

МГТУ им. Н.Э. Баумана

## **ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

к курсовой работе на тему:

«Проектирование и исследование механизмов автомобиля с  
гидромеханической трансмиссией»

Задание 145 вариант А

Выполнил: студент гр. СМ10-51  
Сухоносенко В.Б.

Москва 2024

# Содержание

|                                                                                |    |
|--------------------------------------------------------------------------------|----|
| Введение . . . . .                                                             | 3  |
| 1 Техническое задание . . . . .                                                | 4  |
| 2 Определение скорости автомобиля . . . . .                                    | 12 |
| 2.1 Работа механизма . . . . .                                                 | 12 |
| 2.2 Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма . . . . .            | 12 |
| 2.2.1 Определение основных размеров звеньев по начальным условиям . . . . .    | 13 |
| 2.2.2 Решение задачи о положениях . . . . .                                    | 13 |
| 2.2.3 Определение передаточных функций . . . . .                               | 14 |
| 2.3 Приведение сил и масс . . . . .                                            | 16 |
| 2.3.1 Определение силы давления на поршень . . . . .                           | 16 |
| 2.3.2 Определение приведенных моментов . . . . .                               | 17 |
| 2.3.3 Приведение масс . . . . .                                                | 19 |
| 2.4 Динамическая модель. Скорость автомобиля . . . . .                         | 20 |
| 2.5 Определение закона движения $\omega_1(\varphi_1)$ . . . . .                | 21 |
| 2.5.1 Определение закона движения методом Мерцалова . . . . .                  | 22 |
| 2.5.2 Решение дифференциального уравнения движения . . . . .                   | 23 |
| 3 Силовой анализ механизма двигателя . . . . .                                 | 25 |
| 4 Проектирование зубчатых механизмов . . . . .                                 | 29 |
| 4.1 Проектирование зубчатой пары . . . . .                                     | 29 |
| 4.2 Проектирование планетарного механизма . . . . .                            | 34 |
| 5 Проектирование кулачкового механизма . . . . .                               | 37 |
| 5.1 Определение закона движения толкателя . . . . .                            | 37 |
| 5.2 Определение радиуса начальной шайбы центрального профиля кулачка . . . . . | 39 |
| 5.3 Определение графика угла давления . . . . .                                | 40 |
| 5.4 Построение профиля кулачка . . . . .                                       | 41 |
| Заключение . . . . .                                                           | 43 |
| Список использованных источников . . . . .                                     | 44 |
| Приложение А . . . . .                                                         | 45 |

## Введение

Пояснительная записка к курсовой работе «Проектирование и исследование механизмов автомобиля с гидромеханической трансмиссией» содержит 45 страниц машинописного текста, 31 рисунок, 6 таблицы, 0 приложений. Состоит из 4 частей, для написания было использовано 4 источника.

Ключевые слова: основной механизм двигателя внутреннего сгорания; закон движения звена привода; коэффициент неравномерности; кинетостатический силовой расчет; цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача; однорядный планетарный механизм; кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем.

В пояснительной записке приведено: проектирование основного двигателя внутреннего сгорания, определение закона движения звена привода, кинетостатический силовой расчет основного механизма, проектирование цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи, проектирование однорядного планетарного механизма, проектирование кулачкового механизма.

## 1 Техническое задание

Легковой автомобиль среднего класса оснащен четырехтактным четырехцилиндровым бензиновым двигателем (ДВС) (рис. 1.1, а) и гидромеханической передачей (ГМП), которая состоит из гидродинамического трансформатора (ГДТ) крутящего момента и планетарной коробки передач (ПКП). Крутящий момент от ГМП к колёсам (К) передается с помощью карданного вала (КВ) через главную передачу (ГП) и дифференциал Д.

Основной механизм двигателя состоит из четырёх одинаковых кривошипно-ползунных механизмов, расположенных под углом  $20^\circ$  к вертикали на одном коленчатом валу со сдвигом в  $180^\circ$  (рис. 1.1, б), где 1 - кривошип; 2 — шатун; 3 — поршень; 4 — клапан; 5 — коромысло; 6 — кулачок; 7 — цепная передача. Рабочий цикл в каждом цилиндре двигателя совершается за два оборота коленчатого вала и характеризуется индикаторной диаграммой, данные для построения которой приведены в табл. 1.1. Порядок чередования процессов в цилиндрах двигателя представлен в табл. 1.2.

Управление процессом газораспределения осуществляется клапанами, приводимыми в движение кулачками на распределительном валу, кинематически связанном с коленчатым валом через цепную передачу (см. рис. 1.1, б). Движение от кулачка на клапан передается посредством качающегося толкателя (коромысла). Закон изменения ускорения клапана соответствует графику на рис. 1.1, в.

Система смазки двигателя принудительная. Давление в ней создается с помощью шестеренчатого насоса, приводимого от коленчатого вала (на рис. 1.1 не показан). Гидродинамический трансформатор состоит из насосного колеса Н (см. рис. 1.1, а), жестко соединенного с маховиком двигателя М, и турбинного колеса Т, закреплённого на входном валу планетарной коробки передач. Полость гидротрансформатора заполнена специальной жидкостью, которая разгоняется лопатками насосного колеса и направляется на лопатки турбинного колеса. При этом происходит увеличение крутящего момента, которое отображается безразмерной ха-

характеристикой коэффициента трансформации  $= M_T/M_H$  в зависимости от передаточного отношения  $U_{ГДТ} = \omega_T/\omega_H$  (рис. 1.1, г).

При проектировании следует считать известными параметры, приведенные в табл. 1.3.

Задание на проектирование:

1. Определить скорость автомобиля на установившемся режиме при постоянном сопротивлении движению.

2. Провести силовой анализ кривошипно-ползунного механизма двигателя за цикл.

3. Спроектировать зубчатую пару масляного насоса двигателя и подобрать числа зубьев  $z_3, z_4, z_5$ ; Планетарного ряда в ПКП ( $U_{H5}^{(3)} = 0,75U_{ПКП}$ , модуль колес принять  $m = 1$  мм).

4. Спроектировать кулачковый механизм привода клапанов двигателя при условии получения минимальных габаритов.

Примечания:

а) наличие в трансмиссии ГДТ, в котором передача крутящего момента осуществляется посредством жидкости, не позволяет использовать одномассную динамическую модель;

б) крутящий момент на насосном колесе за цикл работы двигателя можно считать постоянным.

Третий и четвертый лист курсового проекта выполнить по варианту 18г «Проектирование и исследование механизмов движения гусеничной машины»

Таблица 1.1 — Данные для построения индикаторной диаграммы

| Путь поршня<br>(в долях хода $H$ ) | $\frac{s_B}{H}$                  | 0     | 0,025 | 0,05  | 0,1   | 0,2   | 0,3   | 0,4   | 0,5   | 0,6   | 0,7    | 0,8   | 0,9    | 1,0   |
|------------------------------------|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|--------|-------|
| Всасывание                         | $P$<br>$(P_{\max})_{\text{ном}}$ | +0,01 | 0     | −0,01 | −0,01 | −0,01 | −0,01 | −0,01 | −0,01 | −0,01 | −0,01  | −0,01 | −0,01  | −0,01 |
| Сжатие                             |                                  | +0,28 | +0,23 | +0,20 | +0,16 | +0,10 | +0,07 | +0,04 | +0,03 | +0,02 | +0,005 | 0     | −0,005 | −0,01 |
| Расширение                         |                                  | +0,28 | +1,00 | +0,90 | +0,71 | +0,51 | +0,41 | +0,26 | +0,22 | +0,19 | +0,16  | +0,16 | +0,13  | +0,05 |
| Выхлоп                             |                                  | +0,01 | +0,01 | +0,01 | +0,01 | +0,01 | +0,01 | +0,01 | +0,01 | +0,01 | +0,01  | +0,01 | +0,01  | +0,05 |

Таблица 1.2 — Чередование процессов в цилиндрах двигателя

| Угол поворота коленчатого вала, град | 1-й цилиндр | 2-й цилиндр | 3-й цилиндр | 4-й цилиндр |
|--------------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 0 – 180                              | Расширение  | Сжатие      | Выпуск      | Всасывание  |
| 180 – 360                            | Выпуск      | Расширение  | Всасывание  | Сжатие      |
| 360 – 540                            | Всасывание  | Выпуск      | Сжатие      | Расширение  |
| 540 – 720                            | Сжатие      | Всасывание  | Расширение  | Выпуск      |

Таблица 1.3 — Исходные данные для проектирования

| №<br>п/п | Величина                                                                                          | Единица<br>изме-<br>рения | Числовые значения величин<br>для вариантов |       |        |       |       |
|----------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|--------------------------------------------|-------|--------|-------|-------|
|          |                                                                                                   |                           | А                                          | Б     | В      | Г     | Д     |
| 1        | Средняя скорость поршня<br>$V_{C\text{cp}}$                                                       | м/с                       | 13,5                                       | 13,4  | 12,3   | 13,8  | 14,5  |
| 2        | Отношение длины шатуна<br>к длине кривошипа $l_{BC}/l_{AB}$                                       | —                         | 3,8                                        | 4,2   | 3,6    | 3,2   | 4,5   |
| 3        | Отношение расстояния от<br>точки В до центра масс<br>шатуна к длине шатуна<br>$l_{BS2}/l_{BC}$    | —                         | 0,26                                       | 0,3   | 0,3    | 0,3   | 0,3   |
| 4        | Диаметр цилиндра $d$                                                                              | м                         | 0,082                                      | 0,082 | 0,082  | 0,082 | 0,082 |
| 5        | Частота вращения колен-<br>чатого вала при номи-<br>нальной нагрузке $\omega_1$                   | 1/с                       | 607                                        | 600   | 550    | 620   | 650   |
| 6        | Максимальное давление в<br>цилиндре на заданном ре-<br>жиме движения $p_{\text{max}}$             | МПа                       | 1,64                                       | 1,62  | 1,3    | 1,45  | 1,35  |
| 7        | Масса шатуна $m_2$                                                                                | кг                        | 0,8                                        | 0,85  | 0,85   | 0,75  | 0,95  |
| 8        | Масса поршня $m_3$                                                                                | кг                        | 0,75                                       | 0,75  | 0,75   | 0,75  | 0,75  |
| 9        | Момент инерции коленча-<br>того вала, маховика и на-<br>сосного колеса с частью<br>жидкости $J_1$ | кг·м <sup>2</sup>         | 0,127                                      | 0,127 | 0,127  | 0,127 | 0,127 |
| 10       | Момент инерции шатуна<br>относительно оси, прохо-<br>дящей через ц. м. шатуна<br>$J_{2S}$         | кг·м <sup>2</sup>         | 0,0075                                     | 0,008 | 0,0075 | 0,007 | 0,008 |
| 11       | Передаточное отношение<br>ПКП $U_{\text{ПКП}}$                                                    | —                         | 2,5                                        | 3,0   | 3,2    | 3,5   | 4,0   |
| 12       | Передаточное отношение<br>главной передачи $U_{\text{ГП}}$                                        | —                         | 4,22                                       | 4,22  | 4,22   | 4,22  | 4,22  |
| 13       | Радиус колеса автомобиля<br>$r_k$                                                                 | м                         | 0,293                                      | 0,293 | 0,293  | 0,293 | 0,293 |

Продолжение таблицы 1.3

| №<br>п/п | Величина                                                                                           | Единица<br>изме-<br>рения | Числовые значения величин<br>для вариантов |        |       |       |       |
|----------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|--------------------------------------------|--------|-------|-------|-------|
|          |                                                                                                    |                           | А                                          | Б      | В     | Г     | Д     |
| 14       | Суммарная сила сопротивления движению автомобиля, приложенная к ведущим колесам, $P_{\text{сопр}}$ | Н                         | 2000                                       | 2500   | 2000  | 2500  | 2000  |
| 15       | Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала на заданном режиме движения $\delta$         | —                         | 0,05                                       | 0,0135 | 0,01  | 0,01  | 0,01  |
| 16       | Угловая координата кривошипа для силового расчета $\varphi_1$                                      | град                      | 30                                         | 60     | 120   | 240   | 330   |
| 17       | Высота подъема клапана $h$                                                                         | м                         | 0,009                                      | 0,01   | 0,008 | 0,009 | 0,01  |
| 18       | Координаты взаимного расположения распределительного вала и коромысел клапанов:                    |                           |                                            |        |       |       |       |
|          | $a$                                                                                                | м                         | 0,036                                      | 0,036  | 0,036 | 0,036 | 0,036 |
|          | $b$                                                                                                | м                         | 0,025                                      | 0,025  | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| 19       | Отношение длин плеч коромысла $c_1/c_2$                                                            | —                         | 1                                          | 1      | 0,7   | 1,5   | 1,75  |
| 20       | Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме $\vartheta_{\text{доп}}$               | град                      | 30                                         | 30     | 30    | 45    | 45    |
| 21       | Соотношение между ускорениями толкателя $\gamma$                                                   | —                         | 3,0                                        | 3,5    | 3,2   | 3,0   | 3,5   |
| 22       | Числа зубьев колес масляного насоса $z_1=z_2$                                                      | —                         | 8                                          | 10     | 12    | 8     | 10    |
| 23       | Угол наклона линии зуба $\beta$                                                                    | град                      | 10                                         | 15     | 20    | 15    | 10    |
| 24       | Модуль $m$ колес $z_1, z_2$                                                                        | мм                        | 3,0                                        | 3,0    | 3,0   | 5,0   | 5,0   |
| 25       | Рабочий угол профиля кулачка $\delta_{\text{раб}}$                                                 | град                      | 120                                        | 140    | 110   | 120   | 120   |
| 26       | Радиус сферической части коромысла клапана $R_F$                                                   | м                         | 0,01                                       | 0,015  | 0,01  | 0,015 | 0,01  |
| 27       | Число сателлитов в планетарной коробке передач $k$                                                 | —                         | 3                                          | 3      | 3     | 3     | 3     |



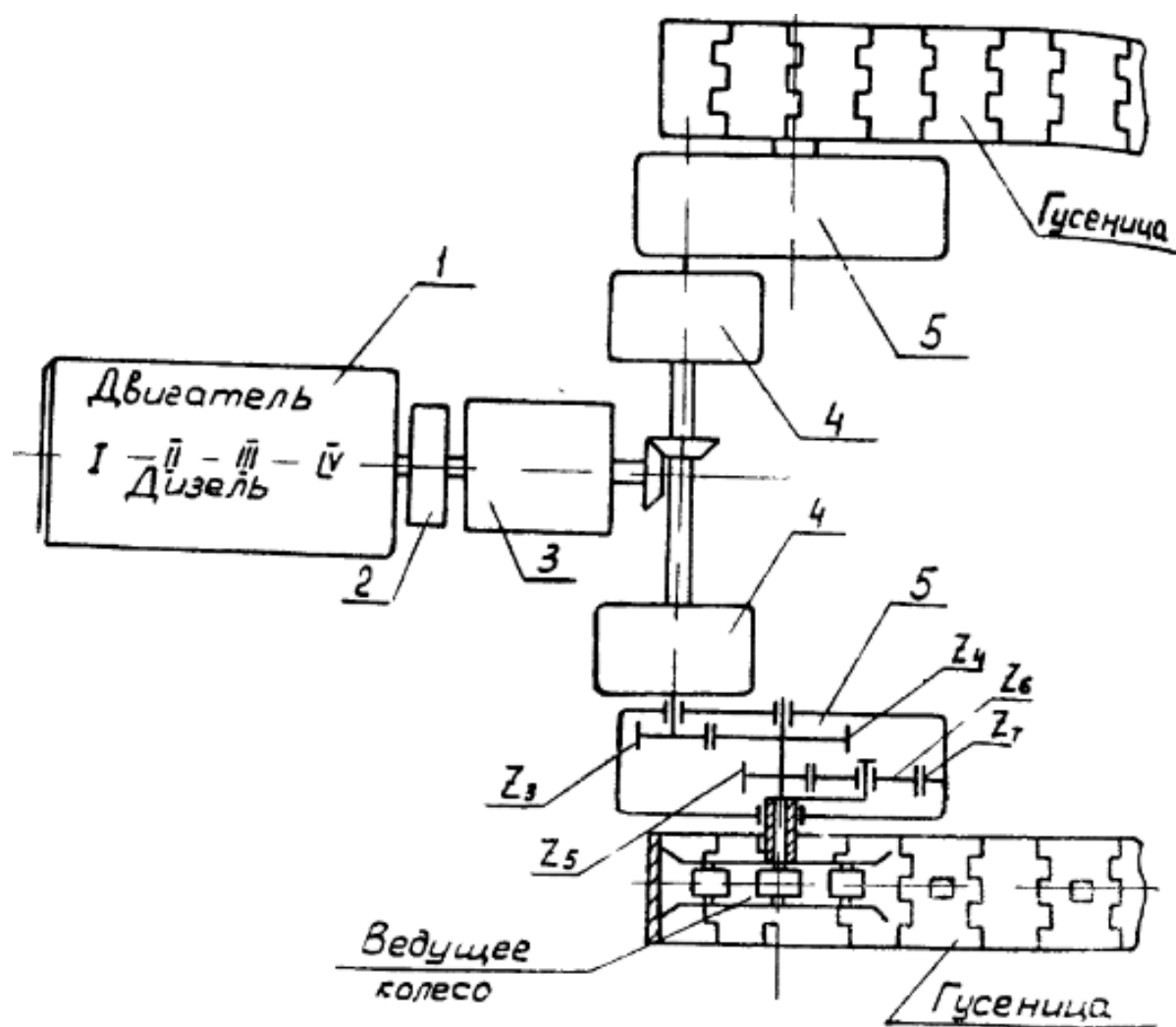


Рисунок 1.2 — Вариант 18г - схема расположения механизмов гусеничной машины

Таблица 1.4 — Вариант 18г - Исходные данные

|    |                                     |     |     |       |       |       |       |       |
|----|-------------------------------------|-----|-----|-------|-------|-------|-------|-------|
| 18 | Ход толкателя кулачкового механизма | $h$ | $ж$ | 0,012 | 0,013 | 0,014 | 0,015 | 0,011 |
|----|-------------------------------------|-----|-----|-------|-------|-------|-------|-------|

Продолжение табл. 18—1

| Наименование параметра                                                            | Обозначение           | Размерность | Числовые значения для вариантов |      |      |      |      |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|-------------|---------------------------------|------|------|------|------|
|                                                                                   |                       |             | А                               | Б    | В    | Г    | Д    |
| 19 Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме                    | $\alpha_{доп}$        | град        | 29                              | 30   | 32   | 31   | 28   |
| 20 Угол рабочего профиля кулачка выпускного клапана                               | $\delta_{раб}$        | град        | 130                             | 120  | 135  | 125  | 123  |
| 21 Угол рабочего профиля кулачка впускного клапана                                | $\delta'_{раб}$       | град        | 130                             | 120  | 113  | 125  | 110  |
| 22. Отношение величин ускорении толкателя                                         | $v = \frac{a_1}{a_2}$ | —           | 1,8                             | 2    | 1,9  | 2,1  | 2,2  |
| 23 Межосевое расстояние зубчатой передачи $z_3, z_4$ (рис. 18—2)                  | $A$                   | мм          | 91                              | 77   | 102  | 84   | 89   |
| 24. Модуль зубчатых колес 3 и 4                                                   | $m$                   | мм          | 5,0                             | 5,0  | 6,0  | 6,0  | 4,5  |
| 25 Число зубьев колес 3 и 4                                                       | $z_3$                 | —           | 14                              | 12   | 11   | 12   | 18   |
|                                                                                   | $z_4$                 | —           | 22                              | 18   | 22   | 15   | 26   |
| 26 Передаточное отношение бортового редуктора<br>$i_{общ} = i_{3-4} \cdot i_{пр}$ | $i_{общ}$             | —           | 11                              | 12   | 14   | 15   | 10   |
| 27 Число сателлитов в планетарном редукторе                                       | $k$                   | —           | 3                               | 3    | 3    | 3    | 3    |
| 28. Параметры исходного контура реечного инструмента                              | $\alpha_o$            | град        | 20°                             | 20°  | 20°  | 20°  | 20°  |
|                                                                                   | $\gamma_n$            | —           | 1                               | 1    | 1    | 1    | 1    |
|                                                                                   | $\gamma_c$            | —           | 0,25                            | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 |

155

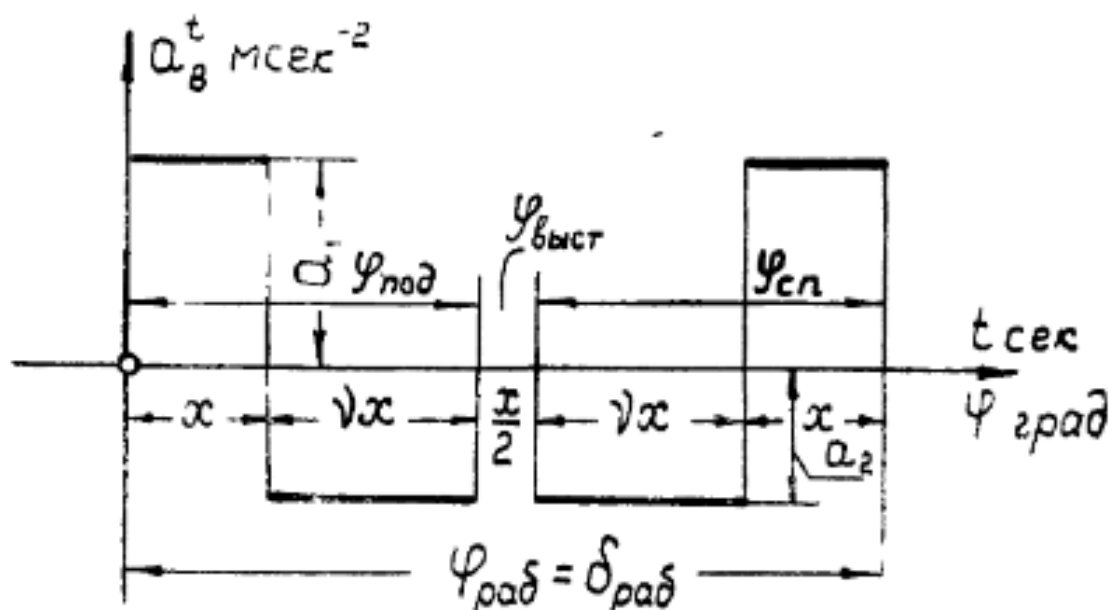


Рисунок 1.3 — Вариант 18г - график ускорения толкателя кулачкового механизма

## 2 Определение скорости автомобиля

### 2.1 Работа механизма

Механизм работает следующим образом:

1. ДВС с помощью четырех поршней создает момент  $M_{\text{двиг}}$  на коленчатом валу; этот момент поддерживает его вращение, распределительно-го кулачкового вала, движение шестеренчатого насоса масла для смазки двигателя.
2. Гидротрансформатор принимает момент от ведущего коленчатого вала и передает увеличенный момент  $M_T$  на ведомый вал.
3. Момент  $M_T$  преобразуется при передаче через планетарную коробку передач (ПКП) на карданный вал (КВ), и затем на колёса через главную передачу (ГП) и дифференциал (Д). Развиваемое усилие используется для преодоления сил сопротивления движению на колёсах.

Для того, чтобы определить скорость движения автомобиля на установившемся режиме, необходимо определить кинематику и динамику данных процессов.

### 2.2 Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма

Рассмотрим один из кривошипно-ползунных механизмов, образуемых коленчатым валом и одним из поршней с его шатуном.

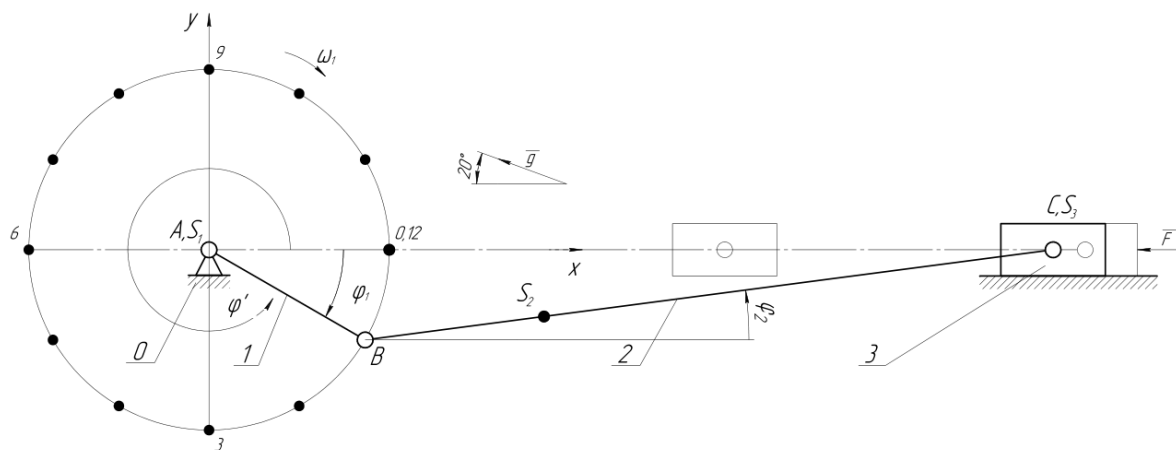


Рисунок 2.1 — Схема кривошипно-ползунного механизма

Было принято ось  $Ox$  направить вдоль луча  $AC$ . Таким образом, в выбранной системе координат можно воспользоваться стандартными формулами для решения задачи о положениях.

### 2.2.1 Определение основных размеров звеньев по начальным условиям

Рассмотрим один из поршней, прикрепённых к коленчатому валу с помощью шатуна. Длины звеньев определяются по заданной средней скорости ползуна  $V_C^{cp}$  и номинальной частоте вращения  $\omega_1$  при данной скорости:

$$l_{AB} = \frac{2\pi V_C^{cp}}{4\omega_1}, \quad l_{BC} = \frac{l_{BC}}{l_{AB}} l_{AB}$$

Откуда  $l_{AB} = 0,03$  м;  $l_{BC} = 3,8l_{AB} = 0,13$  м. Ход поршня  $H = 2l_{AB} = 0,07$  м; максимальный угол давления  $\alpha = \arcsin \frac{l_{AB}}{l_{BC}} = 15,3^\circ$ . Для нормальной работы механизма по условию передачи сил в кинематических парах необходимо, чтобы угол давления не превышал допустимого значения  $\alpha_{max}$ , равный 30 градусам при рабочем ходе [1]

### 2.2.2 Решение задачи о положениях

Введём промежуточную координату  $\varphi'$ , в зависимости от которой будет определяться положение точек В, С, S2 и других. Эта координата отсчитывается против часовой стрелки. Так как по схеме кривошип движется по часовой стрелке, все зависимости в конечном счете будем выражать относительно координаты  $\varphi_1 = -\varphi'$

Точка А находится в начале координат:  $\vec{r}_A = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$ .

Вектор, определяющий положение точки В:

$$\vec{r}_B = \vec{r}_A + \vec{r}_{AB} = l_{AB} \begin{bmatrix} \cos \varphi' \\ \sin \varphi' \end{bmatrix}$$

Положение точки С (координата  $r_{Cy}$  постоянна и равна нулю):

$$\vec{r}_C = \vec{r}_B + \vec{r}_{BC} = \vec{r}_B + l_{BC} \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{AB} \cos \varphi + l_{BC} \cos \varphi_2 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Точка S2:

$$\vec{r}_C = \vec{r}_A + \frac{l_{BS2}}{l_{BC}} \vec{r}_{BC} = \vec{r}_A + 0,26 l_{BC} \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \end{bmatrix}$$

Взаимосвязь между  $\varphi_2$  и  $\varphi'$  можно определить методом проекции векторного контура на ось  $Oy$ :  $r_{Cy} = 0 = r_{By} + r_{BCy} = l_{AB} \sin \varphi' + l_{BC} \sin \varphi_2$ , откуда следует соотношение

$$\varphi_2(\varphi') = \arcsin \left( \frac{-l_{AB} \sin \varphi}{l_{BC}} \right)$$

Сделав замену  $\varphi' = -\varphi_1$  зависимости координат точек кривошипно-ползунного механизма от обобщённой координаты  $\varphi_1$ . Расчитанные положения точек изображены на рис. 2.2

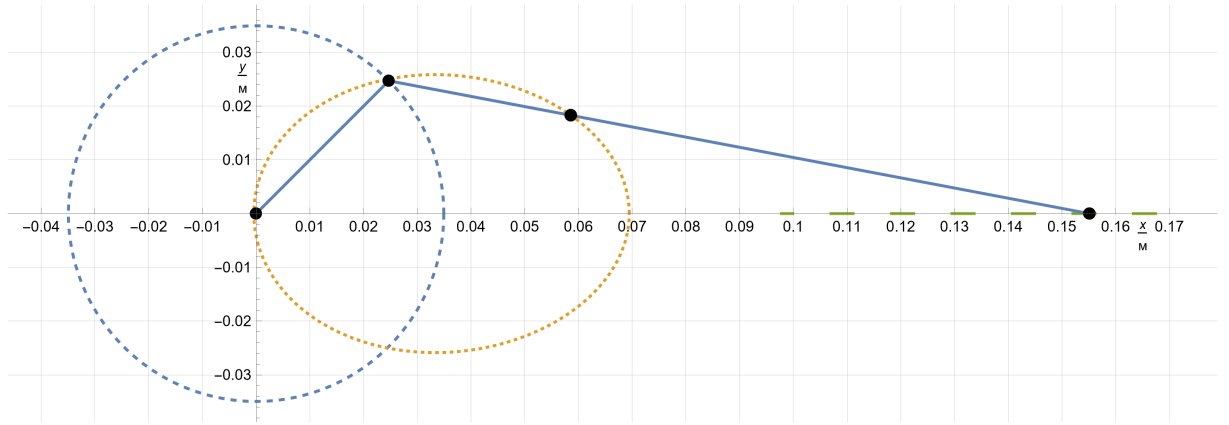


Рисунок 2.2 — Задача о положениях

### 2.2.3 Определение передаточных функций

Аналог скорости  $v_{qi}$  и аналог ускорения  $a_{qi}$  точки  $i$  по определению равны

$$\vec{v}_{qi} = \frac{d\vec{r}_i}{d\varphi_1} \quad a_{qi} = \frac{d^2\vec{r}_i}{d^2\varphi_1} = \frac{d\vec{v}_{qi}}{d\varphi}$$

Графики проекций  $\vec{v}_{qi}(\varphi_1)$ ;  $\vec{a}_{qi}(\varphi_1)$  для каждой из точек приведены на рис. 2.3 и 2.4 соответственно. Проекция аналога скорости и аналога ускорения на ось  $Oy$  для точки С не показаны - они равны нулю в силу неизменности координаты  $y_C$ .

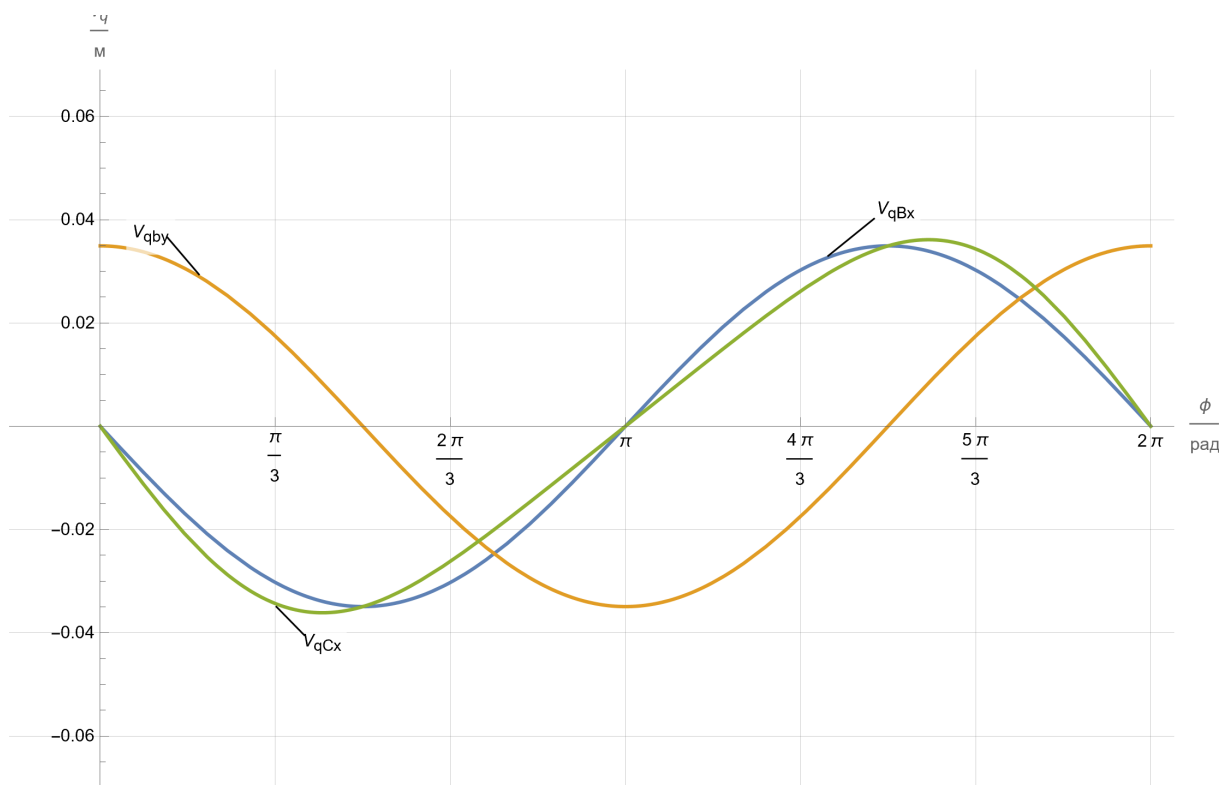


Рисунок 2.3 — Аналоги скоростей

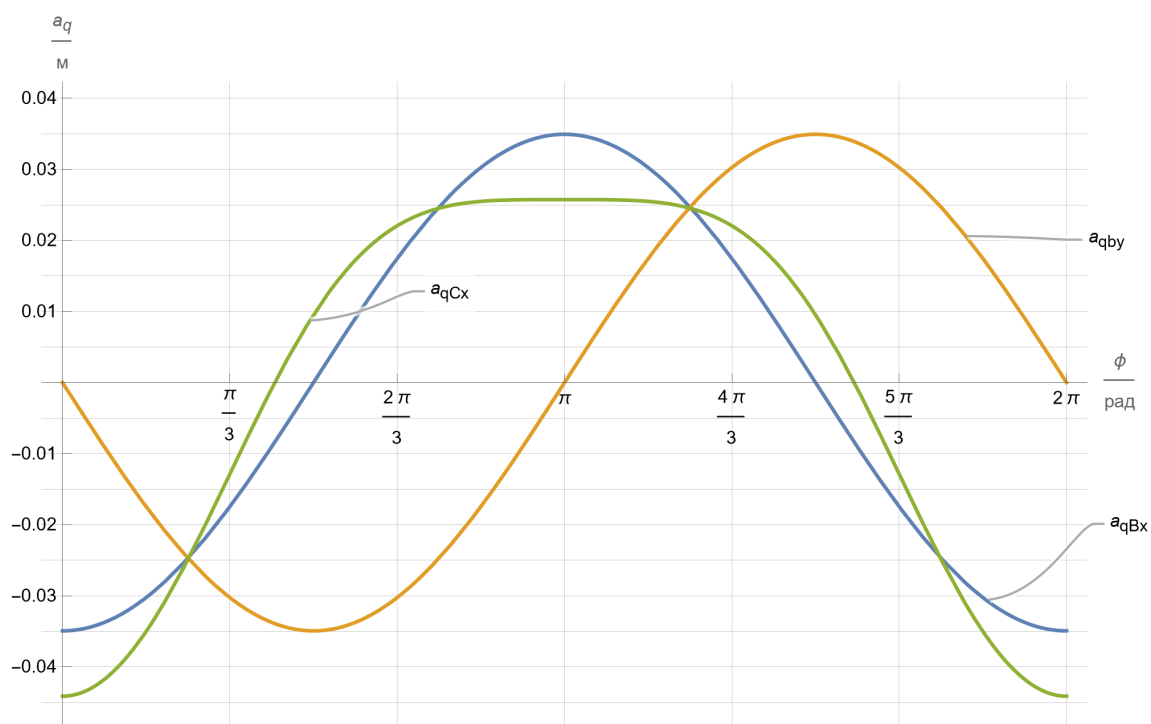


Рисунок 2.4 — Аналоги ускорений

## 2.3 Приведение сил и масс

### 2.3.1 Определение силы давления на поршень

Сила давления на поршень  $F(\varphi_1) = p(\varphi_1) \cdot A_3$ , где  $p$  - избыточное давление в надпоршневой полости,  $A_3 = \pi d^2/4$  - площадь поршневой головки в проекции на ось  $Ox$ . Для определения этой силы определим зависимость  $p(\varphi_1)$  по выданным координатам точек на индикаторной диаграмме.

Величина  $S$  - расстояние от текущего положения поршня до его начального положения при  $\varphi_1 = 0$ , равно

$$S = r_{Cx} - (l_{AB} + l_{BC}) = (l_{AB}(1 - \cos[-\varphi_1] + l_{BC}(1 - \cos[\varphi_2(\varphi_1)]))$$

Решая это уравнение относительно  $\varphi_1$ , получим зависимость  $\frac{S}{H}(\varphi_1)$ , из которой можно выяснить, какое значение  $\varphi_1$  соответствует положению поршня по таблице 1.1.

Таблица 2.1 — Перевод значений из таблицы 1.1

|                       |   |       |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |   |
|-----------------------|---|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---|
| $\frac{S}{H}$         | 0 | 0.025 | 0.05 | 0.1  | 0.2  | 0.3  | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  | 1 |
| $\frac{\varphi}{\pi}$ | 0 | 0.13  | 0.15 | 0.18 | 0.27 | 0.33 | 0.40 | 0.46 | 0.52 | 0.59 | 0.67 | 0.77 | 1 |

На рис. 2.5 представлена полученная зависимость  $\frac{p}{p_{max}}(\varphi)$  для цикла третьего цилиндра (см. табл. 1.2).

Сила на поршне в проекции на ось  $Ox$  равна  $F_x = -\frac{p}{p_{max}}(\varphi_1) \cdot p_{max} \cdot A_3$ .

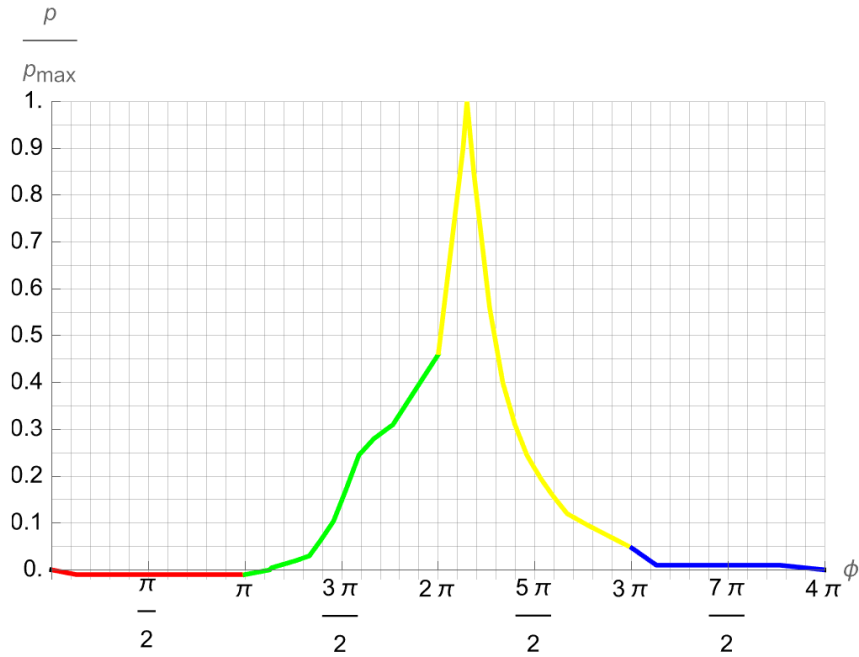


Рисунок 2.5 — Давление в поршне

### 2.3.2 Определение приведенных моментов

Несмотря на то, что выбранная система координат облегчает решение задачи о положениях и нахождение прочих кинематических и динамических зависимостей, силу тяжести учесть сложнее: ось  $Ox$  наклонена по отношению к вертикали на  $20^\circ$  градусов. Это означает, что вектор ускорения свободного падения в данной СК равен  $\vec{g} = g \begin{bmatrix} -\cos 20^\circ \\ \sin 20^\circ \end{bmatrix}$ .

На кривошипно-ползунный механизм действуют сила давления газов на поршень  $\vec{F} = \begin{bmatrix} -F_x \\ 0 \end{bmatrix}$ , силы тяжести звеньев  $\vec{G}_2 = m_2\vec{g}$ ;  $\vec{G}_3 = m_3\vec{G}_3$ , реакция со стороны поступательной пары  $\vec{R}_{30}$  (работы не совершает)

Приводя все моменты к коленчатому валу, нужно соблюсти равенство работы каждой внешней силы с работой соответствующего ей приведённого момента:  $\delta A(\vec{F}^{(i)}) = \delta A(M_{\text{пр}}^{(i)})$ . Из этого следует:

$$M_{\text{прG2}} = \vec{G}_2 \frac{d\vec{r}_{S2}}{d\varphi}, \quad M_{\text{прG3}} = \vec{G}_3 \frac{d\vec{r}_C}{d\varphi}, \quad M_{\text{прF}} = \vec{F}(\varphi_1) \cdot \frac{d\vec{r}_C}{d\varphi_1}$$

Момент, передающийся на коленчатый вал от одного кривошипно-ползунного механизма  $M_1$  равен сумме этих приведенных моментов.

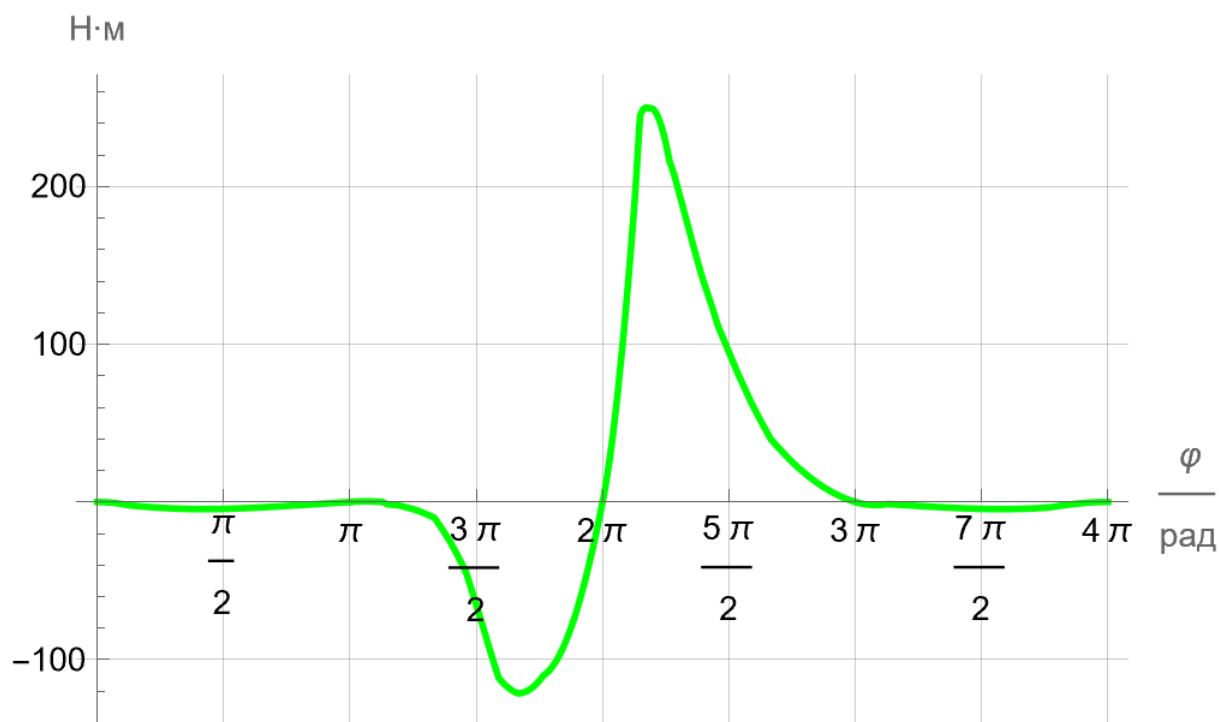


Рисунок 2.6 — Приведенный момент от одного кривошипно-ползунного механизма

Каждый из четырех кривошипно-ползунных механизмов действует на коленчатый вал сходным образом. Суммарный приведённый момент, действующий на коленчатый вал от них всех получается наложением четырех графиков 2.6, последовательно сдвинутых относительно друг друга на  $\pi$ .

На рис. 2.7 показаны эти графики штриховыми линиями и их сумма, соответствующая  $M_1$  (сплошная линия)

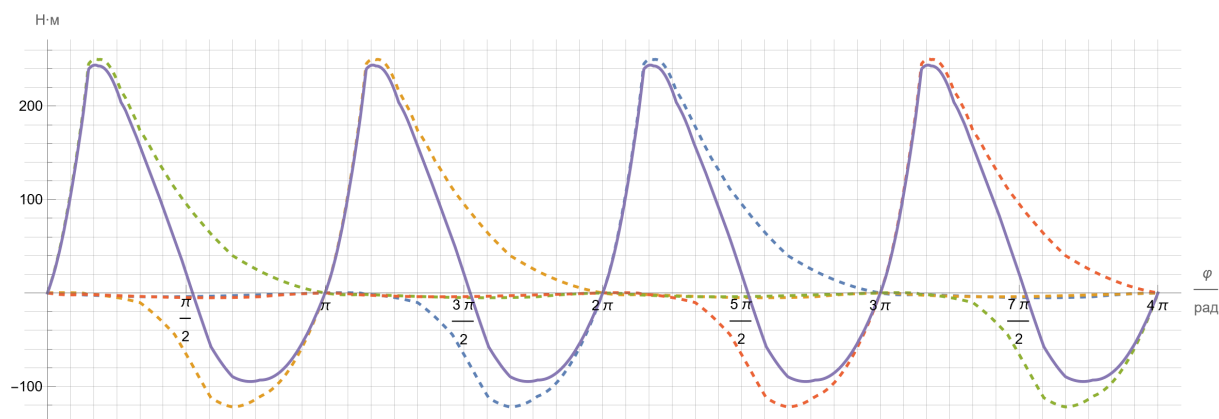


Рисунок 2.7 — Приведенный момент на двигателе  $M_1$

### 2.3.3 Приведение масс

Приведение массы  $i$ -го звена производится из учета равенства кинетической энергии этого звена и его вклада в кинетическую энергию звена приведения.

Звено 1 (см. рис. ??) имеет центр масс, расположенный в неподвижной точке, поэтому поступательной составляющей кинетической энергии не имеет, а его момент инерции уже учтён в  $J_1$  данным условием табл. 1.3, поэтому его массу приводить к коленчатому валу не нужно.

Звено 2 имеет кинетическую энергию  $T_2 = \frac{m_2 v_{S2}^2}{2} + \frac{J_2 \omega_2^2}{2}$ . Поршень 3 движется только поступательно и имеет энергию поступательного движения  $T_3 = \frac{m_3 v_C^2}{2}$ .

Приведенный момент инерции от одного кривошипно-ползунного механизма можно вычислить по формуле

$$J_\Sigma = m_2 v_{qS2}^2 + J_2 \omega_{q2}^2 + m_3 v_{qC}^2$$

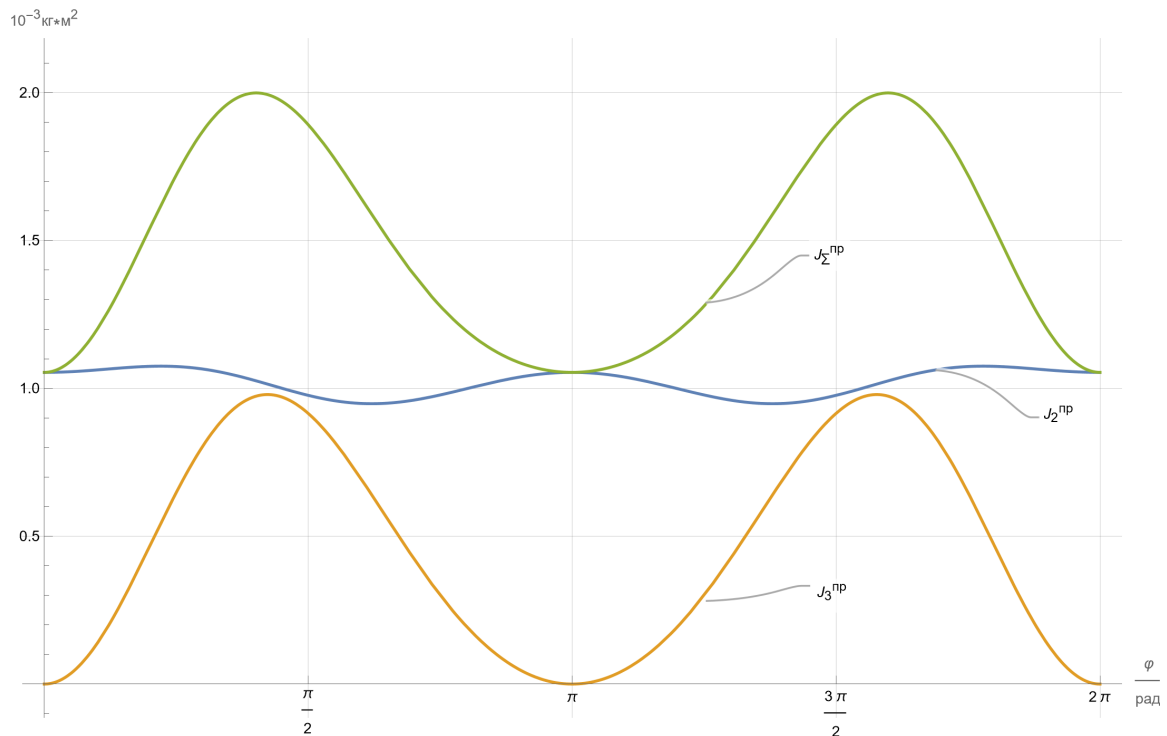


Рисунок 2.8 — Приведенный момент инерции от одного кривошипно-ползунного механизма

Цилиндры 1 и 4, 2 и 3 сдвинуты по фазе относительно друга на  $\pi$  и имеют равные моменты инерции  $J_{(1)}$  и  $J_{(2)}$  соответственно.

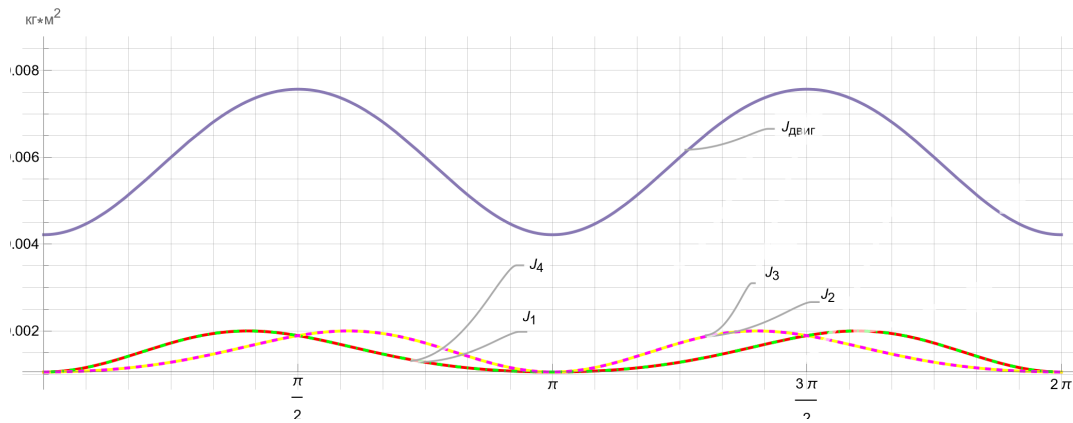


Рисунок 2.9 — Приведенный момент инерции ведущего вала

Величина  $J_{\Sigma}^{II}$  зависит только от угла  $\varphi_1$  и является приведенным моментом инерции второй группы (переменный). Момент инерции коленчатого вала  $J_1$  неизменен и относится к моменту инерции первой группы. на рис. 2.9 показано сложение моментов инерции первой и второй группы.

## 2.4 Динамическая модель. Скорость автомобиля

Для данной системы необходимо применить двухмассовую модель, так как вал турбинного колеса не связан жестко с коленчатым валом (насосным колесом).

Кинетическая энергия элементов, связанных с коленчатым валом равна  $T_1 = \frac{1}{2} J_{\text{пр}}^{\Sigma} \omega_1^2$ ; К коленчатому валу приложен постоянный момент от насосного колеса  $M_H$  и суммарный приведенный момент от ДВС  $M_{\text{двиг}}$ .

Кинетическая энергия элементов, связанных с турбинным колесом обозначим как  $T_2 = \frac{1}{2} J_{\text{пр}}^B \omega_2^2$ .

За один цикл  $4\pi$  кинетическая энергия  $T_1$  при установившемся режиме не должна измениться. Применяя теорему об изменении кинетической энергии в интегральной форме для массы, приведённой к коленчатому валу, получим  $\int_0^{4\pi} dT_1 = 0 = \int_0^{4\pi} (M_{\text{двиг}} + M_H) d\varphi_1$

Откуда можно найти момент  $M_H$  (он является моментом "сопротивления" движению коленчатого вала)

$$M_H = \frac{\int_0^{4\pi} M_{\text{двиг}}}{4\pi} = -38.3476 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

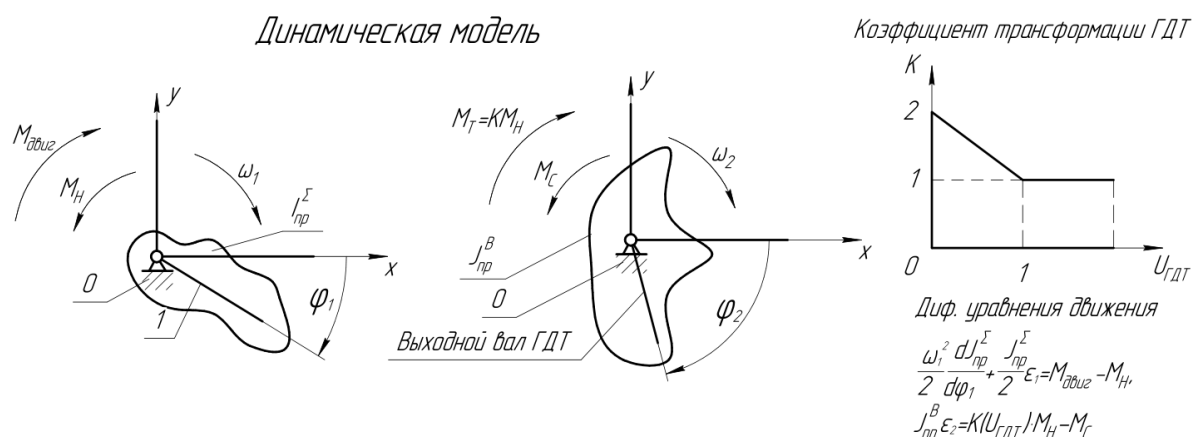


Рисунок 2.10 — Двухмассовая динамическая модель механизма

Момент сопротивления на турбинном колесе  $M_C$  Найдём из следующих соображений: Момент сопротивления движению, приложенный к колёсам, равен  $M_{\text{сопр}} = P_{\text{сопр}} \cdot r_k$ , где  $P_{\text{сопр}}$  - суммарная сила сопротивления движению автомобиля, приложенная к колёсам,  $r_k$  - радиус колёс. Этот момент передаётся через главную передачу и планетарную коробку передач на гидротрансформатор. Отсюда  $M_C = \frac{M_{\text{сопр}}}{U_{\text{ГП}} U_{\text{ПКП}}} = 55,45 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

С другой стороны, момент, передающийся на турбинное колесо связан с моментом на насосном колесе:  $M_T = K(\omega_2/\omega_1) M_H$ , и он должен уравнивать момент сопротивления. Отсюда следует, что при установившемся режиме в первом приближении  $K M_H - M_C = 0$  и коэффициент трансформации

$$K = \frac{M_C}{M_H} = 1.45$$

Что соответствует передаточному отношению  $U_{\text{ГДТ}} = 0,55$ .

Определим скорость движения автомобиля:

$$v_{\text{авт}} = \frac{\omega_1 \cdot U_{\text{ГДТ}}}{U_{\text{ПКП}} \cdot U_{\text{ГП}}} = \frac{607 \cdot 0,293 \cdot 0,55}{4,22 \cdot 2,5} = 9,3 \text{ м/с} = 33,47 \text{ км/ч}$$

## 2.5 Определение закона движения $\omega_1(\varphi_1)$

Применив уравнения Лагранжа II рода ( $\frac{d}{dt} \frac{\partial T_i}{\partial \dot{q}} + \frac{\partial T_i}{\partial q_i} = Q_i$ ), получим систему из двух дифференциальных уравнений, которая описывает поведение механизма:

$$\begin{cases} \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dJ_{\text{пр}}^{\Sigma}}{d\varphi_1} + \frac{J_{\text{пр}}^{\Sigma}}{2} \varepsilon_1 = M_{\text{двиг}} + M_H \\ J_{\text{пр}}^B \varepsilon_2 = KM_H - M_C \end{cases}$$

Можно заметить, что первое уравнение системы не зависит от второго. Связано это с тем, что в рамках задания момент  $M_H$  считается постоянным, что на самом деле не так. Первое уравнение системы, являющееся дифференциальным уравнением первого порядка, было решено двумя способами - методом Мерцалова (приведён на листе 2 чертежа курсового проекта) и численным решением ДУ движения.

### 2.5.1 Определение закона движения методом Мерцалова

Для метода Мерцалова использованы следующие зависимости:

$$A(\varphi_1) = \int_0^{\varphi_1} (M_{\text{двиг}} + M_H) d\varphi_1$$

- работа действующих движущих сил;

$$T_I = J_1 \omega_1^2$$

- кинетическая энергия первой группы звеньев, к которой относится только коленчатый вал с моментом инерции  $J_1$ .

$$T_{II} \approx J_{II}(\varphi_1) \omega_{\text{ср}}^2$$

- кинетическая энергия второй группы звеньев. Ко второй группе звеньев относятся шатун 2, ползун 3 каждого из кривошипно-ползунных механизмов.

$$\Delta T_I(\varphi_1) = A(\varphi_1) - T_{II}(\varphi_1) - [A(0) + T_{II}(0)]$$

- график изменения кинетической энергии первой группы звеньев, который в первом приближении считается подобным графику угловой скорости  $\omega_1(\varphi_1)$ ;

График угловой скорости коленчатого вала

$$\omega_1(\varphi_1) = \omega_{\text{ср}} + \frac{\Delta T_{1\text{max}}}{2\omega_1 J_1} + \frac{\Delta T_I(\varphi_1)}{\omega_{\text{ср}} J_1}$$

### 2.5.2 Решение дифференциального уравнения движения

Уравнение движения для приведённого к коленчатому валу механизма, полученное из уравнения Лагранжа (С подстановкой  $\varepsilon_1 = \omega_1 \omega'_1$ , "штрих" соответствует производной по координате  $\varphi_1$ )

$$\frac{\omega_1^2}{2} \frac{dJ_{\text{пр}}^{\Sigma}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + \frac{J_{\text{пр}}^{\Sigma}(\varphi_1)}{2} \omega_1 \omega'_1 = M_{\text{двиг}}(\varphi_1) + M_H$$

Является линейным неоднородным ДУ 1-го порядка. Функции  $M_{\text{двиг}}(\varphi_1), J_{\text{пр}}^{\Sigma}(\varphi_1), \frac{dJ_{\text{пр}}^{\Sigma}(\varphi_1)}{d\varphi_1}$  были уже получены и являются известными.

Для решения задачи силового анализа необходимо знать значения  $\omega_1, \varepsilon_1$  при заданном расчётном угле. В первом приближении можно принять  $\omega_1 = \text{const} = \omega_{\text{ср}} = 607 \text{ рад/с}$ , и тогда угловое ускорение при  $\varphi = \frac{\pi}{6}$  составит  $-2753.98 \text{ рад/с}^2$ .

На рис. 2.11 представлено поле направлений для дифференциального уравнения.

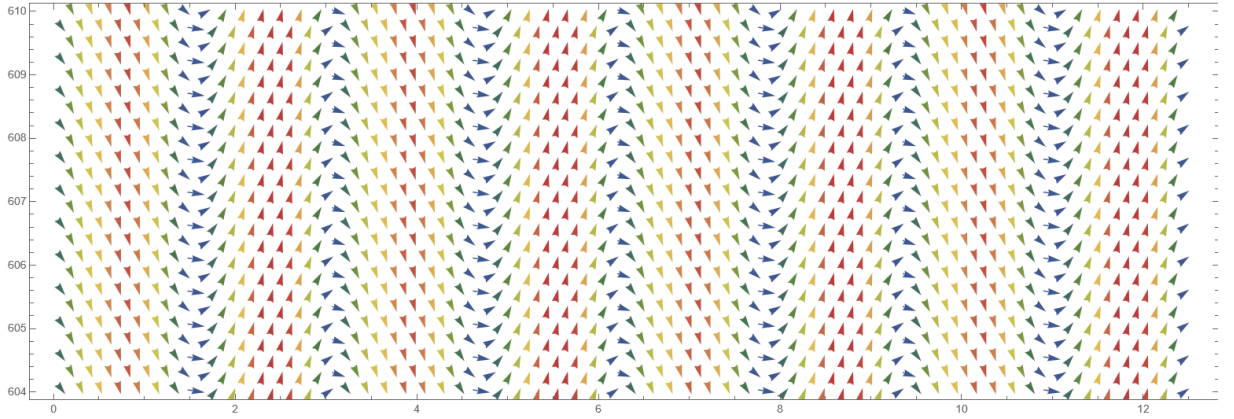


Рисунок 2.11 — Поле направлений для ДУ движения

Для получения конкретного решения необходимо задаться граничным условием. Для того, чтобы заявленная номинальная (средняя) скорость была таковой, необходимо выполнение критерия

$$\int_0^{4\pi} \omega_1(\varphi_1) d\varphi_1 = \omega_{\text{ср}}$$

, что было обеспечено подбором граничного условия в точке  $\varphi_1 = \frac{\pi}{6}$ .

Методом последовательных приближений было обнаружено, что при  $\omega_1(\frac{\pi}{6}) = 608.33$ , решение ДУ  $\omega_1(\varphi)$  даёт величину

$\int_0^{4\pi} \omega_1(\varphi_1) d\varphi_1 = 606.99991$ , что довольно близко к 607 рад/с. В этом случае  $\varepsilon_1(\frac{\pi}{6}) = -2772.88$  рад/с<sup>2</sup> (Методом Мерцалова было получено  $\omega_1(\frac{\pi}{6}) = 608.308$  рад/с,  $\varepsilon_1(\frac{\pi}{6}) = -2871.47$  рад/с; При первом приближении  $\omega_1 = 607$  рад/с,  $\varepsilon_1(\frac{\pi}{6}) = -2573.98$  рад/с

На рис. 2.12 представлены графики  $\omega_1(\varphi_1)$ , полученные точным способом и методом Мерцалова. В дальнейшем для силового расчёта был использован точный способ, дающий меньшую погрешность.

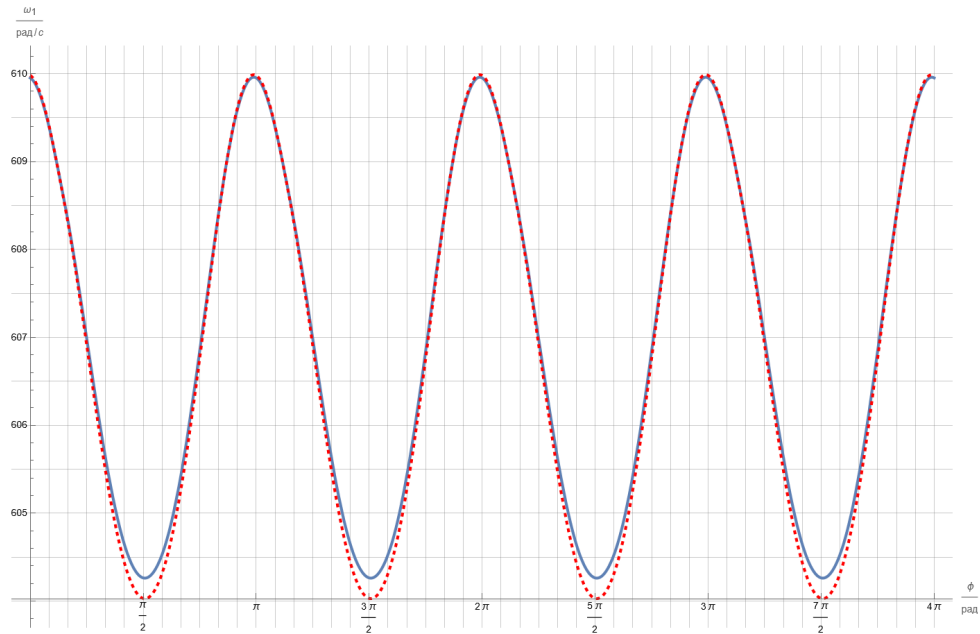


Рисунок 2.12 — Решение ДУ движения. Сплошная линия - точное решение, штриховая линия - угловая скорость по методу Мерцалова

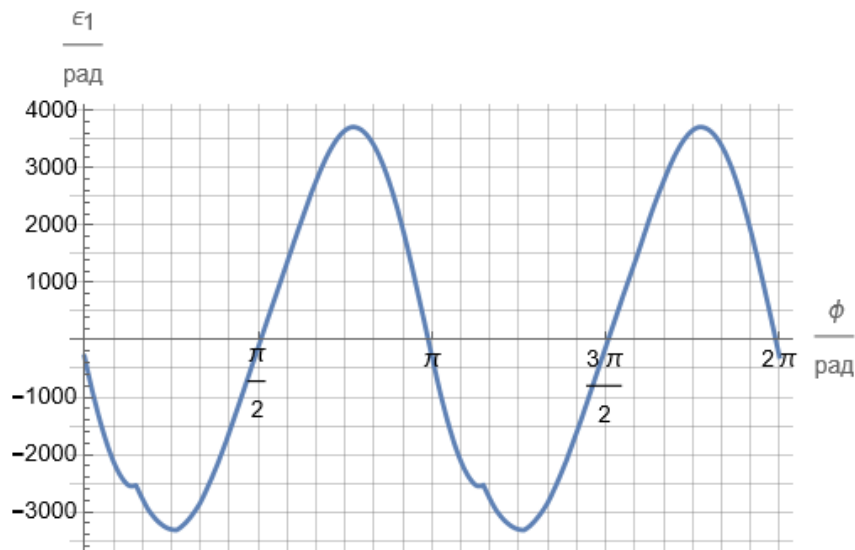


Рисунок 2.13 — график углового ускорения звена привода

### 3 Силовой анализ механизма двигателя

Алгоритм расчёта: рассмотреть каждый кривошипно-ползунный механизм в отдельности, получить силы, с которыми каждый из них действует на коленчатый вал и составить уравнение равновесия для коленчатого вала.

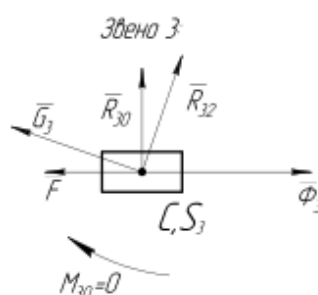
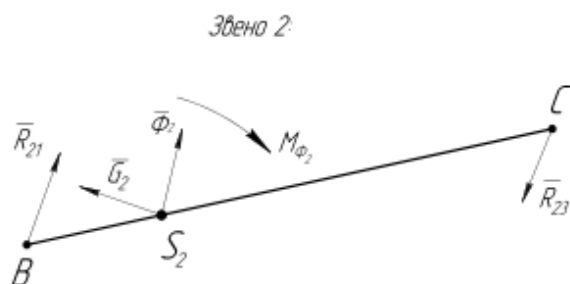
Кривошипно-ползунные механизмы четырёх цилиндров идентичны по кинематике, разница только в фазе, что позволяет составить уравнения равновесия в аналитическом виде только для одной группы  $II_{\text{ВПВ}}$ , а остальные получатся подстановкой  $\varphi_1 \rightarrow \varphi_1 + \pi \cdot i$ , где  $i$  - номер цилиндра.

Помимо сил, перечисленных в предыдущей главе, при кинетостатическом расчете для каждого КШМ нужно учесть силы инерции.

Рассмотрим 4-й цилиндр (при расчётном угле - всасывание)

### Расчетные схемы и уравнения

Группа  $\Pi_{RDB}(2,3)$



|                    | $R_{30}$ | $R_{32x}$ | $R_{32y}$ | $R_{12x}$ | $R_{12y}$ |                                                                         |
|--------------------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------------------------------------------------------------------|
| $\Sigma F_x^{(3)}$ | 0        | 1         | 0         | 0         | 0         | $-\Phi_3 - F - G_{3x}$                                                  |
| $\Sigma F_y^{(3)}$ | 1        | 0         | 1         | 0         | 0         | $-G_{3y}$                                                               |
| $\Sigma F_x^{(2)}$ | 0        | -1        | 0         | -1        | 0         | $-G_{2x} - \Phi_{2x}$                                                   |
| $\Sigma F_y^{(2)}$ | 0        | 0         | -1        | 0         | -1        | $-G_{2y} - \Phi_{2y}$                                                   |
| $\Sigma M_G^{(2)}$ | 0        | $-Y_C$    | $-X_C$    | $-Y_B$    | $-X_B$    | $-(G_{2x} + \Phi_{2x})Y_{S2} + (G_{2y} + \Phi_{2y})X_{S2} - M_{\Phi_2}$ |
| $\Sigma M_C^{(3)}$ | 0        | 0         | 0         | 0         | 0         | $-M_{30}$                                                               |

|                                    | $R_{12x}^I$  | $R_{12y}^I$  | $R_{12x}^S$  | $R_{12y}^S$  | $R_{12x}^{II}$  | $R_{12y}^{II}$  | $R_{12x}^{IV}$  | $R_{12y}^{IV}$  |                   |
|------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-------------------|
| $\mathcal{IF}_x^{I\otimes}$        | 1            | 0            | 1            | 0            | 1               | 0               | 1               | 0               | $-R_{\text{S}0x}$ |
| $\mathcal{IF}_y^{I\otimes}$        | 0            | 1            | 0            | 1            | 0               | 1               | 0               | 1               | $-R_{\text{S}0y}$ |
| $\mathcal{IM}_{\Phi,1}^{I\otimes}$ | $Y_{\rho}^I$ | $X_{\rho}^I$ | $Y_{\rho}^S$ | $X_{\rho}^S$ | $Y_{\rho}^{II}$ | $X_{\rho}^{II}$ | $Y_{\rho}^{IV}$ | $X_{\rho}^{IV}$ | $-M_{\Phi,1}-M_H$ |

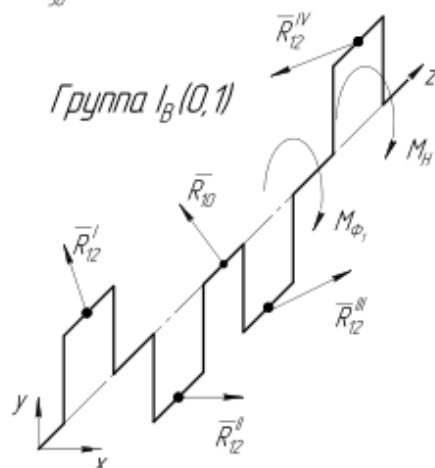


Рисунок 3.1 — Расчетная схема для силового анализа

**Ползун 3.** Так как все силы проходят через центр тяжести ползуна, момента от поступательной пары не возникает : из уравнения моментов  $M_{30} = 0$ . Помимо этого, на ползун действует реакция от поступательной пары  $\vec{R}_{30}$ , направленная вдоль оси Оу, реакция со стороны шатуна  $\vec{R}_{32}$ , сила тяжести  $\vec{G}_3$ , сила давления газа на поршень  $\vec{F}$ , параллельная оси Ох, сила инерции  $\vec{\Phi}_3 = -m_3\vec{a}_C$ , параллельная Ох. Уравнения равновесия:

$$\begin{cases} \sum \vec{F} = \vec{\Phi}_3 + \vec{F} + \vec{G}_3 + \vec{R}_{30} + \vec{R}_{32} = 0, \\ \sum M_C = M_{30} = 0. \end{cases}$$

**Шатун 2.** Действует сила реакции со стороны ползуна  $\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$ , приложенная в точке  $C$ , сила реакции со стороны коленчатого вала  $\vec{R}_{21} = -R_{12}$ , приложенная в точке  $B$ , сила инерции  $\vec{\Phi}_2 = -m\vec{a}_{S2}$  и сила тяжести  $G_2$ , приложенные в точке  $S_2$  и момент сил инерции  $M_{\Phi 2} = -J_{2S2}\varepsilon_2$ . Уравнения равновесия:

$$\begin{cases} \sum \vec{F} = \vec{\Phi}_2 + \vec{G}_2 + \vec{R}_{23} + \vec{R}_{21} = 0, \\ \sum M_{S2} = M_{\Phi 2} + (\vec{r}_{CS2} \times \vec{R}_{23}) + (\vec{r}_{BS2} \times \vec{R}_{21}) = 0. \end{cases}$$

Четыре полученных уравнения были объединены в одну систему в программе Wolfram Mathematica. Уравнения равновесия были записаны в проекциях на оси, а векторное произведение было задано функцией (рис. ??).

В результате были получены годографы реакций  $\vec{R}_{32}, \vec{R}_{12}$  (рис. 3.2), реакция в поступательной паре  $\vec{R}_{30}$  (рис. 3.3 для четвертого цилиндра. Чтобы определить одноимённые реакции в других цилиндрах, нужно сместиться по графику в соответствии с разницей фаз между исходным и нужным цилиндром.

**Коленчатый вал 1.** На коленчатый вал действует сила сопротивления от насосного колеса  $M_H$ , момент инерции  $M_{\Phi 1} = -J_1\varepsilon_1$ , суммарная реакция от опор коленвала  $\vec{R}_1 0$ , силы реакции от четырёх поршней  $\vec{R}_{12}^I, \vec{R}_{12}^{II}, \vec{R}_{12}^{III}, \vec{R}_{12}^{IV}$ , каждая из которых приложена к месту сочлене-

ния соответствующего шатуна с коленчатым валом. Уравнения равновесия:

$$\begin{cases} \sum \vec{F} = \vec{R}_{10} + \sum_{i=1}^4 \vec{R}_{12}^{(i)} = 0, \\ \sum M_{Oz} = M_H + M_{\Phi 1} + \sum_{i=1}^4 (\vec{r}_B^{(i)} \times \vec{R}_{12}^{(i)}) = 0. \end{cases}$$

Решение этой системы позволило построить годограф реакции  $\vec{R}_{10}$  (рис. 3.4).

Момент  $M_H$  считался неизвестным в уравнениях равновесия для проверки динамической модели. В результате относительное отклонение от истинного значения  $M_H$  составило не более  $7,98 \cdot 10^{-13}\%$ . При других расчётных углах на всём промежутке от 0 до  $4\pi$  погрешность не превышает 1%.

Решение системы уравнений в программе Wolfram Mathematica приведено на рис. ???. Здесь  $X_{12}, X_{23}$  и пр. - проекции на ось  $Ox$  реакций  $\vec{R}_{12}, \vec{R}_{23}$  и других;  $Y_{12}, Y_{23}$  соответствуют проекциям на ось  $Oy$ . Номера в квадратных скобках, например, в  $Y_{30}[3]$ , соответствуют номеру цилиндра: 0 - 4-й цилиндр (всасывание), 1 - 2-й цилиндр (сжатие), 3 - 1-й цилиндр (расширение) 4 - 3-й цилиндр (выпуск).  $M_{sopr}$  - момент  $M_H$ , который принимается неизвестным в силовом расчёте;  $X_{op}, Y_{op}$  - проекции суммарной реакции  $\vec{R}_{10}$ ; Погрешность - отношение  $\frac{M_{sopr} - M_H}{M_H} \cdot 100\%$ , где  $M_{sopr}$  найдено по силовому анализу, а  $M_H$  - по динамической модели.

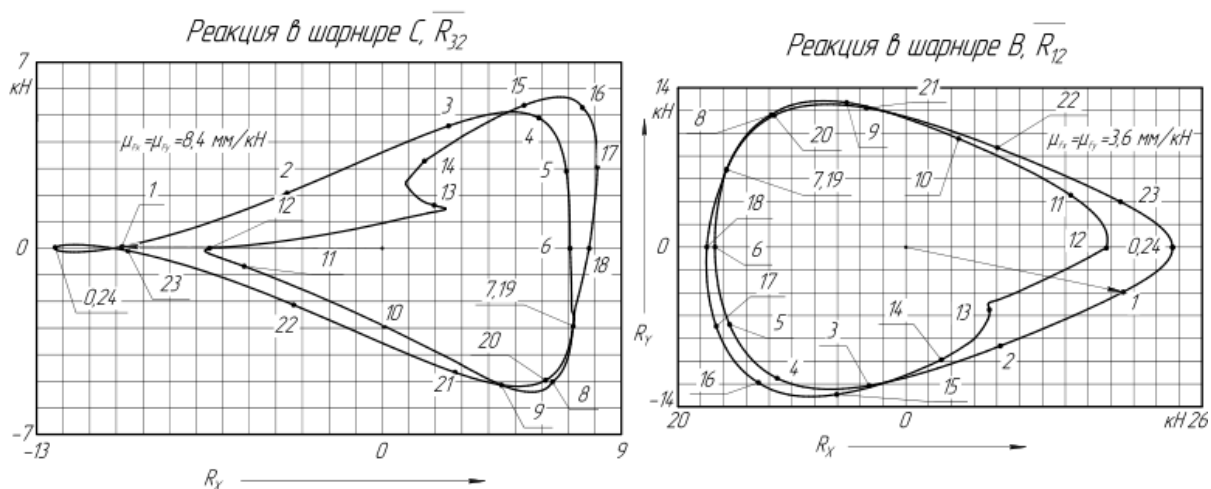


Рисунок 3.2 — Годографы  $\vec{R}_{32}, \vec{R}_{12}$

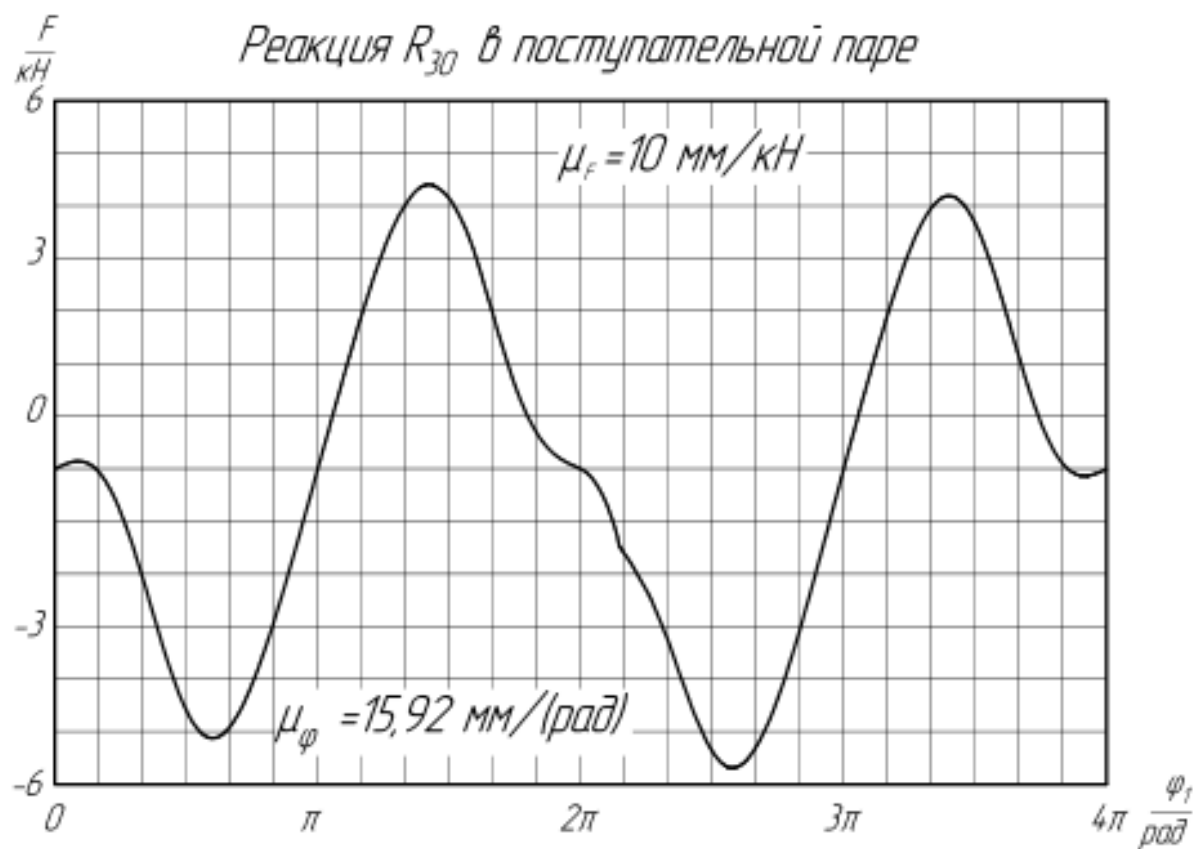


Рисунок 3.3 — Реакция в поступательной паре  $\vec{R}_{30}$

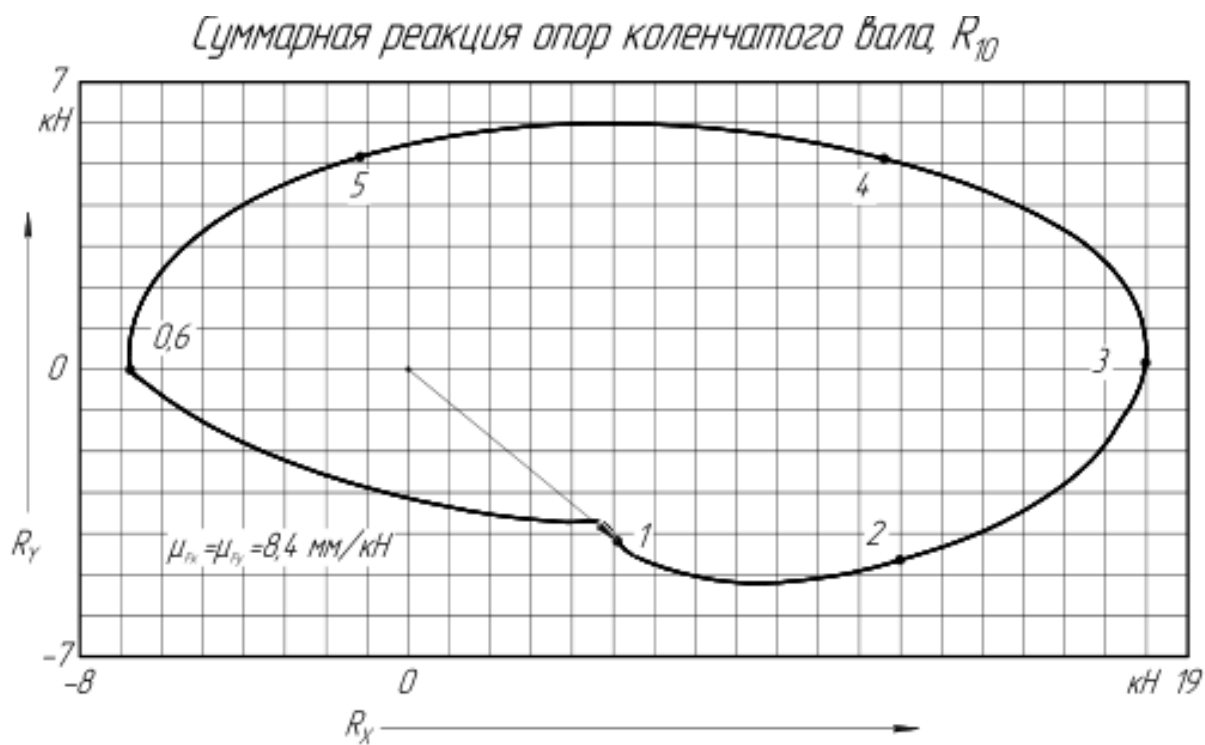


Рисунок 3.4 — Годограф  $\vec{R}_{10}$

## 4 Проектирование зубчатых механизмов

### 4.1 Проектирование зубчатой пары

Для расчёта зубчатой пары был взят вариант 18Г. Данная зубчатая пара предназначена для передачи крутящего момента на планетарный редуктор, который в свою очередь передаёт усилие на гусеницы танка. Задачей является подобрать оптимальные коэффициенты смещения для зубчатых колес.

Исходные данные:

Модуль  $m = 6$  мм

Число зубьев шестерни и колеса  $z_1 = 12, z_2 = 15$  (прямозубые) соответственно

Межосевое расстояние задано:  $a_w = 84$  мм.

Параметры рейки:  $h^*_a = 1, c^* = 0,25, \alpha = 20^\circ$

Расчёт производился в следующем порядке:

*Отсутствие подрезания* обеспечивается при  $(z/2) \sin^2 \alpha \geq h^*_a - x$ , откуда минимальное требуемое смещение (рассчитано для обоих ЗК)

$$x_{min} = h^*_a - (z/2) \sin^2 \alpha$$

*Угол зацепления*

$$\alpha_w = \arccos\left[\cos(\alpha) \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w}\right]$$

*Суммарное смещение* остаётся постоянным в силу заданного межосевого расстояния, что играет важную роль в построении ограничивающих условий

$$x_\Sigma = const = x_1 + x_2 = \frac{[\text{inv}(\alpha_w) - \text{inv}(\alpha)] * (z_1 + z_2)}{2 \tan(\alpha)}$$

*Коэффициент воспринимаемого смещения*

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \left( \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} \right)$$

*Коэффициент уравнительного смещения*

$$\Delta y = x_\Sigma - y$$

*Радиус делительной окружности*

$$r_{1,2} = mz_{1,2}$$

*Радиус основной окружности*

$$r_{b1,2} = r_{1,2} \cos \alpha$$

*Радиус начальной окружности*

$$r_{w1,2} = r_{1,2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

*Радиус окружности вершин*

$$r_{a1,2} = m\left(\frac{z_{1,2}}{2} + h * _a + x_{1,2} - \Delta y\right)$$

*Радиус окружности впадин*

$$r_{f1,2} = m\left(\frac{z_{1,2}}{2} - h * _a + x_{1,2} - c*\right)$$

*Шаг по делительной окружности*

$$p = \pi m$$

*Толщина зуба по делительной окружности*

$$s_{1,2} = \frac{p}{2} + x_{1,2} m \tan \alpha$$

*Угол зацепления при окружности вершин*

$$\alpha_{a1,2} = \arccos\left[r_{1,2} \frac{\cos \alpha}{r_{a1,2}}\right]$$

*Заострение зубьев* происходит тогда, когда толщина зуба по окружности вершин меньше допустимого значения. За допустимое значение было принято  $s_a \geq 0,25m$ . Толщина зуба по окружности вершин

$$s_{a1,2} = r_{a1,2} \left( \frac{s_{1,2}}{r_{1,2}} + 2 \operatorname{inv} \alpha - 2 \operatorname{inv} \alpha_{a1,2} \right)$$

*Коэффициент торцевого перекрытия* должен быть более 1,05:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} (z_1 \tan \alpha_{a1} + z_2 \tan \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \tan(\alpha_w))$$

Коэффициент удельного давления имеет постоянную величину в силу постоянного межосевого расстояния

$$v = 2 \frac{z_1 + z_2}{z_1 z_2 \tan(\alpha_w) \cos \alpha}$$

Максимальные коэффициенты скольжения

$$\lambda_1 = z_2 \frac{\tan(\alpha_{a2}) - \tan(\alpha_w)}{(z_1 + z_2) \tan(\alpha_w) - z_2 \tan(\alpha_{a2})} \left( 1 + \frac{z_1}{z_2} \right)$$

$$\lambda_2 = z_1 \frac{\tan(\alpha_{a1}) - \tan(\alpha_w)}{(z_1 + z_2) \tan(\alpha_w) - z_1 \tan(\alpha_{a1})} \left( 1 + \frac{z_1}{z_2} \right)$$

На рис. 4.1 показаны рассчитанные в общем виде расчётные величины. Эти зависимости были использованы для построения графиков характеристик.

|                      |                                                                                                                                                                                                                                         |
|----------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| u12                  | 1.25                                                                                                                                                                                                                                    |
| p                    | 18.8496                                                                                                                                                                                                                                 |
| $\alpha_w$           | 0.436748                                                                                                                                                                                                                                |
| y                    | 0.5                                                                                                                                                                                                                                     |
| xsum                 | 0.56235                                                                                                                                                                                                                                 |
| $\Delta y$           | 0.0623498                                                                                                                                                                                                                               |
| r1                   | 36.                                                                                                                                                                                                                                     |
| r2                   | 45.                                                                                                                                                                                                                                     |
| rb1                  | 33.8289                                                                                                                                                                                                                                 |
| rb2                  | 42.2862                                                                                                                                                                                                                                 |
| ra1                  | 6. (6.93765 + x1)                                                                                                                                                                                                                       |
| ra2                  | 6. (8.43765 + x2)                                                                                                                                                                                                                       |
| rf1                  | 6. (4.75 + x1)                                                                                                                                                                                                                          |
| rf2                  | 6. (6.25 + x2)                                                                                                                                                                                                                          |
| s1                   | 9.42478 + 4.36764 x1                                                                                                                                                                                                                    |
| s2                   | 9.42478 + 4.36764 x2                                                                                                                                                                                                                    |
| $\alpha_{a1}$        | $\text{ArcCos} \left[ \frac{5.63816}{6.93765 + x1} \right]$                                                                                                                                                                             |
| $\alpha_{a2}$        | $\text{ArcCos} \left[ \frac{7.04769}{8.43765 + x2} \right]$                                                                                                                                                                             |
| sa1                  | $6. (6.93765 + x1) \left( 0.0298088 + 0.0277778 (9.42478 + 4.36764 x1) - 2. \left( 0.177363 (6.93765 + x1) \sqrt{1. - \frac{31.7888}{(6.93765 + x1)^2}} - 1. \text{ArcCos} \left[ \frac{5.63816}{6.93765 + x1} \right] \right) \right)$ |
| sa2                  | $6. (8.43765 + x2) \left( 0.0298088 + 0.0222222 (9.42478 + 4.36764 x2) - 2. \left( 0.14189 (8.43765 + x2) \sqrt{1. - \frac{49.67}{(8.43765 + x2)^2}} - 1. \text{ArcCos} \left[ \frac{7.04769}{8.43765 + x2} \right] \right) \right)$    |
| x1samax              | 0.673243                                                                                                                                                                                                                                |
| x2samax              | 0.812304                                                                                                                                                                                                                                |
| x1min                | 0.298133                                                                                                                                                                                                                                |
| x2min                | 0.122667                                                                                                                                                                                                                                |
| $\varepsilon \alpha$ | $0.159155 \left( -12.604 - 2.12836 (6.93765 + x1) \sqrt{1. - \frac{31.7888}{(6.93765 + x1)^2}} + 2.12836 (8.43765 + x2) \sqrt{1. - \frac{49.67}{(8.43765 + x2)^2}} \right)$                                                             |
| v                    | 0.683899                                                                                                                                                                                                                                |
| $\lambda_1$          | $27. \left( \frac{-0.466813 + 0.14189 (8.43765 + x2) \sqrt{1. - \frac{49.67}{(8.43765 + x2)^2}}}{12.604 - 2.12836 (8.43765 + x2) \sqrt{1. - \frac{49.67}{(8.43765 + x2)^2}}} \right)$                                                   |
| $\lambda_2$          | $21.6 \left( \frac{-0.466813 + 0.177363 (6.93765 + x1) \sqrt{1. - \frac{31.7888}{(6.93765 + x1)^2}}}{12.604 - 2.12836 (6.93765 + x1) \sqrt{1. - \frac{31.7888}{(6.93765 + x1)^2}}} \right)$                                             |
| x1opt                | 0.395763                                                                                                                                                                                                                                |
| x2opt                | 0.166587                                                                                                                                                                                                                                |

Рисунок 4.1 — Расчётные величины в общем виде

На рис. 4.2 построены графики качественных показателей зубчатой передачи. Ограничивающими значениями смещений являются  $x_{1min}, x_{2min}$ , соответствующие подрезанию зубьев, и  $x_{1max}, x_{2max}$ , соответствующие заострению зубьев ( $s^*_a = 0,25$ ). Коэффициент торцевого

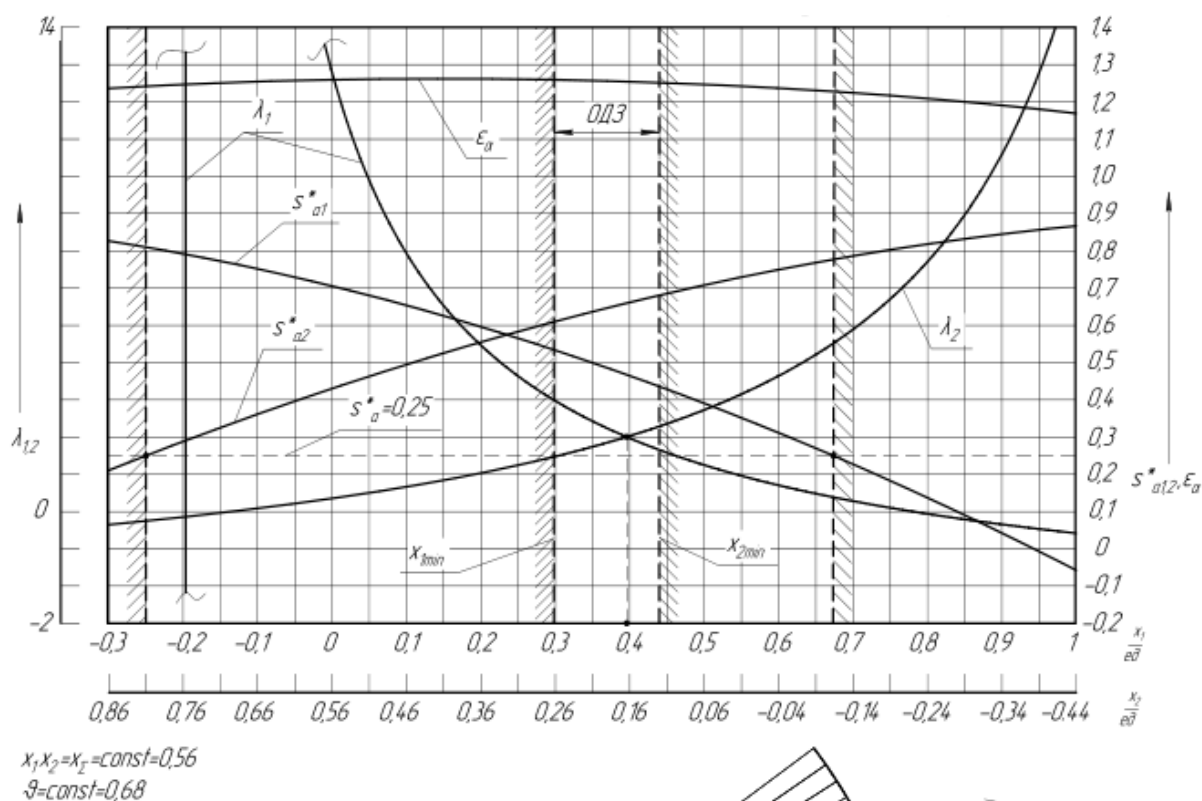


Рисунок 4.2 — График качественных показателей зубчатой передачи

перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  на всём промежутке допустимых смещений превышает 1,1.

На рис. 4.3 представлены значения всех расчетных величин при выбранных смещениях.

На графике образовалась область допустимых значений (ОДЗ), в которой оптимальной будет точка пересечения графиков коэффициентов скольжения, соответствующая одинаковому износу зубьев и колеса. Оптимальные коэффициенты смещения составляют 0,396 для шестерни и 0,167 для колеса соответственно. На наиболее точном зубофрезерном станке 5Б312 можно получить смещения с шагом 0,02 для зубчатых колес с модулем 6, поэтому для производства были приняты значения смещений  $x_1 = 0,4$ ,  $x_2 = 0,16$ .

|                                    |               |
|------------------------------------|---------------|
| m                                  | 6             |
| z1                                 | 12            |
| z2                                 | 15            |
| u12                                | $\frac{5}{4}$ |
| rb1                                | 33.8289       |
| r1                                 | 36            |
| rw1                                | 37.3333       |
| ra1                                | 44.0259       |
| $\alpha a1$                        | 0.694479      |
| rf1                                | 30.9          |
| s1                                 | 11.1718       |
| sa1                                | 2.78715       |
| rb2                                | 42.2862       |
| rw2                                | 46.6667       |
| r2                                 | 45            |
| ra2                                | 51.5859       |
| $\alpha a2$                        | 0.609868      |
| rf2                                | 38.46         |
| s2                                 | 10.1236       |
| sa2                                | 3.97564       |
| p                                  | 18.8496       |
| xsum                               | 0.56235       |
| $N\left[\frac{\alpha w}{c}\right]$ | 25.0238       |
| y                                  | $\frac{1}{2}$ |
| $\Delta y$                         | 0.0623498     |
| $\epsilon \alpha$                  | 1.25281       |
| v                                  | 0.683899      |
| $\lambda 1$                        | 2.94923       |
| $\lambda 2$                        | 3.03053       |

Рисунок 4.3 — Расчетные величины при  $x_1 = 0,16, x_2 = 0,4$

## 4.2 Проектирование планетарного механизма

Планетарный редуктор в задании 18г - однорядный, соединён непосредственно с приводом гусениц (рис. 4.4). По условию задано общее передаточное число бортового редуктора  $i = i_{зп} i_{пр} = 15$ , где  $i_{зп} = 15/12$  - передаточное число зубчатой пары, рассчитанное ранее. Передаточное отношение планетарного редуктора

$$U_{1h}^{(3)} = 15 / (15/12) = 12$$

. Модуль зубчатых колёс был принят равен 1, смещение - нулевое для всех зубчатых колёс.

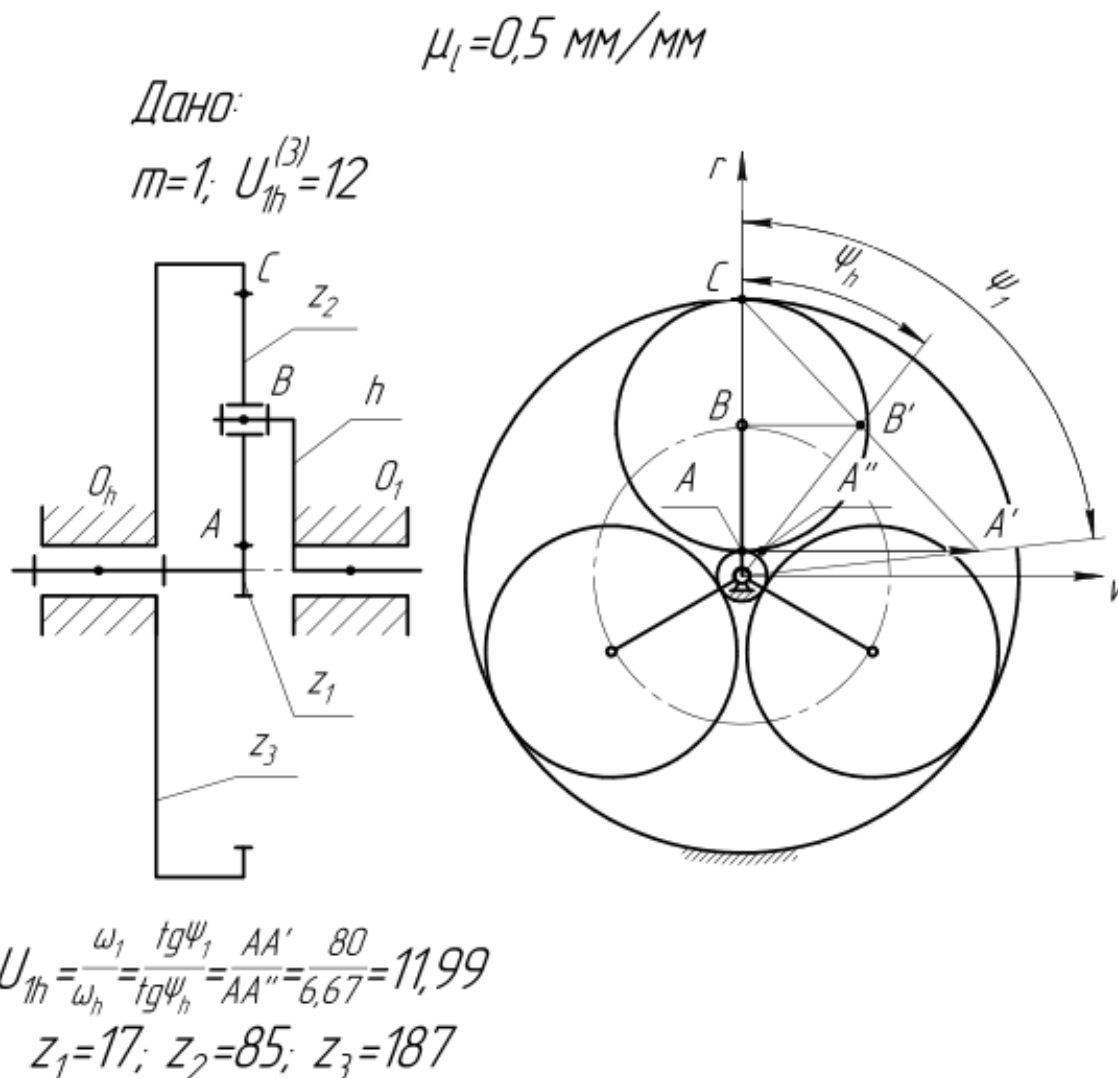


Рисунок 4.4 — Чертёж рассчитанного планетарного механизма

При определении чисел зубьев сателлитов  $z_2$  (3 шт.), коронной  $z_1$  и солнечной шестерни  $z_3$  были использованы следующие условия:

*Передаточное отношение редуктора по теореме Виллиса:*

$$U_{1h}^{(3)} = 12 = 1 - U_{13}^{(h)} = 1 - \left( \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} \right) = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

*Условие правильного зацепления сателлитов и коронной шестерни обеспечивает отсутствие заклинивания:*

$$z_3 \geq z_{3min} = 85; \quad z_2 \geq z_{2min} = 20; \quad z_3 - z_2 \geq 8$$

*Условие отсутствия подрезания для эвольвентных нулевых колес*

$$z_1 \geq 17; \quad z_2 \geq 17$$

*Условие соосности для схемы планетарного редуктора*

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

*Условие соседства, обеспечивающее отсутствие пресечения соседних сателлитов их окружностями вершин (число сателлитов  $k = 3$ )*

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_3 + 2h^*_{a}}{z_6 + z_5}$$

*Условие сборки (П - целое число проворотов,  $C$  должно оказаться целым числом)*

$$z_1 \frac{U_{1h}^{(3)}}{k} (1 + k\Pi) = C$$

Решая совместно систему из вышеперчисленных неравенств и уравнений, придём к следующему её виду:

$$\begin{cases} z_1 \geq 17, \\ z_2 = 5z_1, \\ z_7 = 11z_1, \\ C = z_5(4 + 12\Pi). \end{cases}$$

Последнее уравнение выполняется всегда (при целом  $z_5, \Pi$  число  $C$  окажется целым - условие сборки выполнится). Первые три уравнения говорят о том, что, задавшись значением  $z_1$ , можно однозначно определить число зубьев остальных колёс. Очевидно, что наименьшие габариты

будут достигнуты при использовании минимально допустимого числа зубьев коронной шестерни  $z_1 = 17$ . Тогда число зубьев сателлитов составит  $z_2 = 85$ , солнечной шестерни  $z_3 = 187$ .

Достаточно быстрое решение задачи связано с тем, что передаточное отношение редуктора кратно числу сателлитов, из-за чего условие сборки вырождается. Именно поэтому необходимости в переборе возможных значений чисел зубьев не требуется.

## 5 Проектирование кулачкового механизма

### 5.1 Определение закона движения толкателя

В выданном задании кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем воздействует на впускные и выпускные клапаны двигателя, тем самым осуществляя газораспределение. График ускорения толкателя представлен на рис. 1.3. Рабочий угол кулачка  $\delta_{\text{раб}} = 125^\circ$

Определение центрального профиля кулачка осуществлялось по допускаемому углу давления, причём было принято, что следует делать расчёт с учётом реверсивной работы. Допускаемый угол давления  $[v]_{\text{пх}} = [v]_{\text{рх}} = [v] = 31^\circ$ .

Расчёт производился в следующей последовательности:

Определён угол  $x$  из условия

$$x + \nu x + 0.5x + \nu x + x = \delta_{\text{раб}}$$

где  $\nu = 2,1$ . Откуда  $x = 18.67^\circ$ . Угол подъёма равен углу спуска  $\varphi_{\text{под}} = \varphi_{\text{сп}} = x + \nu x = 57.88^\circ$ , угол выстоя  $\varphi_{\text{под}} = x/2 = 9.34^\circ$

Зависимость аналога ускорения толкателя от угла поворота кулачка имеет следующий вид:

$$a_q(\varphi) = \begin{cases} a_{q1} & 0 \leq \varphi < x \\ -\frac{a_{q1}}{\nu} & x \leq \varphi < x(1 + \nu) \\ 0 & x(1 + \nu) \leq \varphi < x(1.5 + \nu) \\ -\frac{a_{q1}}{\nu} & x(1.5 + \nu) \leq \varphi < x(1.5 + 2\nu) \\ a_{q1} & x(1.5 + 2\nu) \leq \varphi < \delta_{\text{раб}} \\ 0 & \delta_{\text{раб}} \leq \varphi < 2\pi \end{cases}$$

Аналог скорости толкателя

$$V_q(\varphi) = \int_0^\varphi a_q(\varphi) d\varphi$$

Перемещение толкателя

$$S(\varphi) = \int_0^\varphi V_q(\varphi) d\varphi$$

Условие  $\int_0^{\varphi_{\text{под}}} a_q d\varphi = -\int_{\varphi_{\text{под}}}^{\varphi_{\text{сп}}} a_q d\varphi = 0$  выполняется - скорость кулачка в фазе выстоя и в конце цикла равна нулю.

Выполняется и условие

$$S(\varphi_{\text{под}}) = S(\delta_{\text{раб}}) - S(\varphi_{\text{под}}) = 0$$

- толкатель из начального положения возвращается в него в конце цикла.

Чтобы максимальное перемещение толкателя было равно  $h$ , необходимо выполнить условие

$$S(\varphi_{\text{под}}) = h$$

Из этого условия определяем, что  $a_{q1} = 91,2$  мм. Отсюда  $a_{q2} = -43,42$  мм. Зная эти величины, можно построить графики  $a_q(\varphi)$ ,  $V_q(\varphi)$ ,  $S(\varphi)$ . Они представлены на рис. 5.1, 5.2 и 5.3

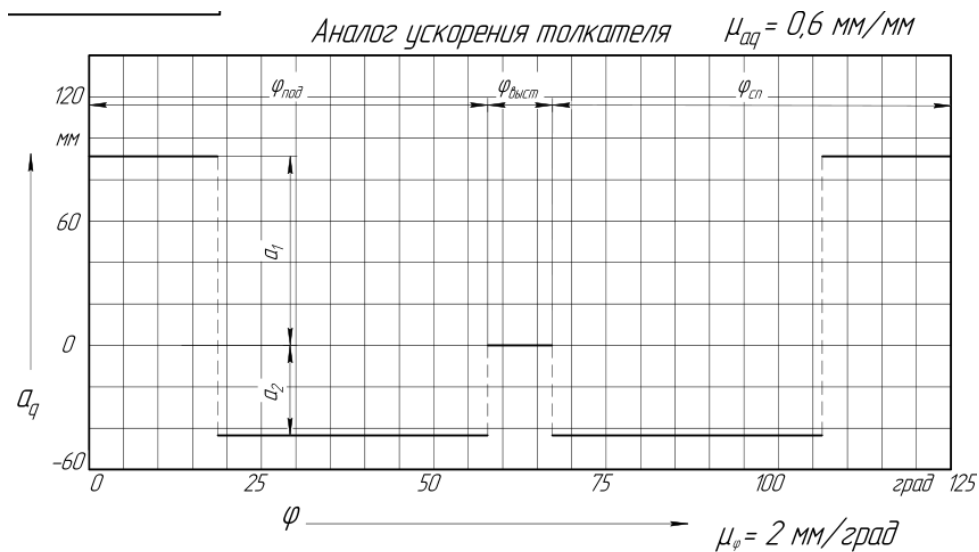


Рисунок 5.1 — График аналога ускорения

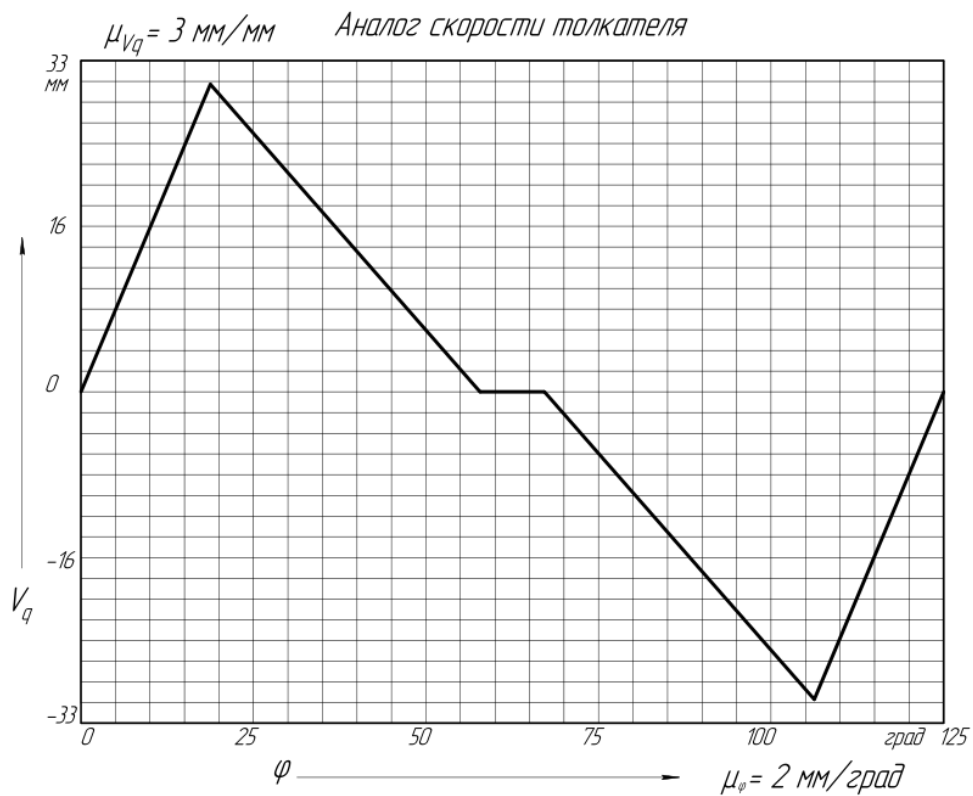


Рисунок 5.2 — График аналога скорости



Рисунок 5.3 — График перемещения толкателя

## 5.2 Определение радиуса начальной шайбы центрального профиля кулачка

Имея зависимости аналога скорости и перемещения, можно построить фазовый портрет  $S(V_q(\varphi))$  (рис. 5.4). Область ниже прямых, про-

[illegible]

### 5.3 Определение графика угла давления

$$v = \arctan \frac{V_q(\varphi) + e}{r_0 + S(\varphi)}$$

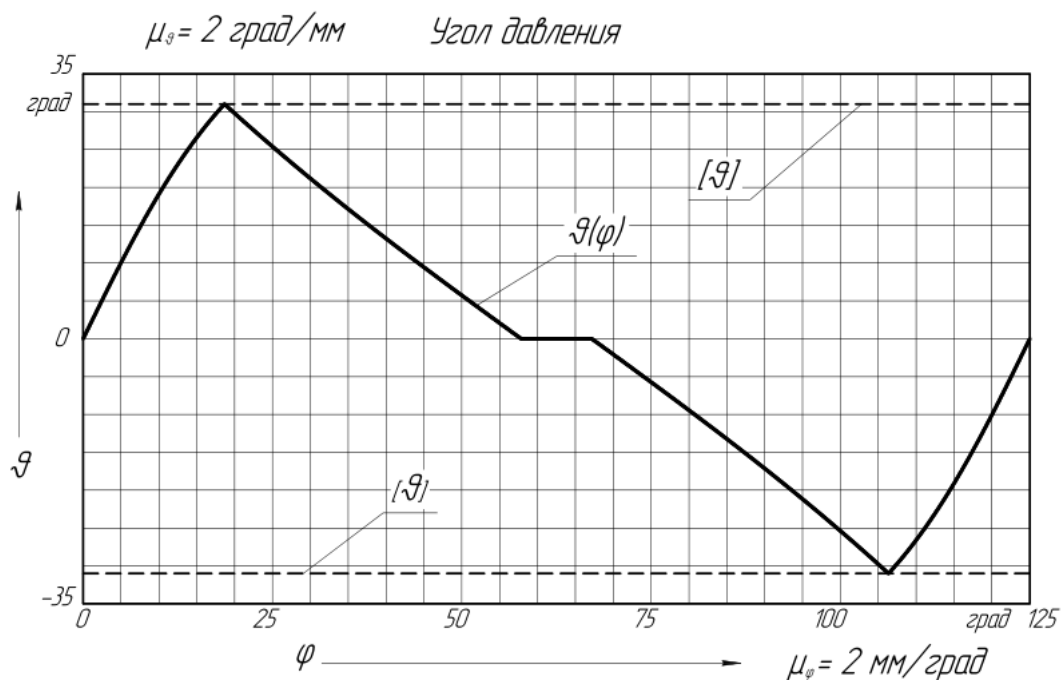


Рисунок 5.5 — График угла давления

На рис. 5.5 представлен график этой зависимости и по нему можно увидет, что угол давления действительно не превышает  $31^\circ$

#### 5.4 Построение профиля кулачка

График перемещения  $S(\varphi)$ , внеосность  $e = 0$  и начальный радиус кулачка однозначно определяют его профиль.

В полярных координатах  $r, \theta$  профиль кулачка имеет вид

$$\begin{cases} r(\varphi) = \sqrt{(S(\varphi) - r_0)^2 + e^2} \\ \theta(\varphi) = -\varphi + \arctan \frac{e}{S(\varphi) - r_0} \end{cases}$$

С помощью этой записи координат профиля кулачка в параметрическом виде и был построен теоретический профиль.

Конструктивный профиль был получен смещением теоретического профиля в каждой точке по нормали к нему на величину радиуса ролика толкателя  $r_{\text{рол}} = 0,25...0,4r_0$ , который был принят равным 13 мм.

Профили показаны на рис. 5.6



## Заключение

В данной курсовой работе были рассчитаны механизмы автомобиля с гидромеханической трансмиссией, бортовой редуктор привода гусеничной машины и кулачковый газораспределительный механизм. В результате выполнения работы получены следующие результаты:

Определён закон движения звена приведения основного механизма. Построены диаграммы  $\omega_1 = f(\varphi)$ ,  $\varepsilon_1 = y(\varphi)$ . Определена скорость движения автомобиля - 33,47 км/ч

Для механизма проведён силовой расчёт аналитическим методом, определены реакции в кинематических парах механизма, построены годографы. Величина силы сопротивления, определённая при силовом расчёте, отличается от значения, определённого на первом листе на  $8 \cdot 10^{-13}\%$ .

Спроектирована эвольвентная цилиндрическая зубчатая передача с числами зубьев  $z_1 = 12$ ,  $z_2 = 15$ , коэффициентами смещения  $x_1 = 0,4$ ,  $x_2 = 0,16$  коэффициентом перекрытия  $\varepsilon_\alpha = 1,25$ .

Для зубчатого зацепления коэффициент смещения инструмента выбран исходя из следующих факторов: недопустимости подрезания, заострения зубьев и недопустимости взаимного внедрения профилей при работе.

Был спроектирован однорядный планетарный редуктор, который обеспечивает передаточное отношение  $U_1 h = 12$ . При расчете планетарного механизма числа зубьев находились с использованием условий, соседства, сборки, соосности, неподрезания и отсутствия заклинивания зубьев.

Для масляного насоса был спроектирован кулачковый механизм, имеющий минимально возможные для заданной схемы механизма габаритные размеры. Внеосность  $e = 0$ , радиус начальной шайбы  $r_0 = 44,6$  мм, радиус ролика  $r_{\text{рол}} = 13$  мм.

## Список использованных источников

1. *Архангельская, Т.А.* Учебное пособие для курсового проектирования по теории механизмов / Т.А. Архангельская. — изд-во МГТУ им. Баумана., 2002.
2. *Артоболевский, И.И.* Теория Механизмов и Машин / И.И. Артоболевский. — Москва: «НАУКА», 1988.
3. *Фролов, К.В.* Теория Механизмов и Машин / К.В. Фролов. — Москва: «Высшая школа», 1987.
4. *Howell, L.L.* Compliant Mechanisms / L.L. Howell. — JOHN WILEY and SONS, INC., 2001.
5. *Г.А. Тимофеев, Н.В. Умнов.* Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование. / Н.В. Умнов Г.А. Тимофеев. — изд-во МГТУ им. Баумана., 2010.

## Приложение А. Расчётный код.

Ниже представлен расчётный код для уравнений равновесия силового анализа в программе Wolfram Mathematica.

```
assuro[ang_] = Flatten@Table[Solve[
    {
      (ϕ3 + F[ang + π n][1] + G3 + {0, Y30[i]} + {X32[i], Y32[i]})[1] == {0, 0}[1],
      (ϕ3 + F[ang + π n][2] + G3 + {0, Y30[i]} + {X32[i], Y32[i]})[2] == {0, 0}[2],
      (-{X32[i], Y32[i]} + ϕ2 + G2 - {X12[i], Y12[i]})[1] == 0,
      (-{X32[i], Y32[i]} + ϕ2 + G2 - {X12[i], Y12[i]})[2] == 0,

      PlanarM[rC[ang + π n] - rS2[ang + π n], -{X32[i], Y32[i]}] +
      PlanarM[rB[ang + π n] - rS2[ang + π n], -{X12[i], Y12[i]}] + Mϕ2 == 0

    } /. silovoyo[n, ang] /. n → i
  , {Y30[i], X32[i], Y32[i], X12[i], Y12[i]}, {i, 0, 3}];

valo[ang_] = Flatten@Solve[
    {
      Plus @@ Table[X12[i], {i, 0, 3}] + Xop == 0,
      Plus @@ Table[Y12[i], {i, 0, 3}] + Yop == 0,
      Plus @@ Table[PlanarM[rB[ang + π i], {X12[i], Y12[i]}], {i, 0, 3}] +
      (Mϕ1 /. silovoyo[0, ang]) + Msopr == 0
    } /. assuro[ang],
  {Msopr, Xop, Yop}];
```

Здесь были приняты следующие обозначения: Реакция на  $i$ -е звено со стороны  $j$ -го звена состоит из двух проекций  $\vec{R}_{ij} = (X_{ij}, Y_{ij})$ . Например,  $X_{12}, X_{23}$  - проекции на ось  $Ox$  реакций  $\vec{R}_{12}, \vec{R}_{23}$ ;  $Y_{12}, Y_{23}$  соответствуют проекциям на ось  $Oy$ . Номера в квадратных скобках, например, в  $Y_{30}[3]$ , соответствуют номеру цилиндра: 0 - 4-й цилиндр (всасывание), 1 - 2-й цилиндр(сжатие), 3 - 1-й цилиндр(расширение) 4 - 3-й цилиндр(выпуск).  $Msopr$  - момент  $MH$ , который принимается неизвестным в силовом расчёте;

Для опор приняты другие обозначения:  $Xop, Yop$  - проекции суммарной реакции  $\vec{R}_{10}$ ; Погрешность - отношение  $\frac{Msopr - MH}{MH} \cdot 100\%$ , где  $Msopr$  найдено по силовому анализу, а  $MH$  - по динамической модели.

Ниже представлена таблица результатов программы. Решение велось для всех положений - имеется "ползунок позволяющий выставить значение координаты  $\varphi$  и получить мгновенные значения реакций.

Таблица А.1 - результаты программы

