

**Всероссийская олимпиада студентов «Я – профессионал»****Задания заключительного этапа по направлению****«Автомобилестроение»****Категория «Магистратура/специалитет»****Блок «Двигателестроение»****Задание 1.****5 баллов.**

При испытании бензинового ДВС на стенде на режиме 3500 об/мин получены следующие значения параметров его работы: крутящий момент  $M_{кр} = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$  и время выработки мерного объёма топливного расходомера  $\tau = 40 \text{ с}$ .

Рассчитать эффективный КПД двигателя на данном режиме. Мерный объём расходомера принять  $V_m = 100 \text{ мл}$ . Теплотворность бензина  $H_u = 43930 \text{ кДж/кг}$ , плотность бензина  $\rho_T = 750 \text{ кг/м}^3$ .

**Критерии:**

5 баллов – решение выполнено верно, размерности указаны верно;

4 балла – присутствует алгоритм решения, вычислен часовой расход топлива, эффективная мощность, эффективный КПД, присутствуют незначительные арифметические ошибки;

3 балла – присутствует алгоритм решения, вычислен один из параметров, однако присутствуют ошибки;

1-2 балла – записаны формулы для расчета, присутствуют некоторые вычисления, возможны ошибки в написании формул;

0 баллов – решение отсутствует.

**Решение:**

Эффективный КПД может быть получен из формулы для расчёта удельного эффективного расхода топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}, \quad \text{т.е.} \quad \eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot g_e}.$$

Теплотворность бензина дана по условию задачи, следовательно, для расчёта эффективного КПД необходимо определить удельный расход топлива

$$g_e = \frac{G_T}{N_e}.$$

Отношение  $V_m / \tau$  является объёмным расходом топлива в секунду. Имея в виду, что плотность бензина  $\rho_T = 750 \text{ кг/м}^3$ , можно вычислить часовой расход топлива

$$G_T = \frac{3600 \cdot V_m \cdot \rho_T}{\tau} = \frac{3600 \cdot 0,0001(\text{м}^3) \cdot 750}{40} = 6,75 \frac{\text{кг}}{\text{час}}.$$

Эффективная мощность

$$N_e = \frac{M_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{50 \cdot \pi \cdot 3500}{30 \cdot 10^3} = 18,326 \text{ кВт}.$$

Таким образом,

$$g_e = \frac{6,75}{18,326} = 0,3683 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}} \quad \text{и} \quad \eta_e = \frac{3600}{43930 \cdot 0,3683} = 0,222.$$

**Ответ:** Эффективный КПД двигателя равен 22,2%.

## Задание 2.

### 10 баллов.

Автомобильный восьмицилиндровый дизель на номинальном режиме ( $n = 2600 \text{ об/мин}$ ) развивает мощность  $N_e = 200 \text{ кВт}$  и имеет эффективный КПД  $\eta_e = 0,37$ . Определите величины цикловой подачи топлива ( $g_u$ ), расход топлива ( $G_m$ ,  $\text{кг/час}$ ), удельный расход топлива ( $g_e$ ) и эффективный КПД на режиме максимального крутящего момента, если известно, что на этом режиме цикловая подача топлива составляет 115% цикловой подачи на номинальном режиме. Коэффициент приспособляемости двигателя  $K_m = 1,12$ , а скоростной коэффициент  $k_n = 0,615$ . Теплотворность топлива  $H_u = 42440 \text{ кДж/кг}$ .

### Критерии:

- 10 баллов – решение выполнено верно;
- 8 баллов – решение выполнено, возможны незначительные замечания;
- 6 баллов – присутствует алгоритм решения, вычислены два искомых параметра;
- 4 балла – присутствует алгоритм решения, вычислен один искомый параметр;
- 2 балла – рассчитаны один или два параметра, необходимые для решения задачи;
- 0 баллов – решение отсутствует.

**Решение:**

Удельный расход топлива на номинальном режиме

$$g_{en} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} = \frac{3600}{42440 \cdot 0,37} = 0,229 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}},$$

Расход топлива на номинальном режиме

$$G_{mн} = g_e \cdot N_e = 0,229 \cdot 200 = 45,8 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Величина цикловой подачи может быть рассчитана по расходу топлива

$$g_{\text{ц}} = \frac{G_m \left( \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \right)}{3600 \cdot i} \cdot \frac{30 \cdot \tau}{n} \cdot 10^3 \frac{\text{с}}{\text{цикл}},$$

где  $i$  - число цилиндров, а  $n/(30\tau)$  – количество циклов в секунду. Таким образом, на номинальном режиме

$$g_{\text{цн}} = \frac{45,8}{3600 \cdot 8} \cdot \frac{30 \cdot 4}{2600} = 0,0734 \frac{\text{с}}{\text{цикл}}.$$

В соответствии с условием задачи

$$g_{\text{цм}} = 1,15 \cdot g_{\text{цн}} = 1,15 \cdot 0,0734 = 0,0844 \frac{\text{с}}{\text{цикл}}.$$

Расход топлива на режиме максимального крутящего момента по формуле

$$G_{\text{тм}} = g_{\text{цм}} \cdot \frac{3600 \cdot i \cdot n_{\text{м}}}{30 \cdot \tau \cdot 10^3}.$$

Здесь  $n_{\text{м}} = n_n k_n$ . Следовательно

$$G_{\text{тм}} = \frac{0,0844 \cdot 3600 \cdot 8 \cdot 2600 \cdot 0,615}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 32,39 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Эффективная мощность двигателя на режиме максимального крутящего момента может быть рассчитана по мощности на номинальном режиме

$$N_{e\text{м}} = N_{e\text{н}} \cdot K_{\text{м}} \cdot k_n = 200 \cdot 1,12 \cdot 0,615 = 137,76 \text{ кВт}.$$

Следовательно, удельный расход топлива

$$g_{e\text{м}} = \frac{G_{\text{тм}}}{N_{e\text{м}}} = \frac{32,39}{137,76} = 0,235 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Эффективный КПД на режиме максимального крутящего момента

$$\eta_{e\text{м}} = \frac{3600}{H_u \cdot g_{e\text{м}}} = \frac{3600}{42440 \cdot 0,235} = 0,36.$$

**Ответ:**

цикловой подачи топлива  $g_u=0,0844$  гр/цикл, расход топлива  $G_m=32,39$  кг/час, удельный расход топлива  $g_e=0,235$  кг/(кВт·час) и эффективный КПД на режиме максимального крутящего момента 36%.

**Задание 3.****10 баллов**

Для размерной цепи, представленной на рисунке 1, определить номинальный размер и предельные отклонения замыкающего звена методом максимума-минимума и теоретико-вероятностным методом, полагая, что погрешности составляющих и замыкающего размеров подчиняются закону нормального распределения.

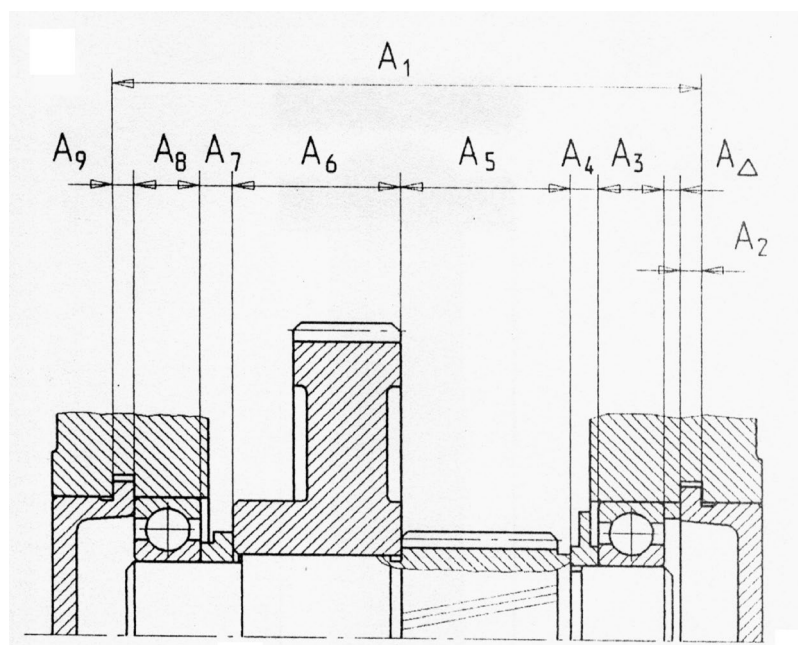


Рисунок 1 – Сборочный чертеж узла и его размерная цепь

$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$A_5$	$A_6$	$A_7$	$A_8$	$A_9$
$101^{+0,14}_0$	$4^{-0,03}_{-0,078}$	$11^{+0,009}_{-0,009}$	$4^{-0,03}_{-0,078}$	$30^0_{-0,052}$	$30^0_{-0,052}$	$5^{-0,01}_{-0,04}$	$11^{+0,009}_{-0,009}$	$4^{-0,03}_{-0,078}$

**Критерии:**

8-10 баллов – корректно изложены оба метода;

6-7 баллов – изложены оба метода с одной ошибкой в расчетах;

4-5 баллов – изложены оба метода с двумя ошибками в расчетах;

4 балла – изложен только один метод;

менее 4 баллов – изложен один метод с одной-двумя ошибками;

менее 2 баллов – задание неправильно понято либо решение отсутствует. Возможно, есть попытки действовать в правильном направлении

**Решение:**

Как видно из рисунка 1, размерная цепь включает одно увеличивающее звено ( $A_1$ ) и восемь уменьшающих звеньев ( $A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9$ ).

Для удобства последующих расчетов параметры составляющих звеньев сведем в таблицу 1.

Таблица 1 – Параметры составляющих звеньев для расчета размерной цепи

Звено	Номинальный размер звена, $A_i$ , мм	Предельные отклонения звена, мм		Допуск звена, $TA_i$ , мм	Координаты середины поля допуска звена, $E_C A_i$ , мм
		верхнее, $E_S A_i$	нижнее, $E_I A_i$		
$A_1$	101	+0,14	0	0,14	+0,07
$A_2$	4	-0,03	-0,078	0,048	-0,054
$A_3$	11	0,009	-0,009	0,018	0
$A_4$	4	-0,03	-0,078	0,048	-0,054
$A_5$	30	0	-0,052	0,052	-0,026
$A_6$	30	0	-0,052	0,052	-0,026
$A_7$	5	-0,01	-0,04	0,03	-0,025
$A_8$	11	+0,009	-0,009	0,018	0
$A_9$	4	-0,03	-0,078	0,048	-0,054

**Решение размерной цепи методом максимума-минимума**

Номинальное значение замыкающего размера определяем по формуле

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{i=n+1}^{n+p} \tilde{A}_i,$$

где  $\vec{A}_i$  – увеличивающие звенья;  $\tilde{A}_i$  – уменьшающие звенья;  $n$  – число увеличивающих звеньев;  $p$  – число уменьшающих звеньев.

$$A_{\Delta} = 101 - (4+11+4+30+30+5+11+4) = 2 \text{ мм.}$$

Допуск замыкающего звена рассчитываем по формуле

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n+p} TA_i = 0,14 + 0,048 + 0,018 + 0,048 + 0,052 + 0,052 + 0,03 + 0,018 + 0,048 = 0,454 \text{ мм.}$$

Предельные отклонения замыкающего звена определяются по формулам:

- верхнее отклонение

$$E_S A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n E_S \vec{A}_i - \sum_{i=n+1}^{n+p} E_i \tilde{A}_i,$$

$$E_S A_{\Delta} = 0,14 - (-0,078 - 0,009 - 0,078 - 0,052 - 0,052 - 0,04 - 0,009 - 0,078) = +0,536$$

мм;

- нижнее отклонение

$$E_i A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n E_i \vec{A}_i - \sum_{i=n+1}^{n+p} E_S \tilde{A}_i,$$

$$E_i A_{\Delta} = 0 - (-0,03 + 0,009 - 0,03 + 0 + 0 - 0,01 + 0,009 - 0,03) = 0,082 \text{ мм}$$

Проверка

$$TA_{\Delta} = E_S A_{\Delta} - E_i A_{\Delta},$$

$$0,454 = +0,536 - 0,082,$$

$$0,454 \text{ мм} = 0,454 \text{ мм.}$$

$$A_{\Delta} = 2^{+0,536}_{+0,082}.$$

### Решение размерной цепи теоретико-вероятностным методом

Номинальное значение замыкающего звена определяется также, как и при расчете максимума-минимума, т.е.  $A_{\Delta} = 2 \text{ мм.}$

Допуск замыкающего звена определяется по формуле

$$TA_{\Delta_{\text{теор}}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n+p} TA_i^2},$$

т.е. применительно к рассматриваемой задаче

$$TA_{\Delta} = \sqrt{TA_1^2 + TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2 + TA_5^2 + TA_6^2 + TA_7^2 + TA_8^2 + TA_9^2}.$$

$$TA_{\Delta_{m6}} = \sqrt{0,14^2 + 0,048^2 + 0,018^2 + 0,048^2 + 0,052^2 + 0,052^2 + 0,03^2 + 0,018^2 + 0,048^2} \approx 0,183 \text{ мм}$$

Предельные отклонения замыкающего звена определяются по формулам:

- верхнее отклонение

$$E_S A_{\Delta_{m6}} = E_C A_{\Delta} + \frac{TA_{\Delta_{m6}}}{2};$$

- нижнее отклонение

$$E_i A_{\Delta_{m6}} = E_C A_{\Delta} - \frac{TA_{\Delta_{m6}}}{2},$$

При этом середина поля допуска замыкающего звена определяется по формуле

$$E_C A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n E_C \bar{A}_i - \sum_{i=n+1}^{n+p} E_C \bar{A}_i.$$

$$E_C A_{\Delta} = +0,07 - (-0,054 - 0 - 0,054 - 0,026 - 0,026 - 0,025 - 0 - 0,054) = 0,239 \text{ мм}$$

$$\text{Тогда} \quad E_S A_{\Delta_{m6}} = 0,239 + \frac{0,183}{2} = 0,3305 \text{ мм};$$

$$E_i A_{\Delta_{m6}} = 0,239 - \frac{0,183}{2} = 0,1475 \text{ мм}.$$

$$A_{\Delta} = 2_{+0,1475}^{+0,3305} \approx 2_{+0,148}^{+0,331}$$

#### Задание 4.

##### 10 баллов

Схема регулятора мощности в цепи переменного тока (220В, 50Гц), показанная на рис.3, построена на базе ВТ-151-500R. Определить параметры сигнала (изобразить на графике с указанием всех числовых величин), подаваемого на управляющий электрод тиристора, чтобы активная мощность в нагрузке составляла 500Вт. Сопротивление нагрузки (LP1) составляет 50Ом.

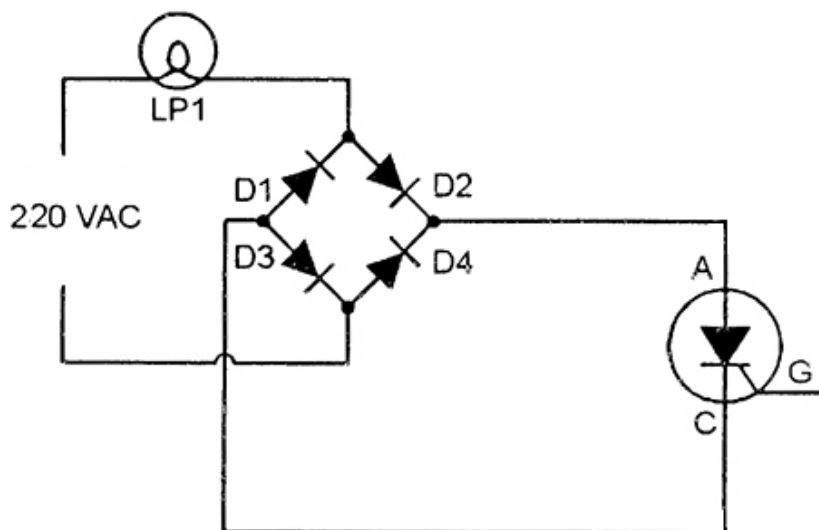


Рисунок 3 – Схема регулятора мощности в цепи переменного тока

**Критерии:**

8-10 баллов – корректный расчет с понятной аргументацией, возможно есть недочеты;

5-8 баллов – в основном правильный расчет с понятной аргументацией, однако, есть ошибки;

3-5 баллов – грубые ошибки в расчете;

Менее 3 баллов – задание не понято, решение некорректно, возможно, есть попытки действовать в правильном направлении.

**Решение:**

Управляющий сигнал представляет собой последовательность импульсов достаточной амплитуды (уточнить по datasheet) и сдвинутыми относительно синусоидального сигнала на определенный угол. Угол рассчитывается исходя из требуемой активной мощности ( $P = \frac{2}{T_R} \int_0^{\alpha} (U \cos(\omega t))^2 dt$ )

**Задание 5.****15 баллов.**

После проведения стендовых испытаний автомобильного ДВС определили, что количество тепла, которое должен отдать в окружающую среду жидкостной теплообменник в единицу времени составляет  $Q_{ж} = 26,4 \text{ кДж/с}$ . Температура охлаждающей жидкости на входе в радиатор  $t_{ж} = 83^\circ\text{C}$ . Определите необходимое количество трубок в остоу  $i_{тр}$  и в каждом



ряду трубчато-ленточного радиатора с шахматным расположением трубок, если число рядов трубок остова в глубину  $i_{2л}=2$ , а число ходов тракта потока жидкости  $i_x=1$ . Охлаждающая жидкость, антифриз с температурой замерзания  $-65^{\circ}\text{C}$ , движется в радиаторе со скоростью  $W_{ж}=0,5 \text{ м/с}$  при температурном напоре  $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$ .

### **Критерии:**

12-15 баллов – корректная схема решения с набором формул и учетом всех необходимых табличных данных, возможны небольшие недочеты в расчетах;

8-11 баллов – корректная схема решения, но есть ошибки в выборе формул и необходимых табличных данных;

5-7 баллов – рассчитаны один или два параметра, необходимые для решения задачи, расчет проведен не до конца;

1-2 балла – схема решения не вполне работоспособна, либо грубые ошибки в расчете, формулах, табличных данных;

0 баллов – решение отсутствует.

### **Решение:**

1. Необходимое суммарное (живое) сечение всех трубок остова определим по формуле,  $\text{м}^2$ :

$$F_{ж} = \frac{Q_{ж}}{c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta t_{ж} \cdot W_{ж}}$$

где  $c_{ж}=3500 \text{ Дж/кг}\cdot\text{K}$ ;  $\rho_{ж} = 1090 \text{ кг/м}^3$  для антифриза 65.

$$\text{Тогда } F_{ж} = \frac{26,4 \cdot 10^3}{3500 \cdot 1090 \cdot 5 \cdot 0,5} = 2768 \text{ мм}^2$$

2. Определим проходное (живое) сечение одной трубки

$$f_{ж.тр} = (a - 2\delta_{тр}) \cdot (b - 2\delta_{тр})$$

где  $a = 24 \text{ мм}$ ;  $b = 0,2a = 4,8 \text{ мм}$ ; и  $\delta_{тр}=0,15 \text{ мм}$ .

$$\text{Тогда } f_{ж.тр} = (24 - 2 \cdot 0,15) \cdot (4,8 - 2 \cdot 0,15) = 106,7 \text{ мм}.$$

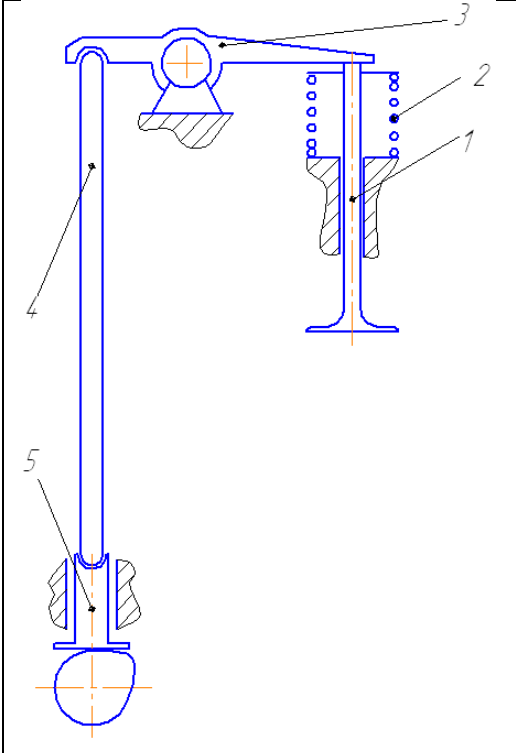
3. Необходимое количество трубок для одноходового потока найдём

$$i_{тр} = \frac{F_{ж}}{f_{ж.тр} \cdot i} = \frac{2768}{106,7 \cdot 1} = 25,9.$$

Это число трубок округляем до  $i = 26$ , что обеспечивает целое число трубок в каждом ряду по 13 штук.

**Задание 6.****15 баллов.**

Для клапанного ГРМ, схема которого приведена на рисунке, рассчитать силу клапанной пружины, обеспечивающую безотрывную работу механизма при следующих исходных данных:

	<p>Масса клапана (с верхней тарелкой и сухариками) 100г</p> <p>Масса клапанной пружины 60 г</p> <p>Масса толкателя 60 г,</p> <p>Масса штанги 50 г,</p> <p>Момент инерции рычага <math>5 \cdot 10^{-5} \text{ кгм}^2</math></p> <p>Плечо рычага со стороны толкателя 3 см</p> <p>Передаточное отношение рычага 1,2</p> <p>Максимальное отрицательное ускорение толкателя <math>1500 \text{ м/с}^2</math> (соответствует максимальному сжатию пружины)</p>
--	--

Определить, как изменится необходимая сила клапанной пружины при изменении передаточного отношения рычага до 1,8?

Указать, гарантирует ли определенное значение силы пружины безотрывную работу клапанного механизма?

**Критерии:**

10-15 баллов – правильное решение, правильная методика расчета, правильный ответ. Возможны мелкие недочеты, в зависимости от них варьируется оценка в диапазоне 10...15 баллов.

5-9 баллов – серьезные ошибки в методике и неправильный ответ, но продемонстрировано понимание сути вопроса и есть ответ.

1-4 балла – нет решения, баллы в зависимости от объема того, что представлено в ответе.

0 баллов – нет ничего

**Решение:**

Из задания известно, что максимальное ускорение соответствует максимальному сжатию клапанной пружины, т.е. максимальному подъему клапана. Именно максимальную силу пружины нужно найти.

Таким образом,

$P_{\text{пр. макс.}} = - j^{\text{кл}}_{\text{отр. макс.}} \cdot M^{\text{кл}}$ , [Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/ А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высш.шк., 2008. – 496 с. (16.38)]

где  $P_{\text{пр. макс.}}$  - максимальная сила пружины,

$j^{\text{кл}}_{\text{отр. макс.}}$  - максимальное отрицательное ускорение клапана,

$M^{\text{кл}}$  – масса клапанного механизма, приведенная к оси клапана.

Ускорение клапана находим как ускорение толкателя, умноженное на передаточное отношение рычага  $i_p$  [Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/ А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высш.шк., 2008. – 496 с. (16.40)]:

$$j^{\text{кл}}_{\text{отр. макс.}} = i_p \cdot j^{\text{т}}_{\text{отр. макс.}} \quad j^{\text{кл}}_{\text{отр. макс.}} = 1,2 \cdot 1500 \text{ м/с}^2 = 1800 \text{ м/с}^2.$$

(Значение максимального отрицательного ускорения клапана превышает рекомендованный (до 1500 м/с<sup>2</sup>) уровень. Но таковы условия задачи)

$$M^{\text{кл}} = m_{\text{кл}} + m_{\text{пр}}/3 + (m_{\text{т}} + m_{\text{шт}}) \cdot 1/i_p^2 + m'_p,$$

где  $m_{\text{кл}}$ ,  $m_{\text{пр}}$ ,  $m_{\text{т}}$ ,  $m_{\text{шт}}$  - массы клапана (с верхней тарелкой и сухариками), пружины, толкателя и штанги соответственно;

$m'_p$  – масса рычага, приведенная к оси клапана,

$m'_p = J_p/l_{\text{кл}}^2$  ( $J_p$  – момент инерции рычага относительно его оси качания,

$l_{\text{кл}}$  – плечо рычага со стороны клапана).

Поскольку  $i_p = l_{\text{кл}}/l_{\text{т}}$ ,  $l_{\text{кл}} = l_{\text{т}} \cdot i_p$ , т.е.  $l_{\text{кл}} = 0,03 \text{ м} \cdot 1,2 = 0,036 \text{ м}$ .

$$m'_p = 5 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / (0,036 \text{ м})^2 = 0,0386 \text{ кг}$$

$$M^{\text{кл}} = 0,1 \text{ кг} + 0,06 \text{ кг} / 3 + (0,06 \text{ кг} + 0,05 \text{ кг}) / 1,2^2 + 0,0386 \text{ кг} = 0,235 \text{ кг}$$

$$P_{\text{пр. макс.}} = - (-1800 \text{ м/с}^2) \cdot 0,235 \text{ кг} = 423 \text{ Н}$$

При увеличении передаточного отношения рычага до 1,8:

$$j^{\text{кл}}_{\text{отр. макс.}} = 1,8 \cdot 1500 \text{ м/с}^2 = 2700 \text{ м/с}^2,$$

$$l_{\text{кл}} = 0,03 \text{ м} \cdot 1,8 = 0,054 \text{ м},$$

$$m'_p = 5 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / (0,054 \text{ м})^2 = 0,017 \text{ кг}$$

$$M^{\text{кл}} = 0,1 \text{ кг} + 0,06 \text{ кг} / 3 + (0,06 \text{ кг} + 0,05 \text{ кг}) / 1,8^2 + 0,017 \text{ кг} = 0,17 \text{ кг}$$

$$P_{\text{пр. макс.}} = - (-2700 \text{ м/с}^2) \cdot 0,17 \text{ кг} = 459 \text{ Н.}$$

Получилось, что при увеличении передаточного отношения рычага необходимая сила пружины увеличивается. Это связано с заданными условиями задачи. Реально при постоянной величине подъема клапана увеличение передаточного отношения рычага привело бы к уменьшению жесткости пружины.

При максимальной силе пружины, равной рассчитанному значению, безотрывная работа механизма гарантирована только до расчетного значения частоты вращения вала. Реально силу пружины увеличивают относительно расчетного значения на величину коэффициента запаса, составляющего для быстроходных двигателей 1,5...1,67.

### **Задание 7.**

#### **35 баллов.**

Уравновешивание рядного трехцилиндрового двигателя.

Для гибридной силовой установки автомобиля необходимо спроектировать четырехтактный поршневой двигатель по рядной схеме с тремя цилиндрами.

- Предложить схемное решение.
- Провести анализ уравновешенности предлагаемой схемы (указав уравновешенные и неуравновешенные силы и моменты).
- рассчитать (в символьном виде) величины неуравновешенных сил и моментов.
- предложить конструктивное решение по уравновешиванию.

С целью унификации в проектируемом двигателе использовать поршневую группу (поршень + кольца + поршневой палец) диаметром 76 мм и массой 300 г, шатуны длиной  $L=180$  мм и массой 600 г (приведение массы шатуна в проектировочном расчете проводить в пропорции 0,7 – вращательная, 0,3 – поступательная) и коленчатый вал с радиусом кривошипа  $R = 60$  мм. Приведенную массу одного кривошипа без противовесов, совершающую вращательное движение на этапе проектирования принять равной 800 г.

Рассчитать параметры уравновешивающих грузов.

#### **Критерии:**

30-35 баллов – правильное решение, правильная методика расчета, правильный ответ (в символьном виде). Предложено численно - параметрическое решение (с учетом недостающих данных). Предложена оригинальная методика. Возможны мелкие недочеты, в зависимости от них варьируется оценка в диапазоне 30...35 баллов.

20-29 баллов – правильная методика расчета и итоговые формулы, имеются отдельные ошибки в итоговых формулах.

10-19 баллов – отдельные силы и моменты уравновешены правильно, имеются ошибки в методике и неправильный ответ, но подходы к решению верны и продемонстрировано понимание сути вопроса.

1-9 баллов – нет решения, даны отдельные верные выкладки, правильно выполнено приведение масс в цилиндре, баллы в зависимости от объема того, что представлено в ответе, даны верные ответы, но они не аргументированы и не имеют выкладок.

0 баллов – нет ничего

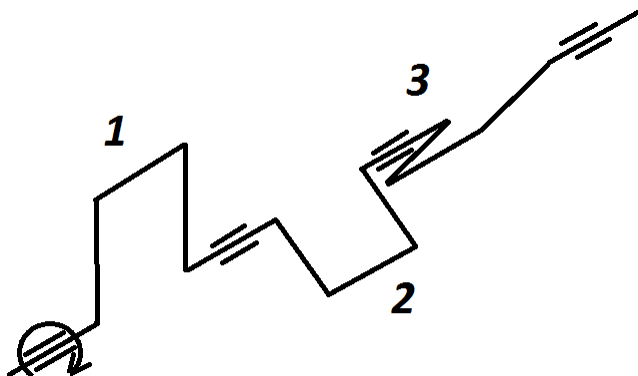
### **Решение:**

Схемное решение.

Схемное решение подразумевает грамотное расположение кривошипов коленчатого вала.

По заданию, предлагается спроектировать четырехтактный двигатель рядной компоновки, значит рабочий цикл  $720^\circ$ . Желательно обеспечить одинаковые углы между вспышками. При расположении кривошипов через  $120^\circ$  можно обеспечить чередование вспышек через  $240^\circ$ .

Схема коленчатого вала может выглядеть так:



Кривошип первого цилиндра на рисунке находится в верхнем крайнем положении, в этом цилиндре при данном положении коленвала может происходить вспышка. При повороте вала в направлении стрелки на  $240^\circ$ , следующая вспышка может произойти в цилиндре 3, а

еще через  $240^\circ$  - в цилиндре 2. Таким образом, порядок работы двигателя при данной схеме расположения кривошипов 1 - 3 - 2. Равномерность вспышек обеспечивается.

Анализ уравновешенности предлагаемой схемы.

Уравновешиванию подлежат силы инерции, возникающие во всех цилиндрах, и моменты от этих сил. При работе двигателя в каждом цилиндре имеют место силы инерции от поступательно движущихся масс, раскладывающиеся на силы инерции I и II порядка и силы инерции от вращающихся масс - центробежные силы. Кроме того, учитывая, что в двигателе несколько цилиндров, могут иметь место продольные моменты от вышеуказанных сил.

Уравновешивание может быть проведено двумя способами:

1. установкой противовесов, создающих силы (моменты), компенсирующие силы (моменты) в КШМ
2. компенсация сил (моментов) в одном цилиндре силами (моментами) в другом цилиндре. Наиболее предпочтительный способ.

Уравновешивание первым способом нельзя считать правильным конструкторским решением, так как в конструкцию вводятся "паразитные" массы, которые утяжеляют конструкцию и создают дополнительные силы (они ведь не уравновешены). Чтобы в этом убедиться, учитывая перечисленные выше силы и моменты, подлежащие уравновешиванию, и цифровые данные, приведенные в задании, рассчитаем суммарные неуравновешенные поступательно движущиеся и вращающиеся массы одного цилиндра.

Проведем разноску масс шатуна.

Масса шатуна 0,6кг приводится к поступательной -  $0,3 * 0,6 = 0,18$  кг и вращательной  $0,7 * 0,6 = 0,42$  кг

Суммарная поступательная масса (на один цилиндр) составляет 0,3 кг (масса поршневой группы) + 0,18 кг (приведенная к поступательной масса шатуна) = 0,48 кг

Суммарная вращательная масса составляет 0,8 кг (приведенная масса кривошипа) + 0,42 кг (приведенная к вращательной масса шатуна) = 1,22 кг на каждый цилиндр.

Для уравновешивания вращающихся масс коленчатый вал надо снабдить противовесами, которые будут компенсировать силы инерции вращающихся масс.

$$m_{\text{противовеса}} \omega^2 r = m_r \omega^2 R$$

Размещая центры масс противовесов на радиусе, равном радиусу кривошипа ( $r=R$ ),

и учитывая, что общая масса противовеса делится на две (противовесы размещают на двух щеках в случае полноопорного вала), на каждой щеке необходимо расположить  $1,22 \text{ кг} / 2 = 0,61$  кг противовес. Положительный момент такого решения - неважно взаимное

расположение кривошипов (с точки зрения уравнивания) и отсутствие моментов от центробежных сил.

Силы инерции I порядка определяются как

$$P_{jI} = m_j \omega^2 R \cos \varphi$$

Эта сила может быть уравновешена двумя противовесами, расположенными на двух вращающихся в разные стороны со скоростью коленвала балансирных валах, так, что горизонтальные проекции создаваемой ими суммарной силы инерции взаимно уничтожатся, а вертикальные в сумме дадут силу, равную амплитуде сил инерции первого порядка.

Для упрощения, располагая на каждом из балансирных валов противовес на радиусе, равном радиусу кривошипа,

$$m_j \omega^2 R = 2m_{\text{противовеса 1}} \omega^2 R$$

масса каждого из двух противовесов может быть равна  $0,48 \text{ кг}/2 = 0,24 \text{ кг}$  на каждый цилиндр.

Аналогично, уравнивание сил инерции II порядка

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

$$\text{где } \lambda = \frac{R}{L} = \frac{60 \text{ мм}}{180 \text{ мм}} = \frac{1}{3}$$

потребуется еще двух балансирных валов, вращающихся с удвоенной по сравнению с коленчатым валом скоростью, на которых необходимо разместить противовесы (также сохраняя для простоты радиус их размещения равным радиусу кривошипа)

$$m_j \omega^2 R \lambda = 2m_{\text{противовеса 2}} \omega^2 R$$

откуда массы противовесов должны быть равны  $(0,48 \text{ кг} * 1/3)/2 = 0,08 \text{ кг}$  на каждый из трех цилиндров.

Аналогично центробежным силам, если предложить конструкцию, локализирующую действие балансирных валов около каждого из цилиндров (хотя это будет значительным усложнением конструкции), можно исключить действие моментов от этих сил.

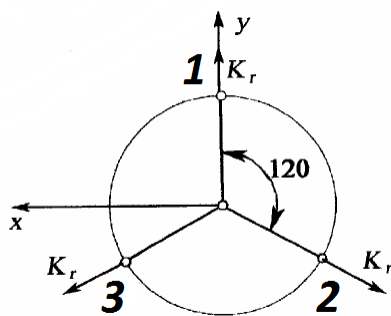
Общее утяжеление двигателя при данном решении за счет только противовесов (без учета несущих их элементов конструкции, которые дают основное утяжеление) может составить

$1,22 * 3 + 0,48 * 3 + 0,16 * 3 = 5,58 \text{ кг}$ . Но основной недостаток данного метода - это силы, создаваемые этими массами, что, в свою очередь, ведет к общему утяжелению конструкции

двигателя и появлению неоправданных внутренних сил. Кроме того, следует учесть очень серьезное усложнение конструкции.

Уравновешивание вторым способом подразумевает сложение векторов подобных сил в отдельных цилиндрах.

Силы инерции от вращающихся масс (центробежные силы) в цилиндрах представляют собой три вектора, направленные от оси вращения под углом  $120^\circ$  друг к другу. Обозначив эти вектора  $K_r$ , и сориентировав ось  $y$  вертикально вверх, ось  $x$  - горизонтально, вектора центробежных сил могут быть отображены следующим образом:



Составив уравнение для суммирования этих векторов на ось  $y$ , приняв, что масса неуравновешенных вращающихся частей равна  $m_r$  и приведена к радиусу кривошипа  $r$

$$\sum_{i=1}^3 K_{ri} = K_r - 2K_r \cos 60^\circ = m_r \omega^2 r - 2m_r \omega^2 r \cos 60^\circ = 0$$

Сумма центробежных сил на ось  $y$  равна 0.

Аналогично, проекция на ось  $x$

$$\sum_{i=1}^3 K_{ri} = 0 + K_r \cos 30^\circ - K_r \cos 30^\circ = m_r \omega^2 r \cos 30^\circ - m_r \omega^2 r \cos 30^\circ = 0$$

также равна нулю.

Таким образом, центробежные силы в данной схеме уравновешены.

Силы инерции I порядка направлены по осям цилиндров и выражаются следующим образом:

$$P_{ji} = m_j \omega^2 r \cos \varphi, \text{ где } m_j - \text{масса поступательно движущихся частей одного цилиндра, } r$$

- радиус кривошипа

Составив сумму сил инерции по цилиндрам в любой момент времени (например, при положении кривошипов как на приведенной выше схеме)

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^3 P_{ji} &= m_j \omega^2 r \cos \varphi + m_j \omega^2 r \cos(120^\circ + \varphi) + m_j \omega^2 r \cos(240^\circ + \varphi) = \\ &= m_j \omega^2 r [\cos \varphi + \cos(120^\circ + \varphi) + \cos(240^\circ + \varphi)] = 0 \end{aligned}$$



так как

$$\begin{aligned}\cos(120^\circ + \varphi) + \cos(240^\circ + \varphi) &= \cos[90^\circ + (30^\circ + \varphi)] + \cos[270^\circ - (30^\circ - \varphi)] = \\ &= -\sin(30^\circ + \varphi) - \sin(30^\circ - \varphi) = -\sin 30^\circ \cos \varphi - \cos 30^\circ \sin \varphi - \sin 30^\circ \cos \varphi + \cos 30^\circ \sin \varphi = \\ &= -2 \sin 30^\circ \cos \varphi = -\cos \varphi\end{aligned}$$

Сумма сил инерции I порядка равна 0

Силы инерции II порядка направлены также по осям цилиндров и выражаются следующим образом:

$$P_{jII} = m_j \omega^2 r \lambda \cos 2\varphi, \text{ где } m_j - \text{масса поступательно движущихся частей одного}$$

цилиндра,  $r$  - радиус кривошипа,  $\lambda = \frac{r}{L}$  - характеристика кривошипно - шатунного механизма.

Составив сумму сил инерции по цилиндрам в любой момент времени (например, при положении кривошипов как на приведенной выше схеме)

$$\begin{aligned}\sum_{i=1}^3 P_{jIIi} &= m_j \omega^2 r \lambda \cos 2\varphi + m_j \omega^2 r \lambda \cos 2(120^\circ + \varphi) + m_j \omega^2 r \lambda \cos 2(240^\circ + \varphi) = \\ &= m_j \omega^2 r \lambda [\cos 2\varphi + \cos(240^\circ + 2\varphi) + \cos(120^\circ + 2\varphi)] = 0\end{aligned}$$

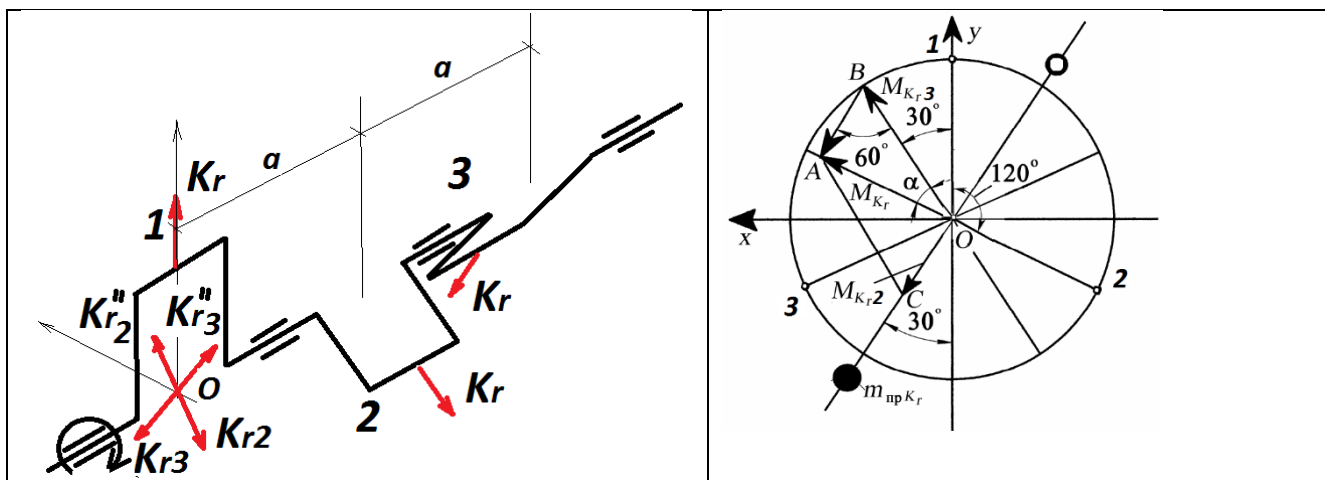
так как

$$\begin{aligned}\cos(240^\circ + 2\varphi) + \cos(120^\circ + 2\varphi) &= \cos[270^\circ - (30^\circ - 2\varphi)] + \cos[90^\circ + (30^\circ + 2\varphi)] = \\ &= -\sin(30^\circ + 2\varphi) - \sin(30^\circ - 2\varphi) = -\sin 30^\circ \cos 2\varphi - \cos 30^\circ \sin 2\varphi - \sin 30^\circ \cos 2\varphi + \cos 30^\circ \sin 2\varphi = \\ &= -2 \sin 30^\circ \cos 2\varphi = -\cos 2\varphi\end{aligned}$$

Сумма сил инерции II порядка равна 0

Сумма моментов от центробежных сил

Приложим в т. О силы  $K_{r2}$  и  $K_{r3}$  и равные им, но противоположно направленные  $K_{r2}''$  и  $K_{r3}''$



Силы  $K_{r2}''$  и  $K_{r3}''$  с силами  $K_r$  цилиндров 2 и 3 образуют моменты. Их сумма

$$M_{Kr} = \sqrt{(M_{Kr2})^2 + (M_{Kr3})^2 - 2(M_{Kr2})(M_{Kr3})\cos 60^\circ} =$$

$$= \sqrt{(K_r a)^2 + (2K_r a)^2 - 2(K_r a)(2K_r a)\cos 60^\circ} = K_r a \sqrt{3} = 1,732 K_r a$$

Сумма моментов от центробежных сил не равна 0

Изобразив эти моменты в виде векторов, направленных перпендикулярно плоскости действия моментов, видно, что равнодействующий момент образует с моментом  $M_{Kr3}$  угол  $\alpha$ , который может быть определен из треугольника OAB по теореме синусов

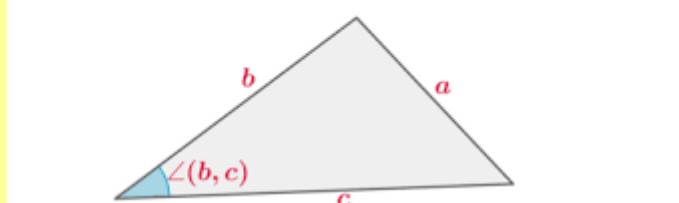
$$\frac{AB}{\sin \alpha} = \frac{OA}{\sin 60^\circ},$$

откуда

$$\sin \alpha = \frac{AB}{OA} \sin 60^\circ = \frac{M_{Kr2}}{M_{Kr}} \sin 60^\circ = \frac{K_r a}{\sqrt{3} K_r a} \frac{\sqrt{3}}{2} = \frac{1}{2}, \quad \alpha = 30^\circ$$

#### Справка Теорема косинусов

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cdot \cos \angle(b, c)$$



Этот момент действует в плоскости, отклоненной от первого кривошипа на угол  $30^\circ$  (в плоскости ОС).

В этой плоскости и надо разместить противовесы.

Масса противовесов

$$1,732 m_r r \omega^2 a = m_{\text{пр}K_r} \rho \omega^2 l,$$

$$m_{\text{пр}K_r} = 1,732 m_r \frac{ra}{\rho l}.$$

Момент от сил инерции I порядка:

Это продольные моменты, образованные силами инерции I порядка. Силы инерции I порядка имеют направления по осям цилиндров. Если рассматривать моменты относительно точки O начала координат (лежащей в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала через ось 1 цилиндра) - момент от силы инерции I порядка первого цилиндра в этом случае будет равен нулю, а моменты от сил инерции I порядка второго и третьего цилиндров

$$\begin{aligned}
\sum_{i=1}^2 M_{j1i} &= m_j \omega^2 r [a \cos(120^\circ + \varphi) + 2a \cos(240^\circ + \varphi)] = \\
&= m_j \omega^2 r a \{ \cos[90^\circ + (30^\circ + \varphi)] + 2 \cos[270^\circ - (30^\circ - \varphi)] \} = -m_j \omega^2 r a [\sin(30^\circ + \varphi) + 2 \sin(30^\circ - \varphi)] = \\
&= -m_j \omega^2 r a [\sin 30^\circ \cos \varphi + \cos 30^\circ \sin \varphi + 2 \sin 30^\circ \cos \varphi - 2 \sin \varphi \cos 30^\circ] = -m_j \omega^2 r a (1,5 \cos \varphi - 0,866 \sin \varphi)
\end{aligned}$$

Найдем, при каких углах момент принимает максимальное значение. Исследуем на экстремум

$$\frac{dM_{j1}}{d\varphi} = -m_j \omega^2 r a (-1,5 \sin \varphi - 0,866 \cos \varphi) = 0$$

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = -0,578$$

$$\varphi_0 = 150^\circ \text{ и } \varphi_0 = 330^\circ$$

$$\text{При этом } M_{j1\max} = -1,732 m_j \omega^2 r a$$

### Справочные данные. Формулы приведения

Функ- ции	Углы								
	$-\alpha$	$90^\circ - \alpha$	$90^\circ + \alpha$	$180^\circ - \alpha$	$180^\circ + \alpha$	$270^\circ - \alpha$	$270^\circ + \alpha$	$360^\circ k - \alpha$	$360^\circ k + \alpha$
sin	$-\sin \alpha$	$+\cos \alpha$	$+\cos \alpha$	$+\sin \alpha$	$-\sin \alpha$	$-\cos \alpha$	$-\cos \alpha$	$-\sin \alpha$	$+\sin \alpha$
cos	$+\cos \alpha$	$+\sin \alpha$	$-\sin \alpha$	$-\cos \alpha$	$-\cos \alpha$	$-\sin \alpha$	$+\sin \alpha$	$+\cos \alpha$	$+\cos \alpha$
tg	$-\operatorname{tg} \alpha$	$+\operatorname{ctg} \alpha$	$-\operatorname{ctg} \alpha$	$-\operatorname{tg} \alpha$	$+\operatorname{tg} \alpha$	$+\operatorname{ctg} \alpha$	$-\operatorname{ctg} \alpha$	$-\operatorname{tg} \alpha$	$+\operatorname{tg} \alpha$
ctg	$-\operatorname{ctg} \alpha$	$+\operatorname{tg} \alpha$	$-\operatorname{tg} \alpha$	$-\operatorname{ctg} \alpha$	$+\operatorname{ctg} \alpha$	$+\operatorname{tg} \alpha$	$-\operatorname{tg} \alpha$	$-\operatorname{ctg} \alpha$	$+\operatorname{ctg} \alpha$

### Функции суммы и разности углов

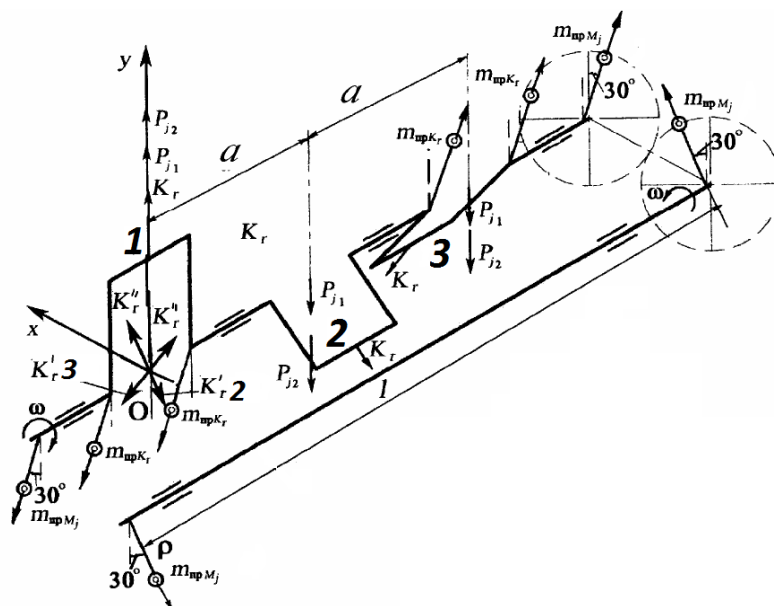
$$\begin{aligned}
\sin(\alpha + \beta) &= \sin \alpha \cos \beta + \cos \alpha \sin \beta \\
\sin(\alpha - \beta) &= \sin \alpha \cos \beta - \cos \alpha \sin \beta \\
\cos(\alpha + \beta) &= \cos \alpha \cos \beta - \sin \alpha \sin \beta \\
\cos(\alpha - \beta) &= \cos \alpha \cos \beta + \sin \alpha \sin \beta \\
\operatorname{tg}(\alpha + \beta) &= \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta}, \alpha, \beta, (\alpha + \beta) \neq \frac{\pi}{2} + \pi n, n \in \mathbb{Z} \\
\operatorname{tg}(\alpha - \beta) &= \frac{\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta}{1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta}, \alpha, \beta, (\alpha - \beta) \neq \frac{\pi}{2} + \pi n, n \in \mathbb{Z}
\end{aligned}$$

### Значения синусов косинусов

$\alpha$	градусов	$0^\circ$	$30^\circ$	$45^\circ$	$60^\circ$	$90^\circ$	$180^\circ$	$270^\circ$	$360^\circ$
	радиан	0	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{2}$	$\pi$	$\frac{3\pi}{2}$	$2\pi$
sin( $\alpha$ )		0	$\frac{1}{2}$	$\frac{\sqrt{2}}{2}$	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	1	0	-1	0
cos( $\alpha$ )		1	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{\sqrt{2}}{2}$	$\frac{1}{2}$	0	-1	0	1
tg( $\alpha$ )		0	$\frac{\sqrt{3}}{3}$	1	$\sqrt{3}$	—	0	—	0
ctg( $\alpha$ )		—	$\sqrt{3}$	1	$\frac{\sqrt{3}}{3}$	0	—	0	—

Его можно уравновесить противовесами на коленчатом валу и связанном с ним с передаточным отношением 1/1 уравновешивающем валу. Противовесы устанавливаются под

углом  $30^\circ$  к плоскости первого кривошипа. Следует учитывать, что плоскость действия уравнивающего момента не будет при этом совпадать с плоскостью оси цилиндров.



Момент от сил инерции II порядка также не уравновешен. Выражая его так же, как и момент от сил инерции I порядка относительно оси x, проходящей через середину первого кривошипа:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^2 M_{j2i} &= m_j \omega^2 r \lambda [a \cos 2(120^\circ + \varphi) + 2a \cos 2(240^\circ + \varphi)] = \\ &= m_j \omega^2 r a \lambda \{ \cos[270^\circ - (30^\circ - 2\varphi)] + 2 \cos[90^\circ + (30^\circ + 2\varphi)] \} = -m_j \omega^2 r a \lambda [\sin(30^\circ - 2\varphi) + 2 \sin(30^\circ + 2\varphi)] = \\ &= -m_j \omega^2 r a \lambda [\sin 30^\circ \cos 2\varphi - \cos 30^\circ \sin 2\varphi + 2 \sin 30^\circ \cos 2\varphi + 2 \sin 2\varphi \cos 30^\circ] = -m_j \omega^2 r a \lambda (1,5 \cos \varphi + 0,866 \sin \varphi) \end{aligned}$$

Аналогично, наибольшее значение момента

$$M_{j2\max} = -1,732 m_j \omega^2 r a \lambda$$

Его можно полностью уравновесить (аналогично уравновешиванию момента от сил инерции I порядка) двумя валами с противовесами, вращающимися с удвоенной частотой вращения относительно коленвала.

Так как по условиям задачи требовалось решение в символьном виде, оставляем полученные выражения без подстановки цифр.

ИТОГ: В данной схеме уравновешены силы инерции от поступательных и вращательных масс и не уравновешены продольные моменты от этих сил.