

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
щодо виконання курсового проекту
«Кривошипно-шатунний механізм»
з дисципліни «Конструювання і розрахунок ДВЗ»
для студентів спеціальності
8.05050304 «Двигуни внутрішнього згорання»
усіх форм навчання

2016

Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту «Кривошипно-шатунний механізм» з дисципліни «Конструювання і розрахунок ДВЗ» для студентів спеціальності 8.05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» усіх форм навчання /Укл. В.О. Мазін. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 36 с.

Укладач: к.т.н. Мазін В.О., доцент

Рецензенти: к.т.н. Козирев В.Х., декан ТФ
к.т.н. Слюсаров О.С., доцент

«Затверджено»
на засіданні кафедри
«Двигуни внутрішнього згорання»,
протокол № 3 від 26.10.2015

Задание: выполнить проверочный проект кривошипно-шатунного механизма двигателя МеМЗ-245: определить минимальную длину шатуна, построить графики зависимостей перемещения, скорости и ускорения по углу поворота коленчатого вала, построить свёрнутую и развёрнутую индикаторную диаграмму, силы, действующие на кривошипно-шатунный механизм, полярные и развёрнуты диаграммы сил, действующих на шатунную и коренную шейки, диаграммы износа этих шеек. Пользоваться методом Брикса.

Исходные данные для проекта. По технической документации на двигатель МеМЗ-245 и автомобиль Таврия установлены [3, 4]:

Данные (техническая характеристика прототипа):

бензиновый с внешним смесеобразованием (карбюраторный) и принудительным зажиганием,

$i = 4$, рядный, 1-3-4-2 – число, расположение и порядок работы цилиндров,

$D = 0.072$ – диаметр цилиндра,

$S = 0.067$ – ход поршня,

$\tau = 2$ – коэффициент тактности (двигатель 4-тактный),

$\varepsilon = 9.5$ – степень сжатия.

Режим номинальной мощности: $N_e = 37.5$ кВт – мощность, $n = 5300 \dots 5500$ об/мин – частота вращения коленчатого вала,

Режим максимального крутящего момента: $M_k = 78.5$ Н·м – крутящий момент, $n = 3000 \dots 3500$ об/мин.

Режим холостого хода: $n = 850, 5600$ (об/мин.) – частота вращения минимальная устойчивая, максимальная.

$g_e = 285.6$ г/кВт·час – минимальный удельный расход топлива.

$l_{ш} = 0.120$ (м) – длина шатуна,

$l_{шп} = 0.090, l_{шк} = 0.030$ (м) – расстояния от центров ПГ и КГ до центра тяжести шатуна,

$m'_{п} = 0.100$ кг – масса поршня (по чертежу),

Поршневой палец – свободно плавающий, защемлённый или др. (подчеркнуть).

$m_{пп} = 0.175$ кг – масса поршневого пальца (по чертежам),

$k_{с.к} = 2$ – количество стопорных колец ПП,

$m_{с.к} = 0.007$ кг – масса стопорного кольца ПП (по чертежу),

$k_{кп.к} = 1$ – количество компрессионных поршневых колец,

$k_{мп.к} = 1$ – количество маслосъёмных поршневых колец,

$m_{кп.к} = 0.015$, $m_{мп.к} = 0.016$ (кг) – масса компрессионного и маслосъёмного поршневых колец (по чертежам),

$m_{ш} = 0.462$ кг – масса шатуна (по чертежам),

$m_{шшш} = 0.785$ кг – масса ШШ и цилиндрических частей 2 соответствующих щёк, симметричных относительно оси ШШ,

$m_{щ} = 0.200$ кг – масса не симметричной относительно оси КШ части щеки.

$r_{щ} = 0.012$ – расстояние до центра тяжести не симметричной относительно оси КШ части щеки.

Реферат

Стр. 26, рис. 14, табл. 2, лит. ист. 3

Выполнен эскизный проект коленчатого вала графическим методом Ф.А. Брикса, методами графического и векторного суммирования. Определены кинематические и динамические характеристики кривошипно-шатунного механизма, достаточные для расчёта на прочность самых ответственных элементов коленчатого вала: шеек и щёк. Основные размеры проектируемого вала определены по рекомендациям, приняты как исполнительные после проверки на прочность шеек и щёк и сопоставления с соответствующими размерами прототипа.

КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ, ЦИКЛ НАГРУЖЕНИЯ, КОНЦЕНТРАТОР НАПРЯЖЕНИЙ, МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ, ЗАПАС ПРОЧНОСТИ

Принятые обозначения

ВМТ, НМТ – верхняя и нижняя мёртвые точки,

КШМ – кривошипно-шатунный механизм,

КВ – коленчатый вал,

ШШ – шатунная шейка,

КШ – коренная шейка,

ПП – поршневой палец,

ПГ – поршневая головка шатуна,

КГ – кривошипная головка шатуна,

ИД – индикаторная диаграмма,

ПГр – поршневая группа,

Содержание

	стр.
Введение	8
1 Кинематика кривошипно-шатунного механизма	9
1.1 Минимальная длина шатуна	9
1.2 Перемещение поршня	10
1.3 Скорость поршня	10
1.4 Ускорение поршня	11
2 Динамика кривошипно-шатунного механизма	12
2.1 Сила давления газов	12
2.1.1 Перестроение индикаторной диаграммы свёрнутой в развёрнутую	12
2.1.2 Сила давления газов	12
2.2 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма	13
2.3 Силы инерции	14
2.4 Результирующая сил давления газов и инерции Си- лы нормальная, действующая вдоль шатуна, действующие на кривошип радиальная и тангенциальная	14
2.5 Крутящий момент двигателя	15
2.6 Силы, действующие на шатунную шейку и колено коленчатого вала: полярная и прямоугольная диаграммы	16
2.7 Силы, действующие на коренную шейку коленчатого вала: полярная и прямоугольная диаграммы	17
2.8 Диаграммы износа шеек коленчатого вала	18
3 Расчёт коленчатого вала на прочность	19
3.1 Размеры основных элементов коленчатого вала. Эс- кизный проект	19
3.2 Расчёт шеек	20
3.2.1 Скручивающие и изгибающие моменты	20
3.2.2 Коренная шейка	21
3.2.3 Шатунная шейка	23
3.3 Расчёт щёк	25
3.4 Эскизный проект коленчатого вала	28
Список литературы	28
Приложение А	29
Приложение Б	34

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильная промышленность и двигателестроение развиваются в направлении дальнейшего повышения мощности, экономичности, улучшения экологической чистоты. Это связано с увеличением нагрузок на основные детали, требует применения материалов с повышенными прочностными характеристиками. Важное место в этой связи занимают задачи корректности и точности расчётов.

Основной задачей в связи с развитием и совершенствованием автомобильных двигателей является увеличением литровой мощности при сохранении прочности основных деталей на исходном уровне. Задачи при конструировании и расчёте двигателей в этой связи состоят в применении более достоверных методов и более точных расчётных данных (коэффициентов, справочных материалов).

Цель настоящего проекта: получить приблизительный эскиз коленчатого вала прототипа с использованием метода Ф.А. Брикса, методов графического и векторного суммирования.

1 КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Проект выполнен по примеру [1].

Радиус кривошипа

$$r = S/2 = 0.060/2 = 0.030 \text{ м.}$$

1.1 Минимальная длина шатуна

Диаметр и радиус шатунной шейки КВ [1]

$$d_{ш} = (0.60 \dots 0.70)D = (0.60 \dots 0.70) \cdot 0.070 = 0.042 \dots 0.049;$$

принято $d_{ш} = 0.046 \text{ м};$

$$r_{ш} = d_{ш}/2 = 0.046/2 = 0.023 \text{ м.}$$

Радиус окружности вращения оси шатунной шейки – то же самое, что радиус кривошипа r .

Радиус окружности вращения крайней точки щеки (наиболее удалённой относительно оси вращения КВ), КВ с противовесами

$$R = r + (1.3 \dots 1.5)r_{ш} = 0.030 + (1.3 \dots 1.5) \cdot 0.023 = 0.0599 \dots 0.0645, \text{ принято } R = 0.062 \text{ м.}$$

Высота поршня [1]

$$H = (0.8 \dots 1.3)D = (0.8 \dots 1.3) \cdot 0.070 = 0.056 \dots 0.091.$$

Высота верхней части поршня

$$h_1 = (0.45 \dots 0.75)D = (0.45 \dots 0.75) \cdot 0.070 = 0.032 \dots 0.053.$$

Принято:

$$H = 0.072, h_1 = 0.042 \text{ (м).}$$

Приложение Б, рис. 1. Для определения $l_{ш \min}$ и $\lambda_{\max}$ из центров КВ т. О и кривошипа в НМТ т. В радиусами r , R и $r_{ш}$ проводят окружности.

Проводят ближнюю к КВ кромку поршня (линия ПП), принято: она на 6 мм ближе к оси КВ, чем крайняя точка щеки. Наносят контур поршня, в т.ч. центр ПП т. А. В результате получается

$$AB = l_{ш \min} = 0.118 \text{ м, } \lambda_{\max} = r/l_{ш \min} = 0.254.$$

Вырезают макет шатуна и перемещают по чертежу: центр ПП перемещается по оси цилиндра, а центр КГ – по окружности радиуса r . Чтобы шатун не задевал ближнюю к КВ кромку цилиндра (линия ЦЦ), расстояние между соответствующими кромками цилиндра и поршня в НМТ принято 12 мм.

Поскольку в движении шатун задевает кромку цилиндра, увеличивают его длину; в результате действительные

$$l_{ш} = 0.120 \text{ м} \geq l_{ш \text{ min}}, \lambda = 0.25 \leq \lambda_{\text{max}}.$$

Для современных двигателей

$$\lambda = 0.23 \dots 0.3.$$

На этой же схеме нанесены траектории крайних точек щеки – для определения габаритных размеров картера.

Расстояние от оси KB до ВМТ

$$r + l_{ш} = 0.030 + 0.120 = 0.150 \text{ м}.$$

1.2 Перемещение поршня

Приложение Б, рис. 2, а. График $s = f(\varphi)$ построен по методу Ф.А. Брикса. Окружность радиуса $r = 0.030$ м разбита на 12 секторов с одинаковым центральным углом 30° ; полученной длиной дуги сделана равномерная разбивка шкалы φ . Центр окружности т. О смещён в сторону НМТ на величину поправки Ф.А. Брикса $r \cdot \lambda / 2 = 0.030 \cdot 0.25 / 2 = 0.00375$ (принято 0.004 м), получен центр Б и сделана новая разбивка окружности на секторы таким же по величине центральным углом (длины дуг при этом не одинаковы, имеется симметрия относительно оси цилиндра: линия ВМТ – НМТ). Проекция хорд 01, 02 ... на ось цилиндра и есть перемещения поршня s при соответствующих положениях КШМ (углах ПКВ φ). Показаны значения s при характерных значениях φ .

1.3 Скорость поршня

Угловая скорость KB

$$\omega = \pi n / 30 = 3.14 \cdot 4200 / 30 = 439.8 \text{ рад/с}.$$

Приложение Б, рис. 2, б. График зависимости $v = f(\varphi)$ построен графическим методом. Проведена окружность радиусом $\omega r = 439.8 \cdot 0.030 = 13.2$ м/с и разделена на равные секторы. Проведены оси координат и размечены шкалы: по соображениям компоновки. По оси цилиндра на расстоянии $\omega(l_{ш} + r) = 349.8(0.120 + 0.031) = 52.47$ м/с от-

ложена т. 0, соответствующая ВМТ – второе начало отсчёта (вторая т. 0); от этого центра отложены отрезки 01', 02', 03, 04', 05', 06. Между соответствующими точками проведены прямые 1'1, 2'2 ... до пересечения с осью, перпендикулярной оси цилиндра (соответствуют положениям шатуна). Дальнейшие действия понятны из рис. 2, б. Показаны значения v при характерных углах ПКВ φ .

Средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0.060 \cdot 4200}{30} = 8.4 \text{ м/с.}$$

Соотношение максимальной и средней скорости поршня

$$\frac{v_{max}}{c_m} = \frac{12.3}{8.4} = 1.46.$$

У современных двигателей при $\lambda = 0.23 \dots 0.3$, отношение

$$\frac{v_{max}}{c_m} = \frac{\pi}{2} \sqrt{1 + \lambda^2} = 1.62 \dots 1.64.$$

1.4 Ускорение поршня

Угловое ускорение КВ

$$\omega^2 r = 349.8^2 \cdot 0.031 = 3793.16 \text{ рад/сек}^2.$$

Значения ускорения поршня для графических построений (м/с^2):

$$j_{max} = \omega^2 r (1 + \lambda) = 349.8^2 \cdot 0.031 (1 + 0.25) = 4741.5 \text{ – при } \varphi = 0, 360 \dots^\circ \text{ ПКВ;}$$

$$j_{min} = -\omega^2 r (1 - \lambda) = -349.8^2 \cdot 0.031 (1 - 0.25) = 2844.9 \text{ – при } \varphi = 180^\circ;$$

$$3\omega^2 r \lambda = 3 \cdot 349.8^2 \cdot 0.031 \cdot 0.25 = 2844.9.$$

Приложение Б; рис. 2, в. График $j = f(\varphi)$ построен методом касательных: построен график $j = f(s)$ и перестроен в график $j = f(\varphi)$ по методу Ф.А. Брикса. Перпендикулярно к отрезку $AB = S = 2r$ отложены: вверх $AE = j_{max} = \omega^2 r (1 + \lambda)$, вниз $BC = j_{min} = -\omega^2 r (1 - \lambda)$; т.т. Е и С соединены прямой; перпендикулярно и вниз от АВ отложен $DF = 3\omega^2 r \lambda$. Построен ΔEFC ; стороны EF и FC разбиты на равные части (по 5); одноимённые точки соединены прямыми. Огибающая, касательная к этим прямым – есть график $j = f(s)$, его перестроение в график $j =$

$f(\varphi)$ по методу Ф.А. Брикса понятно из рис. 2, в. Показаны значения j при характерных угла ПКВ φ .

2 ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

2.1 Сила давления газов

2.1.1 Перестроение индикаторной диаграммы свёрнутой в развёрнутую

Приложение А. Таблица А.1 – Исходные данные для расчета рабочего цикла двигателя МеМЗ-245 по программе DVS-2 (номинальный режим). Результаты теплового расчёта двигателя на номинальном режиме (распечатка). Приложение Б, рис. 3; свёрнутая ИД $p = f(V)$ построена по результатам теплового расчёта двигателя на номинальном режиме.

Приложение Б, рис. 3; развёрнутая ИД $p_{изб} = f(\varphi)$ получена перестроением $p = f(V)$ в по методу Ф.А. Брикса. Вспомогательная полуокружность радиуса $r = S/2$ разбита на 6 одинаковых секторов; цена деления шкалы φ принята равной $\frac{1}{2}$ длины элементарной дуги. От центра т. О в сторону НМТ отложена поправка Брикса $\frac{\lambda}{2} r = 0.004$ м, из центра Брикса т. Б полуокружность разбита на секторы с таким же центральным углом (радиус-векторы от обоих центров параллельны). Разворачивать ИД начинают от ВМТ на такте впуска, последовательность действий понятна из рис. 3.

2.1.2 Сила давления газов

Площадь поршня (днища)

$$F_{\pi} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.036^2}{4} = 1017.9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Сила давления газов

$$P_r = p_{изб} \cdot F_{\pi}.$$

Графики функций $P_r = f(\varphi)$ и $p_{изб} = f(\varphi)$ по характеру подобны т.к. $F_{\pi} = \text{const}$.

Приложение Б; рис. 3, 4. Построение графика $P_r = f(\varphi)$ по графику $p_{изб} = f(\varphi)$: перестроение $p_{изб} = f(\varphi)$ в $P_r = f(\varphi)$. Требование: обеспечить общий масштаб для сил рис. 4. $P_{r \max} = 75 \text{ кН}$, $P_{r \min} = 0.4 \text{ кН}$; масштаб шкалы P_r : $10 \text{ мм} - 20 \text{ кН}$. $L_{P_{r \max}} = 32.5 \text{ мм}$, $L_{p_{изб \max}} = 40 \text{ мм}$ – длины отрезков диаграмм, соответствующие $P_{r \max}$, $p_{изб \max}$; $МП = 32.5/40 = 0.8125$ – множитель перестроения. На диаграмме каждый отрезок функции $P_r = f(\varphi)$ получается умножением длины соответствующего отрезка $p_{изб} = f(\varphi)$ на МП.

2.2 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

При выполнении КПр массы элементов КШМ устанавливают по прототипу взвешиванием или по чертежам, принимают по ближайшим аналогам, в приближённых расчётах пользуются рекомендациями [1].

Масса поршневой группы

$$m_{\pi} = m'_{\pi} + m_{пп} + 2m_{с.к} + k_{кп.к} \cdot m_{кп.к} + k_{мп.к} \cdot m_{мп.к} = 0.100 + 0.175 + 2 \cdot 0.007 + 1 \cdot 0.015 + 1 \cdot 0.016 = 0.385 \text{ кг}.$$

Масса кривошипа

$$m_k = m_{шш} + 2m_{ш} \frac{r_{ш}}{r} = 0.785 + 2 \cdot 0.200 \frac{0.012}{0.032} = 1.350 \text{ кг}.$$

Массы частей шатуна, кг:

со стороны поршня и отнесенная к поршню, сосредоточенна на оси ПП, совершает возвратно-поступательное движение

$$m_{шп} = \frac{I_{шк}}{I_{ш}} m_{ш} = \frac{0.030}{0.120} 462 = 0.116,$$

со стороны кривошипа и отнесенная к кривошипу, сосредоточенна на оси ШШ, совершает вращательное движение

$$m_{шк} = \frac{I_{шп}}{I_{ш}} m_{ш} = \frac{0.090}{0.120} 462 = 0.346.$$

Масса, сосредоточенная на оси ПП, совершает возвратно-поступательное движение

$$m_j = m_n + m_{\text{шп}} = 0.385 + 0.116 = 0.501 \text{ кг.}$$

Масса, сосредоточенная на оси ШШ, совершает вращательное движение

$$m_R = m_k + m_{\text{шк}} = 1.350 + 0.346 = 1.696 \text{ кг.}$$

2.3 Силы инерции

Приложение Б; рис. 4. В КШМ действуют силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j и центробежные силы инерции вращающихся масс K_R . Сила инерции поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j \cdot j = -m_j \cdot g\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi).$$

P_j направлена в сторону, противоположную ускорению j . График $P_j = f(j)$ подобен симметричному относительно оси j графику $j = f(j)$, получается умножением графика $j = f(j)$ на постоянный множитель $-m_j = \text{const}$.

Центробежная сила инерции вращающихся масс

$$K_R = -m_R \cdot \omega^2 r = -1.696 \cdot 3793.16 = -6433.199 \text{ Н} = \text{const.}$$

K_R действует вдоль кривошипа, направлена от оси вращения КВ.

K_R является результирующей центробежных сил инерции вращающихся масс кривошипа и шатуна $K_R = K_{Rk} + K_{Rш}$;

$$K_{Rk} = -m_k \cdot \omega^2 r = -1.350 \cdot 3793.16 = -5120.766 \text{ Н} = \text{const},$$

$$K_{Rш} = -m_{\text{шк}} \cdot \omega^2 r = -0.346 \cdot 3793.16 = -1312.433 \text{ Н} = \text{const.}$$

2.4 Результирующая сил давления газов и инерции. Силы нормальная, действующая вдоль шатуна, действующие на кривошип радиальная и тангенциальная

Приложение Б; рис. 4. Приведен пример для положения КШМ $\varphi = 150^\circ$ ПКВ.

Суммарная сила $P = f(j)$ действует на ПП, направлена по оси цилиндра как P_r и P_j , её график получается сложением графиков $P_r = f(j)$, $P_j = f(j)$.

Нормальная сила

$$N = P \cdot \text{tg}\beta.$$

N перпендикулярна к оси цилиндра; $N > 0$, если момент, создаваемый ею относительно оси КВ, направлен противоположно направлению вращения КВ. График $N = f(j)$ получается умножением графика $P = f(j)$ на значения тригонометрической функции $\cos b$ [1] при соответствующих положениях КШМ (значениях j).

Сила S действует вдоль шатуна

$$S = P \frac{1}{\cos b}.$$

$S > 0$, если её воздействие на шатун выражается сжатием. График $S = f(j)$ получается умножением графика $P = f(j)$ на значения тригонометрической функции $1/\cos b$ [1].

S раскладывается на составляющие T , K по направлениям воздействия на кривошип и ШШ.

Радиальная сила K направлена вдоль кривошипа

$$K = P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

$K > 0$, если её воздействие на кривошип выражается сжатием. График $K = f(j)$ получается умножением графика $P = f(j)$ на значения тригонометрической функции $\cos(j + b)/\cos b$ [1].

Тангенциальная сила T перпендикулярна к кривошипу, действует по касательной к окружности, описываемой шатунной шейкой при вращении

$$T = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

$T > 0$, если крутящий момент цилиндра, создаваемый ею, направлен в сторону вращения КВ. График $T = f(j)$ получается умножением графика $P = f(j)$ на значения тригонометрической функции $\sin(j + b)/\cos b$ [1].

2.5 Крутящий момент двигателя

Приложение Б; рис. 5.

$\Delta\varphi = 360/i = 360/1 = 360^\circ$ ПКВ – сдвиг по фазе в порядке работы цилиндров: двигатель 1-цилиндровый 2-тактный.

Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{кр\ ц} = T \cdot r.$$

График $M_{кр\ ц} = f(j)$ получается умножением графика $T = f(j)$ на постоянный множитель r , по характеру он аналогичен графику $T = f(j)$.

Проектируемый двигатель 4-цилиндровый. График крутящего момента многоцилиндрового Д $M_{кр} = f(\varphi)$ периодический, строится в пределах периода (период соответствует $\Delta\varphi$) и распространяется на продолжительность Цл. График $M_{кр\ ц} = f(\varphi)$ разбит на 4-е части: по числу цилиндров i , части совмещены по оси φ и выполнено графическое суммирование, получен график $M_{кр} = f(\varphi)$.

Среднее значение $M_{кр\ ср}$ определяется методом планиметрирования

$$M_{кр\ ср} = (F_1 - F_2) \frac{M_m}{OA} = (347 - 253) \frac{2}{125} = 25 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

F_1, F_2 (мм²) – положительная и отрицательная площади, заключённые между графиком $M_{кр} = f(\varphi)$ и отрезком ОА (заштрихованы);

ОА (мм) – отрезок диаграммы, в масштабе изображающий продолжительность фазы $\Delta\varphi$;

M_m (Н·м/мм) – масштаб моментов.

Эффективный (действительный) крутящий момент на валу двигателя

$$M_e = M_{кр\ ср} \cdot \eta_m = 25 \cdot 0.95 = 24 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$\eta_m = 0.95$ – механический КПД бензинового карбюраторного двигателя [3].

2.6 Силы, действующие на шатунную шейку и колено коленчатого вала: полярная и прямоугольная диаграммы

Проектируемый двигатель рядный.

Приложение Б, рекомендации: желательны единые масштабы УПКВ, сил.

Приложение Б; рис. 6.

Результирующая сила, действующая на ШШ

$$\overline{R_{шш}} = \overline{S} + \overline{K_{Rш}}, \quad \overline{S} = \overline{T} + \overline{K}.$$

Построение полярной диаграммы силы $R_{шш} = f(\varphi)$. О_{ТК} – начало

прямоугольной системы координат Т-К; положительные направления $\overline{T}$, $\overline{K}$ показаны. $O_{R_{шш}}$ – центр полярной диаграммы силы $R_{шш}$, отстоит от O_{TK} в направлении К на расстоянии $K_{R_{шш}}$. Из рис. 4 откладываются отрезки, эквивалентные силам Т, К при соответствующем положении КШМ, получают отрезки, эквивалентные силам S, $R_{шш}$, строят векторы $\overline{S}$, $\overline{R_{шш}}$ и полярную диаграмму силы $R_{шш} = f(\varphi)$: 4 разнохарактерные петли, соответствующие каждая ПКВ на 180° ; показан пример для $\varphi = 150^\circ$ ПКВ: векторы $\overline{S_{150}}$, $\overline{R_{шш150}}$.

Результирующая сила, действующая на колено KB $\overline{R_k} = \overline{R_{шш}} + \overline{K_{Rk}}$. O_{Rk} – центр полярной диаграммы силы R_k , отстоит от $O_{Rшш}$ в направлении К на расстоянии K_{Rk} . Показан пример построения для положения KB при $\varphi = 150^\circ$ ПКВ.

Полярная диаграмма $R_{шш} = f(\varphi)$ перестроена в прямоугольную систему координат $R_{шш} - \varphi$, все значения $R_{шш}$ при этом положительны. $R_{шш\text{ ср}}$ найдена планиметрированием. Отмечены $R_{шш\text{ max}}$, $R_{шш\text{ min}}$, $R_{шш\text{ ср}}$.

2.7 Силы, действующие на коренную шейку коленчатого вала: полярная и прямоугольная диаграммы

Приложение Б; рис. 7.

В проектируемом двигателе $I_1 = I_2$ – расстояния по оси KB между центрами смежных с КШ шатунных шеек.

Результирующая сила, действующая на 2-ю КШ

$\overline{R_{кш2}} = -0.5(\overline{R_{к1}} + \overline{R_{к2}})$ – уменьшенная по величине в 2 раза и противоположно направленная векторная сумма результирующих сил, действующих на сопряжённые колена (одновременно, в один момент: в соответствии с порядком работы цилиндров, с учётом сдвига по фазе $\Delta\varphi$).

Полярная диаграмма $R_{кш2} = f(\varphi)$ построена с помощью полярных диаграмм сил, действующих на 1 и 2-ю ШШ, полюса O_{Rk} которых совмещены в одной точке, а оси К ориентированы в соответствии с пространственной ориентацией соответствующих колен (угол $\gamma_k = 120^\circ$).

Полярная диаграмма перестроена в прямоугольную систему координат $R_{\text{кш}} = f(\varphi)$; определены и отмечены значения $R_{\text{кш min}}$, $R_{\text{кш max}}$, $R_{\text{кш ср}}$.

2.8 Диаграммы износа шеек коленчатого вала

Приложение Б; рис. 6, 7.

ДИ – диаграмма износа,

ПДС – полярная диаграмма сил.

ДИ шеек КВ (эпюры) строятся на основании ПДС.

ДИ ШШ. Пример для луча $O_{\text{ш}}10$. Окружность, изображающая ШШ, разделена на 12 равных участков 0-1, 1-2 ... 11-12, точки деления соединены с центром лучами $O_{\text{ш}}0$, $O_{\text{ш}}1$... Луч перенесен ДИ $\rightarrow$ ПДС; силами, действующими на соответствующий участок ШШ (попадают в секторы 60° по обе стороны от луча) являются $R_{\text{ШШ } 390}$, $R_{\text{ШШ } 420}$, $R_{\text{ШШ } 450}$, их результирующая $R_{\text{ШШ } 10\Sigma} = R_{\text{ШШ } 390} + R_{\text{ШШ } 420} + R_{\text{ШШ } 450}$. На ДИ отложена $R_{\text{ШШ } 10\Sigma}$ по лучу $O_{\text{ш}}10$ от окружности к центру.

Частные случаи. В секторе луча $O_{\text{ш}}0$ действуют все силы $R_{\text{ШШ}}$, кроме $R_{\text{ШШ } 390}$ – участок max нагрузки и износа, а в секторах лучей $O_{\text{ш}}3$, $O_{\text{ш}}4$ силы вообще не действуют – участок min нагрузки и износа (предполагаемое местоположение масляного отверстия).

Перенесены с ПДС на ДИ ограничительные касательные $O_{\text{ш}}A$ и $O_{\text{ш}}B$, отложены от них в сторону большей нагрузки под углом 60° лучи $O_{\text{ш}}A'$ и $O_{\text{ш}}B'$, получены граничные точки кривой износа шейки A'' и B'' . $A''B''$ – участок наименьшей нагрузки на шейку; масляное отверстие выводится в центр наименее нагруженной поверхности ШШ, в д.с. – в центр участка $A''B''$; угол между осями масляного отверстия и соответствующего колена $\varphi_m = 65^\circ$.

ДИ КШ строится аналогично.

3 РАСЧЁТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ

3.1 Размеры основных элементов коленчатого вала. Эскизный проект

Приложение Б; рис. 9.

Размеры элементов КВ установлены по статистическим соотношениям и приняты учитывая рекомендации и соответствие прототипу. Проектируемый двигатель карбюраторный рядный.

Длина пролёта

$$l = (1.20 \dots 1.28)D = (1.20 \dots 1.28) \cdot 0.072 = 0.086 \dots 0.092 \text{ (м)}.$$

Шатунная шейка: диаметр, длина, радиус галтели

$$d_{\text{шш}} = (0.60 \dots 0.70)D = (0.60 \dots 0.70) \cdot 0.072 = 0.043 \dots 0.050 \text{ (м)},$$

$$l_{\text{шш}} = (0.45 \dots 0.65)D = (0.45 \dots 0.65) \cdot 0.072 = 0.032 \dots 0.047 \text{ (м)},$$

$$r_{\text{гал}} = (0.035 \dots 0.080)d_{\text{шш}} = (0.035 \dots 0.080) \cdot 0.046 = 0.0016 \dots 0.0037 \text{ (м)}.$$

Коренная шейка: диаметр, длина, радиус галтели

$$d_{\text{кш}} = (0.60 \dots 0.80)D = (0.60 \dots 0.80) \cdot 0.072 = 0.043 \dots 0.058 \text{ (м)},$$

$$l_{\text{кш}} = (0.74 \dots 0.84)D = (0.74 \dots 0.84) \cdot 0.072 = 0.053 \dots 0.060 \text{ (м)},$$

$$r_{\text{гал}} = (0.035 \dots 0.080)d_{\text{кш}} = (0.035 \dots 0.080) \cdot 0.052 = 0.0018 \dots 0.004 \text{ (м)}.$$

Щека: ширина и толщина

$$b = (1.00 \dots 1.25)D = (1.00 \dots 1.25) \cdot 0.072 = 0.072 \dots 0.090 \text{ (м)},$$

$$h = (0.20 \dots 0.22)D = (0.20 \dots 0.22) \cdot 0.072 = 0.014 \dots 0.016 \text{ (м)}.$$

Рекомендации: $r_{\text{гал}} \geq 2 \dots 3 \text{ (мм)}$.

Принято учитывая рекомендации и после сопоставления с прототипом (м):

$$l = 0.090;$$

$$d_{\text{шш}} = 0.046, l_{\text{шш}} = 0.038, r_{\text{гал}} = 0.002;$$

$$d_{\text{кш}} = 0.050, l_{\text{кш}} = 0.056, r_{\text{гал}} = 0.003;$$

$$b = 0.080, h = 0.015.$$

Материал коленчатого вала – сталь 40 (принято по прототипу).

Характеристика сталь 40: пределы прочности $\sigma_b = 570 \dots 700$, текучести $\sigma_t = 310 \dots 400$ и текучести при кручении τ_t – нет, усталости при изгибе $\sigma_{-1} = 230 \dots 320$ и при кручении $\tau_{-1} = 140 \dots 190$, усталости при растяжении-сжатии $\sigma_{-1p} = 180 \dots 240 \text{ (МПа)}$.

3.2 Расчёт шеек

3.2.1 Скручивающие и изгибающие моменты

Приложение Б; рис. 8.

КШ. Диаграмма набегающих скручивающих моментов получена графическим суммированием $M_{к.ш\ i+1}(\varphi) = M_{к.ш\ i}(\varphi) + M_{кр\ i}(\varphi)$ с учётом порядка работы цилиндров; i – порядковый номер колена КВ, цилиндра (совпадают). $M_{к.ш\ 3\ ср}$ больше, чем для других шеек: 3 – наиболее нагруженная коренная шейка; $M_{к.ш\ max} = 610$, $M_{к.ш\ min} = -525$ (кН·м) – максимальное и минимальное значения скручивающих моментов для коренных шеек: приняты по наиболее нагруженной шейке.

ШШ. Диаграмма набегающих скручивающих моментов получена графическим суммированием $M_{ш.ш\ i}(\varphi) = M_{к.ш\ i}(\varphi) - T'_i(\varphi) \cdot r$ с учётом порядка работы цилиндров; $T'_i = -0.5T$ – реакция на опору от действия тангенциальной силы. 2 – наиболее нагруженная шатунная шейка; $M_{ш.ш\ max} = 547$, $M_{ш.ш\ min} = -414$ (кН·м) – максимальное и минимальное значения скручивающих моментов для шатунных шеек.

Приложение Б; рис. 6. Максимальное и минимальное значения момента M_{φ_m} , создаваемого проекцией силы R_k на ось масляного отверстия и изгибающего ШШ, определены с помощью полярной диаграммы.

Из центра O_{Rk} параллельно оси масляного отверстия проведен луч $O_{Rk}D$, а через крайние точки a' , a'' перпендикулярно к нему – ограничительные касательные. Отрезки $O_{Rk}C$ и $O_{Rk}D$ – проекции минимального и максимального значений результирующей силы R_k на направление оси масляного отверстия – изгибающей ШШ составляющей; в масштабе сил (Н)

$$\overline{B_k C} \sim R_{k\varphi_m\ min} = 832, \quad \overline{B_k D} \sim R_{k\varphi_m\ max} = 10936.$$

Расстояние между серединами смежных КШ

$$l = l_{к.ш} + l_{ш.ш} + 2h = 0.056 + 0.038 + 2 \cdot 0.015 = 0.097 \text{ м.}$$

Момент, изгибающий ШШ (без учёта влияния противовесов),
Н·м

$$M_{\varphi_{\text{м}} \text{ min}} = -\frac{R_{\text{к} \varphi_{\text{м}} \text{ min}}}{2} \cdot \frac{1}{2} = -\frac{832}{2} \cdot \frac{0.097}{2} = -20.8,$$

$$M_{\varphi_{\text{м}} \text{ max}} = -\frac{R_{\text{к} \varphi_{\text{м}} \text{ max}}}{2} \cdot \frac{1}{2} = -\frac{10936}{2} \cdot \frac{0.097}{2} = -273.4;$$

$M_{\varphi_{\text{м}}} < 0$ т.к. у краев масляного отверстия имеет место растяжение.

Влияние противовесов не существенно и не учтено – проект приближительный.

3.2.2 Коренная шейка

На прочность рассчитана 3-я наиболее нагруженная шейка КВ.

КШ проектируемого КВ полые (цельные), т.е. $\delta_{\text{к.ш}} = 0$ – внутренний диаметр, имеется масляное отверстие. Технология, поверхностное упрочнение: закаляются токами высокой частоты на глубину 2 ... 3 мм.

Момент сопротивления кручению **КШ**

$$W_{\text{тк.ш}} = \frac{\pi}{16} d_{\text{к.ш}}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{\text{к.ш}}}{d_{\text{к.ш}}} \right)^4 \right] = \frac{\pi}{16} 0.050^3 \left[1 - \left(\frac{0}{0.050} \right)^4 \right] = 24.5 \cdot 10^{-6}$$

м³.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений, коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, масштабный коэффициент и коэффициент поверхностной чувствительности [1]: $\alpha_{\text{кш}} = 3$, $q = 0.4$, $\epsilon_{\text{мт}} = 0.72$, $\epsilon_{\text{пт}} = 1.2$.

Эффективный (действительный) коэффициент концентрации напряжений

$$\kappa_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{\text{кш}} - 1) = 1 + 0.4(3 - 1) = 1.8;$$

$$\kappa_{\tau} = (0.4 \dots 0.6)\kappa_{\sigma}; \text{принято } \kappa_{\tau} = 0.6 \cdot 1.8 = 1.1.$$

Для стали 40 коэффициент приведения асимметричного цикла к равноопасному симметричному при нормальных и касательных напряжениях и отношение предела усталости при изгибе или кручении к пределу текучести [1]:

$$\alpha_{\sigma} = 0.15, \quad \alpha_{\tau} = 0.04,$$

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{275}{355} = 0.775,$$

$$\beta_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} = \frac{165}{205} = 0.805.$$

Касательные напряжения знакопеременного цикла, МПа; значения:

максимальное и минимальное

$$\tau_{max} = \frac{M_{к.ш\ max}}{W_{\tau\ к.ш}} = \frac{610 \cdot 10^{-6}}{24.5 \cdot 10^{-6}} = 21.7,$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{к.ш\ min}}{W_{\tau\ к.ш}} = \frac{-525 \cdot 10^{-6}}{24.5 \cdot 10^{-6}} = -20.1;$$

среднее, амплитуда и амплитуда с учётом концентратора напряжений, размеров и качества поверхности

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{21.7 + (-20.1)}{2} = 0.8,$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{21.7 - (-20.1)}{2} = 20.9,$$

$$\tau_{ак} = \tau_a \frac{K_{\tau}}{\epsilon_{м\tau} \epsilon_{п\tau}} = 20.9 \frac{1.1}{0.72 \cdot 1.2} = 26.5.$$

ЗП КШ определён с учётом переменного характера действующих нагрузок.

$$\text{Т.к. } \frac{\tau_{ак}}{\tau_m} = \frac{26.5}{0.8} = 31.2 > \frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}} = \frac{0.805 - 0.04}{1 - 0.805} = 0.43 \quad - \quad \text{запас}$$

прочности КШ определяется по пределу усталости

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ак} + \alpha_{\tau} \tau_m} = \frac{165}{26.5 + 0.04 \cdot 0.8} = 4.9.$$

Таблица 3.1 - Запас прочности элементов коленчатого вала

Двигатель	Коренная шейка	Шатунная шейка	Щека
Карбюраторный	3 ... 5	2.0 ... 3.0	
Автомобильный			

Материал и размеры КШ проектируемого коленчатого вала отвечают требованиям прочности на кручение.

3.2.3 Шатунная шейка

На прочность рассчитана 2-я наиболее нагруженная шейка КВ.

Проектируемый КВ однопролётный. ШШ проектируемого КВ цельные, т.е. $\delta_{ш.ш} = 0$ – внутренний диаметр, имеется масляное отверстие.

Момент сопротивления ШШ напряжениям касательным при кручении и нормальным при изгибе, м^3

$$W_{\tau_{ш.ш}} = \frac{\pi}{16} d_{ш.ш}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{ш.ш}}{d_{ш.ш}} \right)^4 \right] = \frac{\pi}{16} 0.046^3 \left[1 - \left(\frac{0}{0.046} \right)^4 \right] = 20.8 \cdot 10^{-6},$$

$$W_{\sigma_{ш.ш}} = 0.5 W_{\tau_{ш.ш}} = 0.5 \cdot (20.8 \cdot 10^{-6}) = 10.4 \cdot 10^{-6}.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений и коэффициент поверхностной чувствительности $k_t = 1.1$, $\epsilon_{пт} = 1.2$ – такие же, как для КШ, масштабный коэффициент для ШШ $\epsilon_{мт} = 0.73$.

Касательные напряжения знакопеременного цикла, МПа; значения:

максимальное и минимальное

$$\tau_{max} = \frac{M_{ш.ш \max}}{W_{\tau_{ш.ш}}} = \frac{547 \cdot 10^{-6}}{20.8 \cdot 10^{-6}} = 25.2,$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{ш.ш \min}}{W_{\tau_{ш.ш}}} = \frac{-414 \cdot 10^{-6}}{20.8 \cdot 10^{-6}} = -20.3.$$

среднее, амплитуда и амплитуда с учётом концентратора напряжений, размеров и качества поверхности

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{25.2 + (-20.3)}{2} = 2.4,$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{25.2 - (-20.3)}{2} = 22.3,$$

$$\tau_{ак} = \tau_a \frac{\kappa_\tau}{\varepsilon_{м\tau} \varepsilon_{п\tau}} = 22.3 \frac{1.1}{0.73 \cdot 1.2} = 28.7.$$

ЗП ШШ на кручение n_τ определён с учётом переменного характера действующих нагрузок:

$$\text{т.к. } \frac{\tau_{ак}}{\tau_m} = \frac{28.7}{2.4} = 12.7 > \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = \frac{0.805 - 0.04}{1 - 0.805} = 0.43 \quad - \quad \text{запас}$$

прочности ШШ определён по пределу усталости;

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ак} + \alpha_\tau \tau_m} = \frac{165}{28.7 + 0.04 \cdot 2.4} = 4.8.$$

Запас прочности при изгибе n_σ и суммарный запас прочности $n_{ш.ш}$ определён с учётом переменного характера действующих нагрузок.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений и коэффициент поверхностной чувствительности определены при расчёте КШ $\kappa_\sigma = 1.8$, $\varepsilon_{п\sigma} = \varepsilon_{п\tau} = 1.2$, масштабный коэффициент $\varepsilon_{м\sigma} = 0.76$ [1].

Нормальные напряжения асимметричного цикла, МПа; значения:

максимальное и минимальное

$$y_{\max} = \frac{M_{\varphi_m \max}}{W_{y \text{ ш.ш}}} = \frac{-20.8 \cdot 10^{-6}}{10.4 \cdot 10^{-6}} = -2,$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\varphi_m \min}}{W_{\sigma \text{ ш.ш}}} = \frac{-273.4 \cdot 10^{-6}}{10.4 \cdot 10^{-6}} = -26.9.$$

среднее, амплитуда и амплитуда с учётом концентратора напряжений, размеров и качества поверхности

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{-2 + (-26.9)}{2} = -14.5,$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{-2 - (-26.9)}{2} = 12.4,$$

$$\sigma_{ак} = \sigma_a \frac{\kappa_\sigma}{\varepsilon_{м\sigma} \varepsilon_{п\sigma}} = 12.4 \frac{1.8}{0.76 \cdot 1.2} = 27.0.$$

$$\text{Т.к. } \frac{\sigma_{\text{ак}}}{\sigma_{\text{м}}} = \frac{27.0}{-14.5} = -1.7 < \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0.775 - 0.15}{1 - 0.775} = 3.1 \quad -$$

запас прочности ШШ определяется по пределу текучести

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\text{ак}} + \sigma_{\text{м}}} = \frac{355}{27.0 + (-14.5)} = 31.$$

Суммарный запас прочности ШШ

$$n_{\text{ш.ш}} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{31 \cdot 4.8}{\sqrt{31^2 + 4.8^2}} = 5.1.$$

Запасы прочности ШШ проектируемого коленчатого вала на кручение, на изгиб и суммарный превышают рекомендуемые значения (табл. 3.1), для приведения в соответствие следует уменьшить диаметр шатунной шейки и повторить расчёт.

Настоящий проект приблизительный: прочность ШШ проверена только в среднем по длине сечения, на завершающих этапах проектирования проверяется прочность ещё в 2-х опасных сечениях: у краёв масляного отверстия.

3.3 Расчёт щёк

Расчёт выполнен для наиболее опасного сечения: переход шейки в щеку (галтель).

Площадь расчётного сечения, момент сопротивления прямоугольного поперечного сечения щеки кручению и изгибу

$$F_{\text{щ}} = bh = 0.080 \cdot 0.015 = 1.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$W_{\tau \text{ щ}} = \vartheta bh^2 = 0.295 \cdot 0.080 \cdot 0.015^2 = 5.31 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_{\sigma \text{ щ}} = \frac{bh^2}{6} = \frac{0.080 \cdot 0.015^2}{6} = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

коэффициент $\vartheta = 0.295$ при $b/h = 5.3$ [1].

Теоретический и действительный коэффициенты концентрации напряжений у галтели при $r_{\text{гал}}/h = 0.003/0.015 = 0.2$, масштабный коэффициент при $b = 0.080$, коэффициент поверхностной чувствительности [1]: $\alpha_{\text{к}\sigma} = 1.4$, $\alpha_{\text{к}\tau} = 1.4$, $\kappa_{\tau} = 0.6[1 + q(\alpha_{\text{к}\sigma} - 1)] = 0.6[1 + 0.4(1.4 - 1)] = 0.70$, $\kappa_{\sigma} = 1.16$, $\varepsilon_{\text{м}\tau} = 0.64$, $\varepsilon_{\text{м}\sigma} = 0.70$, $\varepsilon_{\text{пт}} = 0.75$, $\varepsilon_{\text{п}\sigma} = 0.75$.

Скручивающий момент, максимальное и минимальное значения,
Н·м

$$M_{\text{к.ш. max}} = -0.5 T_{\text{max}} \cdot \frac{I_{\text{к.ш}} + h}{2} = -0.5 \cdot 2310 \cdot \frac{0.056 + 0.015}{2} = -53.3,$$

$$M_{\text{к.ш. min}} = -0.5 T_{\text{min}} \cdot \frac{I_{\text{к.ш}} + h}{2} = -0.5 \cdot (-754) \cdot \frac{0.056 + 0.015}{2} = 21.4.$$

Касательные напряжения знакопеременного цикла от скручивания, МПа:

экстремальные

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{к.ш. max}}}{W_{\tau \text{ ш}}} = \frac{-53.3 \cdot 10^{-6}}{5.31 \cdot 10^{-6}} = -10.1,$$

$$\tau_{\text{min}} = \frac{M_{\text{к.ш. min}}}{W_{\tau \text{ ш}}} = \frac{21.4 \cdot 10^{-6}}{5.31 \cdot 10^{-6}} = 3.9;$$

среднее и амплитуды

$$\tau_{\text{m}} = \frac{\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}}{2} = \frac{(-10.1) + (3.9)}{2} = -3.1,$$

$$\tau_{\text{a}} = \frac{\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}}{2} = \frac{(-10.1) - 3.9}{2} = -7.0,$$

$$\tau_{\text{ак}} = \tau_{\text{a}} \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\text{м}\tau} \varepsilon_{\text{п}\tau}} = -7.0 \frac{0.70}{0.63 \cdot 0.75} = -9.9.$$

Запас прочности щеки при кручении τ определён с учётом переменного характера нагрузок.

$$\text{Т.к. } \frac{\tau_{\text{ак}}}{\tau_{\text{m}}} = \frac{-9.9}{-3.1} = 3.1 > \frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}} = \frac{0.805 - 0.04}{1 - 0.805} = 0.43 \quad - \quad \text{запас}$$

прочности определяется по пределу усталости

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + \alpha_{\tau} \tau_{\text{m}}} = \frac{165}{-9.9 + 0.04 \cdot (-3.1)} = 15.8.$$

Запас прочности щеки по нормальным напряжениям изгиба и растяжения-сжатия σ определён с учётом переменного характера нагрузок.

Максимальное и минимальное значения момента изгибающего и

силы растягивающей или сжимающей без учёта влияния противовесов (проект приблизительный)

$$M_{\text{из щ max}} = 0.25(K_{\text{max}} + K_R) \cdot I_{\text{к.щ}} = 0.25[15870 + (-12300)] \cdot 0.056 = 5.3 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{из щ min}} = 0.25(K_{\text{min}} + K_R) \cdot I_{\text{к.щ}} = 0.25[-2300 + (-12300)] \cdot 0.056 = -7.7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$P_{\text{щ max}} = 0.5(K_{\text{max}} + K_R) = 0.5[15870 + (-12300)] = 1880 \text{ Н},$$

$$P_{\text{щ min}} = 0.5(K_{\text{min}} + K_R) = 0.5[-2300 + (-12300)] = 14600 \text{ Н}.$$

Нормальные напряжения щеки от изгиба и растяжения-сжатия, МПа:

экстремальные

$$\begin{aligned}\sigma_{\Sigma \text{ max}} &= M_{\text{из щ max}} / W_{\sigma \text{ щ}} + P_{\text{щ max}} / F_{\text{щ}} = 5.3 \cdot 10^{-6} / 3 \cdot 10^{-6} + \\ &\quad + 1.88 \cdot 10^{-6} / 1.2 \cdot 10^{-6} = 25.3; \\ \sigma_{\Sigma \text{ min}} &= M_{\text{из щ min}} / W_{\sigma \text{ щ}} + P_{\text{щ min}} / F_{\text{щ}} = -7.7 \cdot 10^{-6} / 3 \cdot 10^{-6} + \\ &\quad + (-0.0146 \cdot 10^{-6}) / 1.2 \cdot 10^{-6} = -11.8;\end{aligned}$$

средние и амплитуды

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{25.3 + (-11.8)}{2} = -6.8,$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{25.3 - (-11.8)}{2} = 19.6,$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \sigma_a \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{мст}} \varepsilon_{\text{пст}}} = 19.6 \frac{1.16}{0.70 \cdot 0.75} = 28.2.$$

$$\text{Т.к. } \frac{\sigma_{\text{ак}}}{\sigma_m} = \frac{28.2}{-6.8} = -4.4 < \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0.775 - 0.15}{1 - 0.775} = 3.1 - \text{за-}$$

пас прочности определяется по пределу текучести

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ак}} + \sigma_m} = \frac{355}{28.2 + (-6.8)} = 17.5.$$

Суммарный запас прочности щеки

$$n_{\text{ш.щ}} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{17.5 \cdot 15.8}{\sqrt{17.5^2 + 15.8^2}} = 3.6.$$

Щёки проектируемого коленчатого вала отвечают требованиям прочности на кручение, изгиб и растяжение-сжатие (табл. 3.1) – значит размеры выбраны верно.

3.4 Эскизный проект коленчатого вала

Эскизный проект КВ выполнен по размерам по рекомендациям и среднестатистическим ориентирам (§3.1), уточнённым по результатам расчёта на прочность и сравнения с соответствующими размерами прототипа. Задаaniem не предусмотрено определение фасок, шпоночных пазов, масляных каналов и пр. элементов.

Здесь же показаны: схема взаимного расположения колен и порядка работы цилиндров, расчётная схема для пролёта (силы, моменты, реакции).

Список литературы

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей /А.С. Орлин, М.Г. Круглов. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
3. Егорова Я.А. Методические указания к тепловому и динамическому расчёту автотракторных двигателей для студентов специальности 0513 «Автомобили и тракторы». – Запорожье, ЗМИ, 1984. –28 с.

Приложение А

Таблица А.1 – Исходные данные для расчета рабочего цикла двигателя МеМЗ-245 по программе DVS-2 (номинальный режим)

№	Наименование величины	Обознач. и единицы измерения	Численные величины
1	2	3	4
I	Код двигателя (бензиновый – 0, дизель – 1)	У	0
II	Вид расчета (исследовательский – 0, номинальный – 1)		1
III	Тип двигателя		
	1. Теплота сгорания топлива	$H_{нт}$, Дж/кг	44000000
	2. Показатель процесса сгорания	m_1	3.6
IV	Конструктивные данные		
	3. Количество цилиндров	i	1
	4. Рядный (1)		1
	5. Диаметр цилиндра	D , м	0.040
	6. Площадь поршня	$F_{п}$, м ²	0.001256
	7. Радиус кривошипа	r_k , м	0.016
	8. Отношение $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$	λ_k	0.27
	9. Площадь теплообмена поршня	$F'_{п}$, м ²	0.001507
	10. Площадь теплообмена крышки	F_k , м ²	0.001507
	11. Объем камеры сжатия	V_c , м ³	0.00000502
V	Наддув		
	12. Давление наддува	p_k , Па	101325
	13. Температура наддувочного воздуха	T_k , К	293
VI	Регулировочные данные		
	14. Угол начала сгорания	ϕ_c , град	345
	15. Угол конца сгорания	ϕ_z , град	395

1	2	3	4
VII	Режимные данные		
	16. Угловая скорость вала	ω , рад/с	1203.67
	17. Коэффициент избытка воздуха	α	0.95
	18. Цикловая подача топлива	$\Delta m_{\text{тц}}$, кг/ цикл	0.000001 34
	19. Средняя температура стенок	T_w , К	600
VIII	Начальные условия		
	20. Давление	p_a , Па	91192.50
	21. Температура	T_a , К	519.31
	22. Масса рабочего тела	m_a , кг/цикл	0.000027 7
	23. Объем рабочей полости	V_a , м ³	0.000045 2
IX	Данные к динамическому расчету		
	24. Масса поступательно движущихся частей (приведенная)	m_A , кг	0.145
X	Расчетный шаг	$\Delta\varphi$	1

Станция – 1
Протокол № 0
Номинальный

РАСЧЁТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПА

Начальные условия – параметры рабочего тела в начале цикла

$p_a = 9.12E+04$ $T_a = 5.19E+02$ $m_a = 2.77E-05$ $V_a = 4.52E-05$

φ°	p	T	m	V
0	9.124E+04	5.194E+02	2.770E-05	4.525E-05
10	9.198E+04	5.210E+02	2.770E-05	4.503E-05
20	9.405E+04	5.248E+02	2.770E-05	4.436E-05
30	9.759E+04	5.308E+02	2.770E-05	4.324E-05
40	1.029E+05	5.392E+02	2.770E-05	4.167E-05
50	1.103E+05	5.505E+02	2.770E-05	3.966E-05
60	1.206E+05	5.650E+02	2.770E-05	3.723E-05
70	1.348E+05	5.835E+02	2.770E-05	3.442E-05
80	1.542E+05	6.065E+02	2.770E-05	3.127E-05
90	1.813E+05	6.352E+02	2.770E-05	2.786E-05
100	2.196E+05	6.709E+02	2.770E-05	2.428E-05
110	2.752E+05	7.151E+02	2.770E-05	2.066E-05
120	3.547E+05	7.699E+02	2.770E-05	1.712E-05
130	4.820E+05	8.372E+02	2.770E-05	1.381E-05
140	6.725E+05	9.185E+02	2.770E-05	1.086E-05
150	9.577E+05	1.012E+03	2.770E-05	8.403E-06
160	1.344E+06	1.109E+03	2.770E-05	6.561E-06
170	1.740E+06	1.186E+03	2.770E-05	5.417E-06
180	2.031E+06	1.283E+03	2.774E-05	5.030E-06
190	2.534E+06	1.705E+03	2.806E-05	5.417E-06
200	3.139E+06	2.498E+03	2.872E-05	6.561E-06
210	2.646E+06	2.670E+03	2.902E-05	8.403E-06
220	1.872E+06	2.439E+03	2.904E-05	1.086E-05
230	1.347E+06	2.232E+03	2.904E-05	1.381E-05
240	1.004E+06	2.062E+03	2.904E-05	1.712E-05
250	7.763E+05	1.925E+03	2.904E-05	2.066E-05
260	6.222E+05	1.813E+03	2.904E-05	2.428E-05
270	5.151E+05	1.722E+03	2.904E-05	2.786E-05
280	4.390E+05	1.647E+03	2.904E-05	3.127E-05
290	3.840E+05	1.586E+03	2.904E-05	3.442E-05
300	3.437E+05	1.536E+03	2.904E-05	3.723E-05
310	3.140E+05	1.494E+03	2.904E-05	3.966E-05
320	2.921E+05	1.461E+03	2.904E-05	4.167E-05
330	2.763E+05	1.433E+03	2.904E-05	4.324E-05
340	2.652E+05	1.412E+03	2.904E-05	4.436E-05
350	2.582E+05	1.395E+03	2.904E-05	4.503E-05
360	2.547E+05	1.383E+03	2.904E-05	4.525E-05

ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЦИКЛА

$L_i = 2.346E+01$

$p_i = 5.838E+05$

$\eta_i = 0.398E+00$

$g_i = 0.206E+00$

Станция – 1
 Протокол № 0
 Номинальный

ТАБЛИЦА СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В
 КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

φ°	P, Н	N, Н	S, Н	K, Н	T, Н	M_i , Н·м
0	+2.89E+03	+1.18E-04	+2.89E+03	-2.89E+03	+3.18E-04	+5.10E-06
20	+2.90E+03	-2.69E+02	+2.92E+03	-2.82E+03	-7.40E+02	-1.189E+01
40	+2.86E+03	-5.04E+02	+2.90E+03	-2.52E+03	-1.45E+03	-2.32E+01
60	+2.55E+03	-6.13E+02	+2.62E+03	-1.81E+03	-1.90E+03	-3.04E+01
80	+1.77E+03	-4.87E+02	+1.83E+03	-7.86E+02	-1.65E+03	-2.65E+01
100	+4.67E+02	-1.29E+02	+4.84E+02	-4.58E+01	-4.82E+02	-7.72E+00
120	-1.13E+03	+2.72E+02	-1.16E+03	-3.29E+02	+1.11E+03	+1.78E+01
140	-2.51E+03	+4.43E+02	-2.55E+03	-1.64E+03	+1.95E+03	+3.13E+01
160	-3.00E+03	+2.78E+02	-3.01E+03	-2.72E+03	+1.29E+03	+2.06E+01
180	-2.62E+03	+2.14E-04	-2.62E+03	-2.62E+03	+1.01E-03	+1.61E-05
200	-7.39E+02	-6.86E+01	-7.43E+02	-6.71E+02	-3.17E+02	-5.08E+00
220	-1.01E+03	-1.77E+02	-1.02E+03	-6.56E+02	-7.82E+02	-1.25E+01
240	-3.17E+02	-7.62E+01	-3.26E+02	-9.24E+01	-3.12E+02	-5.00E+00
260	+9.73E+02	+2.68E+02	+1.01E+03	-9.53E+01	+1.00E+03	+1.61E+01
280	+2.12E+03	+5.86E+02	+2.20E+03	-9.46E+02	+1.99E+03	+3.18E+01
300	+2.83E+03	+6.80E+02	+2.91E+03	-2.00E+03	+2.11E+03	+3.38E+01
320	+3.10E+03	+5.46E+02	+3.15E+03	-2.72E+03	+1.57E+03	+2.52E+01
340	+3.12E+03	+2.89E+02	+3.13E+03	-3.03E+03	+7.95E+02	+1.27E+01
360	+3.09E+03	-1.99E-05	+3.09E+03	-3.09E+03	-5.39E-05	-8.62E-07

Станция – 1
 Протокол № 0
 Номинальный

ТАБЛИЦА НАБЕГАЮЩИХ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ, Н·М

φ°	M_1	$M_{\text{сум}}$
0	+5.10E-06	+5.10E-06
20	-1.189E+01	-1.189E+01
40	-2.32E+01	-2.32E+01
60	-3.04E+01	-3.04E+01
80	-2.65E+01	-2.65E+01
100	-7.72E+00	-7.72E+00
120	+1.78E+01	+1.78E+01
140	+3.13E+01	+3.13E+01
160	+2.06E+01	+2.06E+01
180	+1.61E-05	+1.61E-05
200	-5.08E+00	-5.08E+00
220	-1.25E+01	-1.25E+01
240	-5.00E+00	-5.00E+00
260	+1.61E+01	+1.61E+01
280	+3.18E+01	+3.18E+01
300	+3.38E+01	+3.38E+01
320	+2.52E+01	+2.52E+01
340	+1.27E+01	+1.27E+01
360	-8.62E-07	-8.62E-07

СРЕДНИЙ ЗА ЦИКЛ ИНДИКАТОРНЫЙ МОМЕНТ
 ДЛЯ ОДНОГО ЦИЛИНДРА $(M'_i)_{\text{cp}}$, Н·М 3.723E+00

СРЕДНИЙ ЗА ЦИКЛ ИНДИКАТОРНЫЙ МОМЕНТ
 ДЛЯ ВСЕГО ДВИГАТЕЛЯ $(M_i)_{\text{cp}}$, Н·М 3.723E+00

СРЕДНИЙ ЗА ЦИКЛ ЭФФЕКТИВНЫЙ МОМЕНТ
 ДЛЯ ВСЕГО ДВИГАТЕЛЯ
 (С УЧЁТОМ МЕХАНИЧЕСКОГО КПД) $(M_e)_{\text{cp}}$, Н·М 3.053E+00

ЭФФЕКТИВНЫЙ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ
 (ПО ДАННЫМ ТЕПЛОВОГО РАСЧЁТА) M_e , Н·М 3.063E+00

Приложение Б





