 = 29{,}5 \text{ мм}$$

$$L_{min} = L_{\text{н}_{min}} = 37{,}6 \text{ мм}$$

Длина пружин при закрытом клапане

$$L_0 = L_{min} + h_{\text{кл}_{max}}$$

$$L_0 = 37{,}6 + 8{,}1 = 45{,}7 \text{ мм}$$

Длина свободных пружин

$$L_{\text{нсв}} = L_{\text{н}_{min}} + f_{max}$$

$$L_{\text{нсв}} = 37{,}6 + 17{,}6 = 55{,}2 \text{ мм}$$

$$L_{\text{нсв}} = L_{\text{н}_{min}} + f_{max}$$

$$L_{\text{всв}} = 29{,}5 + 17{,}6 = 47{,}1 \text{ мм}$$

Максимальные и минимальные напряжения в пружинах внутренняя пружина

$$\tau_{max} = k_{\text{в}}^{'}\frac{8P_{\text{прв}_{max}}D_{\text{прв}}}{\pi\delta_{\text{прв}}^3}$$

$$\tau_{max} = 1{,}17\frac{8 \cdot 96{,}5 \cdot 19 \cdot 10^{-9}}{\pi \cdot 2{,}4^3 \cdot 10^{-9}} = 395{,}2 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = k_{\text{в}}^{'}\frac{8P_{\text{прв}_{min}}D_{\text{прв}}}{\pi\delta_{\text{прв}}^3}$$

$$\tau_{min} = 1{,}17\frac{8 \cdot 52{,}1 \cdot 19 \cdot 10^{-9}}{\pi \cdot 2{,}4^3 \cdot 10^{-9}} = 231{,}5 \text{ МПа}$$

где $k_{\text{в}}^{'} = 1{,}17$ определен при $D_{\text{прв}}/\delta_{\text{прв}} = 19/2{,}4 = 7{,}9$.

наружная пружина

$$\tau_{max} = k_{\text{в}}^{'} \frac{8P_{\text{прн}_{max}} D_{\text{прн}}}{\pi \delta_{\text{прн}}^3}$$

$$\tau_{max} = 1{,}18 \frac{8 \cdot 179{,}1 \cdot 28 \cdot 10^{-9}}{\pi \cdot 3{,}6^3 \cdot 10^{-9}} = 323{,}2 \text{ МПа}$$

$$\tau_{min} = k_{\text{в}}^{'} \frac{8P_{\text{прн}_{min}} D_{\text{прн}}}{\pi \delta_{\text{прн}}^3}$$

$$\tau_{min} = 1{,}18 \frac{8 \cdot 96{,}8 \cdot 28 \cdot 10^{-9}}{\pi \cdot 3{,}6^3 \cdot 10^{-9}} = 174{,}6 \text{ МПа}$$

где $k_{\text{в}}^{'} = 1{,}18$ определен при $D_{\text{прв}}/\delta_{\text{прв}} = 28/3{,}6 = 7{,}8$

Средние напряжения и амплитуды напряжений

внутренняя пружина

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{395{,}2 \ + 231{,}5}{2} = 304{,}3 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{395{,}2 \ + 231{,}5}{2} = 90{,}9 \text{ МПа}$$

Так как концентрация напряжений в витках пружины учитывается коэффициентом $k_{\text{в}}^{'}$, а $k_\tau/\varepsilon_{\text{м}}\varepsilon_{\text{п}} \approx 1$, то

$$\tau_{a\text{к}} = \tau_a k_\tau/\varepsilon_{\text{м}}\varepsilon_{\text{п}} = 90{,}9 \text{ МПа}$$

наружная пружина

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{323{,}2 \ + 174{,}6}{2} = 248{,}9 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{323{,}2 \ + 174{,}6}{2} = 74{,}3 \text{ МПа}$$

$$\tau_{a\text{к}} = \tau_a = 74{,}3 \text{ МПа}$$

Запасы прочности пружин

внутренняя пружина

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ак} + \alpha_\tau \tau_m}$$

$$n_\tau = \frac{350}{90{,}9 + 0{,}2 \cdot 304{,}3} = 2{,}31$$

внутренняя пружина

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ак} + \alpha_\tau \tau_m}$$

$$n_\tau = \frac{350}{74{,}3 + 0{,}2 \cdot 248{,}9} = 2{,}82$$

Расчет пружин на резонанс

$$n_{св} = \frac{2{,}17 \cdot 10^7 \delta_{прв}}{i_{рв} D_{прв}^2}$$

$$n_{св} = \frac{2{,}17 \cdot 10^7 \cdot 2{,}4}{9{,}2 \cdot 19^2} = 15765{,}2$$

$$n_{св}/n_р = 15765{,}2/2700 = 5{,}84 \neq 1{,}2{,}3 \ldots$$

$$n_{св} = \frac{2{,}17 \cdot 10^7 \delta_{пнв}}{i_{рн} D_{прн}^2}$$

$$n_{св} = \frac{2{,}17 \cdot 10^7 \cdot 3{,}6}{7{,}8 \cdot 28^2} = 12784{,}3$$

$$n_{св}/n_р = 12784{,}3/2700 = 4{,}73 \neq 1{,}2{,}3 \ldots$$

$$n_{св}/n_р = 5{,}84 \neq n_{св}/n_р = 4{,}73$$

Расчет распределительного вала.

Распределительные валы изготавливают из углеродистых (40, 50) или легированных (15Х, 12ХН3А) сталей и легированных чугунов. При работе двигателя на распределительный вал со стороны клапанного привода действует сила упругости пружины, сила инерции деталей клапанного механизма и сила давления газов, приведенные к толкателю.

Из расчета клапанной пружины и механизма газораспределения имеем массы подвижных деталей ГРМ $m_{кл} = 115$ г, $m_{пр} = 75$ г, размеры кулачка с

выпуклым профилем $r_0 = 16$ мм, $r_1 = 77{,}2$ мм, $r_2 = 6{,}5$ мм, $a = 17{,}6$ мм, угловую скорость вращения $\omega_к = 282{,}74\ с^{-1}$ распределительного вала, максимальную высоту подъема впускного клапана $h_{кл_{max}} = 8{,}1$ мм, диаметр горловины впускного клапана $d_{гор} = 30$ мм, минимальную силу упругости пружины $P_{пр_{min}} = 148{,}9$ Н.

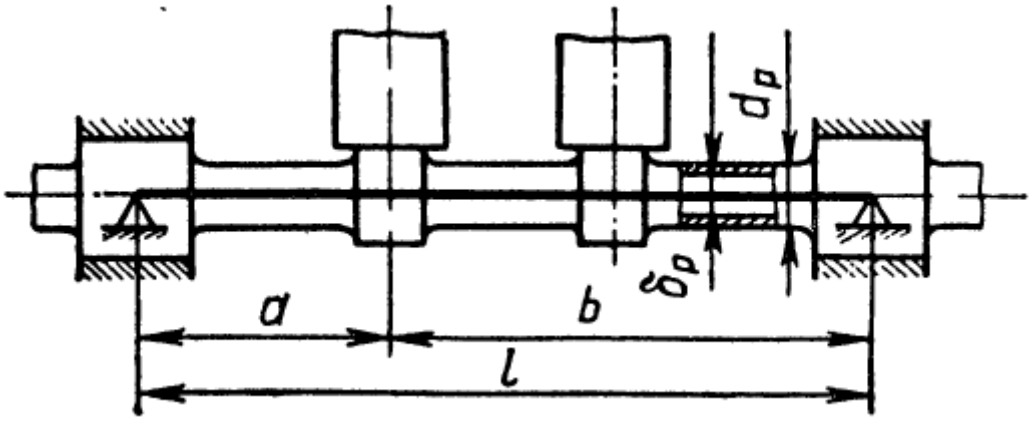


Рисунок 15 – Расчетная схема распределительного вала

Максимальная сила от выпускного клапана, действующая на кулачок

$$P_{т_{max}} = \left[P_{пр_{min}} + \frac{\pi d_в^2}{4}(p_г - p_r)\right] + M_г \omega_к^2 (r_1 - r_0)$$

$$P_{т_{max}} = \left[148{,}9 + \frac{\pi \cdot 29{,}7^2}{4}(0{,}45 - 0{,}1) \cdot 10^6\right] + (115 + 75/3)$$

$$\cdot 282{,}74^2 (77{,}2 - 16) = 1076{,}9 \text{ Н}$$

где $d_в = \left(\frac{1}{1{,}0 \ldots 1{,}2}\right) d_{вп} = \frac{32{,}7}{1{,}1} = 29{,}7$ мм – диаметр тарелки выпускного клапана; $d_{вп} = (1{,}06 \ldots 1{,}12) d_{гор} = 1{,}09 \cdot 30 = 32{,}7$ мм – диаметр тарелки впускного клапана; $p_г = 0{,}45$ МПа определяется по индикаторной диаграмме; $p_r \approx p_0 = 0{,}1$ МПа.

Стрела прогиба распределительного вала

$$y = 0{,}8 \frac{P_{т_{max}} a^2 b^2}{El\left(d_р^4 - \delta_р^4\right)}$$

$$y = 0{,}8 \frac{1076{,}9 \cdot 26^2 \cdot 68^2}{2{,}2 \cdot 10^5 \cdot 94 \cdot (34^4 - 10^4)} = 0{,}0001 \text{ мм}$$

где $E = 2{,}2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости стали; $l = a + b = 26 + 68 = 94$ мм – длина пролета распределительного вала, принята по конструктивным соображениям; $d_{\text{р}} = 2r_0 + 2 = 2 \cdot 16 = 34$ мм – наружный диаметр вала; $\delta_{\text{р}} = 10$ мм – внутренний диаметр вала, принятый с учетом использования его для подвода смазки к кулачкам и сохранения достаточной жесткости.

Напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = 0{,}418\sqrt{\frac{P_{\text{т}_{max}} E}{b_{\text{к}} r_1}}$$

$$\sigma_{\text{см}} = 0{,}418\sqrt{\frac{1076{,}9 \cdot 2{,}2 \cdot 10^5}{20 \cdot 16}} = 163{,}7 \text{ МПа}$$

где $b_{\text{к}} = 20$ мм – ширина кулачка.

## 6.10. Расчет гильзы цилиндра

Гильзы цилиндров являются наиболее нагруженными деталями двигателя. Они испытывают напряжения то действия сил газов, бокового давления поршня и тепловых нагрузок.

На основании проведенного теплового расчета имеем диаметр цилиндра $D = 82$ мм, максимальное давление сгорания $p_{z_{max}} = p_{z_{\text{д}}} = 6{,}4$ МПа, при $n = n_{\text{м}} = 3000$ мин$^{-1}$. Материал гильзы цилиндра – чугун: $\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К, $E = 1{,}0 \cdot 10^5$ МПа и $\mu = 0{,}25$.

Толщину стенки гильзы цилиндра выбирают конструктивно $\delta_{\text{г}} = 6$ мм.

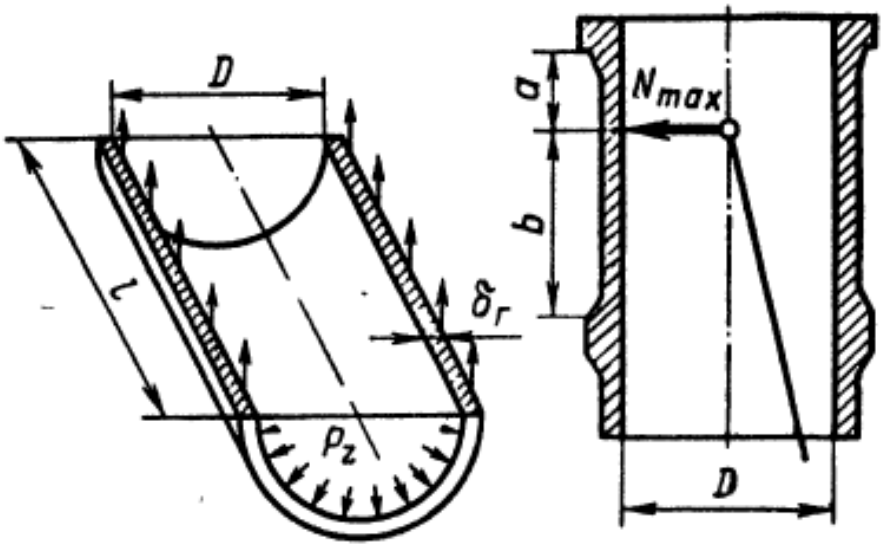


Рисунок 16 – Расчетная схема гильзы цилиндров

Расчетная толщина стенки гильзы

$$\delta_{\text{гр}} = 0{,}5D\left[\sqrt{\frac{\sigma_z + 0{,}4p_z}{\sigma_z - 1{,}3p_z}} - 1\right]$$

$$\delta_{\text{гр}} = 0{,}5 \cdot 82\left[\sqrt{\frac{60 + 0{,}4 \cdot 6{,}4}{60 - 1{,}3 \cdot 6{,}4}} - 1\right] = 2{,}22 \text{ мм}$$

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

Толщину стенки гильзы выбирают с некоторым запасом прочности, так как $\delta_{\text{г}} > \delta_{\text{гр}}$.

Напряжения растяжения в гильзе от действия максимального давления газов

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{p_{z_{max}} D}{2\delta_{\text{г}}}$$

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{6{,}4 \cdot 82}{2 \cdot 6} = 43{,}7 \text{ МПа}$$

Температурные напряжения в гильзе

$$\sigma_t = \frac{\alpha_{\text{ц}} E \Delta T}{2(\mu - 1)}$$

$$\sigma_t = \frac{11 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}0 \cdot 10^5 \cdot 120}{2(0{,}25 - 1)} = 88 \text{ МПа}$$

где $\Delta T = 120$ К – температурный перепад между внутренней и наружной поверхностями гильзы.

Суммарные напряжения в гильзе от давления газов и перепада температур

на наружной поверхности

$$\sigma_{\Sigma}^{'} = \sigma_{\text{р}} + \sigma_t$$

$$\sigma_{\Sigma}^{'} = 43{,}7 + 88 = 131{,}7 \text{ МПа}$$

на внутренней поверхности

$$\sigma_{\Sigma}^{''} = \sigma_{\text{р}} - \sigma_t$$

$$\sigma_{\Sigma}^{''} = 43{,}7 - 88 = 44{,}3 \text{ МПа}$$

## 6.11 Расчет системы подачи топлива

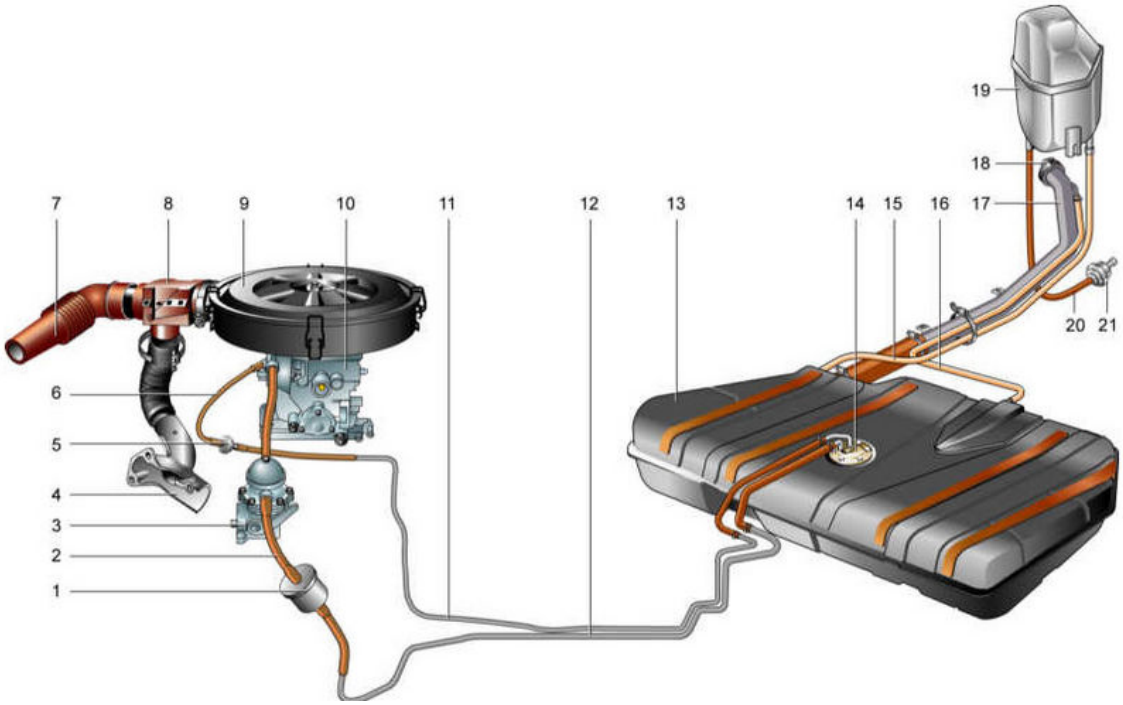


Рисунок 17 – Схема питания ВАЗ21083 .

1– фильтр тонкой очистки топлива; 2 – шланг подвода топлива к топливному насосу; 3 – топливный насос; 4 – заборник подогретого воздуха; 5 – обратный клапан; 6 – шланг отвода топлива от карбюратора; 7 – заборник холодного воздуха; 8 – терморегулятор; 9 – воздушный фильтр в сборе;

10 – карбюратор; 11 – трубка слива топлива; 12 – трубка подвода топлива от бака; 13 – топливный бак; 14 – фланец датчика уровня топлива и трубки забора топлива; 15 – шланг сепаратора; 16 – шланг наливной трубы; 17 – наливная труба; 18 – пробка топливного бака; 19 – сепаратор; 20 – шланг двухходового клапана; 21 – двухходовый клапан.

Расчет диффузора

Теоретическую скорость воздуха при $n_N$=5600 об$^{-1}$ принимаем равной $\omega_в$=145 м/с.

Разряжение в диффузоре при $\omega_в$=145 м/с определяется по формуле

$$Wв = \sqrt{2\Delta p_Д / p_o}$$

$$\Delta p_Д = \omega_в^2 p_0 / 2 = 145^2 \cdot 1{,}189 / 2 = 6000\,Па \approx 6\,кПа$$

Действительная скорость в диффузоре

$$\omega_Д = \mu_Д \omega_В = 0{,}845 \cdot 145 = 121{,}80\ м/с$$

Действительный секундный расход воздуха через диффузор

$$G_В = \eta_v \frac{\pi D^2}{4} S \frac{ni}{120} p_0 = 0{,}8784 \frac{3{,}14 \cdot 0.078^2}{43} 0.078 \frac{5600 \cdot 4}{120} 1.189 = 0{,}05061 кг/с$$

Диаметр диффузора

$$d_Д = D\sqrt{\frac{4G_В}{120\mu_Д \omega_В}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}05061}{120 \cdot 0{,}845 \cdot 145 \cdot 1{,}189}} = 0.02103\,м \approx 21{,}03\,мм$$

Расчет главного жиклер

$$\omega_{т.р} = \sqrt{2(\Delta p_Д / p_Т - g\Delta h} = \sqrt{2(6000/740 - 9{,}81 \cdot 0.004)} = 2{,}8405\,м/с,$$

$$\omega_{Ж.Г} = \mu_{Ж.Г} = 0{,}798 \cdot 2{,}8405 = 2.266 \approx 2{,}2\,м/с$$

Действительный расход топлива двигателем при $n_N$=5600 об$^{-1}$ по данным теплового расчета составляет 12,979 кг/ч или 0,003605 кг/с. Так как топливо подается через два жиклера – главный и компенсационный , необходимо так подобрать их размеры , чтобы они обеспечивали выбранную в тепловом расчете зависимость α от частоты вращения. Предварительно принимаем расход топлива через главный жиклер $G_{Т.Г.}$=0,00280 кг/с, а

через компенсационный.

$$G_{Т.к.}= G_{Т}- G_{Т.Г.}=0{,}003605-0{,}003262=0{,}000343 \text{ кг/с}$$

Диаметр главного жиклера

$$d_{Ж.Г} = \sqrt{\frac{4G_{т.г.}}{\pi\mu_{ж.г.}\omega_{Т.Г.}\rho_{Т}}} = \sqrt{\frac{4\cdot 0{,}003262}{3{,}14\cdot 0{,}798\cdot 2{,}8405\cdot 740}} = 0{,}001573\,м \approx 1{,}57мм$$

Расчет компенсационного жиклера.

Теоретическая скорость топлива при истечении из компенсационного жиклера

$$\omega_{Т.К} = \sqrt{2gH} = \sqrt{2\cdot 9.81\cdot 0.05} = 0.9905\ м/с$$

где H=50мм=0,05 м –уровень топлива в поплавковой камере над компенсационным жиклером.

Истечению топлива со скоростью $\omega_{Т.К} = 0.9905\ м/с$ приблизительно соответствует разряжение $\Delta p = \omega^2{}_{Т.К}\, p_{Т} / 2 = 0{,}9905^2 \cdot 740/2 = 726\ Па \approx 0{,}7кПа$

Диаметр компенсационного жиклера

$$d_{Ж.К} = \sqrt{\frac{4G_{т.г.}}{\pi\mu_{ж.г.}\omega_{Т.Г.}\rho_{Т}}} = \sqrt{\frac{4\cdot 0{,}000343}{3{,}14\cdot 0{,}798\cdot 2{,}8405\cdot 740}} = 0{,}0007318\,м \approx 0.73мм$$

## 6.12. Расчет масляного насоса

Масляная система обеспечивает смазку деталей двигателя с целью уменьшения трения, предотвращения коррозии, удаление продуктов износа и частичное охлаждение его отдельных узлов. В зависимости от типа и конструкции двигателей применяют систему смазки разбрызгиванием, под давлением и комбинированную.

Общее количество теплоты, выделяемое двигателем за 1с, определяется по данным теплового расчета $Q_0 = 215111$ Дж/с.

Количество теплоты, отводимое маслом от двигателя

$$Q_{м} = 0{,}021 Q_0$$

$$Q_{м} = 0{,}021 \cdot 215111 = 4517{,}3 \text{ Дж/с}$$

Циркуляционный расход масла

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} c_{\text{м}} \Delta T_{\text{м}}}$$

$$V_{\text{ц}} = \frac{4{,}5173}{900 \cdot 2{,}094 \cdot 10} = 0{,}000248 \text{ м}^3/\text{с}$$

где $c_{\text{м}} = 2{,}094$ кДж/кг $\cdot$ К $-$ теплоемкость масла;

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг/м$^3$ $-$ плотность масла;

$\Delta T_{\text{м}} = 10$ К $-$ температура масла в двигателе.

Циркуляционный расход с учетом стабилизации давления масла в системе

$$V' = 2V_{\text{ц}}$$

$$V' = 2 \cdot 0{,}000248 = 0{,}000496 \text{ м}^3/\text{с}$$

Расчетная производительность насоса

$$V_{\text{р}} = \frac{V'}{\eta_{\text{н}}}$$

$$V_{\text{р}} = \frac{0{,}000496}{0{,}7} = 0{,}000708 \text{ м}^3/\text{с}$$

где $\eta_{\text{н}} = 0{,}7$ $-$ объемный коэффициент подачи

Диаметр начальной окружности шестерни

$$D_0 = zm$$

$$D_0 = 7 \cdot 4{,}5 = 0{,}0315 \text{ м}$$

где $m = 4{,}5$ мм $-$ модуль зацепления зуба;

$z = 7$ $-$ число зубьев шестерни.

Высота зуба шестерни

$$h = 2m$$

$$h = 2 \cdot 4{,}5 = 9 \text{ мм}$$

Диаметр внешней окружности шестерни

$$D = m(z + 2)$$

$$D = 4{,}5(7 + 2) = 0{,}0405 \text{ м}$$

Частота вращения шестерни насоса

$$n_{\text{н}} = \frac{60u_{\text{н}}}{\pi D}$$

$$n_{\text{н}} = \frac{60 \cdot 6{,}36}{\pi \cdot 0{,}0405} = 3000 \text{ мин}^{-1}$$

где $u_{\text{н}} = 6{,}36 \text{ м/с}$ – окружная скорость на внешнем диаметре шестерни

Длина зуба шестерни

$$b = \frac{60V_{\text{р}}}{2\pi m^2 z n_{\text{н}}}$$

$$b = \frac{60 \cdot 0{,}000708}{2\pi \cdot 0{,}0045^2 \cdot 7 \cdot 3000} = 0{,}0159 \text{ м}$$

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса

$$N_{\text{н}} = \frac{V_{\text{р}} p}{\eta_{\text{мн}} \cdot 10^3}$$

$$N_{\text{н}} = \frac{0{,}000708 \cdot 40 \cdot 10^4}{0{,}87 \cdot 10^3} = 0{,}325 \text{ кВт}$$

где $p = 40 \cdot 10^4$ Па – рабочее давление в системе;

$\eta_{\text{мн}} = 0{,}87$ – механический КПД масляного насоса.

## 6.13. Расчет шатунного подшипника двигателя

Расчет подшипников скольжения на основе гидродинамической теории смазки заключается в определении минимального допустимого зазора между валом и подшипником, при котором сохраняется надежное жидкостное трение.

На основании данных расчета шатунного подшипника имеем диаметр шатунной шейки $d_{\text{шш}} = 47{,}8$ мм, рабочая ширина шатунного вкладыша $l'_{\text{шш}} = 22$ мм, среднее удельное давление на поверхности шейки $k_{\text{шшср}} = 6{,}8$ МПа, частота вращения коленчатого вала $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$.

Диаметральный зазор

$$\Delta = 0{,}007\sqrt{d_{\text{шш}}}$$

$$\Delta = 0{,}007\sqrt{47{,}8} = 0{,}0483 \text{ мм}$$

Относительный зазор

$$\chi = \frac{\Delta}{d_{\text{шш}}}$$

$$\chi = \frac{0{,}0483}{47{,}8} = 0{,}001$$

Коэффициент, учитывающий геометрию шатунной шейки

$$c = 1 + \frac{d_{\text{шш}}}{l'_{\text{шш}}}$$

$$c = 1 + \frac{47{,}8}{22} = 3{,}17$$

Минимальная толщина масляного слоя

$$h_{min} = \frac{55 \cdot 10^{-9} \mu n d_{\text{шш}}}{k_{\text{шшср}} \chi c}$$

$$h_{min} = \frac{55 \cdot 10^{-9} \cdot 0{,}0136 \cdot 5600 \cdot 47{,}8}{6{,}8 \cdot 0{,}001 \cdot 3{,}17} = 0{,}009 \text{ мм}$$

где $\mu = 0{,}0136$ Н $\cdot$ с/м$^2$ при $T = 373$ К.

Величина критического слоя масла

$$h_{\text{кр}} = h_{\text{в}} + h_{\text{п}}$$

$$h_{\text{кр}} = 0{,}0007 + 0{,}0013 = 0{,}002 \text{ мм}$$

где $h_{\text{в}} = 0{,}0007$ мм $-$ величина неровностей поверхности шейки после чистового шлифования; $h_{\text{п}} = 0{,}0013$ мм $-$ величина неровностей поверхностей вкладыша после алмазного растачивания.

Коэффициент запаса надежности подшипника

$$K = \frac{h_{min}}{h_{\text{кр}}}$$

$$K = \frac{0{,}009}{0{,}002} = 4{,}5$$

## 6.14. Расчет жидкостного насоса двигателя

Жидкостный насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции жидкости в системе охлаждения. В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости.

По данным теплового баланса количество теплоты, отводимое от двигателя жидкостью $Q_{\text{в}} = 78143$ Дж/с, средняя теплоемкость жидкости $c_{\text{ж}} = 4187$ Дж/кг · К, средняя плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м$^3$, напор создаваемый насосом, принимается $p_{\text{ж}} = 120000$ Па, частота вращения насоса $n_{\text{вн}} = 4600$ мин$^{-1}$.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{в}}}{\rho_{\text{ж}} c_{\text{ж}} \Delta T_{\text{ж}}}$$

$$G_{\text{ж}} = \frac{78143}{1000 \cdot 4187 \cdot 10} = 0{,}00186 \text{ м}^3/\text{с}$$

где $\Delta T_{\text{ж}} = 10$ К $-$ температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции.

Расчетная производительность насоса

$$G_{\text{жр}} = \frac{G_{\text{ж}}}{\eta}$$

$$G_{\text{жр}} = \frac{0{,}00186}{0{,}82} = 0{,}00226 \text{ м}^3/\text{с}$$

где $\eta = 0{,}82 -$ коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{\text{жр}}}{\pi c_1 + r_0^2}}$$

$$r_1 = \sqrt{\frac{0{,}00226}{\pi \cdot 1{,}8 + 0{,}01^2}} = 0{,}0199 \text{ м}$$

где $c_1 = 1{,}8 -$ скорость жидкости на входе в насос, м/с; $r_0 = 0{,}01 -$ радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \operatorname{ctg}\beta_2}\sqrt{\frac{p_ж}{\rho_ж \eta_h}}$$

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg}10° \operatorname{ctg}45°}\sqrt{\frac{120000}{1000 \cdot 0{,}65}} = 14{,}7 \text{ м/с}$$

где угол $\alpha_2 = 10°$, а угол $\beta_2 = 45°$; $\eta_h = 0{,}65 -$ гидравлический КПД насоса.

Радиус крыльчатки колеса на выходе

$$r_2 = \frac{30u_2}{\pi n_{вн}}$$

$$r_2 = \frac{30 \cdot 14{,}7}{\pi \cdot 4600} = 0{,}0304 \text{ м}$$

Окружная скорость входа в поток

$$u_1 = \frac{u_2 r_1}{r_2}$$

$$u_1 = \frac{14{,}7 \cdot 0{,}0199}{0{,}0304} = 9{,}62 \text{ м/с}$$

Угол между скоростями $c_1$ и $u_1$ принимается $\alpha_1 = 90°$, при этом $\operatorname{tg}\beta_1 = c_1/u_1 = 1{,}8/9{,}62 = 0{,}187$, откуда $\beta_1 = 10°41'$.

Ширина лопатки на входе

$$b_1 = \frac{G_{жр}}{c_1(2\pi r_1 - z\delta_1/\sin\beta_1)}$$

$$b_1 = \frac{0{,}00226}{1{,}8(2\pi \cdot 0{,}0199 - 6 \cdot 0{,}003/\sin 10°41')} = 0{,}0192 \text{ м}$$

где $z = 6 -$ число лопаток на крыльчатке насоса; $\delta_1 = 0{,}003 -$ толщина лопаток у входа, м.

Радиальная скорость потока на выходе из колеса

$$c_r = \frac{\operatorname{tg}\alpha_2 \, p_ж}{\rho_ж \eta_h u_2}$$

$$c_r = \frac{120000 \cdot \mathrm{tg}\,10°}{1000 \cdot 0{,}65 \cdot 14{,}7} = 2{,}2 \text{ м/с}$$

Ширина лопатки на выходе

$$b_2 = \frac{G_{\text{жр}}}{c_r(2\pi r_2 - z\delta_2/\sin\beta_2)}$$

$$b_1 = \frac{0{,}00226}{2{,}2(2\pi \cdot 0{,}0304 - 6 \cdot 0{,}003/\sin 45°)} = 0{,}0057 \text{ м}$$

где $\delta_2 = 0{,}003 -$ толщина лопаток на выходе, м.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом

$$N_{\text{вн}} = \frac{G_{\text{жр}} p_{\text{ж}}}{1000\eta_{\text{м}}}$$

$$N_{\text{вн}} = \frac{0{,}00226 \cdot 120000}{1000 \cdot 0{,}82} = 0{,}33 \text{ кВт}$$

где $\eta_{\text{м}} = 0{,}82 -$ механический КПД жидкостного насоса.

## 6.15. Расчет поверхности охлаждения жидкостного радиатора

Радиатор представляет собой теплообменный аппарат для воздушного охлаждения жидкости, поступающей от нагретых деталей двигателя.

По данным теплового баланса количество теплоты, отводимое от двигателя и передаваемого от жидкости к охлаждающему воздуху: $Q_{\text{возд}} = Q_{\text{ж}} = 78143$ Дж/с, средняя теплоемкость воздуха $c_{\text{возд}} = 1000$ Дж/кг · К; объемный расход жидкости, проходящей через радиатор $G_{\text{ж}} = 0{,}00186$ м$^3$/с; средняя плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м$^3$.

Количество воздуха проходящего через радиатор

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{c_{\text{возд}}\Delta T_{\text{возд}}}$$

$$G'_{\text{возд}} = \frac{78143}{1000 \cdot 24} = 3{,}25 \text{ кг/с}$$

где $\Delta T_{\text{возд}} = 24 -$ температурный перепад воздуха в решетке радиатора, К.

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор

$$G_{ж}^{'} = G_{ж}\rho_{ж}$$

$$G_{ж}^{'} = 0{,}00186 \cdot 1000 = 1{,}86 \text{ кг/с}$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор

$$T_{\text{срвозд}} = \frac{T_{\text{воздвх}} + \left(T_{\text{воздвх}} + \Delta T_{\text{возд}}\right)}{2}$$

$$T_{\text{срвозд}} = \frac{313 + (313 + 24)}{2} = 325 \text{ К}$$

где $T_{\text{воздвх}} = 313 -$ расчетная температура воздуха перед радиатором, К.

Средняя температура жидкости в радиаторе

$$T_{\text{сржж}} = \frac{T_{\text{жвх}} + (T_{\text{жвх}} - \Delta T_{ж})}{2}$$

$$T_{\text{сржж}} = \frac{363 + (363 - 10)}{2} = 358 \text{ К}$$

где $T_{\text{жвх}} = 363 \text{ К} -$ температура жидкости перед радиатором; $\Delta T_{ж} = 10 \text{ К} -$ температурный перепад жидкости в радиаторе.

Поверхность охлаждения радиатора

$$F = \frac{Q_{ж}}{K\left(T_{\text{сржж}} - T_{\text{срвозд}}\right)}$$

$$F = \frac{78143}{160(358 - 325)} = 14{,}8 \text{ м}^2$$

где $K = 160 -$ коэффициент теплопередачи для радиаторов легковых автомобилей, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

## 6.16. Расчет вентилятора

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод теплоты от радиатора.

По данным расчета жидкостного радиатора массовый расход воздуха, подаваемый радиатором: $G_{\text{возд}}^{'} = 3{,}25 \text{ кг/с}$, а его средняя

температура $T_{\text{срвозд}} = 325$ К. Напор, создаваемый вентилятором, принимается $\Delta p_{\text{тр}} = 800$ Па.

,Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_{\text{в}} T_{\text{срвозд}}}$$

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{0{,}1 \cdot 10^6}{287 \cdot 325} = 1{,}07 \text{ кг/м}^3$$

Производительность вентилятора

$$G_{\text{возд}} = \frac{G_{\text{возд}}^{'}}{\rho_{\text{возд}}}$$

$$G_{\text{возд}} = \frac{3{,}25}{1{,}07} = 3{,}04 \text{ м}^3/\text{с}$$

Фронтовая поверхность радиатора

$$F_{\text{фррад}} = \frac{G_{\text{возд}}}{w_{\text{возд}}}$$

$$F_{\text{фррад}} = \frac{3{,}04}{20} = 0{,}152 \text{ м}^2$$

где $w_{\text{возд}} = 20 -$ скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения автомобиля, м/с.

Диаметр вентилятора

$$D_{\text{вент}} = 2\sqrt{\frac{F_{\text{фррад}}}{\pi}}$$

$$D_{\text{вент}} = 2\sqrt{\frac{0{,}152}{\pi}} = 0{,}44 \text{ м}$$

Окружная скорость вентилятора

$$u = \psi_{\text{л}} \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{возд}}}}$$

$$u = 3{,}41\sqrt{\frac{800}{1{,}07}} = 93{,}3 \text{ м/с}$$

где $\psi_{\text{л}} = 3{,}41 -$ безразмерный коэффициент для плоских лопастей.

Частота вращения вентилятора

$$n_{\text{вент}} = \frac{60u}{\pi D_{\text{вент}}}$$

$$n_{\text{вент}} = \frac{60 \cdot 93{,}3}{\pi \cdot 0{,}44} = 4050 \text{ мин}^{-1}$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора

$$N_{\text{вент}} = \frac{G_{\text{возд}} \Delta p_{\text{тр}}}{1000 \eta_{\text{в}}}$$

$$N_{\text{вент}} = \frac{3{,}04 \cdot 800}{1000 \cdot 0{,}38} = 6{,}4 \text{ кВт}$$

где $\eta_{\text{в}} = 0{,}38 -$ КПД клепаного вентилятора.

# 7. ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ СЖ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 4Ч 82/71 ПРИ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ 5600 ОБ./МИН.

Степень сжатия – это отношение полного объёма цилиндра (над поршневого пространства цилиндра двигателя внутреннего сгорания при положении поршня в нижней мёртвой точке, НМТ) к объёму камеры сгорания (над поршневого пространства цилиндра при положении поршня в верхней мёртвой точке, ВМТ).

Изменение степени сжатия — это изменение геометрических параметров двигателя, полного объёма цилиндра или объёма камеры сгорания.

Зачастую увеличение степени сжатия достигают благодаря установки поршней с вытеснителем, либо уменьшая высоту ГБЦ, тем самым уменьшая камеру сгорания, вследствие чего происходит увеличение степени сжатия.
Любой ДВС в основе имеет принцип воспламенения смеси воздуха и распыленного топлива в камере сгорания. Результатом сгорания смеси становится тепловое расширение газов, которые толкают поршень. Такая энергия толчка от поршня передается на коленчатый вал двигателя посредством работы КШМ, что означает преобразование сгорания топлива в полезную механическую работу.

Чем большим оказывается показатель степени сжатия двигателя, тем сильнее итоговое давление газов на поршень. Увеличение давления будет означать, что за один такт силовая установка способна выполнить больше механической работы. Если проще, то мощность и отдача от двигателей с большей степенью сжатия выше сравнительно с аналогами, которые имеют меньший показатель. Также необходимо добавить, что количество самого подаваемого топлива в моторах с большей степенью сжатия не увеличивается, при этом такой двигатель имеет больший КПД.

Бензиновые двигатели могут демонстрировать показатель степени сжатия от 8 до 12. Что касается дизельных моторов и особенностей воспламенения смеси в таких агрегатах, степень сжатия дизеля выше и находится в рамках от 14 до 18 единиц.

При всех положительных аспектах сильно увеличить степень сжатия не представляется возможным, так как значительное увеличение степени сжатия приводит к детонации топлива. Детонация в результате увеличения степени сжатия свойственна бензиновым ДВС.

Большинство современных моторов легковых автомобилей имеют высокую степень сжатия, так как двигатель становится мощнее и экономичнее. Топливно-воздушная смесь в таких ДВС сгорает более полноценно и равномерно, позволяя улучшить ряд характеристик двигателя во всем диапазоне оборотов. Главной особенностью моторов с высокой степенью сжатия является повышенная требовательность к качеству топлива. Для таких силовых агрегатов обязательно использование дорогих марок бензина с высоким октановым числом и. Большинство современных бензиновых ДВС предполагают использование топлива с октановым числом не ниже АИ-95 или АИ-98.

Рассмотрим влияние степени сжатия ДВС на различные показатели, указанные в таблице.

Рассмотрим графики и диаграммы.

При степени сжатия $\varepsilon$=у двигателя прототипа СЖ=9,9 округлим до 10. получим следующие индикаторные показатели рабочего цикла из теплового расчета на ЭВМ: так же рассмотрим этот же двигатель с различными величинами степени сжатия и влияние на технико-экономические показатели.

Результаты расчетов мощностных и экономических показателей двигателя, нагрузок на детали поршневой группы предоставлены в таблице, расчет произведен в программе Excel.

Таблица 4.

Показатели ДВС

| Параметр | Степень сжатия, ε | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 9 | 9,5 | 10 | 10,5 | 11 | 11,5 | 12 |
| Индикаторный КПД цикла,$\eta_i$ | 0,333 | 0,339 | 0,344 | 0,349 | 0,354 | 0,359 | 0,363 |
| Индикаторный удельный расход топлива г/кВт.ч. | 246,2 | 242,0 | 238,2 | 234,7 | 234,5 | 228,6 | 225,9 |
| Индикаторное давление цикла,$P_i$, МПа | 1,002 | 1,020 | 1,036 | 1,052 | 1,066 | 1,080 | 1,093 |
| Индикаторная мощность, Ni,КВт | 69,018 | 70,258 | 71,360 | 72,462 | 73,426 | 74,390 | 75,286 |
| Максимальное давление,$P_{max}$, МПа | 4,976 | 5,260 | 5,484 | 5,822 | 6,105 | 6,386 | 6,663 |
| Максимальная температура, $T_{max}$,K | 2487,1 | 2491,2 | 2494,8 | 2498,0 | 2500,7 | 2503,1 | 2505,8 |

Таблица 5

Нагрузки на поршневой палец в зависимости от степени сжатия

| Параметр | | Степень сжатия, ε | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 9 | 9,5 | 10 | 10,5 | 11 | 11,5 | 12 |
| Расчетная сила | газовая, МН | 0,0263 | 0,0278 | 0,0289 | 0,0307 | 0,0322 | 0,0337 | 0,0352 |
| | инерционная, МН | -0,0016 | -0,0016 | -0,0016 | -0,0016 | -0,0016 | -0,0016 | -0,0016 |
| | расчетная, МН | 0,0250 | 0,0265 | 0,0277 | 0,0295 | 0,0310 | 0,0325 | 0,0339 |
| Удельное давление пальца | на втулку, МПа | 37,895 | 40,1656 | 41,956 | 44,659 | 46,923 | 49,170 | 51,385 |
| | на бобышки, МПа | 29,149 | 30,896 | 32,274 | 34,353 | 36,094 | 37,823 | 39,527 |
| Напряжение изгиба в среднем сечение пальца, МПа | | 172,291 | 182,617 | 190,762 | 203,051 | 213,341 | 223,558 | 233,629 |
| Касательное напряжение среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна,МПа | | 120,343 | 127,556 | 133,245 | 141,829 | 149,016 | 156,152 | 163,187 |
| Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации, мм | | 0,0303 | 0,0321 | 0,0335 | 0,0357 | 0,0375 | 0,0393 | 0,0411 |
| Напряжение овализации на внешней поверхности пальца,МПа | | 110,060 | 116,656 | 121,859 | 129,709 | 136,282 | 142,809 | 149,242 |
| Напряжение овализации на вертикальной поверхности пальца,МПа | | 160,315 | 169,923 | 177,502 | 188,937 | 198,511 | 208,018 | 217,389 |

Таблица 6

Нагрузка на поршень в зависимости от степени сжатия

| Параметр | Степень сжатия | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 9 | 9,5 | 10 | 10,5 | 11 | 11,5 | 12 |
| Напряжения изгиба в кольцевой перемычке , МПа | 12,254 | 12,968 | 13,686 | 14,381 | 15,08 | 15,774 | 16,643 |
| Напряжения среза в кольцевой перемычке, МПа | 3,65 | 3,862 | 4,076 | 4,283 | 4,491 | 4,698 | 4,903 |
| Напряжения в кольцевой перемычке по третьей теории прочности, МПа | 14,263 | 15,094 | 15,931 | 16,738 | 17,552 | 18,36 | 19,162 |
| Максимальное удельное давление юбки поршня на стенку цилиндра, МПа | 0,358 | 0,386 | 0,412 | 0,436 | 0,461 | 0,484 | 0,507 |
| Максимальное удельное давление поршня на стенку цилиндра, МПа | 0,264 | 0,285 | 0,303 | 0,322 | 0,34 | 0,357 | 0,374 |

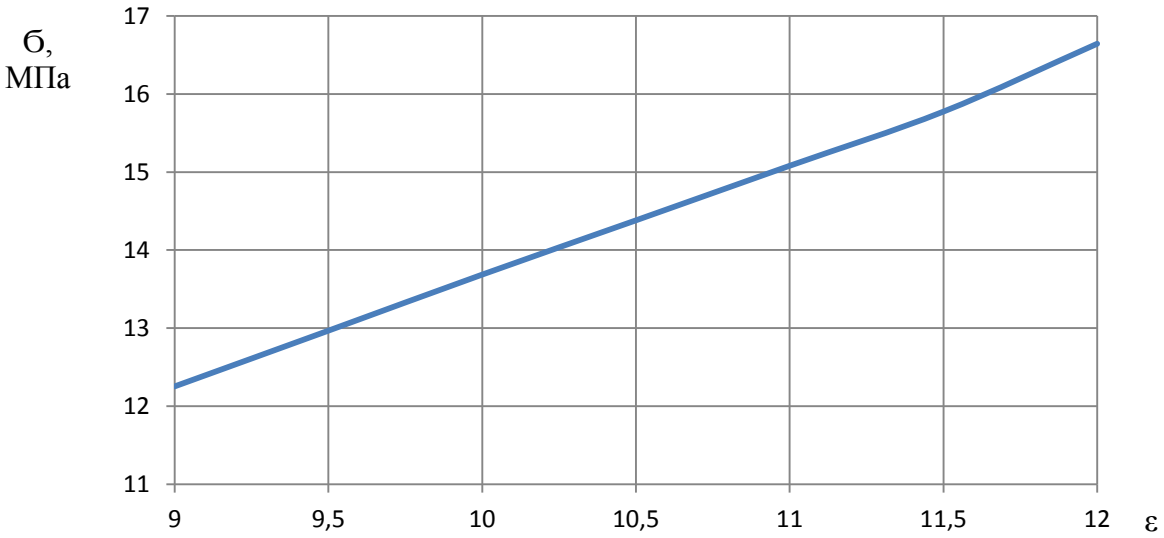


Рисунок 18 – Зависимость напряжения изгиба в кольцевой перемычке поршня от степени сжатия

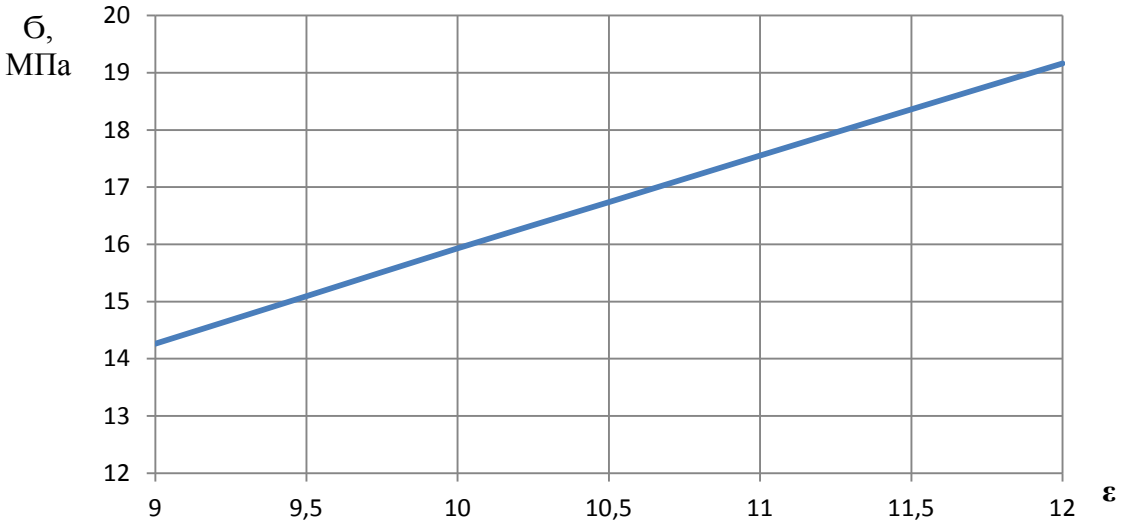


Рисунок 19 – Зависимость напряжения в кольцевой перемычке по третьей теории прочности от степени сжатия

По показателям, выбранным в таблице, можно увидеть, что с увеличением степени сжатия улучшаются топливно-экономические показатели, но возрастают нагрузки на кривошипно-шатунный механизм и шатунно- поршневую группу.

На примере рассмотрим нагрузки на поршневой палец.

Наглядно изменение показателей двигателя можно увидеть на графиках ниже.

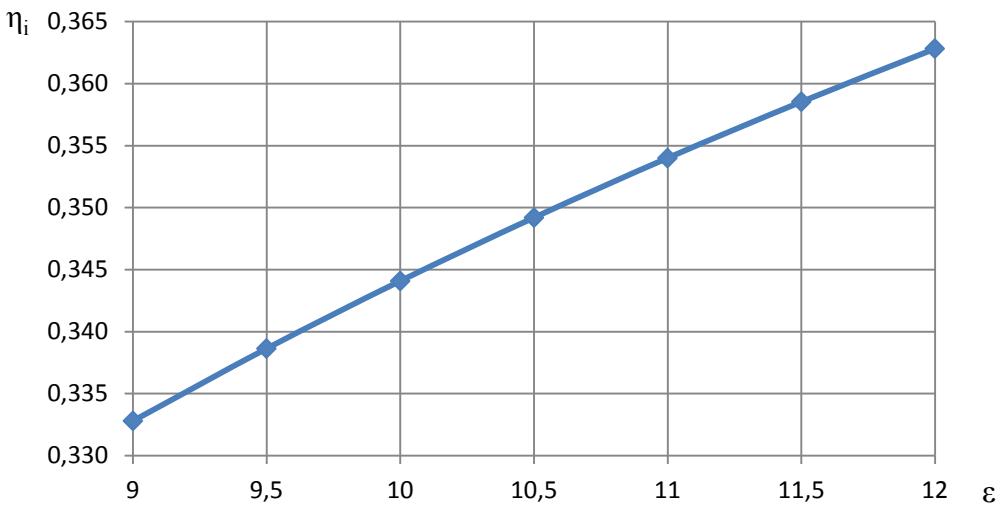


Рисунок 20 – Зависимость индикаторного КПД от степени сжатия

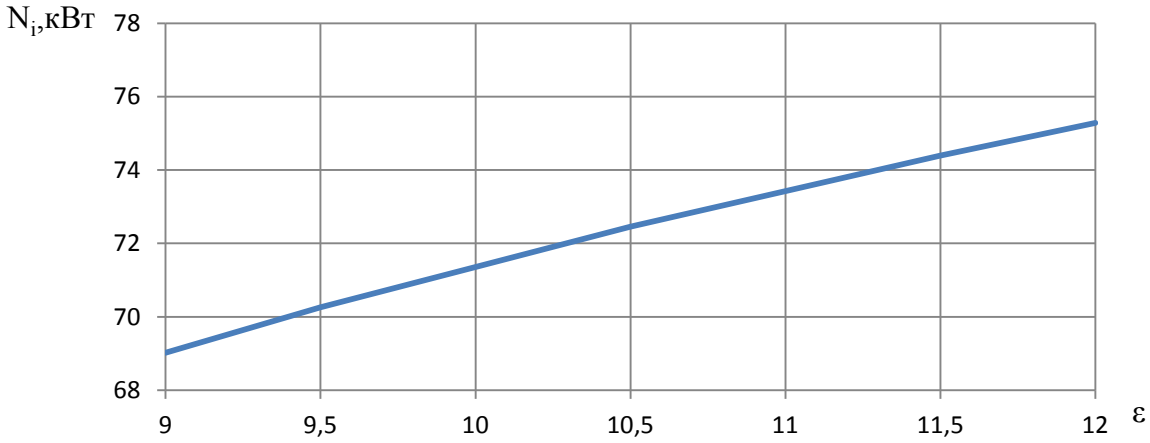


Рисунок 21 – Зависимость индикаторной мощности от степени сжатия

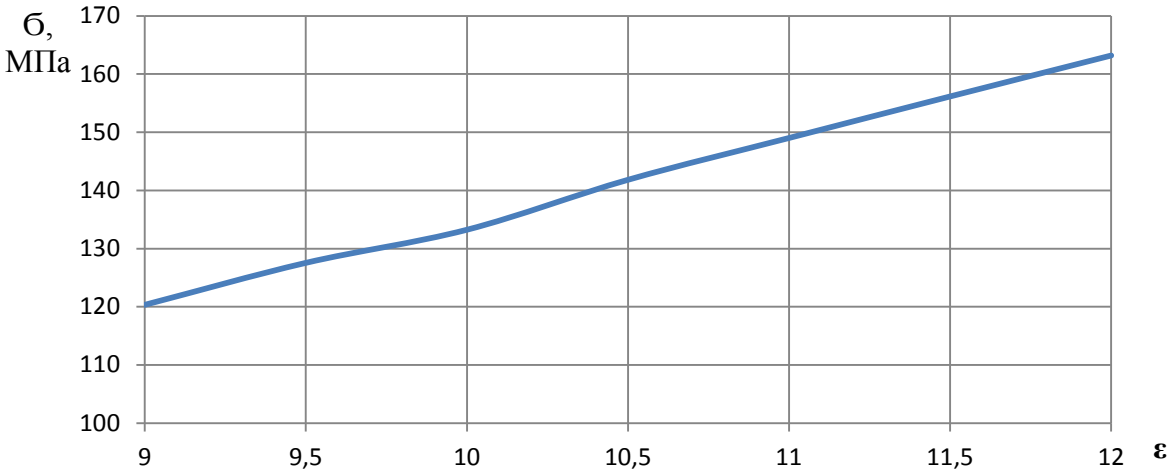


Рисунок 22 – Зависимость касательных напряжений среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна от степени сжатия

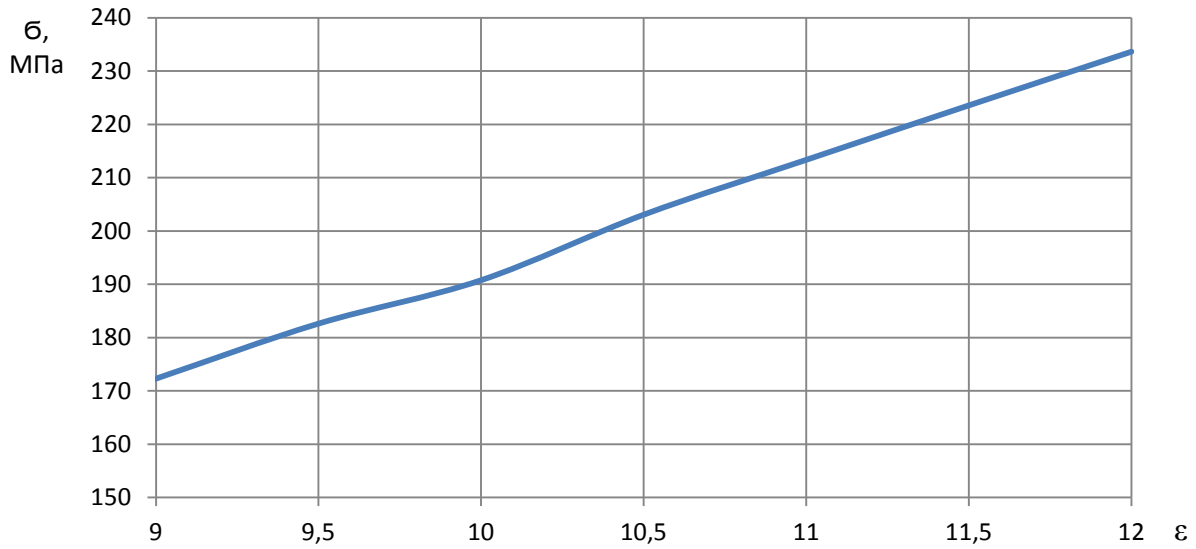


Рисунок 23 – Зависимость напряжения изгиба в среднем сечение пальца от степени сжатия

В результате повышения степени сжатия возможно добиться улучшения топливно- экономических показателей двигателя.

Так повышение степени сжатия на 1 ед может привести к увеличению мощности на 2,8%, снижению индикаторного расхода топлива на 1,5%

При увеличение степени сжатия на 2 единицы увеличение мощности будет составлять +5,2%, при уменьшение индикаторного расхода топлива на 5,44%.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: Конспект лекции. - Челябинск: ЧПИ, 1974.

2. Колчин А.И. Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. - 400с.

3. Фарафонтов М.Ф. Автомобильные двигатели: Учебное пособие для студентов-заочников. - Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 70с.

4. Попык К. Г. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебник для втузов. - 2-е изд., перераб., и доп. - М.: «Высш. школа», 1973.- 400 с. с илл.

5. Шароглазов, Б.А. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов: учебное пособие / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2011. - 524 с.

6. Бунов В. М. Конструирование и расчет ДВС: Метод. указания по курсовому проекту / ЧПИ им. Ленинского комсомола, Каф. Двигатели внутреннего сгорания - Челябинск: Издательство ЧПИ , 1983

# ПРИЛОЖЕНИЕ А

# ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

```
 1 ДАВЛЕНИЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.....PO=    .1013 МПА
 2 ДАВЛЕНИЕ ПЕРЕД ВПУСКНЫМИ КЛАПАНАМИ..PK=    .1013 МПА
 3 ТЕМПЕРАТУРА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.....TO= 293.0000 ГРАД К
 4 СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ.....E=   9.9000
 5 КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ.....MV=    .8200
 6 ДАВЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....PR=    .1090 МПА
 7 ТЕМПЕРАТУРА ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....TR=1000.0000 ГРАД К
 8 ПОДОГРЕВ СВЕЖЕГО ЗАРЯДА.....DLT=  15.0000 ГРАД К
 9 МАССОВАЯ ДОЛЯ УГЛЕРОДА В ТОПЛИВЕ.....C=    .8550
10 МАССОВАЯ ДОЛЯ ВОДОРОДА В ТОПЛИВЕ.....H=    .1450
11 МАССОВАЯ ДОЛЯ КИСЛОРОДА В ТОПЛИВЕ....O=    .0000
12 КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА.....ALB=    .9000
13 ОТН. РАД. КРИВОШ. К ДЛ. ШАТУНА..LAMBDA=    .2930
14 ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТИЯ..... ..N1=   1.3915
15 НИЗШАЯ ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА.....HU=   44.0000 МДЖ/КГ
16 ПОКАЗАТЕЛЬ ХАРАКТЕРА СГОРАНИЯ.....M=   3.0000
17 ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ СГОРАНИЯ.....FIZ=  50.0000 ГРАД ПКВ
18 ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ РАСШИРЕНИЯ.....N2=   1.3500
19 КОЭФФИЦИЕНТ ЭФФЕКТИВНОСТИ СГОРАНИЯ..KS=    .7624
20 ПОНИЖ. ТЕМП. В ОХЛ. НАДД. ВОЗД..DLTOXL=    .0000 ГРАД К
21 ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТ. В КОМПР..NH=   1.0000
22 УГОЛ ОПЕРЕЖЕНИЯ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ.....Q=  25.0000 ГРАД ПКВ
23 ШАГ РАСЧЕТА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ.....DFI=   5.0000 ГРАД ПКВ
24 ШАГ РАСЧЕТА ПРОЦ.СЖАТ. И РАСШ.....DAL=  10.0000 ГРАД ПКВ
* * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *
```

РЕШЕНИЕ В СИСТЕМЕ "СИ"

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ВПУСКА ДВИГАТЕЛЬ БЕЗ НАДДУВА

```
 ДАВЛЕНИЕ В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ.....PA=    .0895 МПА
 ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХ. КОЛ-ВО ВОЗД..LO1=  14.8276 КГ/КГ
                                  LO=    .5119 КМОЛЬ/КГ
 КОЭФФ. ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....GM=    .0437
 ТЕМПЕР. ВОЗД. ПОСЛЕ КОМПРЕССОРА..TK1= 293.0000 ГРАД К
 ТЕМПЕР. ВОЗД. ПОСЛЕ ОХЛАЖДЕНИЯ....TK= 293.0000 ГРАД К
 ТЕМПЕР. ВОЗД. В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ.....TA= 336.9683 ГРАД К
```

ДВИГАТЕЛЬ КАРБЮРАТОРНЫЙ

```
УДЕЛЬНЫЙ ОБЬЕМ В НАЧАЛЕ СЖАТИЯ.....VA=   1.0247 М3/КГ
ХИМИЧЕСКИЙ КОЭФФ. МОЛЕКУЛ. ИЗМ.BOMAKS=   1.0814
ОБЩАЯ УДЕЛЬН. ИСПОЛЬЗ. ТЕПЛ. СГОР..QZ=   2.2407 МДЖ/КГ
ДЕЙСТВ. КОЭФФ. МОЛЕКУЛЯРН. ИЗМ..BMAKS=   1.0780
```

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

| УГОЛ АЛЬФА | ОБЬЕМ | ДАВЛ.СЖАТ. | ТЕМП. СЖАТ. |
|---|---|---|---|
| 180.0 | 1.025 | .090 | 337.0 |
| 190.0 | 1.020 | .090 | 337.6 |
| 200.0 | 1.005 | .092 | 339.6 |
| 210.0 | .980 | .095 | 342.9 |
| 220.0 | .945 | .100 | 347.8 |
| 230.0 | .900 | .107 | 354.5 |
| 240.0 | .846 | .117 | 363.2 |
| 250.0 | .783 | .130 | 374.5 |
| 260.0 | .711 | .149 | 388.7 |
| 270.0 | .634 | .175 | 406.8 |
| 280.0 | .552 | .212 | 429.5 |
| 290.0 | .468 | .266 | 458.0 |
| 300.0 | .386 | .348 | 493.9 |
| 310.0 | .309 | .475 | 538.8 |
| 320.0 | .240 | .674 | 594.5 |
| 330.0 | .183 | .983 | 661.2 |
| 335.0 | .160 | 1.189 | 697.6 |

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СЖАТИЯ LAY= -.2508 МДЖ/КГ

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

| УГОЛ АЛЬФА | ОБЬЕМ | ДАВЛЕН | ТЕМПЕР | УГОЛ ФИ | ВЫГОР ТОПЛ | СКОР СГОР | КОЭФ МОЛ.ИЗМ | ОТНОШ ТЕПЛОЕМ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 335.0 | .160 | 1.189 | 697.6 | .0 | .000 | .000 | 1.000 | |
| 340.0 | .140 | 1.425 | 734.0 | 5.0 | .001 | .028 | 1.000 | 1.366 |
| 345.0 | .125 | 1.739 | 796.3 | 10.0 | .011 | .219 | 1.001 | 1.359 |
| 350.0 | .114 | 2.274 | 946.3 | 15.0 | .054 | .705 | 1.004 | 1.346 |
| 355.0 | .107 | 3.208 | 1248.2 | 20.0 | .162 | 1.482 | 1.013 | 1.325 |
| 360.0 | .105 | 4.520 | 1702.0 | 25.0 | .351 | 2.243 | 1.027 | 1.301 |
| 365.0 | .107 | 5.810 | 2199.0 | 30.0 | .592 | 2.438 | 1.046 | 1.280 |
| 370.0 | .114 | 6.505 | 2573.1 | 35.0 | .810 | 1.805 | 1.063 | 1.264 |
| 375.0 | .125 | 6.375 | 2734.6 | 40.0 | .941 | .835 | 1.073 | 1.254 |
| 380.0 | .140 | 5.699 | 2729.5 | 45.0 | .989 | .217 | 1.077 | 1.250 |
| 385.0 | .160 | 4.875 | 2654.6 | 50.0 | .999 | .028 | 1.078 | 1.249 |

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА СГОРАНИЯ LYZ= .2222 МДЖ/КГ

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ

| УГОЛ АЛЬФА | ОБЬЕМ | ДАВЛ.РАСШ. | ТЕМП. РАСШ. |
|---|---|---|---|
| 385.0 | .160 | 4.875 | 2654.6 |
| 395.0 | .210 | 3.368 | 2411.9 |
| 405.0 | .273 | 2.360 | 2199.5 |
| 415.0 | .347 | 1.713 | 2024.2 |
| 425.0 | .427 | 1.295 | 1882.4 |
| 435.0 | .510 | 1.018 | 1768.6 |
| 445.0 | .593 | .830 | 1677.5 |
| 455.0 | .673 | .699 | 1604.6 |
| 465.0 | .748 | .607 | 1546.5 |
| 475.0 | .815 | .540 | 1500.4 |
| 485.0 | .874 | .491 | 1464.2 |

| | | |
|---|---|---|
| 495.0 | .924 | .456 | 1436.2 |
| 505.0 | .964 | .431 | 1415.2 |
| 515.0 | .994 | .413 | 1400.1 |
| 525.0 | 1.014 | .402 | 1390.5 |
| 535.0 | 1.023 | .397 | 1385.7 |

---

ДАВЛЕНИЕ КОНЦА РАСШИРЕНИЯ.....PB= .3966 МПА
ТЕМПЕРАТУРА КОНЦА РАСШИРЕНИЯ.....TB=1385.1480 ГРАД К
УДЕЛЬНАЯ РАБОТА РАСШИРЕНИЯ.....LZB= 1.0640 МДЖ/КГ
КОЭФФИЦИЕНТЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ..PKR1= .0113
PKR2= 2.3222

ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

УДЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦИКЛА.....LI= 1.0355 МДЖ/КГ
ИНДИКАТОРНЫЙ К П Д.....KPDIN= .3523
СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ.....PI= 1.1254 МПА
ИНДИКАТОРН. УДЕЛЬНЫЙ РАСХ. ТОПЛ..GI= 232.2211 Г/КВТ*Ч

# ПРИЛОЖЕНИЕ Б

# КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Исходные данные

1 Радиус кривошипа, м.....R= .0355
2 Отношение R/L.....lam= .2930
3 Обороты коленчатого вала, мин-1.....n=5400.0
4 Масса движущихся частей, кг.....m= .5240
5 Давление в конце впуска, МПа.....Pa= .0900
6 Давление выпуска, МПа.....Pr= .1090
7 Площадь поршня, м2.....Fp= .0053
8 Атмосферное давление, МПа.....P0= .1013

Массив давлений для углов 190...530

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| .0900 | .0920 | .0950 | .1000 | .1070 | .1170 | .1300 |
| .1490 | .1750 | .2120 | .2660 | .3480 | .4750 | .6740 |
| .9830 | 1.4250 | 2.2740 | 4.5200 | 6.5050 | 5.6990 | 4.0540 |
| 2.8090 | 2.0010 | 1.4820 | 1.1420 | .9150 | .7590 | .6490 |
| .5710 | .5140 | .4720 | .4420 | .4210 | .4070 | .3990 |

Кинематический расчет

| a,grad | S, м | V, м/с | J, м/с2 |
|---|---|---|---|
| .0 | .0000 | .000 | 14677.29 |
| 10.0 | .0007 | 4.492 | 14304.29 |
| 20.0 | .0027 | 8.756 | 13214.68 |
| 30.0 | .0061 | 12.584 | 11493.71 |
| 40.0 | .0105 | 15.799 | 9273.47 |
| 50.0 | .0157 | 18.274 | 6719.35 |
| 60.0 | .0216 | 19.931 | 4013.18 |
| 70.0 | .0279 | 20.754 | 1335.11 |
| 80.0 | .0344 | 20.775 | -1153.67 |
| 90.0 | .0407 | 20.074 | -3325.42 |
| 100.0 | .0467 | 18.764 | -5096.05 |
| 110.0 | .0522 | 16.974 | -6429.85 |
| 120.0 | .0571 | 14.839 | -7338.40 |
| 130.0 | .0614 | 12.482 | -7873.91 |
| 140.0 | .0648 | 10.008 | -8118.04 |
| 150.0 | .0675 | 7.491 | -8167.59 |
| 160.0 | .0695 | 4.977 | -8118.99 |
| 170.0 | .0706 | 2.481 | -8053.56 |
| 180.0 | .0710 | .001 | -8025.40 |
| 190.0 | .0706 | -2.479 | -8053.50 |
| 200.0 | .0695 | -4.974 | -8118.92 |
| 210.0 | .0675 | -7.489 | -8167.57 |
| 220.0 | .0648 | -10.006 | -8118.18 |
| 230.0 | .0614 | -12.480 | -7874.31 |
| 240.0 | .0572 | -14.836 | -7339.15 |
| 250.0 | .0522 | -16.972 | -6431.03 |
| 260.0 | .0467 | -18.762 | -5097.70 |
| 270.0 | .0407 | -20.073 | -3327.52 |
| 280.0 | .0344 | -20.775 | -1156.16 |
| 290.0 | .0280 | -20.754 | 1332.34 |
| 300.0 | .0217 | -19.933 | 4010.29 |
| 310.0 | .0157 | -18.276 | 6716.53 |
| 320.0 | .0105 | -15.802 | 9270.90 |
| 330.0 | .0061 | -12.587 | 11491.58 |

| | | |
|---|---|---|
| 340.0 | .0028 | -8.760 | 13213.17 |
| 350.0 | .0007 | -4.496 | 14303.50 |
| 360.0 | .0000 | -.005 | 14677.29 |

Динамический расчет

| grad | Pg,kH | Pj,kH | Pe,kH | N,kH | Ph,kH | Z,kH | T,kH |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| .0 | -.060 | -7.691 | -7.751 | .000 | -7.751 | -7.751 | .000 |
| 10.0 | -.060 | -7.495 | -7.555 | -.385 | -7.565 | -7.374 | -1.691 |
| 20.0 | -.060 | -6.924 | -6.984 | -.703 | -7.019 | -6.322 | -3.050 |
| 30.0 | -.060 | -6.023 | -6.082 | -.901 | -6.149 | -4.817 | -3.821 |
| 40.0 | -.060 | -4.859 | -4.919 | -.943 | -5.009 | -3.162 | -3.884 |
| 50.0 | -.060 | -3.521 | -3.581 | -.825 | -3.674 | -1.670 | -3.273 |
| 60.0 | -.060 | -2.103 | -2.163 | -.567 | -2.236 | -.590 | -2.156 |
| 70.0 | -.060 | -.700 | -.759 | -.217 | -.790 | -.055 | -.788 |
| 80.0 | -.060 | .605 | .545 | .164 | .569 | -.067 | .565 |
| 90.0 | -.060 | 1.743 | 1.683 | .516 | 1.760 | -.516 | 1.683 |
| 100.0 | -.060 | 2.670 | 2.611 | .787 | 2.727 | -1.228 | 2.434 |
| 110.0 | -.060 | 3.369 | 3.310 | .948 | 3.443 | -2.023 | 2.786 |
| 120.0 | -.060 | 3.845 | 3.786 | .993 | 3.914 | -2.753 | 2.782 |
| 130.0 | -.060 | 4.126 | 4.066 | .937 | 4.173 | -3.331 | 2.513 |
| 140.0 | -.060 | 4.254 | 4.194 | .804 | 4.271 | -3.730 | 2.080 |
| 150.0 | -.060 | 4.280 | 4.220 | .625 | 4.266 | -3.967 | 1.569 |
| 160.0 | -.060 | 4.254 | 4.195 | .423 | 4.216 | -4.086 | 1.038 |
| 170.0 | -.060 | 4.220 | 4.160 | .212 | 4.166 | -4.134 | .514 |
| 180.0 | -.060 | 4.205 | 4.146 | .000 | 4.146 | -4.146 | .000 |
| 190.0 | -.060 | 4.220 | 4.160 | -.212 | 4.166 | -4.134 | -.513 |
| 200.0 | -.049 | 4.254 | 4.205 | -.423 | 4.226 | -4.097 | -1.040 |
| 210.0 | -.033 | 4.280 | 4.247 | -.629 | 4.293 | -3.992 | -1.578 |
| 220.0 | -.007 | 4.254 | 4.247 | -.814 | 4.324 | -3.777 | -2.106 |
| 230.0 | .030 | 4.126 | 4.156 | -.957 | 4.265 | -3.405 | -2.568 |
| 240.0 | .083 | 3.846 | 3.929 | -1.031 | 4.062 | -2.857 | -2.887 |
| 250.0 | .152 | 3.370 | 3.521 | -1.008 | 3.663 | -2.152 | -2.964 |
| 260.0 | .252 | 2.671 | 2.923 | -.881 | 3.053 | -1.375 | -2.725 |
| 270.0 | .389 | 1.744 | 2.133 | -.654 | 2.231 | -.654 | -2.133 |
| 280.0 | .584 | .606 | 1.190 | -.359 | 1.243 | -.147 | -1.235 |
| 290.0 | .870 | -.698 | .171 | -.049 | .178 | .012 | -.178 |
| 300.0 | 1.303 | -2.101 | -.799 | .210 | -.826 | -.218 | .797 |
| 310.0 | 1.973 | -3.519 | -1.546 | .356 | -1.587 | -.721 | 1.414 |
| 320.0 | 3.024 | -4.858 | -1.834 | .352 | -1.868 | -1.179 | 1.449 |
| 330.0 | 4.655 | -6.022 | -1.366 | .202 | -1.381 | -1.082 | .859 |
| 340.0 | 6.989 | -6.924 | .065 | -.007 | .066 | .059 | -.029 |
| 350.0 | 11.472 | -7.495 | 3.977 | -.203 | 3.982 | 3.881 | -.891 |
| 360.0 | 23.331 | -7.691 | 15.640 | -.001 | 15.640 | 15.640 | -.004 |
| 370.0 | 33.812 | -7.496 | 26.316 | 1.339 | 26.350 | 25.684 | 5.884 |
| 380.0 | 29.556 | -6.925 | 22.631 | 2.278 | 22.745 | 20.489 | 9.877 |
| 390.0 | 20.870 | -6.024 | 14.846 | 2.198 | 15.008 | 11.760 | 9.324 |
| 400.0 | 14.297 | -4.861 | 9.436 | 1.809 | 9.608 | 6.067 | 7.450 |
| 410.0 | 10.030 | -3.522 | 6.508 | 1.499 | 6.678 | 3.036 | 5.948 |
| 420.0 | 7.290 | -2.104 | 5.186 | 1.360 | 5.361 | 1.416 | 5.171 |
| 430.0 | 5.495 | -.701 | 4.794 | 1.373 | 4.987 | .351 | 4.974 |
| 440.0 | 4.296 | .603 | 4.900 | 1.477 | 5.117 | -.602 | 5.082 |
| 450.0 | 3.473 | 1.741 | 5.214 | 1.598 | 5.453 | -1.597 | 5.214 |
| 460.0 | 2.892 | 2.669 | 5.561 | 1.676 | 5.808 | -2.615 | 5.186 |
| 470.0 | 2.480 | 3.369 | 5.849 | 1.675 | 6.084 | -3.573 | 4.924 |
| 480.0 | 2.179 | 3.845 | 6.024 | 1.581 | 6.228 | -4.380 | 4.428 |
| 490.0 | 1.957 | 4.126 | 6.083 | 1.401 | 6.242 | -4.983 | 3.760 |
| 500.0 | 1.799 | 4.254 | 6.053 | 1.161 | 6.163 | -5.382 | 3.003 |
| 510.0 | 1.688 | 4.280 | 5.968 | .884 | 6.033 | -5.610 | 2.220 |
| 520.0 | 1.614 | 4.254 | 5.868 | .592 | 5.898 | -5.716 | 1.453 |
| 530.0 | 1.572 | 4.220 | 5.792 | .296 | 5.799 | -5.755 | .716 |

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 540.0 | .041 | 4.205 | 4.246 | .000 | 4.246 | -4.246 | .001 |
| 550.0 | .041 | 4.220 | 4.261 | -.217 | 4.266 | -4.234 | -.525 |
| 560.0 | .041 | 4.254 | 4.295 | -.432 | 4.317 | -4.184 | -1.062 |
| 570.0 | .041 | 4.280 | 4.320 | -.640 | 4.368 | -4.062 | -1.605 |
| 580.0 | .041 | 4.254 | 4.295 | -.823 | 4.373 | -3.820 | -2.129 |
| 590.0 | .041 | 4.126 | 4.167 | -.960 | 4.276 | -3.414 | -2.574 |
| 600.0 | .041 | 3.846 | 3.887 | -1.019 | 4.018 | -2.827 | -2.855 |
| 610.0 | .041 | 3.370 | 3.411 | -.977 | 3.548 | -2.085 | -2.871 |
| 620.0 | .041 | 2.672 | 2.713 | -.817 | 2.833 | -1.277 | -2.529 |
| 630.0 | .041 | 1.745 | 1.785 | -.547 | 1.867 | -.548 | -1.785 |
| 640.0 | .041 | .607 | .648 | -.195 | .677 | -.080 | -.672 |
| 650.0 | .041 | -.697 | -.656 | .188 | -.682 | -.048 | .681 |
| 660.0 | .041 | -2.100 | -2.059 | .540 | -2.129 | -.561 | 2.054 |
| 670.0 | .041 | -3.518 | -3.477 | .801 | -3.568 | -1.620 | 3.179 |
| 680.0 | .041 | -4.857 | -4.816 | .924 | -4.904 | -3.094 | 3.805 |
| 690.0 | .041 | -6.020 | -5.980 | .886 | -6.045 | -4.734 | 3.759 |
| 700.0 | .041 | -6.923 | -6.882 | .694 | -6.917 | -6.229 | 3.008 |
| 710.0 | .041 | -7.495 | -7.454 | .381 | -7.464 | -7.274 | 1.672 |
| 720.0 | .041 | -7.691 | -7.650 | .001 | -7.650 | -7.650 | .004 |